MECÁNICA DE FLUIDOS

Séptima edición









Robert L. Mott | Joseph A. Untener

ALWAYS LEARNING

PEARSON

ECUACIONES CLAVE

PRESIÓN	$p = \frac{F}{A}$	(1–1)
RELACIÓN PESO-MASA	$w = mg$	(1–2)
MÓDULO VOLUMÉTRICO	$E = \frac{-\Delta p}{(\Delta V)/V}$	(1–4)
DENSIDAD	$\rho = m/V$	(1–5)
PESO ESPECÍFICO	$\gamma = w/V$	(1–6)
GRAVEDAD ESPECÍFICA	$\text{sg} = \frac{\gamma_s}{\gamma_w \text{ @ } 4°\text{C}} = \frac{\rho_s}{\rho_w \text{ @ } 4°\text{C}}$	(1–7)
RELACIÓN $\gamma - \rho$	$\gamma = \rho g$	(1–9)
VISCOSIDAD DINÁMICA	$\eta = \frac{\tau}{\Delta v/\Delta y} = \tau\left(\frac{\Delta y}{\Delta v}\right)$	(2–2)
VISCOSIDAD CINEMÁTICA	$\nu = \eta/\rho$	(2–3)
PRESIÓN ABSOLUTA Y MANOMÉTRICA	$p_{\text{abs}} = p_{\text{man}} + p_{\text{atm}}$	(3–2)
RELACIÓN PRESIÓN-ELEVACIÓN	$\Delta p = \gamma h$	(3–3)
FUERZA RESULTANTE SOBRE UNA PARED RECTANGULAR	$F_R = \gamma(h/2)A$	(4–3)
FUERZA RESULTANTE SOBRE UN ÁREA PLANA SUMERGIDA	$F_R = \gamma h_c A$	(4–4)
LOCALIZACIÓN DEL CENTRO DE PRESIÓN	$L_p = L_c + \frac{I_c}{L_c A}$	(4–5)
CARGA PIEZOMÉTRICA	$h_a = p_a/\gamma$	(4–14)
FUERZA DE FLOTACIÓN	$F_b = \gamma_f V_d$	(5–1)
RAPIDEZ DEL FLUJO DE VOLUMEN	$Q = Av$	(6–1)
RAPIDEZ DEL FLUJO DE PESO	$W = \gamma Q$	(6–2)
RAPIDEZ DEL FLUJO DE MASA	$M = \rho Q$	(6–3)

ECUACIÓN DE CONTINUIDAD PARA CUALQUIER FLUIDO

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \tag{6–4}$$

ECUACIÓN DE CONTINUIDAD PARA LÍQUIDOS

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \tag{6–5}$$

ECUACIÓN DE BERNOULLI

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \tag{6–9}$$

TEOREMA DE TORRICELLI

$$v_2 = \sqrt{2gh} \tag{6–16}$$

TIEMPO NECESARIO PARA VACIAR UN TANQUE

$$t_2 - t_1 = \frac{2(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}}(h_1^{1/2} - h_2^{1/2}) \tag{6–26}$$

ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \tag{7–3}$$

POTENCIA SUMINISTRADA POR UNA BOMBA AL FLUIDO

$$P_A = h_A W = h_A \gamma Q \tag{7–5}$$

EFICIENCIA DE LA BOMBA

$$e_M = \frac{\text{Potencia suministrada al fluido}}{\text{Potencia añadida a la bomba}} = \frac{P_A}{P_I} \tag{7–6}$$

POTENCIA SUMINISTRADA POR UN FLUIDO A UN MOTOR

$$P_R = h_R W = h_R \gamma Q \tag{7–8}$$

EFICIENCIA DEL MOTOR

$$e_M = \frac{\text{Salida de potencia desde el motor}}{\text{Potencia suministrada por el fluido}} = \frac{P_O}{P_R} \tag{7–9}$$

NÚMERO DE REYNOLDS —SECCIONES CIRCULARES

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu} \tag{8–1}$$

ECUACIÓN DE DARCY PARA LA PÉRDIDA DE ENERGÍA

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \tag{8–3}$$

ECUACIÓN DE HAGEN-POISEUILLE

$$h_L = \frac{32\eta L v}{\gamma D^2} \tag{8–4}$$

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO LAMINAR

$$f = \frac{64}{N_R} \tag{8–5}$$

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO TURBULENTO

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}}\right)\right]^2} \tag{8–7}$$

FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS —UNIDADES DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS

$$v = 1.32\, C_h\, R^{0.63} s^{0.54} \tag{8–8}$$

MECÁNICA DE FLUIDOS

MECÁNICA DE FLUIDOS

Séptima edición

Robert L. Mott
University of Dayton

Joseph A. Untener
University of Dayton

Traducción
Jesús Elmer Murrieta Murrieta
Maestro en Investigación de Operaciones
ITESM, Campus Morelos

Revisión técnica
Roberto Hernández Cárdenas
Profesor investigador
Universidad Mexiquense del Bicentenario

PEARSON

Datos de catalogación bibliográfica

MOTT, ROBERT, L.

Mecánica de fluidos

Séptima edición

PEARSON EDUCACIÓN, México, 2015

ISBN: 978-607-32-3288-3
Área: Ingeniería

Formato: 21.5 × 27.5 cm Páginas: 552

Authorized translation from the English language edition entitled *Aplied fluid mechanics, 7th* Edition, by *Robert L. Mott*, published by Pearson Education, Inc., publishing as Prentice Hall, Copyright © 2015. All rights reserved.
ISBN 9780132558921

Traducción autorizada de la edición en idioma inglés titulada *Aplied fluid mechanics, 7ª* edición, por *Robert L. Mott*, publicada por Pearson Education, Inc., publicada como Prentice Hall, Copyright © 2015. Todos los derechos reservados.

Esta edición en español es la única autorizada.

Edición en español

Director General:	Sergio Fonseca
Director de Contenidos y Servicios Digitales:	Alan David Palau
Editor Sponsor:	Luis M. Cruz Castillo e-mail: luis.cruz@pearson.com
Editor de Desarrollo:	Bernardino Gutiérrez Hernández
Supervisor de Producción:	José Hernández Garduño
Gerente de Contenidos Educación Superior:	Marisa de Anta

SEPTIMA EDICIÓN, 2015

D.R. © 2015 por Pearson Educación de México, S.A. de C.V.
Antonio Dovalí Jaime número 70, Torre B, Piso 6, Colonia Zedec ED Plaza Santa Fe,
Delegación Álvaro Obregón, C.P. 01210, México, Distrito Federal

Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana. Reg. núm. 1031.

Reservados todos los derechos. Ni la totalidad ni parte de esta publicación pueden reproducirse, registrarse o transmitirse, por un sistema de recuperación de información, en ninguna forma ni por ningún medio, sea electrónico, mecánico, fotoquímico, magnético o electroóptico, por fotocopia, grabación o cualquier otro, sin permiso previo por escrito del editor.

El préstamo, alquiler o cualquier otra forma de cesión de uso de este ejemplar requerirá también la autorización del editor o de sus representantes.

ISBN VERSIÓN IMPRESA: 978-607-32-3288-3
ISBN VERSIÓN E-BOOK: 978-607-32-3289-0
ISBN E-CHAPTER: 978-607-32-3290-6

Impreso en México. *Printed in Mexico.*
1 2 3 4 5 6 7 8 9 0 - 18 17 16 15

PEARSON

CONTENIDO BREVE

1 Naturaleza de los fluidos y estudio de la mecánica de fluidos 1

2 Viscosidad de los fluidos 19

3 Medición de la presión 38

4 Fuerzas debidas a fluidos estáticos 63

5 Flotabilidad y estabilidad 93

6 Flujo de fluidos y ecuación de Bernoulli 117

7 Ecuación general de la energía 154

8 Número de Reynolds, flujo laminar, flujo turbulento y pérdidas de energía por fricción 178

9 Perfiles de velocidad para secciones circulares y flujo en secciones no circulares 205

10 Pérdidas menores 225

11 Sistemas de tuberías en serie 264

12 Sistemas de tuberías en paralelo y ramificados 296

13 Selección y aplicación de bombas 318

14 Flujo en canal abierto 372

15 Medición de flujo 395

16 Fuerzas causadas por fluidos en movimiento 418

17 Arrastre y sustentación 432

18 Ventiladores, sopladores, compresores y el flujo de gases 450

19 Flujo de aire en ductos 470

Apéndices 488

Respuestas a problemas seleccionados 516

Índice 525

CONTENIDO

Prefacio xiii
Reconocimientos xvii

1 Naturaleza de los fluidos y estudio de la mecánica de fluidos 1

Panorama general 1
1.1 Objetivos 3
1.2 Conceptos básicos preliminares 3
1.3 Sistema internacional de unidades (SI) 4
1.4 Sistema de uso común en Estados Unidos 4
1.5 Peso y masa 5
1.6 Temperatura 6
1.7 Consistencia en las unidades de una ecuación 6
1.8 Definición de presión 8
1.9 Compresibilidad 10
1.10 Densidad, peso específico y gravedad específica 11
1.11 Tensión superficial 14
Referencias 15
Recursos de internet 15
Problemas de práctica 15
Tareas de ingeniería asistida por computadora 18

2 Viscosidad de los fluidos 19

Panorama general 19
2.1 Objetivos 20
2.2 Viscosidad dinámica 21
2.3 Viscosidad cinemática 22
2.4 Fluidos newtonianos y no newtonianos 23
2.5 Variación de la viscosidad con la temperatura 25
2.6 Medición de la viscosidad 27
2.7 Grados de viscosidad SAE 32
2.8 Grados de viscosidad ISO 33
2.9 Fluidos hidráulicos para sistemas de fluidos 33
Referencias 34
Recursos de internet 35
Problemas de práctica 35
Tareas de ingeniería asistida por computadora 37

3 Medición de la presión 38

Panorama general 38
3.1 Objetivos 39
3.2 Presión manométrica y absoluta 39
3.3 Relación entre presión y elevación 40
3.4 Desarrollo de la relación entre presión y elevación 43
3.5 Paradoja de Pascal 45
3.6 Manómetros 46
3.7 Barómetros 51
3.8 Presión expresada como la altura de una columna de líquido 52
3.9 Medidores de presión y transductores o sensores de presión 53
Referencias 55
Recursos de internet 55
Problemas de práctica 55

4 Fuerzas debidas a fluidos estáticos 63

Panorama general 63
4.1 Objetivos 65
4.2 Gases bajo presión 65
4.3 Superficies planas horizontales bajo líquidos 66
4.4 Paredes rectangulares 67
4.5 Áreas planas sumergidas —generalidades 69
4.6 Desarrollo del procedimiento general usado para calcular las fuerzas sobre áreas planas sumergidas 72
4.7 Carga piezométrica 73
4.8 Distribución de la fuerza sobre una superficie curva sumergida 74
4.9 Efecto de una presión ubicada por encima de la superficie del fluido 78
4.10 Fuerzas ejercidas sobre una superficie curva con fluido por debajo 78
4.11 Fuerzas ejercidas sobre superficies curvas con fluido encima y debajo 79
Problemas de práctica 80
Tareas de ingeniería asistida por computadora 92

5 Flotabilidad y estabilidad 93

Panorama general 93

5.1 Objetivos 94
5.2 Flotabilidad 94
5.3 Materiales de flotación 101
5.4 Estabilidad de cuerpos completamente sumergidos 102
5.5 Estabilidad de cuerpos flotantes 103
5.6 Grado de estabilidad 107

Referencia 108

Recursos de internet 108

Problemas de práctica 108

Proyectos de evaluación de la estabilidad 116

6 Flujo de fluidos y ecuación de Bernoulli 117

Panorama general 117

6.1 Objetivos 118
6.2 Rapidez del flujo de fluido y la ecuación de continuidad 118
6.3 Tubos y tuberías disponibles en el mercado 122
6.4 Velocidad de flujo recomendada en tuberías y tubos 124
6.5 Conservación de la energía —ecuación de Bernoulli 127
6.6 Interpretación de la ecuación de Bernoulli 128
6.7 Restricciones a la ecuación de Bernoulli 129
6.8 Aplicaciones de la ecuación de Bernoulli 129
6.9 Teorema de Torricelli 137
6.10 Flujo debido a una carga descendente 140

Referencias 142

Recursos de internet 142

Problemas de práctica 143

Proyectos de análisis mediante la ecuación de Bernoulli y el teorema de Torricelli 153

7 Ecuación general de la energía 154

Panorama general 154

7.1 Objetivos 155
7.2 Pérdidas y ganancias de energía 156
7.3 Nomenclatura de las pérdidas y ganancias de energía 158
7.4 Ecuación general de la energía 158
7.5 Potencia requerida por las bombas 162
7.6 Potencia suministrada a motores de fluido 165

Problemas de práctica 167

8 Número de Reynolds, flujo laminar, flujo turbulento y pérdidas de energía por fricción 178

Panorama general 178

8.1 Objetivos 181
8.2 Número de Reynolds 181
8.3 Números de Reynolds críticos 182
8.4 Ecuación de Darcy 183
8.5 Pérdida por fricción en el flujo laminar 183
8.6 Pérdida por fricción en el flujo turbulento 184
8.7 Uso de software para resolver problemas de flujo en tuberías 190
8.8 Ecuaciones para el factor de fricción 194
8.9 Fórmula de Hazen-Williams para el flujo de agua 195
8.10 Otras formas de la fórmula de Hazen-Williams 196
8.11 Nomograma para resolver la fórmula de Hazen-Williams 196

Referencias 198

Recursos de internet 198

Problemas de práctica 198

Tareas de ingeniería asistida por computadora 204

9 Perfiles de velocidad para secciones circulares y flujo en secciones no circulares 205

Panorama general 205

9.1 Objetivos 206
9.2 Perfiles de velocidad 207
9.3 Perfil de velocidad para flujo laminar 207
9.4 Perfil de velocidad para flujo turbulento 209
9.5 Flujo en secciones no circulares 212
9.6 Dinámica de fluidos en computadora 216

Referencias 218

Recursos de internet 218

Problemas de práctica 218

Tareas de ingeniería asistida por computadora 224

10 Pérdidas menores 225

Panorama general 225

10.1 Objetivos 227
10.2 Coeficiente de resistencia 227
10.3 Ampliación súbita 228
10.4 Pérdida de salida 231
10.5 Ampliación gradual 231
10.6 Contracción súbita 233
10.7 Contracción gradual 236
10.8 Pérdida de entrada 237

10.9 Coeficientes de resistencia para válvulas y accesorios 238
10.10 Aplicación de válvulas estándar 244
10.11 Dobleces de tubería 246
10.12 Caída de presión en válvulas impulsadas por fluidos 248
10.13 Coeficientes de flujo para válvulas utilizando C_V 251
10.14 Válvulas de plástico 252
10.15 Aplicación de factores K en el software PIPE-FLO® 253
Referencias 258
Recursos de internet 258
Problemas de práctica 258
Tareas de análisis y diseño asistido por computadora 263

11 Sistemas de tuberías en serie 264

Panorama general 264
11.1 Objetivos 265
11.2 Sistemas de clase I 265
11.3 Ayuda en hoja de cálculo para problemas de la clase I 270
11.4 Sistemas de clase II 272
11.5 Sistemas de clase III 278
11.6 Ejemplos en PIPE-FLO® para sistemas de tuberías en serie 281
11.7 Diseño de tuberías para la integridad estructural 284
Referencias 286
Recursos de internet 286
Problemas de práctica 286
Tareas de análisis y diseño asistido por computadora 295

12 Sistemas de tuberías en paralelo y ramificados 296

Panorama general 296
12.1 Objetivos 298
12.2 Sistemas con dos ramas 298
12.3 Sistemas de tuberías en paralelo y fronteras de presión en PIPE-FLO® 304
12.4 Sistemas con tres o más ramas —redes 307
Referencias 314
Recursos de internet 314
Problemas de práctica 314
Tareas de ingeniería asistida por computadora 317

13 Selección y aplicación de bombas 318

Panorama general 318
13.1 Objetivos 319
13.2 Parámetros que intervienen en la selección de una bomba 320
13.3 Tipos de bombas 320
13.4 Bombas de desplazamiento positivo 320
13.5 Bombas cinéticas 326
13.6 Datos de desempeño para bombas centrífugas 330
13.7 Leyes de afinidad para bombas centrífugas 332
13.8 Datos de los fabricantes para las bombas centrífugas 333
13.9 Carga de succión positiva neta 341
13.10 Carga de succión positiva neta 346
13.11 Detalles de la línea de descarga 346
13.12 Curva de resistencia del sistema 347
13.13 Selección de la bomba y punto de operación del sistema 350
13.14 Uso de PIPE-FLO® para la selección de bombas disponibles comercialmente 352
13.15 Modos de operación con sistema alternado 356
13.16 Selección del tipo de bomba y velocidad específica 361
13.17 Costos del ciclo de vida para sistemas de fluidos bombeados 363
Referencias 364
Recursos de internet 365
Problemas de práctica 366
Problema suplementario (solamente con PIPE-FLO®) 367
Problemas de diseño 367
Planteamientos de los problemas de diseño 368
Problema de diseño integral 370

14 Flujo en canal abierto 372

Panorama general 372
14.1 Objetivos 373
14.2 Clasificación del flujo en canal abierto 374
14.3 Radio hidráulico y número de Reynolds en el flujo en canal abierto 375
14.4 Tipos de flujo en canales abiertos 375
14.5 Flujo estable uniforme en canales abiertos 376
14.6 Geometría de los canales abiertos típicos 380
14.7 Las más eficientes formas para canales abiertos 382
14.8 Flujo crítico y energía específica 382
14.9 Salto hidráulico 384
14.10 Medición del flujo en canal abierto 386
Referencias 390
Publicaciones digitales 390
Recursos de internet 390
Problemas de práctica 391
Tareas de ingeniería asistida por computadora 394

15 Medición de flujo 395

Panorama general 395

15.1 Objetivos 396
15.2 Factores para la selección de un medidor de flujo 396
15.3 Medidores de carga variable 397
15.4 Medidores de área variable 404
15.5 Medidor de flujo de turbina 404
15.6 Medidor de flujo de vórtice 404
15.7 Medidor de flujo magnético 406
15.8 Medidores de flujo ultrasónicos 408
15.9 Medidores de desplazamiento positivo 408
15.10 Medición del flujo de masa 408
15.11 Sondas de velocidad 410
15.12 Medición de nivel 414
15.13 Adquisición y procesamiento de datos basados en computadora 414

Referencias 415
Recursos de internet 415
Preguntas de repaso 416
Problemas de práctica 416
Tareas de ingeniería asistida por computadora 417

16 Fuerzas causadas por fluidos en movimiento 418

Panorama general 418

16.1 Objetivos 419
16.2 Ecuación de fuerza 419
16.3 Ecuación de impulso-cantidad de movimiento 420
16.4 Método para resolver problemas usando las ecuaciones de fuerza 420
16.5 Fuerzas sobre objetos estacionarios 421
16.6 Fuerzas sobre dobleces en tuberías 423
16.7 Fuerzas sobre objetos en movimiento 426

Problemas de práctica 427

17 Arrastre y sustentación 432

Panorama general 432

17.1 Objetivos 434
17.2 Ecuación de la fuerza de arrastre 434
17.3 Arrastre de presión 435
17.4 Coeficiente de arrastre 435
17.5 Arrastre de fricción sobre esferas en flujo laminar 441
17.6 Arrastre de vehículos 441
17.7 Efectos de la compresibilidad y cavitación 443
17.8 Sustentación y arrastre en perfiles alares 443

Referencias 445
Recursos de internet 446
Problemas de práctica 446

18 Ventiladores, sopladores, compresores y el flujo de gases 450

Panorama general 450

18.1 Objetivos 451
18.2 Rapidez de flujo y presión de un gas 451
18.3 Clasificación de ventiladores, sopladores y compresores 452
18.4 Flujo de aire comprimido y otros gases en tuberías 456
18.5 Flujo de aire y otros gases a través de boquillas 461

Referencias 467
Recursos de internet 467
Problemas de práctica 468
Tareas de ingeniería asistida por computadora 469

19 Flujo de aire en ductos 470

Panorama general 470

19.1 Objetivos 472
19.2 Pérdidas de energía en ductos 472
19.3 Diseño de ductos 477
19.4 Eficiencia energética y consideraciones prácticas en el diseño de ductos 483

Referencias 484
Recursos de internet 484
Problemas de práctica 484

Apéndices 488

Apéndice A Propiedades del agua 488
Apéndice B Propiedades de líquidos comunes 490
Apéndice C Propiedades típicas de los aceites de petróleo lubricantes 492
Apéndice D Variación de la viscosidad con la temperatura 493
Apéndice E Propiedades del aire 496
Apéndice F Dimensiones de la tubería de acero 500
Apéndice G Dimensiones de tubos de acero, cobre y plástico 502
Apéndice H Dimensiones de tubos de cobre tipo K 505
Apéndice I Dimensiones de tubería de hierro dúctil 506
Apéndice J Áreas de círculos 507
Apéndice K Factores de conversión 509
Apéndice L Propiedades de las áreas 511
Apéndice M Propiedades de los sólidos 513
Apéndice N Constante de gas, exponente adiabático y relación de presión crítica para gases seleccionados 515

Respuestas a problemas seleccionados 516

Índice 525

PREFACIO

INTRODUCCIÓN

El objetivo de este libro es presentar los principios de la mecánica de fluidos y la aplicación de esos principios a problemas prácticos y aplicados. El énfasis principal se ha puesto en las propiedades de los fluidos; la medición de la presión, la viscosidad, la densidad y el flujo; la estática de fluidos; el flujo de fluidos en tuberías y conductos no circulares; la selección y aplicación de bombas; el flujo en canal abierto; las fuerzas desarrolladas por fluidos en movimiento; el diseño y análisis de conductos para calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas en inglés) y el flujo de aire y otros gases.

Se presentan aplicaciones en el campo de la mecánica e incluyen la distribución de fluidos industriales, la potencia de fluidos y los sistemas de HVAC; en el campo de la química se incluye el flujo en sistemas de procesamientos de materiales y, en los ámbitos civil y ambiental, se muestran aplicaciones a los sistemas de agua potable y aguas residuales, a los sistemas de almacenamiento y distribución de fluidos y al flujo en canales abiertos. Este libro está dirigido a cualquier persona que se desempeñe en algún campo de la ingeniería donde la capacidad de aplicar los principios de la mecánica de fluidos sea el objetivo principal.

Es deseable que quien utilice este libro tenga buenos conocimientos de álgebra, trigonometría y mecánica. Después de estudiar el texto, deberá haber adquirido la habilidad necesaria para diseñar y analizar sistemas prácticos de flujo de fluidos, entre otras aplicaciones. Siguiendo este texto, los estudiantes pueden tomar otros cursos aplicados, como potencia de fluidos, HVAC e hidráulica civil. De manera alternativa, este libro podría utilizarse para enseñar temas selectos de mecánica de fluidos.

ENFOQUE

El enfoque utilizado en este libro invita al estudiante a involucrarse estrechamente con el aprendizaje de los principios de la mecánica de fluidos en siete niveles:

1. Comprensión de los conceptos.
2. Reconocimiento de cómo aplicar los principios de la mecánica de fluidos a su propia experiencia.
3. Reconocimiento e implementación de planteamientos lógicos en la solución de problemas.
4. Realización de los análisis y cálculos requeridos para obtener las soluciones.
5. Habilidad para criticar el diseño de un sistema dado y recomendar mejoras.
6. Diseño de sistemas de fluidos prácticos y eficientes.
7. Uso de métodos asistidos por computadora, ya sea disponibles comercialmente o desarrollados de manera personal por los estudiantes, para el diseño y análisis de sistemas de flujo de fluidos.

Durante varias décadas, este enfoque de múltiples niveles ha demostrado su eficacia para construir la confianza del estudiante en su capacidad de análisis y diseño de sistemas de fluidos.

Los conceptos se presentan en un lenguaje claro, e ilustrado en lo que se refiere a los sistemas físicos con los que el lector debe estar familiarizado. Para cada concepto se proporciona una justificación tanto intuitiva como matemática. Los métodos de solución para muchos tipos de problemas complejos se presentan mediante procedimientos paso por paso. Se enfatiza la importancia de reconocer las relaciones existentes entre los datos que se conocen, la solución que debe encontrarse y la elección de un procedimiento para llegar a ella.

En la mecánica de fluidos, muchos problemas prácticos requieren procedimientos de solución relativamente largos. De acuerdo con la experiencia de los autores se sabe que a menudo los estudiantes tienen dificultades para manejar los detalles de la solución. Por esta razón, cada problema de ejemplo se trabaja con todo detalle, incluyendo la manipulación de unidades en las ecuaciones. En los ejemplos más complejos se utiliza un formato de instrucción programada en el que se le pide al alumno realizar un segmento pequeño de la solución antes de mostrar el resultado correcto. Los programas son del tipo lineal en el que un panel presenta un concepto y después plantea una pregunta o pide se realice determinada operación. El panel siguiente proporciona el resultado correcto y los detalles de cómo se obtuvo. Posteriormente, el programa continúa.

El Sistema Internacional de Unidades (SI) y el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos se usan en proporciones casi iguales. En este libro, la notación del SI acata las directrices establecidas por el National Institute of Standards and Technology (NIST) del U. S. Department of Commerce en su publicación de 2008 titulada *The International System of Units (SI)* (Publicación especial 330 del NIST) y editada por Barry N. Taylor y Ambler Thompson.

RESOLUCIÓN Y DISEÑO DE PROBLEMAS ASISTIDOS POR COMPUTADORA

Se recomienda que los métodos asistidos por computadora para resolver problemas de flujo de fluidos se utilicen sólo después de que el estudiante haya demostrado ser competente en la resolución de problemas en forma manual. Estos métodos permiten el análisis de problemas más extensos y proporcionan a los estudiantes herramientas útiles para considerar múltiples opciones de diseño al mismo tiempo que eliminan una parte de la carga que implican los cálculos. Además, muchos empleadores esperan que los estudiantes no sólo tengan habilidad para utilizar software sino también la inclinación a hacerlo, y el uso de software dentro de este curso nutre de manera efectiva esta

habilidad. Se recomienda la siguiente política de aprendizaje en el aula.

> *Los usuarios de programas de computadora deben tener conocimientos sólidos de los principios en que se basa el software con el fin de asegurar que el análisis y las decisiones de diseño sean fundamentalmente formales. El software debe usarse sólo después de dominar los métodos de análisis relevantes mediante un estudio cuidadoso y el uso de técnicas manuales.*

Al final de varios de los capítulos se incluyen tareas basadas en computadora. Éstas pueden resolverse mediante una variedad de técnicas como:

- El uso de una hoja de cálculo; por ejemplo, Microsoft® Excel.
- El uso de software de cálculo técnico.
- El uso de software disponible comercialmente para el análisis del flujo de fluidos.

El capítulo 11, Sistemas de tuberías en serie, y el capítulo 13, Selección y aplicación de bombas, incluyen ejemplos de hojas de cálculo en Excel que sirven para resolver problemas bastante complejos de diseño y análisis de sistemas.

Nuevo y poderoso software disponible comercialmente: Una característica nueva en esta séptima edición es la integración del uso de un importante e internacionalmente famoso paquete de software para el análisis y diseño de sistemas de tuberías, llamado PIPE-FLO®, producido y comercializado por Engineered Software, Inc. (comúnmente llamada ESI) en Lacey, Washington. Tal como señala el director general y presidente de ESI, junto con varios miembros del personal, la metodología utilizada en este texto para el análisis de los sistemas de flujo de fluidos bombeados es altamente compatible con la utilizada en su software. Los estudiantes que comprendan bien los principios y métodos manuales de resolución de problemas presentados en este libro estarán bien preparados para aplicarlos en entornos industriales y aprenderán asimismo los fundamentos del uso de PIPE-FLO® para realizar análisis de los tipos de sistemas de flujo de fluidos que encontrarán en su carrera profesional. Esta habilidad debe ser un activo para el desarrollo profesional de los estudiantes.

Los estudiantes que usen este libro como texto en clase obtendrán información de un vínculo único al sitio web de ESI, donde pueden utilizar una versión del software adaptada especialmente al nivel industrial. Prácticamente todos los problemas de análisis y diseño de tuberías incluidos en este libro se pueden configurar y solucionar usando esta versión especial. Las herramientas y técnicas para crear modelos en computadora de sistemas de flujo de fluidos se introducen de manera cuidadosa a partir del capítulo 8, que trata sobre las pérdidas de energía debidas a la fricción en tuberías, y continúan hasta el capítulo 13, que cubre las pérdidas menores, los sistemas de tuberías en serie, los sistemas en paralelo y ramificados y la selección y aplicación de bombas. A medida que se aprende un nuevo concepto y un método de resolución de problemas en el libro, éste se aplica a uno o varios ejemplos para que los estudiantes desarrollen sus habilidades en la creación y resolución de problemas reales. Con cada capítulo, los tipos de sistemas que se pueden resolver aumentan en extensión y profundidad. En el texto se encuentran nuevos problemas complementarios que utilizan PIPE-FLO®, de modo que los estudiantes puedan ampliar y demostrar sus habilidades en tareas, proyectos o problemas de estudio propios. El software integrado que acompaña al texto, PUMP-FLO®, proporciona acceso a datos de catálogo de numerosos tipos y tamaños de bombas que los estudiantes pueden utilizar para resolver sus tareas y para familiarizarse con este método de especificación de bombas en sus trabajos futuros.

Los estudiantes y profesores pueden acceder a la versión especial de PIPE-FLO® en el sitio siguiente:

http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics

CARACTERÍSTICAS NUEVAS EN LA SÉPTIMA EDICIÓN

Esta séptima edición conserva el patrón de las ediciones anteriores en lo que se refiere al perfeccionamiento del planteamiento de varios temas, la mejora de la presentación visual, la facilidad de uso del libro, la actualización de técnicas y análisis de datos y la adición de material nuevo seleccionado. De igual forma que en las ediciones previas, los capítulos inician con un "Panorama general", pero éste ha sido mejorado radicalmente con una o más fotografías o ilustraciones atractivas, una sección de "Exploración" perfeccionada que involucra personalmente a los estudiantes con los conceptos presentados en el capítulo y "Conceptos introductorios" breves que proporcionan una visión previa de lo que se estudiará en cada capítulo. La retroalimentación de los profesores y estudiantes acerca de esta característica ha sido muy positiva. Los extensos apéndices siguen siendo útiles para el aprendizaje y como herramienta para la resolución de problemas; además, varios de ellos han sido actualizados o ampliados.

La siguiente lista destaca algunos de los cambios en esta edición:

- Gran porcentaje de las ilustraciones ha sido actualizado en relación con su realismo, consistencia y calidad gráfica.
- Muchas fotografías de los productos disponibles comercialmente se han actualizado y se han añadido otras nuevas.
- La mayoría de los capítulos incluye una extensa lista de recursos que pueden encontrarse en internet, los cuales proporcionan información complementaria útil sobre productos disponibles comercialmente, datos adicionales para el diseño y la resolución de problemas, cobertura a mayor profundidad de ciertos temas, información sobre software de mecánica de fluidos y estándares de la industria. Estos recursos se han actualizado y muchos son nuevos.
- Las referencias al final de cada capítulo se han revisado, actualizado y expandido.
- Se ha extendido el uso de unidades métricas en varias partes del libro. Se han añadido dos nuevas tablas al apéndice, las cuales presentan tamaños solamente métricos para tubos de acero, cobre y plástico. El uso de designaciones métricas DN para las tablas estándar 40 y 80 de tubos de acero se ha integrado en mayor medida a los análisis, problemas de ejemplo y problemas de final de capítulo. Casi todos los problemas basados en unidades métricas utilizan estas nuevas tablas con denominaciones, dimensiones y áreas de flujo para tubos o tuberías. Con esto se pretende que los estudiantes obtengan bases sólidas sobre las cuales puedan construir una carrera en el ámbito industrial a nivel internacional.
- En varios capítulos se han añadido muchos nuevos y creativos problemas complementarios con el fin de mejorar el apren-

dizaje del estudiante y proporcionar a los profesores mayor variedad para la planificación de sus cursos.

- En el capítulo 6 se han perfeccionado las herramientas gráficas para la selección de tamaños de tubería, las cuales se utilizan en los capítulos subsecuentes y en proyectos de diseño.
- El estudio de la mecánica de fluidos por computadora, que se incluye en el capítulo 9, se ha modificado al agregar nuevos y atractivos gráficos que resultan relevantes para el estudio del flujo en tuberías.
- Se ha actualizado, ampliado y perfeccionado el uso de factores K (coeficientes de resistencia), con base en el criterio de longitud equivalente, según la más reciente versión del *Crane Technical Paper 410* (TP 410).
- En el capítulo 10 se ha ampliado el uso del coeficiente de flujo C_V para evaluar la relación entre el caudal y la caída de presión en válvulas mediante nuevas ecuaciones en las que se utilizan unidades métricas. Lo anterior también se incluye en las partes nuevas del capítulo 13, donde se enfatiza el uso de válvulas como elementos de control.
- En el capítulo 11 se ha perfeccionada la sección "Principios generales del diseño de sistemas de tuberías".
- En el capítulo 13 se han actualizado y revisado varias secciones sobre la selección y aplicación de bombas con el fin de brindar mayor profundidad, más coherencia con la versión del TP 410, un desarrollo más pausado de los temas relevantes y el uso del software PIPE-FLO®.

PRESENTACIÓN DEL PROFESOR JOSEPH A. UNTENER —NUEVO COAUTOR DE ESTE LIBRO

Nos complace anunciar que la séptima edición de *Mecánica de fluidos* ha sido coescrita por:

Robert L. Mott y Joseph A. Untener

El profesor Untener ha sido (desde 1987, cuando fue contratado por el profesor Mott) destacado miembro del profesorado en el Departamento de Tecnología de Ingeniería en la University of Dayton (UD). El primer curso que impartió Joe en la UD fue Mecánica de Fluidos, utilizando la segunda edición de este libro, y actualmente sigue incluyendo este curso en su programa. Como excelente profesor, gran líder, colega valioso y sabio consejero de los estudiantes, Joe constituye una gran elección en la tarea de preparar este libro. Ha traído consigo ideas frescas, un agudo sentido del estilo y la metodología, y un buen ojo para seleccionar gráficos eficaces y atractivos. Joe inició un movimiento importante con miras a la integración del software PIPE-FLO® en el libro y gestionó el proceso de trabajo con la dirección y el personal de Engineered Software, Inc. Sus contribuciones habrán de ser de gran valor para los usuarios de este libro, tanto estudiantes como profesores.

RECURSOS PARA EL PROFESOR (en inglés)

La presente edición está acompañada por un Manual de soluciones para el profesor y un Banco de imágenes con todas las figuras que aparecen en el texto. Para acceder a estos materiales complementarios, los profesores deben solicitar un código de acceso. Visite www.pearsonenespanol.com/mott, y haga clic en Recursos para el profesor. Esto lo enviará a nuestra página web de Higher Ed, donde deberá nuevamente hacer clic en "Download Resources". Aquí podrá inscribirse y pedir un código de acceso para profesor. En un lapso no mayor a 48 horas después de su registro recibirá un correo electrónico de confirmación que incluye un código de acceso para profesor. Una vez que haya recibido su código, busque el texto en el catálogo en línea y haga clic en el botón "Instructor Resources" en el lado izquierdo de la página que contiene el catálogo de productos. Seleccione un suplemento y aparecerá una página de inicio de sesión. Una vez que haya iniciado la sesión podrá acceder al material para el profesor de muchos de los libros de texto de Pearson. Cabe recordar que este material se encuentra en idioma inglés. Si tiene dificultades para acceder a este sitio o para descargar un suplemento, póngase en contacto con el departamento de soporte técnico en www.pearsonenespanol.com/mott.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que nos ayudaron y animaron durante la elaboración del presente libro, incluidos los usuarios de las ediciones anteriores y los diversos revisores que aportaron sugerencias detalladas: William E. Cole, Northeastern University; Gary Crossman, Old Dominion University; Charles Drake, Ferris State University; Mark S. Frisina, Wentworth Institute of Technology; doctor Roy A. Hartman, P. E., Texas A & M University; doctor Greg E. Maksi, State Technical Institute en Memphis; Ali Ogut, Rochester Institute of Technology; Paul Ricketts, New Mexico State University; Mohammad E. Taslim, Northeastern University en Boston; Pao-lien Wang, University of North Carolina at Charlotte y Steve Wells, Old Dominion University. Agradecemos de manera especial a nuestros colegas de la University of Dayton, al fallecido Jesse Wilder, a David Myszka, Rebecca Blust, Michael Kozak y James Penrod, quienes utilizaron las ediciones anteriores de este libro en clase y ofrecieron sugerencias útiles. Robert Wolff, también de la University of Dayton, ha proporcionado mucha ayuda en el uso del sistema de unidades SI, basada en su larga experiencia con el sistema métrico, a través de la American Society for Engineering Education. El profesor Wolff también fue consultado sobre las aplicaciones de fluidos. El estudiante de la University of Dayton, Tyler Runyan, hizo aportaciones importantes a esta edición proporcionando retroalimentación estudiantil al texto; generó algunas ilustraciones y proporcionó soluciones a los problemas utilizando PIPE-FLO®. Agradecemos a todo el personal de Engineered Software, Inc. por su cooperación y ayuda en la incorporación del software PIPE-FLO® a este libro. En particular, agradecemos la colaboración de Ray Hardee, Christy Bermensolo y Buck Jones de ESI. Estamos muy agradecidos por el servicio profesional y experto ofrecido por el personal editorial y de mercadotecnia de Pearson. También apreciamos enormemente los comentarios de los estudiantes que utilizan el texto; este libro fue escrito para ellos.

Robert L. Mott y Joseph A. Untener

REVISORES

Eric Baldwin
Bluefield State College

Randy Bedington
Catawba Valley Community College

Chuck Drake
Ferris State

Ann Marie Hardin
Blue Mountain Community College

Francis Plunkett
Broome Community College

Mir Said Saidpour
Farmingdale State College-SUNY

Xiuling Wang
Calumet Purdue

CAPÍTULO
UNO

NATURALEZA DE LOS FLUIDOS Y ESTUDIO DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS

PANORAMA GENERAL

Para comenzar el estudio de la mecánica de fluidos, revisaremos algunos conceptos fundamentales y los temas más importantes incluidos en este libro. Trate de identificar dónde ha encontrado fluidos a presión, ya sea estacionarios o en movimiento, en su vida diaria. Considere los sistemas de agua instalados en su casa, en hoteles o en edificios comerciales. Piense en cómo se desplaza el combustible de un automóvil desde el tanque hasta el motor o en cómo fluye el agua a través del motor y su sistema de enfriamiento. Mientras pasea por un parque de diversiones, considere cómo se manejan los fluidos en los toboganes de agua o en los paseos en bote. Examine con cuidado algunos equipos de construcción y observe cómo se utilizan fluidos a presión para accionar partes móviles e impulsar ciertas máquinas. Visite instalaciones de manufactura donde se utilicen fluidos a presión en equipo automatizado, en dispositivos para el manejo de materiales y en maquinaria de producción.

A una escala mayor, observe la planta de procesamiento químico que se muestra en la figura 1.1. Los complejos sistemas de tuberías utilizan bombas para transferir fluidos desde los tanques y llevarlos directamente hasta diversos sistemas de procesamiento. Los productos terminados pueden almacenarse en otros tanques y luego trasladarse a camiones o vagones de ferrocarril para ser entregados a los clientes.

A continuación se listan algunos de los principales conceptos que se estudiarán en este libro:

- La *mecánica de fluidos* es el estudio del comportamiento de los fluidos, ya sea que estén en reposo (estática de fluidos) o en movimiento (dinámica de fluidos).
- Los fluidos pueden ser *líquidos* o *gases* y se caracterizan por sus propiedades físicas, como densidad, peso específico, gravedad específica, tensión superficial y viscosidad.
- El análisis cuantitativo de los sistemas de fluidos requiere un uso cuidadoso de todos los términos que identifican a las unidades de medición empleadas. En este libro se utiliza tanto el sistema métrico de unidades SI como el sistema gravitacional de Estados Unidos. También es esencial realizar una cuidadosa distinción entre los conceptos de peso y masa.
- Los conceptos de estática de fluidos que usted aprenderá incluyen medición de la presión, fuerzas ejercidas sobre las superficies debido a la presión de un fluido, flotabilidad y estabilidad de cuerpos flotantes.
- Es importante aprender a analizar el comportamiento de los fluidos mientras fluyen por tuberías circulares y tubos y a través de conductos que tienen otras formas.
- Se considerará la energía que posee un fluido debido a su velocidad, elevación y presión.
- El cálculo de las pérdidas, adiciones o eliminaciones intencionales de energía que se producen cuando un fluido

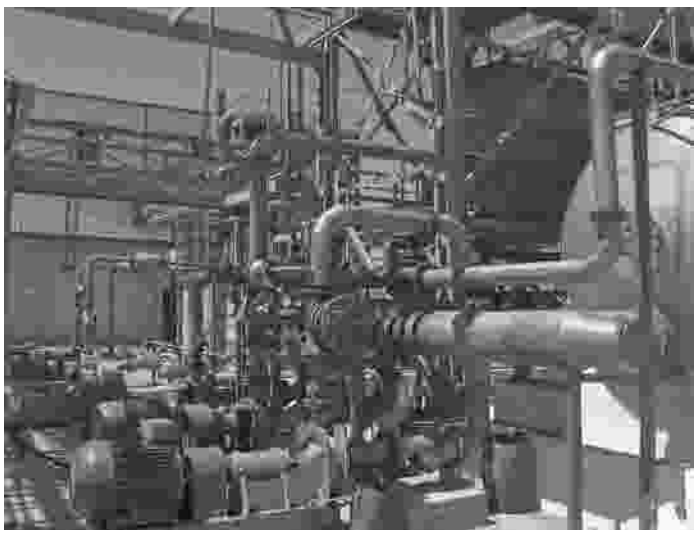


FIGURA 1.1 Los sistemas de tuberías de fluidos industriales y comerciales, como éste que se utiliza en una planta de procesamiento químico, implican distribuciones complejas que requieren diseños y análisis cuidadosos. (*Fuente:* Nikolay Kazachok/Fotolia)

fluye a través de los componentes de un sistema de flujo de fluidos permite analizar el desempeño del sistema.

- Un fluido circulante pierde energía debido a la fricción a medida que se desplaza por algún conducto y cuando se encuentra con obstáculos (como una válvula de control) o cambia de dirección (como en un codo tubular).
- Es posible añadir energía a un fluido que fluye mediante bombas que crean flujo e incrementan la presión del fluido.
- Se puede eliminar energía en forma deliberada para impulsar un motor de fluido, una turbina o un actuador hidráulico.
- Las mediciones de presión, temperatura y velocidad de flujo del fluido en un sistema resultan cruciales para comprender el desempeño del sistema.

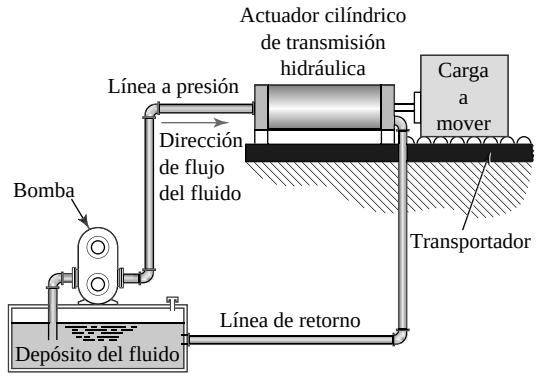


FIGURA 1.2 Sistema de tubería típico para transmisión hidráulica.

Exploración

Ahora consideremos una variedad de sistemas que utilizan fluidos e ilustran algunas de las aplicaciones de los conceptos que se aprenderán en este libro. Al leer esta sección, tenga en cuenta los siguientes factores:

- La función o el propósito básicos del sistema.
- El tipo de fluido o fluidos que se encuentran en el sistema.
- Los tipos de contenedores utilizados para almacenar el fluido o los conductos por los cuales fluye.
- Si el fluido fluye, ¿qué causa que se produzca el flujo? Describa la trayectoria de flujo.
- ¿Qué componentes del sistema resisten el flujo del fluido?
- ¿Qué características del fluido son importantes para el funcionamiento adecuado del sistema?

1. En su casa, usted utiliza agua para muchos propósitos diferentes, como beber, cocinar, bañarse, limpiar y regar el césped y las plantas. El agua también elimina los desechos de la casa a través de sumideros, desagües e inodoros. El agua de lluvia, la nieve derretida y el agua contenida en el suelo deben conducirse lejos de la casa usando canalones, bajantes, canales y bombas de drenaje. Ahora considere cómo se conduce el agua hasta su casa. ¿Cuál es la fuente del agua —un río, un embalse, o es agua subterránea natural? ¿El agua se almacena en tanques en algunos puntos del proceso de conducción hasta su casa? Observe que el sistema de agua debe encontrarse a una presión bastante alta para que resulte eficiente en cuanto a sus diferentes usos y para fluir en forma confiable a través del sistema. ¿Cómo se crea esa presión? ¿Hay bombas en el sistema? Describa su función y cómo operan. ¿Desde dónde conduce el agua cada bomba? ¿En qué lugares se entrega el agua? ¿Qué cantidad de fluido se necesita en los puntos de entrega? ¿Qué presiones se requieren? ¿Cómo se controla el flujo del agua? ¿Qué materiales se utilizan para las tuberías, los tubos, tanques y demás contenedores o conductos? Al estudiar los capítulos del 6 al 13, usted aprenderá cómo analizar y diseñar sistemas en los que el agua fluye por una tubería o un tubo. En el capítulo 14 se analizan los casos de flujo en canales abiertos como el de los canalones que captan la lluvia en el techo de las casas.

2. En un automóvil, describa el sistema que almacena la gasolina y después la suministra al motor. ¿Cómo se maneja el líquido limpiaparabrisas? Describa el sistema de enfriamiento y la naturaleza del líquido refrigerante. Describa lo que ocurre cuando se aplican los frenos, sobre todo en relación con el fluido hidráulico del sistema de frenado. Los conceptos de los capítulos del 6 al 13 le ayudarán a describir y analizar este tipo de sistemas.

3. Considere el desempeño de un sistema de manufactura automatizado que se acciona mediante sistemas de transmisión hidráulica, como el que se muestra en la figura 1.2. Describa los fluidos, las bombas, los tubos, las válvulas y otros componentes del sistema. ¿Cuál es la función del sistema? ¿De qué manera cumple esa función el fluido? ¿Cómo se introduce energía en el sistema y cómo se disipa esta energía desde el sistema?

4. Considere los tipos de objetos que deben flotar en fluidos, como botes, motocicletas acuáticas, balsas, barcazas y boyas. ¿Por qué flotan? ¿En qué posición u orientación flotan? ¿Por qué mantienen su orientación? Los principios de la flotabilidad y la estabilidad se analizan en el capítulo 5.

5. ¿En qué ejemplos puede pensar acerca de los fluidos en reposo o en movimiento que ejercen fuerzas sobre un objeto? Cualquier recipiente que contenga un fluido bajo presión debe generar ejemplos. Considere una piscina, un cilindro hidráulico, una presa o un muro de contención que sostiene un fluido, un sistema de lavado a alta presión, una manguera contra fuego, el viento durante un tornado o un huracán y el agua que fluye a través de una turbina para generar potencia. ¿Qué otros ejemplos se le ocurren? En los capítulos 4, 16 y 17 se estudian estos casos.

6. Piense en las diversas situaciones en que es importante medir la velocidad de flujo de un fluido en un sistema o la cantidad total de fluido suministrado. Considere cómo se realiza la medición de la gasolina que se le surte en su automóvil de modo que usted pueda pagar solamente la cantidad proporcionada. La compañía de agua quiere saber la cantidad de agua que usa en un mes determinado. Con frecuencia, los fluidos deben dosificarse cuidadosamente en los procesos de producción de una fábrica. Los medicamentos y el oxígeno líquidos suministrados a un paciente en un hospital deben ser medidos en forma continua por seguridad del enfermo. En el capítulo 15 de este libro se cubre la medición de flujos.

Existen muchas maneras en que los fluidos afectan su vida. Concluir un curso de mecánica de fluidos empleando este libro le ayudará a entender cómo pueden controlarse los fluidos. El estudio de este texto le ayudará a aprender cómo diseñar y analizar sistemas de fluidos para determinar el tipo de componentes que deben utilizarse, así como su tamaño.

1.1 OBJETIVOS

Después de concluir este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Distinguir entre un gas y un líquido.
2. Definir *presión*.
3. Identificar las unidades empleadas para nombrar las cantidades básicas de tiempo, longitud, fuerza, masa y temperatura en sistemas de medición con unidades del SI y las de uso común en Estados Unidos.
4. Disponer de manera apropiada las ecuaciones necesarias para asegurar consistencia entre las unidades empleadas.
5. Definir la relación entre fuerza y masa.
6. Definir *densidad*, *peso específico* y *gravedad específica*, así como entender las relaciones que tienen lugar entre estas propiedades intensivas que a su vez son cantidades escalares.
7. Definir *tensión superficial*.

1.2 CONCEPTOS BÁSICOS PRELIMINARES

- ***Presión*** La presión se define como la cantidad escalar que se obtiene al dividir la magnitud de una fuerza ejercida en forma perpendicular sobre alguna superficie entre el área de la misma. Esto puede establecerse mediante la ecuación

$$p = \frac{F}{A} \qquad \textbf{(1-1)}$$

  Los fluidos se someten a grandes variaciones de presión de acuerdo con el tipo de sistema en el que se utilicen. La leche contenida en un vaso está a la misma presión que el aire presente por encima de ella. En el sistema de tuberías de una casa, el agua tiene una presión ligeramente superior a la atmosférica, de manera que pueda fluir rápidamente al abrir un grifo. En un sistema de transmisión hidráulica, el aceite suele mantenerse a alta presión para que pueda ejercer grandes fuerzas y así accionar equipos de construcción o dispositivos automatizados en una fábrica. Gases como el oxígeno, el nitrógeno y el helio, con frecuencia se almacenan a alta presión en resistentes cilindros o tanques esféricos que permiten conservar grandes cantidades en un volumen relativamente pequeño. El aire comprimido se utiliza a menudo en estaciones de servicio y de manufactura para operar herramientas o inflar neumáticos. La presión se estudia con mayor profundidad en el capítulo 3.

- ***Líquidos y gases*** Los fluidos pueden ser líquidos o gases.

  Cuando un líquido se mantiene en un contenedor, tiende a tomar la forma del recipiente cubriendo la parte inferior y los lados. La superficie superior, que está en contacto con la atmósfera presente por encima de ella, mantiene un nivel uniforme. Cuando el contenedor se inclina, el líquido tiende a derramarse.

  Cuando un gas se mantiene bajo presión en un recipiente cerrado, tiende a expandirse y llenar completamente el contenedor. Si éste se abre, el gas tiende a expandirse más y a escapar del contenedor.

  Además de estas conocidas diferencias entre gases y líquidos, existe otra diferencia que es importante en el estudio de la mecánica de fluidos. Considere lo que sucede con un líquido o un gas a medida que aumenta la presión ejercida sobre ellos. Si una cantidad de aire (que es un gas) se encuentra atrapada en un cilindro habilitado con un pistón de presión móvil en su interior, es posible comprimir el aire con bastante facilidad al empujar el pistón. Tal vez usted ha utilizado una bomba manual para inflar un neumático de bicicleta, una pelota de playa, un colchón de aire o una pelota de baloncesto. A medida que usted empuja el pistón, el volumen del gas se reduce sensiblemente conforme aumenta la presión. Pero, ¿qué pasaría si el cilindro contuviese agua en lugar de aire? Usted podría aplicar una gran fuerza, lo que aumentaría la presión en el agua, pero el volumen del agua cambiaría muy poco. Esta observación conduce a las siguientes descripciones generales de los líquidos y los gases, las cuales se utilizarán en el presente texto:

  1. Los gases son fácilmente compresibles.
  2. Los líquidos sólo son ligeramente compresibles.

  Más adelante en este capítulo, se analiza la compresibilidad con mayor detalle. En este libro se estudiarán principalmente líquidos.

- ***Peso y masa*** Comprender las propiedades de los fluidos requiere de una cuidadosa distinción entre *masa* y *peso*. Aquí se aplican las siguientes definiciones:

  Masa es aquella propiedad del cuerpo de un fluido que representa una medida de la inercia o de la resistencia del fluido ante un cambio en su movimiento. También es una medida de la cantidad de fluido.

  En este libro se utilizará el símbolo m para identificar la masa.

  Peso es la cantidad que pesa el cuerpo de un fluido; es decir, la fuerza con la que el fluido es atraído hacia la Tierra por efecto de la gravedad.

  Para identificar el peso, en este libro se usará el símbolo w.

La relación entre peso y masa se estudiará en la sección 1.5, al mismo tiempo que se revisen los sistemas de unidades que se utilizarán en este libro. Usted debe estar muy familiarizado tanto con el Sistema Internacional de Unidades, denominado SI, como con el sistema de unidades que son de uso común en Estados Unidos.

- ***Propiedades de los fluidos*** La última parte de este capítulo presenta otras propiedades de los fluidos: *peso específico, densidad, gravedad específica y tensión superficial*. En el capítulo 2 se presenta una propiedad adicional, la *viscosidad*, que es una medida de la facilidad con que circula un fluido. La viscosidad también es importante para determinar el carácter del flujo de los fluidos y de la cantidad de energía que se pierde en un fluido que fluye en un sistema, tal como se estudia en los capítulos del 8 al 13.

1.3 SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

En todo trabajo técnico deben estipularse las unidades en que se miden las propiedades físicas. Un sistema de unidades especifica las unidades de las cantidades básicas de longitud, tiempo, fuerza y masa. Las unidades de los demás términos empleados se derivan de estas unidades básicas.

En todo el mundo, la referencia definitiva para el uso estándar de las unidades métricas es el Sistema Internacional de Unidades (Système International d'Unités), abreviado como SI. En Estados Unidos, la norma fue publicada en 2008 por el Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST, por sus siglas en inglés), del Departamento de Comercio de Estados Unidos, como *The International System of Units* (*SI*) (Publicación especial 330 del NIST), editado por Barry N. Taylor y Ambler Thompson (ver la referencia 1 al final de este capítulo). A continuación se presenta la norma utilizada en este libro.

Las unidades básicas del SI son

$$\begin{aligned}\text{longitud} &= \text{metro (m)}\\ \text{tiempo} &= \text{segundo (s)}\\ \text{masa} &= \text{kilogramo (kg) o N·s}^2\text{/m}\end{aligned}$$

También está la unidad de fuerza, newton (N), que es equivalente a 1.0 kg·m/s^2. Esto se deriva de la siguiente relación entre fuerza y masa,

$$F = ma$$

donde a representa la aceleración, expresada en unidades de m/s^2. Por lo tanto, la unidad derivada para la fuerza es

$$F = ma = \text{kg·m/s}^2 = \text{N}$$

Así, una fuerza de 1.0 N es capaz de impulsar una masa de 1.0 kg con una aceleración cuya magnitud es de 1.0 m/s^2. Se pueden utilizar newtons o bien kg·m/s^2 para la unidad de fuerza. De hecho, algunos cálculos de este libro requieren que usted sea capaz de utilizar ambas formas o de convertir una en otra.

De manera similar, además de usar los kilogramos como unidad estándar de masa, es posible utilizar la unidad equivalente N·s^2/m. Esto se puede derivar, de nuevo, a partir de $F = ma$:

$$m = \frac{F}{a} = \frac{N}{\text{m/s}^2} = \frac{\text{N·s}^2}{\text{m}}$$

Por lo tanto, se puede usar kg o bien N·s^2/m para la unidad de masa.

TABLA 1.1 Prefijos de las unidades SI

Prefijo	Símbolo SI	Factor
tera	T	$10^{12} = 1\,000\,000\,000\,000$
giga	G	$10^{9} = 1\,000\,000\,000$
mega	M	$10^{6} = 1\,000\,000$
kilo	k	$10^{3} = 1\,000$
mili	m	$10^{-3} = 0.001$
micro	μ	$10^{-6} = 0.000\,001$
nano	n	$10^{-9} = 0.000\,000\,001$
pico	p	$10^{-12} = 0.000\,000\,000\,001$

1.3.1 Prefijos de las unidades SI

Debido a que el tamaño real de las cantidades físicas involucradas en el estudio de la mecánica de fluidos comprende un rango muy amplio, es necesario añadir prefijos a las cantidades básicas. Estos prefijos se muestran en la tabla 1.1. En el sistema SI, el uso estándar requiere sólo de aquellos prefijos que varían en etapas de 10^3, como se muestra en la tabla. Por lo general, los resultados de los cálculos deben ajustarse de manera que el número se ubique entre 0.1 y 10 000 veces un múltiplo de 10^3.* Así, es posible especificar la unidad adecuada con un prefijo. Tenga en cuenta que algunos profesionales técnicos y empresas de Europa a menudo usan el prefijo *centi*, como en centímetros, lo que indica un factor de 10^{-2}. A continuación se presentan algunos ejemplos de cómo aparecen las cantidades en este libro.

Resultado calculado	Resultado reportado
0.004 23 m	4.23×10^{-3} m, o 4.23 mm (milímetros)
15 700 kg	15.7×10^{3} kg, o 15.7 Mg (megagramos)
86 330 N	86.33×10^{3} N, u 86.33 kN (kilonewtons)

1.4 SISTEMA DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS

En ocasiones llamado *Sistema Inglés de Unidad Gravitatoria* o *Sistema Libra-Pie-Segundo*, el sistema de medición de uso común en Estados Unidos define las unidades básicas de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}\text{longitud} &= \text{pies (ft)}\\ \text{tiempo} &= \text{segundo (s)}\\ \text{fuerza} &= \text{libras (lb)}\end{aligned}$$

De estas unidades básicas se desprende la unidad derivada de masa, probablemente la más difícil de entender: el *slug*, porque estamos más familiarizados con la medición en términos de li-

* Debido a que en muchos países se utilizan las comas como marcadores decimales, aquí no las usaremos para separar grupos de dígitos. En vez de eso, separaremos los dígitos en grupos de tres mediante un espacio en blanco. Sin embargo, dicho espacio no se empleará cuando sólo haya cuatro dígitos a la izquierda o a la derecha del punto decimal, a menos que se requiera en forma tabular.

bras, segundos y pies. Para lo anterior puede resultar útil la relación entre fuerza y masa,

$$F = ma$$

donde a representa la aceleración expresada en unidades de ft/s^2. Por lo tanto, la unidad derivada para la masa es

$$m = \frac{F}{a} = \frac{\text{lb}}{\text{ft/s}^2} = \frac{\text{lb-s}^2}{\text{ft}} = \text{slug}$$

Esto significa que podemos utilizar al slug o bien lb-s^2/ft para la unidad de masa. Un slug equivale a la masa de un cuerpo con un peso de 32.2 lb, si aplicamos una fuerza de 1.0 lb a una masa de 1.0 slug sufrirá una aceleración de 1.0 ft/s^2. De hecho, algunos cálculos de este libro requieren que usted sea capaz de utilizar ambas formas o convertir una en otra.

1.5 PESO Y MASA

En este libro se hace una rígida distinción entre peso y masa. El peso es una fuerza de atracción entre la Tierra y alguna masa, esto queda determinado por la ley de la gravitación universal de Newton, la masa es la forma cuantitativa de medir la inercia o resistencia de la materia para ser acelerada, la segunda ley de Newton establece que un cuerpo se acelera en forma directamente proporcional a una fuerza aplicada sobre él e inversamente proporcional a su masa.

$$F = ma$$

Al hablar del peso w, queda implícito que la aceleración es igual a g, que es la aceleración debida a la gravedad. Entonces la ley de Newton se convierte en

➪ Relación peso-pasa

$$w = mg \qquad \textbf{(1-2)}$$

En este libro, se utilizará $g = 9.81$ m/s^2 en el sistema SI y $g = 32.2$ ft/s^2 en el sistema de uso común en Estados Unidos. Éstos son los valores normales en la Tierra para representar a g con hasta tres dígitos significativos. Para mayores grados de precisión, se cuenta con los valores estándar $g = 9.806\ 65$ m/s^2 y $g = 32.1740$ ft/s^2. En trabajos de alta precisión y a grandes elevaciones (como en las operaciones aeroespaciales), donde el valor real de g difiere de la norma, debe utilizarse el valor local.

1.5.1 Peso y masa en unidades del SI

Por ejemplo, considere una roca con masa de 5.60 kg y suspendida mediante un cable. Para determinar cuál es la fuerza ejercida sobre el cable, se utiliza la ley de la gravitación de Newton ($w = mg$):

$$w = mg = \text{masa} \times \text{aceleración debida a la gravedad}$$

Sin embargo, bajo condiciones estándar, $g = 9.81$ m/s^2. Entonces, se tiene

$$w = 5.60\ \text{kg} \times 9.81\ \text{m/s}^2 = 54.9\ \text{kg·m/s}^2 = 54.9\ \text{N}$$

Así, una roca de 5.60 kg pesa 54.9 N.

También es posible calcular la masa de un objeto cuando se conoce su peso. Por ejemplo, suponga que se ha medido que el peso de una válvula es de 8.25 N. ¿Cuál es la masa de la válvula? Se escribe

$$w = mg$$

$$m = \frac{w}{g} = \frac{8.25\ \text{N}}{9.81\ \text{m/s}^2} = \frac{0.841\ \text{N·s}^2}{\text{m}} = 0.841\ \text{kg}$$

1.5.2 Peso y masa en el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos

Para ver un ejemplo de la relación peso-masa en el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos, suponga que se ha medido que el peso de un contenedor de aceite es de 84.6 lb. ¿Cuál es la masa del contenedor? Se escribe

$$w = mg$$

$$m = w/g = 84.6\ \text{lb}/32.2\ \text{ft/s}^2 = 2.63\ \text{lb-s}^2/\text{ft} = 2.63\ \text{slugs}$$

1.5.3 Masa expresada como lbm (libras-masa)

En el análisis de los sistemas de fluidos, algunos profesionales utilizan la unidad lbm (libra-masa) como unidad de masa en lugar de la unidad de slugs. En este sistema, un objeto o una cantidad de fluido que tiene un peso de 1.0 libras tiene una masa de 1.0 lbm. Entonces, la libra-fuerza se designa en ocasiones como lbf. Debe tenerse en cuenta que la equivalencia numérica de lbf y lbm *sólo* se aplica cuando el valor de g es igual al valor estándar.

En el presente libro, evitamos usar este sistema porque no es coherente. Cuando se trata de relacionar unidades de fuerza y de masa usando la ley de Newton, se obtiene

$$F = ma = \text{lbm}(\text{ft/s}^2) = \text{lbm-ft/s}^2$$

Esto *no* es igual a la unidad lbf.

Para superar esta dificultad, se define una constante de conversión, comúnmente llamada g_c, que tiene tanto un valor numérico como unidades. Es decir,

$$g_c = \frac{32.2\ \text{lbm}}{\text{lbf}/(\text{ft/s}^2)} = \frac{32.2\ \text{lbm-ft/s}^2}{\text{lbf}}$$

Entonces, para convertir de lbm a lbf, se utiliza una forma de la ley de Newton que ha sido modificada:

$$F = m(a/g_c)$$

Al considerar la aceleración $a = g$, se encuentra que

$$F = m(g/g_c)$$

Por ejemplo, para determinar en lbf el peso de un material que tiene una masa de 100 lbm, y suponiendo que el valor local de g es igual a el valor estándar de 32.2 ft/s^2, se tiene

$$w = F = m\frac{g}{g_c} = 100\ \text{lbm}\frac{32.2\ \text{ft/s}^2}{\dfrac{32.2\ \text{lbm-ft/s}^2}{\text{lbf}}} = 100\ \text{lbf}$$

Esto demuestra que el peso en lbf es numéricamente igual a la masa en lbm *siempre que* $g = 32.2$ ft/s^2.

Sin embargo, si el análisis se refiriera a un objeto o fluido situado en la Luna, donde g es aproximadamente 1/6 de la gravedad en la Tierra, 5.4 ft/s^2, se encontraría que

$$w = F = m\frac{g}{g_c} = 100\ \text{lbm}\frac{5.4\ \text{ft/s}^2}{\dfrac{32.2\ \text{lbm-ft/s}^2}{\text{lbf}}} = 16.8\ \text{lbf}$$

Lo cual representa una diferencia impresionante.

En resumen, debido a lo complicado de la relación entre lbm y lbf, en este libro se evita el uso de lbm. La masa se expresará en slugs cuando los problemas estén descritos bajo el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos.

1.6 TEMPERATURA

La temperatura se indica con mayor frecuencia en °C (grados Celsius) o °F (grados Fahrenheit). Usted probablemente está familiarizado con los siguientes valores utilizados en la Tierra a nivel del mar:

El agua se congela a 0 °C e hierve a 100 °C.

El agua se congela a 32 °F e hierve a 212 °F.

Por lo tanto, hay 100 grados Celsius y 180 grados Fahrenheit entre los mismos dos puntos de datos físicos; además, 1.0 grado Celsius equivale a 1.8 grados Fahrenheit exactamente. A partir de estas observaciones podemos definir los procedimientos de conversión entre estos dos sistemas de la siguiente manera:

Dada una temperatura T_F en °F, la temperatura T_C en °C es

$$T_C = (T_F - 32)/1.8$$

Dada una temperatura en T_C en °C, la temperatura T_F en °F es

$$T_F = 1.8\,T_C + 32$$

Por ejemplo, dada una $T_F = 180$ °F, se tiene

$$T_C = (T_F - 32)/1.8 = (180 - 32)/1.8 = 82.2\ °C$$

Dada $T_C = 33$ °C, se tiene

$$T_F = 1.8\,T_C + 32 = 1.8(33) + 32 = 91.4\ °F$$

En este libro, se usará la escala Celsius cuando los problemas estén descritos en unidades SI y la escala Fahrenheit cuando se den en unidades de uso común en Estados Unidos.

1.6.1 Temperatura absoluta

Las escalas de temperatura Celsius y Fahrenheit se definieron de acuerdo con puntos de referencia arbitrarios, aunque la escala Celsius tiene puntos de referencia convenientes en relación con las propiedades del agua. Por otro lado, la temperatura absoluta se ha definido como el punto cero correspondiente a la condición en que se detiene todo movimiento molecular. A esto se le llama *cero absoluto*.

En el sistema de unidades SI, la unidad estándar de temperatura es el kelvin, cuyo símbolo estándar es K y la referencia (cero) es el punto de cero absoluto. Observe que no hay un símbolo de grado unido al símbolo K. En la escala Kelvin, el intervalo entre los puntos es el mismo que se utiliza para graduar la escala Celsius. Las mediciones han demostrado que el punto de congelación del agua se sitúa en 273.15 K por encima del cero absoluto. Entonces, es posible realizar la conversión a partir de la escala Celsius a kelvin utilizando

$$T_K = T_C + 273.15$$

Por ejemplo, dada una $T_C = 33$ °C, se tiene

$$T_K = T_C + 273.15 = 33 + 273.15 = 306.15\ K$$

Para la escala Fahrenheit, también se ha demostrado que el cero absoluto se sitúa en −459.67 °F. En algunas referencias, usted encontrará otra escala de temperatura absoluta llamada escala Rankine, donde el intervalo es el mismo que se emplea para graduar la escala Fahrenheit. Ahí el cero absoluto es 0 °R y cualquier medición en grados Fahrenheit se puede convertir a °R utilizando

$$T_R = T_F + 459.67$$

Además, dada la temperatura en °F, es posible calcular la temperatura absoluta en K a partir de

$$T_K = (T_F + 459.67)/1.8 = T_R/1.8$$

Por ejemplo, dada una $T_F = 180$ °F, la temperatura absoluta en K es

$$\begin{aligned} T_K = (T_F + 459.67)/1.8 &= (180 + 459.67)/1.8 \\ &= (639.67\ °R)/1.8 = 355.37\ K \end{aligned}$$

1.7 CONSISTENCIA EN LAS UNIDADES DE UNA ECUACIÓN

Los análisis requeridos en la materia de mecánica de fluidos implican la manipulación algebraica de diversos términos. Las ecuaciones suelen ser complejas, y es importante en extremo que los resultados sean dimensionalmente correctos. Es decir, deben tener sus unidades adecuadas. De hecho, los resultados tendrán un valor numérico erróneo si las unidades de la ecuación no son consistentes entre sí. La tabla 1.2 muestra un resumen de las unidades estándar y otras unidades comunes utilizadas para describir cantidades en la mecánica de fluidos.

Aplicar el procedimiento sencillo y directo llamado *cancelación de unidades* asegurará que se usen las unidades adecuadas en cualquier tipo de cálculo, es decir, no sólo en mecánica de fluidos sino también en prácticamente todo trabajo técnico. Los seis pasos de tal procedimiento se listan a continuación.

Procedimiento de cancelación de unidades

1. Resuelva la ecuación de manera algebraica para encontrar el término deseado.
2. Decida cuáles son las unidades adecuadas para describir el resultado.
3. Sustituya los valores conocidos, incluyendo las unidades.
4. Cancele las unidades que aparecen tanto en el numerador como en el denominador de cualquier término.
5. Utilice factores de conversión para eliminar las unidades no deseadas y obtenga las unidades apropiadas conforme a lo decidido en el paso 2.
6. Realice el cálculo.

Si este procedimiento se ejecuta correctamente, funcionará para cualquier ecuación. Es realmente muy simple, pero puede requerir un poco de práctica el poder utilizarlo con soltura. Para ilustrarlo, tomaremos prestado un poco del material de la física elemental, con el que usted ya debe estar familiarizado. Sin embargo, la mejor forma de aprender a hacer algo es hacerlo. Los siguientes problemas de ejemplo se presentan en una forma que se denomina *instrucción programada*. Se le guiará paso a paso a través de los problemas y en cada paso le será requerida su participación.

Para proceder con el programa, usted debe cubrir todo el material que se encuentre bajo el título Problema de Ejemplo Programado usando una hoja de papel opaco o una tarjeta. Debe tener a la mano otra hoja de papel para realizar las operaciones solicitadas. A continuación, debe descubrir en forma sucesiva un panel a la vez —hasta cada una de las líneas gruesas que van de un margen a otro de la página—. El primer panel presenta un problema y le pide que realice

TABLA 1.2 Unidades para cantidades comunes que se utilizan en mecánica de fluidos en unidades del SI y de uso común en Estados Unidos

Cantidad	Definición básica	Unidades SI estándar	Otras unidades métricas de uso frecuente	Unidades estándar en Estados Unidos	Otras unidades de uso frecuente en Estados Unidos
Longitud (L)	—	metro (m)	milímetro (mm); kilómetro (km)	pie (ft)	pulgada (in); milla (mi)
Tiempo	—	segundo (s)	hora (h); minuto (min)	segundo (s)	hora (h); minuto (min)
Masa (m)	Cantidad de una sustancia	kilogramo (kg)	$N{\cdot}s^2/m$	slug	$lb{\cdot}s^2/ft$
Fuerza (F) o el peso (w)	Empujar o jalar un objeto	newton (N)	$kg{\cdot}m/s^2$	libra (lb)	kip (1000 lb)
Presión (p)	Fuerza/área	N/m^2 o pascal (Pa)	kilopascales (kPa); bar	lb/ft^2 o lpc	lb/in^2 o psi; kip/in^2 o ksi
Energía	Fuerza por distancia	N·m o Joule (J)	$kg{\cdot}m^2/s^2$	lb·ft	lb·in
Potencia (P)	Energía/tiempo	watt (W) o N·m/s o J/s	kilowatt (kW)	lb·ft/s	caballo de fuerza (o de potencia) (hp)
Volumen (V)	L^3	m^3	litro (L)	ft^3	galón (gal)
Área (A)	L^2	m^2	mm^2	ft^2	in^2
Tasa de flujo de volumen (Q)	V/tiempo	m^3/s	L/s; L/min; m^3/h	ft^3/s o pcs	gal/min (gpm); ft^3/min (cfm)
Tasa de flujo de peso (W)	w/tiempo	N/s	kN/s; kN/min	lb/s	lb/min; lb/h
Tasa de flujo de masa (M)	M/tiempo	kg/s	kg/h	slugs/s	slugs/min; slugs/h
Peso específico (γ)	w/V	N/m^3 o $kg/m^2{\cdot}s^2$		lb/ft^3	
Densidad (ρ)	M/V	kg/m^3 o $N{\cdot}s^2/m^4$		$slugs/ft^3$	

alguna operación o que responda una pregunta. Después de hacer lo que se pide, descubra el panel siguiente, el cual contendrá información que usted puede utilizar para verificar su resultado. Luego continúe con el siguiente panel, y así sucesivamente a través del programa.

Recuerde que el propósito de esto es ayudarle a aprender cómo se obtienen las respuestas correctas utilizando el método de cancelación de unidades. Es posible que desee consultar la tabla de factores de conversión incluida en el apéndice K.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 1.1

Imagine que usted va viajando en automóvil con una rapidez de 80 kilómetros por hora (km/h). ¿Cuántos segundos (s) le llevará recorrer 1.5 km?

Para encontrar la solución, utilice la ecuación

$$s = vt$$

donde s representa la distancia recorrida, v la rapidez y t el tiempo. Usando el procedimiento de cancelación de unidades ya expuesto, ¿qué es lo primero que debe hacerse?

El primer paso es despejar el término deseado. Debido a que se le pidió encontrar el tiempo, debería haber escrito

$$t = \frac{s}{v}$$

Ahora realice el paso 2 del procedimiento de cancelación ya descrito.

El paso 2 consiste en decidir las unidades adecuadas para describir el resultado, en este caso el tiempo. A partir del enunciado del problema, la unidad apropiada sería el segundo. Si no se da una especificación para las unidades, es posible elegir cualquier unidad de tiempo aceptable, por ejemplo horas.

Continúe con el paso 3.

El resultado debería ser algo como esto:

$$t = \frac{s}{v} = \frac{1.5\ \text{km}}{80\ \text{km/h}}$$

Para el propósito de la cancelación, no es conveniente que las unidades tengan la forma de una fracción compuesta, como en la expresión anterior. Para convertir esto en una fracción simple, escríbala en la forma

$$t = \frac{\dfrac{1.5\ \text{km}}{1}}{\dfrac{80\ \text{km}}{\text{h}}}$$

Lo anterior se puede reducir a

$$t = \frac{1.5\ \text{km}\cdot\text{h}}{80\ \text{km}}$$

Después de un poco de práctica, las ecuaciones pueden escribirse directamente en esta forma. Ahora realice el paso 4 del procedimiento.

El resultado debería ser algo como esto:

$$t = \frac{1.5\ \cancel{\text{km}}\cdot\text{h}}{80\ \cancel{\text{km}}}$$

Lo anterior ilustra que las unidades pueden cancelarse, igual que los números, si aparecen en el numerador y el denominador de un término en una ecuación.

Ahora realice el paso 5.

La respuesta es como sigue:

$$t = \frac{1.5\ \cancel{\text{km}}\cdot\cancel{\text{h}}}{80\ \cancel{\text{km}}} \times \frac{3600\ \text{s}}{1\ \cancel{\text{h}}}$$

La ecuación del panel anterior mostró el resultado para el tiempo en horas después de que se cancelaron las unidades de kilómetros. Aunque la hora es una unidad de tiempo aceptable, la unidad deseada es la de segundos, como se determinó en el paso 2. Por lo tanto, se requiere aplicar el factor de conversión 3600 s/1 h.

¿Cómo se sabe que debe multiplicarse por 3600 en vez de dividir entre ese valor?

Esto lo determinan las unidades. El objetivo de usar el factor de conversión era eliminar la unidad de horas y obtener la unidad de segundos. Debido a que la unidad no deseada de horas estaba en el numerador de la ecuación original, en el factor de conversión la unidad de horas debe estar en el denominador para que se pueda cancelar.

Ahora que se tiene la unidad de tiempo en segundos, es posible proceder con el paso 6.

La respuesta correcta es $t = 67.5$ s.

1.8 DEFINICIÓN DE PRESIÓN

La *presión* se define como la cantidad escalar que se obtiene al dividir la magnitud de una fuerza ejercida en forma perpendicular sobre alguna superficie entre el área de la misma. Esto se puede establecer mediante la ecuación

➪ **Presión**

$$p = \frac{F}{A} \qquad \textbf{(1-3)}$$

Blaise Pascal, un científico del siglo XVII, describió dos principios importantes acerca de la presión:

- La presión actúa de manera uniforme en todas las direcciones sobre un volumen pequeño de un fluido.
- En un fluido confinado por fronteras sólidas, la presión actúa en forma perpendicular a la frontera.

Estos principios, a veces llamados *leyes de Pascal*, se ilustran en las figuras 1.3 y 1.4.

Mediante la ecuación (1-3) y la segunda ley de Pascal, es posible calcular la magnitud de la presión que hay en un fluido cuando se conoce la cantidad de fuerza ejercida sobre un área dada.

FIGURA 1.3 Presión que actúa de manera uniforme en todas las direcciones sobre un pequeño volumen de fluido.

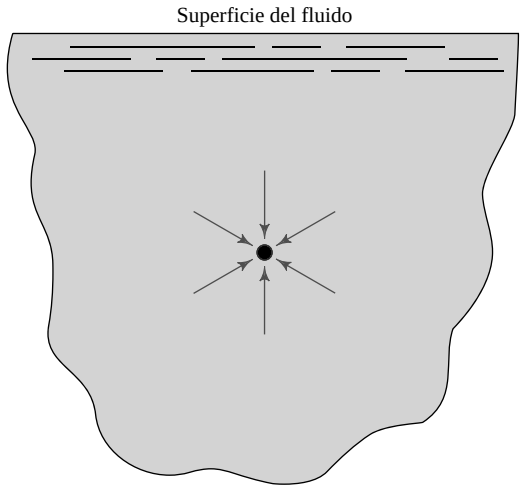
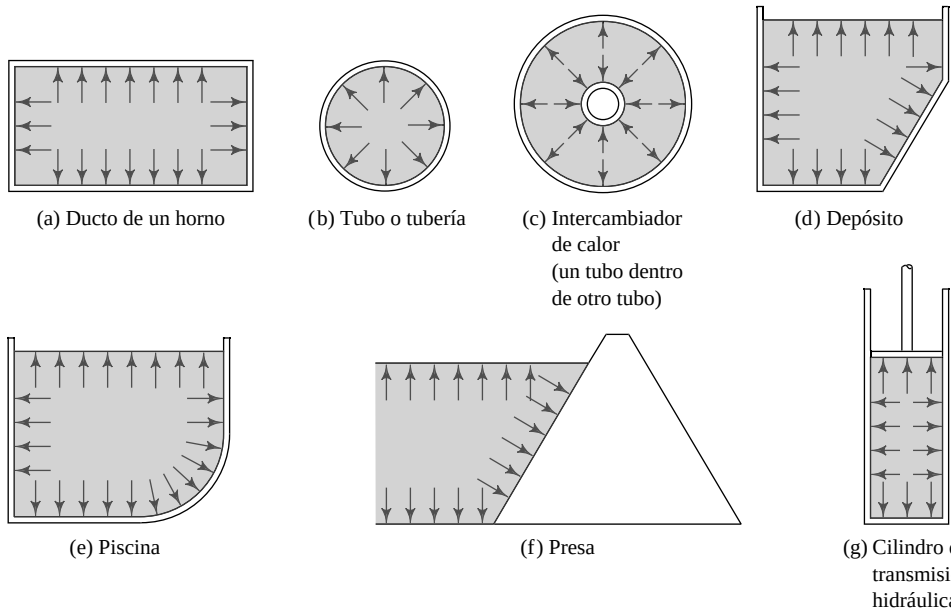


FIGURA 1.4 Dirección de la presión del fluido sobre las fronteras.



Problema de ejemplo 1.2

En la figura 1.5 se muestra un contenedor de líquido con un pistón móvil que soporta una carga. Calcule la magnitud de la presión ejercida sobre el líquido debajo del pistón si el peso total del pistón y la carga es de 500 N y el área del pistón mide 2500 mm^2.

Solución

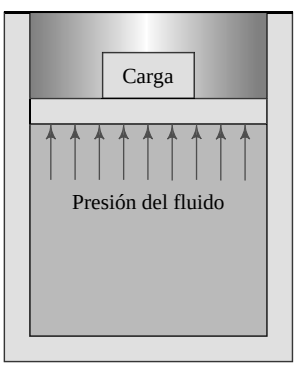


FIGURA 1.5 Ilustración de la presión de un fluido que soporta una carga.

Resulta razonable suponer que, bajo el pistón, la totalidad de la superficie del fluido está compartiendo la tarea de soportar la carga. La segunda ley de Pascal establece que la presión del fluido actúa en forma perpendicular al pistón. Entonces, al utilizar la ecuación (1-3), se tiene

$$p = \frac{F}{A} = \frac{500\ \text{N}}{2500\ \text{mm}^2} = 0.20\ \text{N/mm}^2$$

En el sistema SI, la unidad estándar de presión es el N/m^2, llamado *pascal* (Pa) en honor de Blaise Pascal. La conversión puede hacerse empleando el factor de 10^3 mm = 1 m. Se tiene así,

$$p = \frac{0.20\ \text{N}}{\text{mm}^2} \times \frac{(10^3\ \text{mm})^2}{\text{m}^2} = 0.20 \times 10^6\ \text{N/m}^2 = 0.20\ \text{MPa}$$

Observe que la presión en N/mm^2 es numéricamente igual a la presión en MPa. No es inusual encontrar presiones en el rango de varios megapascales (MPa) o varios cientos de kilopascales (kPa).

En cuanto al sistema de uso común en Estados Unidos, la presión se ilustra con el siguiente problema de ejemplo.

Problema de ejemplo 1.3 Se ejerce una carga de 200 libras (lb) sobre un pistón que confina aceite en un cilindro con diámetro interior de 2.50 pulgadas (in). Calcule la presión ejercida en el aceite que está en contacto con el pistón. Vea la figura 1.4.

Solución Para usar la ecuación (1-3), se debe calcular el área del pistón:

$$A = \pi D^2/4 = \pi(2.50\text{ in})^2/4 = 4.91\text{ in}^2$$

Entonces,

$$p = \frac{F}{A} = \frac{200\text{ lb}}{4.91\text{ in}^2} = 40.7\text{ lb/in}^2$$

Aunque en el sistema de uso común en Estados Unidos la unidad estándar para la presión es libras por pie cuadrado (lb/ft^2), no se utiliza con frecuencia por no resultar conveniente. En este sistema, las mediciones de longitud se realizan más a menudo en pulgadas y la presión se mide en libras por pulgada cuadrada (lb/in^2), abreviado como psi. La presión en el aceite es de 40.7 psi. Ésta es una presión bastante baja; no es inusual encontrar presiones de varios cientos o varios miles de psi.

El *bar* es otra unidad utilizada por algunas personas que trabajan en la mecánica y la termodinámica de fluidos. El bar se define como 10^5 Pa o 10^5 N/m^2. Otra forma de expresar el bar es: $1.0\text{ bar} = 100 \times 10^3\text{ N/m}^2$, lo cual equivale a 100 kPa. Debido a que la presión atmosférica a nivel del mar es casi este valor, el bar tiene un conveniente punto de referencia físico. Esto, sumado al hecho de que las presiones expresadas en bar dan números más pequeños, hace que esta unidad resulte atractiva para algunos profesionales. Usted debe considerar, sin embargo, que el bar no forma parte del coherente sistema SI, por lo que deberá convertir cuidadosamente a N/m^2 (pascales) al momento de resolver problemas.

TABLA 1.3 Valores del módulo volumétrico para los líquidos seleccionados a la presión atmosférica y a 68 °F (20 °C)

	Módulo volumétrico	
Líquido	**(psi)**	**(MPa)**
Alcohol etílico	130 000	896
Benceno	154 000	1 062
Aceite de máquina	189 000	1 303
Agua	316 000	2 179
Glicerina	654 000	4 509
Mercurio	3 590 000	24 750

1.9 COMPRESIBILIDAD

La *compresibilidad* se refiere al cambio en el volumen (V) de una sustancia sometida a un cambio en la presión que se ejerce sobre ella. La cantidad habitual utilizada para medir este fenómeno es el *módulo de elasticidad volumétrica* o, simplemente, el *módulo volumétrico*, E:

⇨ Módulo volumétrico

$$E = \frac{-\Delta p}{(\Delta V)/V} \tag{1-4}$$

Debido a que las cantidades ΔV y V tienen las mismas unidades, el denominador de la ecuación (1-4) es adimensional. Por lo tanto, las unidades para E son las mismas que las empleadas para la presión.

Como ya se mencionó, los líquidos son muy poco compresibles, ello indica que se necesitaría un cambio muy grande en la presión para producir un pequeño cambio en el volumen. Por lo tanto, las magnitudes de E para los líquidos, tal como se muestra en la tabla 1.3, son muy altas (vea la referencia 7). Por esta razón, *los líquidos se considerarán incompresibles en este libro, a menos que se indique lo contrario.*

Por lo general, el término *módulo volumétrico* no se aplica a los gases y se requiere utilizar los principios de la termodinámica para determinar el cambio en el volumen de un gas debido a un cambio en la presión.

Problema de ejemplo 1.4 Calcule el cambio en la presión que se debe aplicar al agua para cambiar su volumen en 1.0 por ciento.

Solución El cambio de volumen en 1.0 por ciento indica que $\Delta V/V = -0.01$. Entonces, el cambio requerido en la presión es

$$\Delta p = -E[\Delta V/V] = [-316\,000\text{ psi}][-0.01] = 3160\text{ psi}$$

1.10 DENSIDAD, PESO ESPECÍFICO Y GRAVEDAD ESPECÍFICA

Debido a que el estudio de la mecánica de fluidos aborda típicamente el tema relacionado con un fluido que fluye de manera continua o con una pequeña cantidad de fluido en reposo, resulta más conveniente relacionar la masa y el peso del fluido con un volumen dado de fluido. Así, las propiedades de la densidad y el peso específico se definen como sigue:

La **densidad** *es la cantidad de masa presente por cada unidad de volumen de una sustancia.*

Por lo tanto, usando la letra griega ρ (rho) para identificar la densidad, es posible escribir

⇨ Densidad

$$\rho = m/V \tag{1-5}$$

donde V es el volumen de la sustancia que tiene una masa m. Las unidades de densidad son kilogramos por metro cúbico (kg/m^3) en el sistema SI y slugs por pie cúbico (slugs/ft^3) en el sistema de uso común en Estados Unidos.

ASTM International, anteriormente Sociedad Estadounidense de Pruebas y Materiales, ha publicado varios métodos de prueba estándar para medición de la densidad que describen recipientes con volúmenes conocidos precisamente y llamados *picnómetros*. Estos métodos definen apropiadamente el llenado, la manipulación, el control de la temperatura y la lectura de estos dispositivos. Dos tipos de picnómetro son el *Bingham* y el *bicapilar Lipkin*. Las normas también exigen la determinación precisa de la masa de los líquidos a medir en los picnómetros hasta el 0.1 mg más cercano utilizando una balanza analítica. Vea las referencias 3, 5 y 6.

El **peso específico** *es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia.*

Usando la letra griega γ (gama) para identificar el peso específico, es posible escribir

⇨ Peso específico

$$\gamma = w/V \tag{1-6}$$

donde V representa el volumen de una sustancia que tiene el peso w. Las unidades de peso específico son newtons por metro cúbico (N/m^3) en el sistema SI y libras por pie cúbico (lb/ft^3) en el sistema de uso común en Estados Unidos.

A menudo, resulta conveniente indicar el peso específico o la densidad de un fluido en términos de su relación con el peso específico o la densidad de un fluido común. Cuando se usa el término *gravedad específica* en este libro, el fluido de referencia es el agua pura a 4 °C. A esa temperatura, el agua tiene su mayor densidad. Entonces, la gravedad específica se puede definir de dos maneras distintas:

a. La *gravedad específica* es la relación de la densidad de una sustancia sobre la densidad del agua a 4 °C.

b. La *gravedad específica* es la relación del peso específico de una sustancia sobre el peso específico del agua a 4 °C.

Estas definiciones de gravedad específica (sg, por sus siglas en inglés) pueden mostrarse matemáticamente como

⇨ Gravedad específica

$$\text{sg} = \frac{\gamma_s}{\gamma_w @\, 4\,^\circ\text{C}} = \frac{\rho_s}{\rho_w @\, 4\,^\circ\text{C}} \tag{1-7}$$

donde el subíndice s se refiere a la sustancia cuya gravedad específica está siendo determinada y el subíndice w se refiere al agua. Las propiedades del agua a 4 °C son constantes y tienen los siguientes valores:

$$\gamma_w @\, 4\,^\circ\text{C} = 9.81 \text{ kN/m}^3 \qquad \gamma_w @\, 4\,^\circ\text{C} = 62.4 \text{ lb/ft}^3$$

o

$$\rho_w @\, 4\,^\circ\text{C} = 1000 \text{ kg/m}^3 \qquad \rho_w @\, 4\,^\circ\text{C} = 1.94 \text{ slugs/ft}^3$$

Por lo tanto, la definición matemática de la gravedad específica se puede escribir como

$$\text{sg} = \frac{\gamma_s}{9.81 \text{ kN/m}^3} = \frac{\rho_s}{1000 \text{ kg/m}^3} \text{ o}$$

$$sg = \frac{\gamma_s}{62.4 \text{ lb/ft}^3} = \frac{\rho_s}{1.94 \text{ slugs/ft}^3} \tag{1-8}$$

Esta definición se mantiene, independientemente de la temperatura a la cual sea determinado el peso específico.

Las propiedades de los fluidos, sin embargo, varían de acuerdo con la temperatura. En general, la densidad (y por lo tanto el peso específico y la gravedad específica) disminuye al aumentar la temperatura. Las propiedades del agua a distintas temperaturas se listan en el apéndice A. Las propiedades de otros líquidos a unas cuantas temperaturas seleccionadas se listan en los apéndices B y C. Si desea ver más datos de este tipo, consulte la referencia 9.

Para obtener datos sobre la gravedad específica a temperaturas particulares que no se informan en el apéndice y para contar con mayor precisión, usted debe consultar otras fuentes, como las referencias 8 y 10. Una estimación que ofrece una precisión razonable para los aceites provenientes del petróleo, tal como se presenta con mayor detalle en las referencias 8 y 9, es que la gravedad específica de los aceites disminuye aproximadamente 0.036 por cada aumento de la temperatura en 100 °F (37.8 °C). Esto se aplica a valores nominales de gravedad específica que van desde 0.80 hasta 1.00 y a temperaturas ubicadas en el intervalo aproximado de 32 °F a 400 °F (0 °C a 204 °C).

Algunos sectores de la industria prefieren definiciones modificadas de la gravedad específica. En lugar de utilizar las propiedades del agua a 4 °C (39.2 °F) como base, la industria petrolera y otras utilizan el agua a 60 °F (15.6 °C). Esto tiene mucha importancia para el diseño y el análisis típicos. Aunque la densidad del agua a 4 °C es de 1000.00 kg/m^3, a 60 °C es de 999.04 kg/m^3. La diferencia es menos del 0.1 por ciento. Las referencias 3, 4, 6, 7, 8 y 10 contienen tablas más extensas con las propiedades del agua a temperaturas de 0 °C a 100 °C (32 °F a 212 °F).

En la sección 1.10.2 se analiza la gravedad específica en las escalas Baumé y API. En este libro se utilizará el agua a 4 °C como base para calcular la gravedad específica.

La ASTM también se refiere a la propiedad de la gravedad específica como *densidad relativa*. Vea las referencias 3 a 6.

1.10.1 Relación entre densidad y peso específico

Con mucha frecuencia, es necesario encontrar el peso específico de una sustancia cuando su densidad es conocida y viceversa. La conversión de densidad a peso específico puede hacerse usando la siguiente ecuación:

⇨ Relación γ-ρ

$$\gamma = \rho g \tag{1-9}$$

donde g representa la aceleración debida a la gravedad. Esta ecuación puede justificarse por referencia a las definiciones de densidad y gravedad específica y mediante el uso de la ecuación que relaciona a la masa con el peso, $w = mg$.

La definición de peso específico es

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

Al multiplicar tanto el numerador como el denominador de esta ecuación por g resulta

$$\gamma = \frac{wg}{Vg}$$

Pero $m = w/g$. Por lo tanto, se tiene

$$\gamma = \frac{mg}{V}$$

Dado que $\rho = m/V$, se obtiene

$$\gamma = \rho g$$

Los siguientes problemas ilustran las definiciones de las propiedades básicas de los fluidos que se presentaron anteriormente y las relaciones entre las diversas propiedades.

Problema de ejemplo 1.5 Calcule el peso de un depósito de aceite que tiene una masa de 825 kg.

Solución Puesto que $w = mg$, y usando $g = 9.81$ m/s^2, se tiene

$$w = 825 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 8093 \text{ kg·m/s}^2$$

Al sustituir el newton por la unidad kg·m/s^2 se tiene

$$w = 8093 \text{ N} = 8.093 \times 10^3 \text{ N} = 8.093 \text{ kN}$$

Problema de ejemplo 1.6 Si el depósito del problema de ejemplo 1.5 tiene un volumen de 0.917 m^3, calcule la densidad, el peso específico y la gravedad específica del aceite.

Solución Densidad:

$$\rho_o = \frac{m}{V} = \frac{825 \text{ kg}}{0.917 \text{ m}^3} = 900 \text{ kg/m}^3$$

Peso específico:

$$\gamma_o = \frac{w}{V} = \frac{8.093 \text{ kN}}{0.917 \text{ m}^3} = 8.83 \text{ kN/m}^3$$

Gravedad específica:

$$\text{sg}_0 = \frac{\rho_o}{\rho_w @ 4\,^\circ\text{C}} = \frac{900 \text{ kg/m}^3}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0.90$$

Problema de ejemplo 1.7 La glicerina a 20 °C tiene gravedad específica de 1.263. Calcule su densidad y peso específico.

Solución Densidad:

$$\rho_g = (\text{sg})_g(1000 \text{ kg/m}^3) = (1.263)(1000 \text{ kg/m}^3) = 1263 \text{ kg/m}^3$$

Peso específico:

$$\gamma_g = (\text{sg})_g(9.81 \text{ kN/m}^3) = (1.263)(9.81 \text{ kN/m}^3) = 12.39 \text{ kN/m}^3$$

Problema de ejemplo 1.8 Un litro de agua pesa 1.041 lb. Encuentre su masa.

Solución Puesto que $w = mg$, la masa es

$$m = \frac{w}{g} = \frac{1.041 \text{ lb}}{32.2 \text{ ft/s}^2} = \frac{1.041 \text{ lb-s}^2}{32.2 \text{ ft}}$$

$$= 0.0323 \text{ lb-s}^2/\text{ft} = 0.0323 \text{ slugs}$$

Recuerde que las unidades de slugs son iguales a las lb-s^2/ft.

Problema de ejemplo 1.9 Un galón de mercurio tiene masa de 3.51 slugs. Encuentre su peso.

Solución Si se usa $g = 32.2$ ft/s^2 en la ecuación 1-2,

$$w = mg = 3.51 \text{ slugs} \times 32.2 \text{ ft/s}^2 = 113 \text{ slug-ft/s}^2$$

Esto es correcto, pero las unidades pueden parecer confusas porque el peso se expresa normalmente en libras. Las unidades de masa pueden reescribirse como lb-s^2/ft, y se tiene

$$w = mg = 3.51 \frac{\text{lb-s}^2}{\text{ft}} \times \frac{32.2 \text{ ft}}{\text{s}^2} = 113 \text{ lb}$$

1.10.2 Gravedad específica en grados Baumé o grados API

La temperatura de referencia para las mediciones de gravedad específica en las escalas Baumé o del Instituto Estadounidense del Petróleo (API, por sus siglas en inglés) es de 60 °C en lugar de 4 °C como se definió antes. Para enfatizar esta diferencia, es frecuente que la gravedad específica API o Baumé se reporte como

$$\text{Gravedad específica } \frac{60^\circ}{60^\circ} \text{F}$$

Esta notación indica que tanto el fluido de referencia (agua) como el aceite están a 60 °F.

Las gravedades específicas de los crudos varían mucho dependiendo del lugar donde se encuentren. Las de crudos procedentes de la cordillera occidental de Estados Unidos fluctúan desde aproximadamente 0.87 hasta 0.92. Los campos petrolíferos del Este de Estados Unidos producen petróleo de gravedad específica aproximada de 0.82. El petróleo crudo mexicano está entre los de más alta gravedad específica con 0.97. Algunos petróleos asfálticos pesados tienen una sg > 1.0. (Vea la referencia 7).

La mayoría de los petróleos se destilan antes de ser utilizados para mejorar su calidad de quema. Las gasolinas, los querosenos, aceites y combustibles resultantes tienen gravedades específicas que varían aproximadamente entre 0.67 y 0.98.

La ecuación utilizada para calcular la gravedad específica cuando se conocen los grados Baumé es diferente para fluidos más ligeros que el agua y para líquidos más pesados que el agua. Para líquidos más pesados que el agua,

$$\text{sg} = \frac{145}{145 - \text{grados Baumé}} \qquad \textbf{(1-10)}$$

Por lo tanto, si desea calcular los grados Baumé para una gravedad específica dada, use

$$\text{grados Baumé} = 145 - \frac{145}{\text{sg}} \qquad \textbf{(1-11)}$$

Para líquidos más ligeros que el agua,

$$\text{sg} = \frac{140}{130 + \text{grados Baumé}} \qquad \textbf{(1-12)}$$

$$\text{grados Baumé} = \frac{140}{\text{sg}} - 130 \qquad \textbf{(1-13)}$$

La API ha desarrollado una escala que es ligeramente distinta a la escala Baumé para líquidos más ligeros que el agua. Las fórmulas son

$$\text{sg} = \frac{141.5}{131.5 + \text{grados API}} \qquad \textbf{(1-14)}$$

$$\text{grados API} = \frac{141.5}{\text{sg}} - 131.5 \qquad \textbf{(1-15)}$$

Los grados API para aceites pueden variar desde 10 hasta 80. En este intervalo de la API, la mayoría de los grados de combustible se ubicarán entre 20 y 70, lo cual corresponde a pesos específicos que varían desde 0.93 hasta 0.70. Tenga en cuenta que los aceites más pesados tienen los valores más bajos de grados API. La referencia 9 contiene tablas útiles que presentan la gravedad específica en función de los grados API.

Las normas ASTM D 287 y D 6822 (referencias 2 y 4, respectivamente) describen los métodos de prueba estándar utilizados para determinar la gravedad API mediante un *hidrómetro*. La figura 1.6 presenta el bosquejo de un hidrómetro típico que incorpora una ampolleta de vidrio pesada con un tallo de menor diámetro en la parte superior que está diseñado para flotar en posición vertical en el líquido de prueba. Con base en los principios de flotabilidad (vea el capítulo 5), el hidrómetro descansa en una posición que depende de la densidad del líquido. El tallo está marcado con una escala calibrada en la que puede leerse directamente la densidad, la gravedad específica o la gravedad API. Debido a la importancia que tiene la temperatura para obtener una medición precisa de la densidad, algunos hidrómetros, llamados *termohidrómetros*, tienen incorporado un termómetro de precisión.

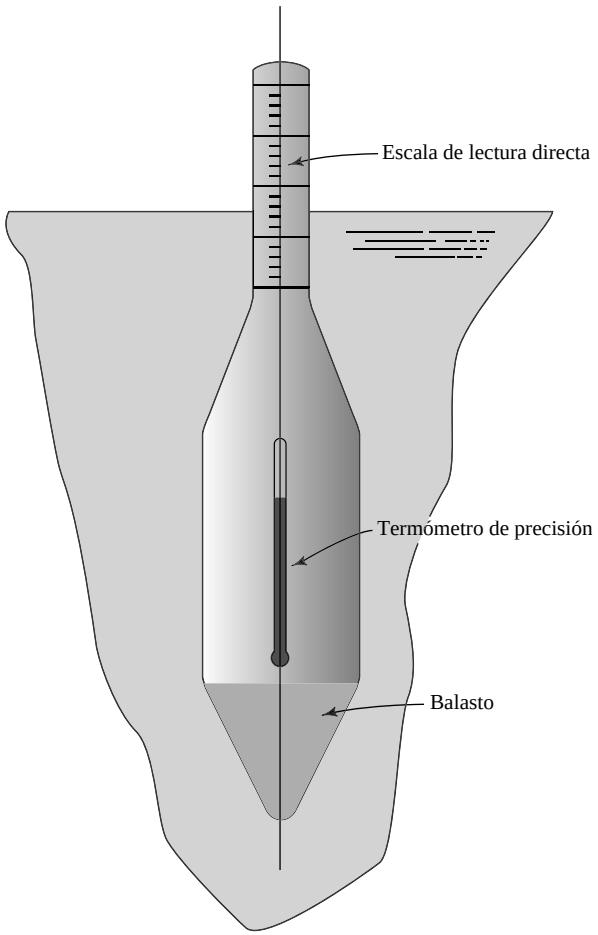


FIGURA 1.6 Hidrómetro con termómetro incorporado (termohidrómetro).

1.11 TENSIÓN SUPERFICIAL

Usted puede experimentar con la tensión superficial del agua tratando de lograr que un objeto se apoye sobre la superficie cuando su hundimiento sería predecible. Por ejemplo, es bastante fácil colocar una aguja pequeña sobre una superficie de agua quieta, de manera que se apoye en la tensión superficial del agua. Tenga en cuenta que la aguja no está soportada de manera significativa por la flotabilidad. Si la aguja es sumergida, se hundirá fácilmente hasta el fondo.

Después, si usted le agrega al agua una pequeña cantidad de detergente para lavar platos cuando la aguja esté suspendida, ésta se hundirá casi de inmediato. El detergente reduce drásticamente la tensión superficial.

La tensión superficial actúa un poco como una película situada en la interfase que hay entre la superficie de agua en estado líquido y el aire presente por encima del agua. Debajo de la superficie, las moléculas de agua se atraen entre sí y hacia las que están en la superficie. Cuantitativamente, la tensión superficial se mide como el trabajo requerido por unidad de área para llevar las moléculas inferiores hasta la superficie del líquido. Las unidades resultantes son de fuerza por unidad de longitud, como N/m o lb/ft. Estas unidades se pueden encontrar de la manera siguiente:

$$\text{Tensión superficial} = \frac{\text{trabajo}}{\text{área}} = \frac{\text{N·m}}{\text{m}^2} = \text{N/m}$$

$$\text{O bien: Tensión superficial} = \frac{\text{trabajo}}{\text{área}} = \frac{\text{ft·lb}}{\text{ft}^2} = \text{lb/ft}$$

La tensión superficial es también la razón por la que las gotitas de agua adoptan una forma casi esférica. Además, el fenómeno de la capilaridad depende de la tensión superficial. En un tubo de diámetro pequeño, la superficie de un líquido asumirá una forma curva que depende de la tensión superficial del líquido. El mercurio adquiere prácticamente una forma bulbosa extendida. La superficie del agua, sin embargo, se asentará en una cavidad deprimida y el líquido aparentará que escala las paredes del tubo en una pequeña cantidad. La adhesión del líquido a las paredes del tubo contribuye a impulsar este comportamiento.

El movimiento de los líquidos dentro de espacios pequeños depende de esta acción capilar. *Capilaridad* es el término utilizado comúnmente para describir la elevación de un fluido desde una superficie de líquido en un material tejido. El movimiento de los líquidos dentro de los suelos también se ve afectado por la tensión superficial y la acción capilar correspondiente.

En la tabla 1.4 se proporciona la tensión superficial del agua a presión atmosférica a diversas temperaturas. Las unidades del SI utilizadas aquí son mN/m, donde 1000 Mn = 1.0 N. De manera similar, las unidades de uso común en Estados Unidos son mlb/ft, donde 1000 mlb = 1.0 lb de fuerza. La tabla 1.5 muestra los valores determinados para una variedad de líquidos comunes, también a presión atmosférica y a temperaturas seleccionadas.

TABLA 1.4 Tensión superficial del agua

Temperatura (°F)	Tensión superficial (mlb/ft)	Temperatura (°C)	Tensión superficial (mN/m)
32	5.18	0	75.6
40	5.13	5	74.9
50	5.09	10	74.2
60	5.03	20	72.8
70	4.97	30	71.2
80	4.91	40	69.6
90	4.86	50	67.9
100	4.79	60	66.2
120	4.67	70	64.5
140	4.53	80	62.7
160	4.40	90	60.8
180	4.26	100	58.9
200	4.12		
212	4.04		

Fuente: Adaptado bajo autorización y con base en los datos del *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, CRC Press LLC, Boca Raton, Florida. (Referencia 10).

Nota: Valores tomados a la presión atmosférica de 1.0 lb = 1000 mlb; 1.0 N = 1000 mN.

TABLA 1.5 Tensión superficial de algunos líquidos comunes

Tensión superficial a la temperatura indicada

Líquido	10 °C (mN/m)	50 °F (mlb/ft)	25 °C (mN/m)	77 °F (mlb/ft)	50 °C (mN/m)	122 °F (mlb/ft)	75 °C (mN/m)	167 °F (mlb/ft)	100 °C (mN/m)	212 °F (mlb/ft)
Agua	74.2	5.08	72.0	4.93	67.9	4.65	63.6	4.36	58.9	4.04
Metanol	23.2	1.59	22.1	1.51	20.1	1.38				
Etanol	23.2	1.59	22.0	1.51	19.9	1.36				
Glicol etileno			48.0	3.29	45.8	3.14	43.5	2.98	41.3	2.83
Acetona	24.57	1.68	22.72	1.56	19.65	1.35				
Benceno			28.2	1.93	25.0	1.71	21.8	1.49		
Mercurio	488	33.4	485	33.2	480	32.9	475	32.5	470	32.2

Fuente: Adaptado bajo autorización y con base en los datos del *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. CRC Press LLC, Boca Raton, Florida. (Referencia 10).

Nota: Valores tomados a la presión atmosférica de 1.0 lb = 1000 mlb; 1.0 N = 1000 mN.

REFERENCIAS

1. Taylor, Barry N. y Ambler Thompson, eds. 2008. *The International System of Units (SI)* (Publicación especial de NIST 330), Washington, DC: National Institute of Standards and Technology, U.S. Department of Commerce.
2. ASTM International. 2006. *Standard D 287-92(2006): Standard Test Method for API Gravity of Crude Petroleum Products (Hydrometer Method)*. West Conshohocken, Fil.: Autor.
3. _____. 2007. *Standard D 1217-93(2007): Standard Test Method for Density and Relative Density (Specific Gravity) of Liquids by Bingham Pycnometer*. West Conshohocken, Fil.: Autor.
4. _____. 2008. *Standard D 6822-02(2008): Standard Test Method for Density, Relative Density (Specific Gravity)*, o *API Gravity of Crude Petroleum and Liquid Petroleum Products by Thermohydrometer Method*. West Conshohocken, Fil.: Autor.
5. _____. 2007. *Standard D 1480-07: Standard Test Method for Density and Relative Density (Specific Gravity) of Viscous Materials by Bingham Pycnometer*. West Conshohocken, Fil.: Autor.
6. _____. 2007. *Standard D 1481-02(2007): Standard Test Method for Density and Relative Density (Specific Gravity) of Viscous Materials by Lipkin Bicapillary Pycnometer*. West Conshohocken, Fil.: Autor.
7. Avallone, Eugene A., Theodore Baumeister y Ali Sadegh, eds. 2007. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 11a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
8. Bolz, Ray E. y George E. Tuve, eds. 1973. *CRC Handbook of Tables for Applied Engineering Science*, 2a. ed. Boca Raton. Flo.: CRC Press.
9. Heald, C. C., ed. 2002. *Cameron Hydraulic Data*, 19a. ed. Irving, Tex.: Flowserve. [Las ediciones previas fueron publicadas por Ingersoll-Dresser Pump Co., Liberty Corner, Nueva Jersey].
10. Haynes, William H., ed. 2011. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, 92a. ed. Boca Raton, Flo.: CRC Press.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Hidraulic Institute (HI)**: HI es una asociación sin fines de lucro que está al servicio de la industria de las bombas. Proporciona normas de productos en América del Norte y en todo el mundo.
2. **ASTM International:** ASTM establece estándares en una variedad de campos, incluyendo la mecánica de fluidos. En este libro se citan muchas de las normas ASTM para los métodos de prueba y las propiedades de los fluidos.
3. **Flow Control Network:** El sitio web de *Flow Control Magazine* es una fuente de información sobre las tecnologías disponibles para el flujo de fluidos, las aplicaciones de la mecánica de fluidos y los productos que sirven para medir, controlar y contener líquidos, gases y polvos. También incluye vínculos con importantes organizaciones de normas para la industria de los fluidos.
4. **GlobalSpec:** Es una base de datos de proveedores de una amplia variedad de productos técnicos, incluyendo bombas, controladores de flujo y medidores de flujo.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Factores de conversión

1.1 Convierta 1250 milímetros a metros.
1.2 Convierta 1600 milímetros cuadrados a metros cuadrados.
1.3 Convierta 3.65×10^3 milímetros cúbicos a metros cúbicos.
1.4 Convierta 2.05 metros cuadrados a milímetros cuadrados.
1.5 Convierta 0.391 metros cúbicos a milímetros cúbicos.
1.6 Convierta 55.0 galones a metros cúbicos.
1.7 Un automóvil se desplaza a 80 kilómetros por hora. Calcule su velocidad en metros por segundo.
1.8 Convierta una longitud de 25.3 pies a metros.
1.9 Convierta una distancia de 1.86 millas a metros.
1.10 Convierta una longitud de 8.65 pulgadas a milímetros.
1.11 Convierta una distancia de 2580 pies a metros.
1.12 Convierta un volumen de 480 pies cúbicos a metros cúbicos.
1.13 Convierta un volumen de 7390 centímetros cúbicos a metros cúbicos.
1.14 Convierta un volumen de 6.35 litros a metros cúbicos.

1.15 Convierta 6.0 pies por segundo a metros por segundo.
1.16 Convierta 2500 pies cúbicos por minuto a metros cúbicos por segundo.

Nota: En todas las secciones denominadas Problemas de Práctica en este libro, los problemas utilizarán unidades tanto del SI como del sistema de uso común en Estados Unidos. En la mayoría de los problemas, las unidades son consistentes y están dadas en términos del mismo sistema. Se espera que las soluciones se completen en el sistema de unidades dado.

Consistencia de unidades en una ecuación

Un cuerpo que se mueve a velocidad constante obedece la relación $s = vt$, donde s = distancia, v = rapidez y t = tiempo.

1.17 Un automóvil recorre 0.50 km en 10.6 s. Calcule la magnitud de su velocidad media en m/s.
1.18 En un intento de imponer un récord de velocidad sobre tierra, un automóvil recorre 1.50 km en 5.2 s. Calcule la magnitud de su velocidad media en km/h.
1.19 Un automóvil recorre 1000 ft en 14 s. Calcule la magnitud de su velocidad media en mi/h.
1.20 En un intento de imponer un récord de velocidad sobre tierra, un automóvil recorre 1 mi en 5.7 s. Calcule la magnitud de su velocidad media en mi/h.

Un cuerpo que inicia su movimiento desde el reposo con aceleración constante se desplaza de acuerdo con la relación $s = \frac{1}{2} at^2$, donde s = distancia, a = magnitud de la aceleración y t = tiempo.

1.21 Si un cuerpo recorre 3.2 km en 4.7 min con aceleración constante, calcule la magnitud de su aceleración en m/s^2.
1.22 Un objeto se deja caer desde una altura de 13 m. Si se ignora la resistencia del aire, ¿cuánto tiempo debe transcurrir para que el cuerpo golpee contra el suelo? Utilice $a = g = 9.81$ m/s^2.
1.23 Si un cuerpo recorre 3.2 km en 4.7 min con aceleración constante, calcule la magnitud de dicha aceleración en ft/s^2.
1.24 Un objeto se deja caer desde una altura de 53 in. Si se ignora la resistencia del aire, ¿cuánto tiempo debe transcurrir para que el cuerpo golpee contra el suelo? Utilice $a = g = 32.2$ ft/s^2.

La fórmula de la energía cinética es $KE = \frac{1}{2} mv^2$, donde m = masa y v = rapidez.

1.25 Calcule la energía cinética en N·m de una masa de 15 kg si ésta tiene una rapidez de 1.20 m/s.
1.26 Calcule la energía cinética en N·m de un camión de 3600 kg que se desplaza a 16 km/h.
1.27 Calcule la energía cinética en N·m de una caja de 75 kg que se desplaza sobre un transportador a 6.85 m/s.
1.28 Calcule la masa de un cuerpo en kg si el cuerpo tiene una energía cinética de 38.6 N·m cuando se desplaza a 31.5 km/h.
1.29 Calcule la masa de un cuerpo en g si el cuerpo tiene una energía cinética de 94.6 mN·m cuando se desplaza a 2.25 m/s.
1.30 Calcule la rapidez en m/s de un objeto de 12 kg si éste tiene una energía cinética de 15 N·m.
1.31 Calcule la rapidez en m/s de un cuerpo de 175 g si el cuerpo tiene una energía cinética de 212 mN·m.
1.32 Calcule la energía cinética en ft-lb de una masa de 1 slug si tiene una rapidez de 4 ft/s.
1.33 Calcule la energía cinética en ft-lb de un camión de 8000 libras que se desplaza a 10 mi/h.
1.34 Calcule la energía cinética en ft-lb de una caja de 150 libras que se desplaza sobre una cinta transportadora a 20 ft/s.
1.35 Calcule la masa de un cuerpo en slugs si éste tiene una energía cinética de 15 ft-lb cuando se desplaza a 2.2 ft/s.
1.36 Calcule el peso de un cuerpo en lb si éste tiene una energía cinética de 38.6 ft-lb cuando se desplaza a 19.5 mi/h.
1.37 Calcule la rapidez en ft/s de un objeto de 30 lb si éste tiene una energía cinética de 10 ft-lb.
1.38 Calcule la rapidez en ft/s de un cuerpo de 6 oz si éste tiene una energía cinética de 30 in-oz.

Una medida del desempeño de un lanzador de béisbol es su promedio de carreras permitidas o ERA, que es el número promedio de carreras limpias permitidas si todas las entradas lanzadas se convierten a juegos equivalentes de nueve entradas. Por lo tanto, las unidades del ERA son carreras por juego.

1.39 Si un lanzador ha permitido 39 carreras en 141 entradas, calcule el ERA.
1.40 Un lanzador tiene un ERA de 3.12 carreras por juego y ha lanzado 150 entradas. ¿Cuántas carreras limpias ha permitido el lanzador?
1.41 Un lanzador tiene un ERA de 2.79 carreras por juego y ha permitido 40 carreras limpias. ¿Cuántas entradas ha lanzado?
1.42 Un lanzador ha permitido 49 carreras limpias en 123 entradas. Calcule su ERA.

Definición de presión

1.43 Calcule la presión del aceite dentro de un cilindro cerrado ejercida por un pistón que actua con una fuerza de 2500 lb sobre el aceite contenido en dicho cilindro. El pistón tiene diámetro de 3.00 in.
1.44 Un cilindro hidráulico debe ser capaz de ejercer una fuerza de 8700 lb. El diámetro del pistón es de 1.50 in. Calcule la presión requerida en el aceite.
1.45 Calcule la presión producida en aceite dentro de un cilindro cerrado por un pistón que ejerce una fuerza de 12.0 kN sobre el aceite contenido. El pistón tiene diámetro de 75 mm.
1.46 Un cilindro hidráulico debe ser capaz de ejercer una fuerza de 38.8 kN. El diámetro del pistón es de 40 mm. Calcule la presión requerida en el aceite.
1.47 El elevador hidráulico de un taller de servicio automotriz tiene un cilindro con diámetro de 8.0 in. ¿Qué presión debe tener el aceite para ser capaz de levantar 6000 lb?
1.48 Una prensa de acuñado se utiliza para producir monedas conmemorativas con los retratos de todos los presidentes de Estados Unidos. El proceso de acuñado requiere una fuerza de 18 000 lb. El cilindro hidráulico tiene diámetro de 2.50 in. Calcule la presión requerida en el aceite.
1.49 La presión máxima que puede ser desarrollada por cierto cilindro de transmisión hidráulica es de 20.5 MPa. Calcule la fuerza que puede ejercer este cilindro si el diámetro del pistón es de 50 mm.
1.50 La presión máxima que puede ser desarrollada por cierto cilindro de transmisión hidráulica es de 6000 psi. Calcule la fuerza que puede ejercer este cilindro si el diámetro de su pistón es de 2.00 in.
1.51 La presión máxima que puede ser desarrollada por cierto cilindro de transmisión hidráulica es de 5000 psi. Calcule el diámetro requerido para el pistón si el cilindro debe ejercer una fuerza de 20 000 lb.
1.52 La presión máxima que puede ser desarrollada por cierto cilindro de transmisión hidráulica es de 15.0 MPa. Calcule el diámetro requerido para el pistón si el cilindro debe ejercer una fuerza de 30 kN.
1.53 Una línea de cilindros de transmisión hidráulica tiene un rango de diámetros ubicado entre 1.00 in y 8.00 in, en incrementos de 1 in. Calcule la fuerza que podría ser ejercida por cada cilindro con una presión de fluido de 500 psi. Dibuje una gráfica de la fuerza en función del diámetro.
1.54 Una línea de cilindros de transmisión hidráulica tiene un rango de diámetros ubicado entre 1.00 in y 8.00 in, en incrementos de 1 in. Calcule la presión requerida por cada cilindro si se debe ejercer una fuerza de 5000 lb. Dibuje una gráfica de la presión en función del diámetro del cilindro.
1.55 Determine su peso en newtons. Después, calcule la presión en pascales (Pa) que se ejercería en el aceite de un cilindro con 20 mm de diámetro si usted se parara sobre un pistón instalado en el cilindro. Convierta la presión resultante a psi.
1.56 Para la presión que calculó en el problema 1.55, calcule la fuerza en newtons que pudiera ejercerse sobre un pistón con 250 mm de diámetro. Después, convierta la fuerza resultante a libras.

Módulo volumétrico

1.57 Calcule el cambio de presión requerido para causar una disminución del 1.00 por ciento en un volumen de alcohol etílico. Exprese el resultado tanto en psi como en MPa.

1.58 Calcule el cambio de presión requerido para causar una disminución del 1.00 por ciento en un volumen de mercurio. Exprese el resultado tanto en psi como en MPa.

1.59 Calcule el cambio de presión requerido para causar una disminución del 1.00 por ciento en un volumen de aceite para máquina. Exprese el resultado tanto en psi como en MPa.

1.60 Para las condiciones descritas en el problema 1.59, suponga que el cambio de 1.00 por ciento en el volumen se produce en un cilindro con diámetro interior de 1.00 in y longitud de 12.00 in. Calcule la distancia axial que debe viajar el pistón a medida que se produce el cambio de volumen.

1.61 Cierto sistema hidráulico opera a 3000 psi. Calcule el cambio porcentual en el volumen del aceite del sistema cuando la presión aumenta de cero a 3000 psi si el aceite es similar al de máquina indicado en la tabla 1.4.

1.62 Cierto sistema hidráulico funciona a 20.0 MPa. Calcule el porcentaje de cambio en el volumen del aceite del sistema si éste es similar al aceite de máquina indicado en la tabla 1.4.

1.63 Una medida de la rigidez de un sistema de accionamiento lineal es la cantidad de fuerza requerida para provocar cierta deflexión lineal. Para un actuador que tiene diámetro interior de 0.50 in y longitud de 42.0 in, el cual se llena con aceite de máquina, calcule la rigidez en lb/in.

1.64 Repita el problema 1.63, pero cambie la longitud del cilindro a 10.0 in. Compare los resultados.

1.65 Repita el problema 1.63, pero cambie el diámetro del cilindro a 2.00 in. Compare los resultados.

1.66 Use los resultados de los problemas 1.63 a 1.65 para generar un enunciado acerca del método general de diseño necesario para lograr un sistema muy rígido.

Fuerza y masa

1.67 Calcule la masa de una lata de aceite si ésta pesa 610 N.

1.68 Calcule la masa de un tanque de gasolina si éste pesa 1.35 kN.

1.69 Calcule el peso de 1 m^3 de queroseno si éste tiene una masa de 825 kg.

1.70 Calcule el peso de un frasco de aceite de ricino si éste tiene una masa de 450 g.

1.71 Calcule la masa de 1 galón de aceite si el galón pesa 7.8 lb.

1.72 Calcule la masa de 1 m^3 de gasolina si ésta pesa 42.0 lb.

1.73 Calcule el peso de 1 m^3 de queroseno si el líquido tiene una masa de 1.58 slugs.

1.74 Calcule el peso de 1 galón de agua que tiene masa de 0.258 slugs.

1.75 Suponga que un hombre pesa 160 lb (fuerza).
- **a.** Calcule su masa en slugs.
- **b.** Calcule su peso en N.
- **c.** Calcule su masa en kg.

1.76 En Estados Unidos, la carne para hamburguesas y otros tipos de carne se venden por libras. Suponiendo que la carne es una fuerza de 1.00 lb, calcule la masa en slugs, la masa en kilogramos y el peso en N.

1.77 Una tonelada métrica son 1000 kg (de masa). Calcule la fuerza necesaria en newtons para levantarla.

1.78 Convierta la fuerza encontrada en el problema 1.77 a lb.

1.79 Determine lo que usted pesa en lb y N y su masa en slugs y kg.

Densidad, peso específico y gravedad específica

1.80 La gravedad específica del benceno es 0.876. Calcule su peso específico y su densidad en unidades del SI.

1.81 El aire a 16 °C y a la presión atmosférica estándar tiene un peso específico de 12.02 N/m^3. Calcule su densidad.

1.82 El dióxido de carbono tiene una densidad de 1.964 kg/m^3 a 0 °C. Calcule su peso específico.

1.83 Cierto aceite lubricante medio tiene un peso específico de 8.860 kN/m^3 a 5 °C y 8.483 kN/m^3 a 50 °C. Calcule su gravedad específica a cada temperatura.

1.84 A 100 °C, el mercurio tiene un peso específico de 130.4 kN/m^3. ¿Qué volumen de mercurio pesaría 2.25 kN?

1.85 Una lata cilíndrica de 150 mm de diámetro se llena hasta una profundidad de 100 mm con un aceite combustible. El aceite tiene una masa de 1.56 kg. Calcule su densidad, su peso específico y su gravedad específica.

1.86 La glicerina tiene una gravedad específica de 1.258. ¿Cuánto pesarían 0.50 m^3 de glicerina? ¿Cuál sería su masa?

1.87 La capacidad del tanque de combustible de un automóvil es de 0.095 m^3. Si está lleno de una gasolina con gravedad específica de 0.68, calcule el peso de la gasolina.

1.88 La densidad del ácido muriático es 1200 kg/m^3. Calcule su peso específico y su gravedad específica.

1.89 El amoniaco líquido tiene una gravedad específica de 0.826. Calcule el volumen de amoniaco que pesaría 22.0 N.

1.90 El vinagre tiene una densidad de 1080 kg/m^3. Calcule su peso específico y su gravedad específica.

1.91 El alcohol metílico tiene una gravedad específica de 0.789. Calcule su densidad y su peso específico.

1.92 Un recipiente cilíndrico tiene 150 mm de diámetro y pesa 2.25 N cuando está vacío. Cuando se llena con cierto aceite hasta una profundidad de 200 mm, pesa 35.4 N. Calcule la gravedad específica del aceite.

1.93 Un depósito que almacena gasolina (sg = 0.68) es un cilindro vertical de 10 m de diámetro. Si se llena hasta una profundidad de 6.75 m, calcule el peso y la masa de la gasolina.

1.94 ¿Qué volumen de mercurio (sg = 13.54) pesaría lo mismo que 0.020 m^3 de aceite de ricino, el cual tiene un peso específico de 9.42 kN/m^3?

1.95 Una roca tiene una gravedad específica de 2.32 y volumen de 1.42×10^{-4} m^3. ¿Cuánto pesa esta roca?

1.96 El peso específico del benceno es 0.876. Calcule su peso específico y su densidad en unidades de uso común en Estados Unidos.

1.97 El aire a 59 °C y a la presión atmosférica estándar tiene un peso específico de 0.0765 lb/ft^3. Calcule su densidad.

1.98 El dióxido de carbono tiene densidad de 0.003 81 $slug/ft^3$ a 32 °F. Calcule su peso específico.

1.99 Cierto aceite lubricante medio tiene peso específico de 56.4 lb/ft^3 a 40 °F y 54.0 lb/ft^3 a 120 °F. Calcule su gravedad específica a cada temperatura.

1.100 A 212 °F, el mercurio tiene un peso específico de 834 lb/ft^3. ¿Qué volumen de mercurio pesaría 500 lb?

1.101 Un galón de cierto aceite combustible pesa 7.50 lb. Calcule su peso específico, su densidad y su gravedad específica.

1.102 La glicerina tiene una gravedad específica de 1.258. ¿Cuánto pesarían 50 galones de glicerina?

1.103 La capacidad del depósito de combustible de un automóvil es de 25.0 gal. Si está lleno de una gasolina con densidad de 1.32 $slugs/ft^3$, calcule el peso de la gasolina.

1.104 La densidad del ácido muriático es de 1.20 g/cm^3. Calcule su densidad en $slugs/ft^3$, su peso específico en lb/ft^3 y su gravedad específica. (Observe que la gravedad específica y la densidad en g/cm^3 son numéricamente iguales).

1.105 El amoniaco líquido tiene gravedad específica de 0.826. Calcule el volumen en cm^3 que pesaría 5.0 lb.

1.106 El vinagre tiene densidad de 1.08 g/cm^3. Calcule su peso específico en lb/ft^3.

1.107 El alcohol tiene gravedad específica de 0.79. Calcule su densidad tanto en $slugs/ft^3$ como en g/cm^3.

1.108 Un contenedor cilíndrico tiene 6.0 in de diámetro y pesa 0.50 lb cuando está vacío. Al llenarlo hasta una profundidad de 8.0 in con cierto aceite, pesa 7.95 lb. Calcule la gravedad específica del aceite.

1.109 Un depósito para almacenar gasolina (sg = 0.68) es un cilindro vertical con 30 ft de diámetro. Si se llena hasta una profundidad de 22 ft, calcule la cantidad de galones contenidos en el tanque y el peso de la gasolina.

1.110 ¿Cuántos galones de mercurio (sg = 13.54) pesarían lo mismo que 5 gal de aceite de ricino, el cual tiene un peso específico de 59.69 lb/ft^3?

1.111 Cierta roca tiene un peso específico de 2.32 y volumen de 8.64 in^3. ¿Cuánto pesa esta roca?

Problemas suplementarios

Utilice un análisis de unidades explícito y cuidadoso para configurar y resolver los siguientes problemas de fluidos:

1.112 Un pueblo de 75 personas desea comprar un tanque para almacenar un suministro de 3 días de agua. Si el promedio de uso diario por persona es de 1.7 gal, determine el tamaño requerido del tanque en metros cúbicos.

1.113 Un tanque cilíndrico tiene diámetro de 38 in y su eje es vertical. Determine la profundidad del fluido en el tanque cuando contiene 85 galones de fluido.

1.114 ¿Cuál es la tasa requerida, en N/min, para vaciar en 5 s un tanque que contiene 80 N de líquido?

1.115 Un tanque vacío, cuyo fondo mide 1.5 m por 2.5 m, se llena a una tasa de 60 L/min. Determine el tiempo requerido para que el fluido alcance una profundidad de 25 cm.

1.116 Un tanque que tiene 2 ft de diámetro y 18 in de altura se llena de un fluido en 90 s. Determine la tasa de llenado en gal/min.

1.117 Para obtener mayor eficiencia, un diseño estándar de bomba puede actualizarse mediante una inversión adicional de capital de $17 000 dólares estadounidenses. ¿Cuál es el periodo de recuperación de la inversión si la actualización ahorra $7500 por año?

1.118 ¿Cuál es el costo anual de operar un sistema de 2 caballos de potencia (HP) si debe funcionar en forma continua y el costo de la electricidad es de $0.10/kW-h?

Para los problemas del 1.119 al 1.121: Un arreglo de pistón/cilindro como el mostrado en la figura 1.7 se utiliza para bombear líquido. Mueve un volumen de líquido igual a su desplazamiento, que es el área de la cara del pistón por la longitud de la carrera, en cada revolución de la manivela. Realice los siguientes cálculos.

1.119 Determine el desplazamiento, en litros, para una revolución de una bomba con pistón de 75 mm de diámetro y 100 mm de carrera.

1.120 Determine la tasa de flujo, en m^3/h, para otra bomba que tiene un desplazamiento de 2.2 L/revolución y opera a 80 revoluciones/min (rpm).

1.121 ¿A qué velocidad, en rpm, debe operarse una sola bomba de cilindro con un pistón de 1.0 in de diámetro y carrera de 2.5 in para proporcionar un flujo de 20 gal/min?

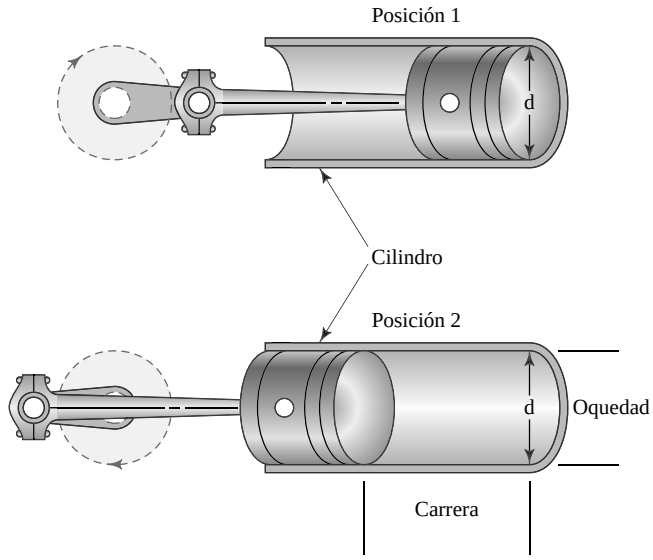


FIGURA 1.7

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa que calcule el peso específico del agua para una temperatura dada utilizando los datos del apéndice A. Dicho programa podría ser parte de uno más amplio que podrá escribir después. Se pueden usar las siguientes opciones:
   - **a.** Introduzca en una matriz los datos de la tabla para el peso específico en función de la temperatura. Después, para una temperatura determinada, busque en la matriz el peso específico correspondiente. Interpole las temperaturas entre los valores dados en la tabla.
   - **b.** Incluya los datos tanto en unidades del SI como en las de uso común en Estados Unidos.
   - **c.** Incluya la densidad.
   - **d.** Incluya controles en el programa para asegurarse de que la temperatura especificada está dentro del rango indicado en las tablas (es decir, por encima del punto de congelación y por debajo del punto de ebullición).
   - **e.** En lugar de utilizar el enfoque de una tabla de consulta, utilice una técnica de ajuste de la curva para obtener las ecuaciones de las propiedades del agua contra la temperatura. Después calcule el valor de la propiedad deseada para cualquier temperatura especificada.

2. Utilice una hoja de cálculo para desplegar los valores del peso específico y la densidad del agua a partir del apéndice A. Enseguida, cree ecuaciones de curvas de ajuste para el peso específico contra la temperatura y la densidad contra la temperatura usando la función gráfica de *líneas de tendencia* (*Trendlines*) en la hoja de cálculo. Añada esta ecuación a la hoja de cálculo para producir valores calculados del peso específico y la densidad para cualquier temperatura dada. Calcule la diferencia porcentual encontrada entre los valores de la tabla y los valores calculados. Despliegue gráficas del peso específico contra la temperatura y la densidad contra la temperatura en la hoja de cálculo, mostrando las ecuaciones utilizadas.

CAPÍTULO
DOS

VISCOSIDAD DE LOS FLUIDOS

PANORAMA GENERAL

La facilidad con que un fluido fluye a lo largo de tuberías o se vierte desde un recipiente es una indicación de su viscosidad. Los líquidos que fluyen y se vierten fácilmente tienen una viscosidad relativamente baja, mientras que los que se vierten o fluyen más lentamente tienen una viscosidad alta. Piense en algunos de los fluidos con los que se encuentre a menudo y recuerde la facilidad o lentitud con que se vierten:

- **Líquidos:** Agua, leche, jugos, bebidas gaseosas, vinagre, jarabe para *waffles* y panqueques, aceite de cocina, jarabe de chocolate para helados, enjuague bucal, champú, acondicionador para cabello, jabón líquido o detergente, mermeladas y jaleas, pinturas, barnices, protectores solares, repelentes de insectos, gasolina, queroseno, aceite de motor, lubricantes domésticos y de taller, líquidos para limpieza en botellas de espray o los que se vierten, líquidos limpiaparabrisas, líquidos de control de malezas, refrigerantes en estado líquido, productos químicos líquidos y mezclas que se utilizan en fábricas, fluidos hidráulicos de aceite utilizados en sistemas de fluidos para maquinaria automatizada y muchos otros.
- **Gases:** El aire que respiramos; el aire que fluye a través de un sistema de calefacción, del sistema de ventilación y aire acondicionado para el hogar, la oficina o escuela; el aire que fluye sobre el radiador de un automóvil para mantener el refrigerante a una temperatura efectiva; los refrigerantes en estado gaseoso; el gas natural utilizado en los hogares para la calefacción, la cocina o el calentamiento de agua; el aire comprimido utilizado en los neumáticos y sistemas de control en una fábrica; vapor de agua, vapores químicos, limpiadores en aerosol y aceites de cocina en aerosol antiadherentes.
- **Fluidos de alta viscosidad y semisólidos:** Salsa Catsup, mostaza, aderezos para ensaladas, mantequilla de maní, mantequilla de manzana, mayonesa, crema para el rostro, pomadas, pasta de dientes, pintura artística, adhesivos, selladores, grasa, alquitrán, cera y polímeros líquidos.

Al considerar los *líquidos*, probablemente ha notado que el agua fluye con facilidad y rapidez desde un grifo, una manguera de jardín o una cubeta. Sin embargo, los aceites, jarabes y champús se vierten mucho más lentamente, como se ilustra en la figura 2.1, donde se muestra aceite vertido desde una taza. El agua tiene una viscosidad relativamente baja mientras que el aceite tiene una viscosidad relativamente alta. Se dice también que *el aceite es más viscoso que el agua*. Un buen ejercicio consiste en añadir cualquier otro líquido que se imagine a la lista incluida aquí y luego organizar la lista completa en el orden aproximado de la facilidad con que fluya cada líquido, es decir, ordenarlos del menos al más viscoso.

Los gases también son fluidos, aunque se comportan de manera muy diferente a los líquidos, como se explica de manera general en el capítulo 1. Por lo común, no se piensa en *verter* un gas porque éste se mueve libremente a menos que sea confinado en un recipiente. Sin embargo, hay muchas situaciones en las que los gases *fluyen* por tuberías, tubos, ductos o conductos que tienen otras formas. Considere el aire a alta presión que pone en los neumáticos de su automóvil, bicicleta



FIGURA 2.1 Aceite lubricante con una viscosidad relativamente alta es vertido desde una taza. (*Fuente:* runique/Fotolia)

o motocicleta; el aire calentado o enfriado que se suministra mediante un sistema de calefacción o de aire acondicionado; el aire comprimido suministrado en una fábrica para impulsar los dispositivos automatizados; el movimiento de los refrigerantes en estado gaseoso a lo largo de la tubería en un sistema de refrigeración o aire acondicionado; o el flujo de vapores químicos generado por un proceso de destilación en una planta de refinación de petróleo. Para realizar el diseño de sistemas de flujo, es necesario tener en cuenta la viscosidad de estos gases.

Los *fluidos de alta viscosidad y semisólidos* son aquellos que no se vierten fácilmente. Imagine que usted está tratando de verter salsa Catsup y mostaza en un sándwich. Por lo general, tiene que agitar la botella, golpear la parte inferior o apretar la botella para conseguirlo. Otros fluidos mencionados antes se comportan de manera similar, aunque, con el tiempo suficiente, todos toman la forma de sus contenedores. Estos fluidos se comportan de manera muy diferente que los líquidos más normales ya mencionados también, este comportamiento se describe más adelante en este capítulo.

Es probable que haya notado que los fluidos viscosos se vierten más lentamente fríos que cuando están calientes. Algunos ejemplos son el aceite para motor, el aceite lubricante y los jarabes. Este fenómeno se debe a que, por lo general, la viscosidad de un líquido aumenta conforme disminuye su temperatura. En este capítulo se presentarán datos que apoyan esta observación.

El recurso de internet 9 establece la definición de viscosidad como:

> *Viscosidad es la fricción interna de un fluido, causada por la atracción molecular, que lo hace resistir la tendencia a fluir.*

La fricción interna, a su vez, provoca pérdidas de energía mientras el fluido fluye por tuberías u otros conductos. La propiedad de la viscosidad se usará en los capítulos 8 y 9, cuando se prediga la pérdida de energía de un fluido a medida que fluye por una tubería, un tubo o un conducto de alguna otra forma. Después, en los capítulos del 10 al 13, seguirá siendo un factor importante en el diseño y análisis de los sistemas de flujo de fluidos. También, en el capítulo 13 referente a la selección y aplicación de bombas, se muestra que el desempeño de una bomba se ve afectado por la viscosidad del fluido. En un plano más general, la medición de la viscosidad se utiliza a menudo para medir la calidad y consistencia de un producto. Un cliente puede detectar cuando la viscosidad de un producto alimenticio como el jarabe es demasiado alta (espeso) o demasiado baja (fino). En el procesamiento de materiales, la viscosidad a menudo puede afectar la mezcla de componentes o las reacciones químicas.

Es importante que usted aprenda a definir la viscosidad de un fluido, las unidades utilizadas para ello, las normas industriales que se aplican para medir la viscosidad de los fluidos, como aceites de motor y lubricantes, y que se familiarice con algunos de los instrumentos disponibles comercialmente que se utilizan para medirla.

Exploración

Ahora realice algunos experimentos para demostrar el amplio rango de viscosidades que existe para diferentes tipos de fluidos a distintas temperaturas.

- Obtenga muestras de tres fluidos distintos con diferencias notables en su viscosidad. Algunos ejemplos son el agua, el aceite (para cocina o lubricante), el detergente líquido u otro tipo de líquido de limpieza y alimentos que son líquidos (por ejemplo, jugo de tomate o salsa Catsup).
- Ponga un poco de cada tipo de fluido en el refrigerador y mantenga otro tanto a temperatura ambiente.
- Consiga un recipiente pequeño y desechable que utilizará como taza de ensayo y haga un pequeño agujero en la parte inferior.
- Para cada fluido, ya sea a temperatura ambiente o el que haya refrigerado, vierta la misma cantidad en la taza de ensayo mientras mantiene un dedo sobre el agujero para no dejar salir el fluido.
- Destape el orificio y deje que el fluido drene hacia fuera mientras usted mide el tiempo que lleva vaciar la taza.
- Compare los tiempos obtenidos para los diferentes fluidos a cada temperatura y la diferencia en tiempo entre las dos temperaturas.

Analice sus resultados con sus compañeros y su profesor.

En este capítulo se describe la naturaleza física de la viscosidad, se define la viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática, se analizan las unidades de la viscosidad y se describen varios métodos para medir la viscosidad de los fluidos. También se definen las normas para probar y clasificar la viscosidad de los lubricantes desarrolladas por SAE International, ASTM International, la Organización Internacional de Normalización (ISO, por sus siglas en inglés) y el Consejo Europeo de Coordinación (CEC).

2.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Definir *viscosidad dinámica*.
2. Definir *viscosidad cinemática*.
3. Identificar las unidades de la viscosidad, tanto en el sistema SI como en el de uso común en Estados Unidos.
4. Describir la diferencia entre un *fluido newtoniano* y un *fluido no newtoniano*.
5. Describir los métodos de medición de la viscosidad que emplean el *viscosímetro de tambor giratorio*, el *viscosímetro de tubo capilar*, el *viscosímetro de bola descendente* y el *viscosímetro Saybolt Universal*.
6. Describir la variación de la viscosidad con la temperatura para los líquidos y los gases y definir el *índice de viscosidad*.
7. Identificar los diversos tipos de viscosímetros disponibles comercialmente.
8. Describir la viscosidad de los lubricantes que utilizan los grados de viscosidad SAE y los grados de viscosidad ISO.

2.2 VISCOSIDAD DINÁMICA

A medida que un fluido se desplaza, se desarrolla en él un esfuerzo cortante cuya magnitud depende de la viscosidad del fluido. El *esfuerzo cortante*, denotado por la letra griega τ (tau), se puede definir como la fuerza requerida para deslizar una capa de área unitaria de una sustancia sobre otra. Por lo tanto, τ es una fuerza dividida entre un área y se puede medir en unidades de N/m^2 (Pa) o lb/ft^2. En fluidos como el agua, aceite, alcohol u otros líquidos comunes, la magnitud del esfuerzo cortante es directamente proporcional al cambio de velocidad entre diferentes posiciones en el fluido.

En la figura 2.2 se ilustra el concepto de cambio de velocidad en un fluido al mostrar una capa delgada de fluido entre dos superficies, una de las cuales es estacionaria mientras que la otra se está moviendo. Una condición fundamental que existe cuando un fluido real está en contacto con una superficie de frontera es que el fluido tiene la misma velocidad que la frontera. Entonces, en la figura 2.2, el fluido que está en contacto con la superficie inferior tiene velocidad cero y el que está en contacto con la superficie superior tiene velocidad v. Si la distancia entre las dos superficies es pequeña, entonces la tasa de cambio de la velocidad con respecto de la posición y es lineal. Es decir, varía de manera lineal. El *gradiente de velocidad* es una medida del cambio de velocidad y se define como $\Delta v/\Delta y$. A esto se le llama también *tasa de cambio del esfuerzo cortante respecto a la posición y*.

El hecho de que en el fluido el esfuerzo cortante sea directamente proporcional al gradiente de velocidad puede definirse matemáticamente como

$$\tau = \eta(\Delta v/\Delta y) \qquad \textbf{(2-1)}$$

donde a la constante de proporcionalidad η (letra griega eta) se le llama *viscosidad dinámica* del fluido. En ocasiones se utiliza el término *viscosidad absoluta*.

Usted puede obtener una sensación física de la relación expresada en la ecuación (2-1) al agitar un fluido con una varilla. La acción de agitar provoca la formación de un gradiente de velocidad en el fluido. Se requiere de una fuerza mayor para agitar aceite frío, que tiene viscosidad alta (un valor alto de η), en comparación con la que se requiere para agitar agua, que tiene viscosidad baja. Ésta es una indicación del alto esfuerzo cortante requerido en el aceite frío. La aplicación directa de la ecuación (2-1) se utiliza en algunos tipos de dispositivos de medición de la viscosidad, como se explicará más adelante.

2.2.1 Unidades para la viscosidad dinámica

Para expresar la viscosidad, se utilizan muchos sistemas de unidades diferentes. Aquí se describen los utilizados con mayor frecuencia para la viscosidad dinámica y en la siguiente sección los correspondientes a la viscosidad cinemática.

La definición de la viscosidad dinámica se puede derivar de la ecuación (2-1) al despejar η:

⇨ Viscosidad dinámica

$$\eta = \frac{\tau}{\Delta v/\Delta y} = \tau\left(\frac{\Delta y}{\Delta v}\right) \qquad \textbf{(2-2)}$$

Las unidades de η se pueden obtener al sustituir las unidades del SI en la ecuación (2-2) de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}}{\text{m/s}} = \frac{\text{N·s}}{\text{m}^2}$$

Puesto que el pascal (Pa) es el nombre usado para N/m^2, η también se puede expresar de la siguiente manera:

$$\eta = \text{Pa·s}$$

Ésta es la unidad estándar para la viscosidad dinámica tal como se indica en los documentos oficiales del National Institute for Standards and Technology (NIST), la ASTM International, SAE International, ISO y el Coordinating European Council (CEC). Vea los recursos de internet 1 a 4 en este capítulo y la referencia 1 del capítulo 1.

En ocasiones, cuando se combinan las unidades de η con otros términos —especialmente la densidad— es conveniente expresar η en términos de kg en vez de N. Debido a que $1\ \text{N} = 1\ \text{kg·m/s}^2$, η se puede expresar como

$$\eta = \text{N} \times \frac{\text{s}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg·m}}{\text{s}^2} \times \frac{\text{s}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m·s}}$$

Por lo tanto, es posible usar $N·s/m^2$, Pa·s o kg/m·s para η en el sistema SI.

En la tabla 2.1 se listan las unidades de la viscosidad dinámica en los tres sistemas más utilizados. Las dimensiones de fuerza multiplicadas por el tiempo y divididas entre la longitud al cuadrado son evidentes en cada sistema. Aquí también se enumeran las unidades de *poise* y *centipoise* porque se publican muchos datos en estas unidades. Forman parte de un sistema métrico obsoleto llamado cgs, el cual fue derivado a partir de sus unidades básicas de centímetro, dina, gramo y segundo. En el apéndice K se incluyen tablas resumidas que contienen muchos factores de conversión. También, el recurso de internet 14 contiene calculadoras de conversión en línea para las unidades de viscosidad dinámica y cinemática, junto con una larga lista de factores de conversión de la viscosidad.

Las viscosidades dinámicas de líquidos industriales comunes, como los incluidos en los apéndices A al D y en la sección 2.7, están en un rango aproximado de 1.0×10^{-4} Pa·s a 60.0 Pa·s.

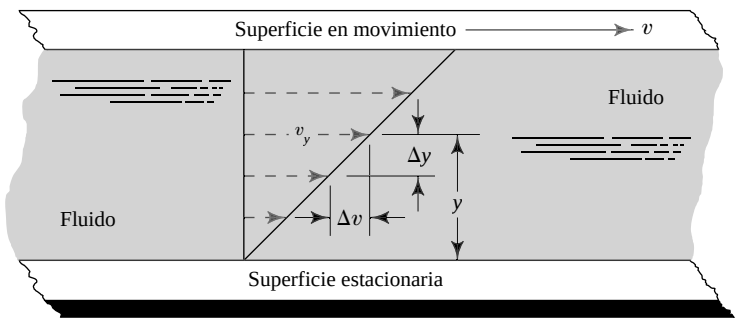


FIGURA 2.2 Gradiente de velocidad en un fluido en movimiento.

TABLA 2.1 Unidades de viscosidad dinámica, η (letra griega eta)

Sistema de unidades	Unidades de viscosidad dinámica (η)
Sistema Internacional (SI)	N·s/m^2, Pa·s o kg/(m·s)
Sistema de uso común en Estados Unidos	lb·s/ft^2 o slug/(ft·s)
Sistema cgs (obsoleto)	poise = dinas·s/cm^2 = g/(cm·s) = 0.1 Pa·s centipoise = poise/100 = 0.001 Pa·s = 1.0 mPa·s

En virtud de este rango común, muchas fuentes de datos de las propiedades de los fluidos y escalas de instrumentos de medición de la viscosidad se listan en una unidad más conveniente de mPa•s, donde

$$1.0 \text{ mPa•s} = 1.0 \times 10^{-3} \text{ Pa•s}$$

Observe que la antigua unidad de centipoises resulta numéricamente equivalente a mPa•s. Entonces, el rango que se dio anteriormente expresado en mPa·s es de

$$1.0 \times 10^{-4} \text{ Pa•s} = 0.10 \times 10^{-3} \text{ Pa•s} = 0.10 \text{ mPa•s}$$

a

$$60.0 \text{ Pa•s} = 60\,000 \times 10^{-3} \text{ Pa•s} = 60\,000 \text{ mPa•s}$$

Note que el valor de 60 000 mPa·s es el del aceite lubricante para motores a temperaturas extremadamente bajas, como se indica en la sección 2.7 en la explicación de rangos de viscosidad SAE para aceites de motor. Esta es la viscosidad dinámica máxima aceptada en condiciones de arranque en frío para asegurar que el aceite sea capaz de fluir hacia la bomba de aceite del motor.

2.3 VISCOSIDAD CINEMÁTICA

En mecánica de fluidos, muchos cálculos implican la relación de la viscosidad dinámica para con la densidad del fluido. Por una cuestión de conveniencia, la viscosidad cinemática ν (letra griega nu) se define como

➪ Viscosidad cinemática

$$\nu = \eta/\rho \qquad \textbf{(2-3)}$$

Puesto que η y ρ son propiedades del fluido, ν también es una propiedad. (Un desafortunado inconveniente es que la letra griega ν y la letra minúscula v ("ve") son muy similares. Tenga cuidado con el uso de estos términos).

2.3.1 Unidades de la viscosidad cinemática

Las unidades del SI para la viscosidad cinemática se pueden derivar al sustituir las unidades desarrolladas previamente para η y ρ:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \eta\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

$$\nu = \frac{\text{kg}}{\text{m•s}} \times \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\nu = \text{m}^2/\text{s}$$

En la tabla 2.2 se listan las unidades empleadas para la viscosidad cinemática en los tres sistemas más utilizados. Las dimensiones básicas de la longitud al cuadrado divididas entre el tiempo son evidentes en cada sistema. Las unidades obsoletas de *stoke* y *centistoke* aparecen porque, con frecuencia, los datos publicados emplean estas unidades. En el apéndice K se listan los factores de conversión.

Las viscosidades cinemáticas de líquidos industriales comunes, como los listados en los apéndices del A al D y en la sección 2.7, tienen un rango aproximado de entre 1.0×10^{-7} m^2/s y 7.0×10^{-2} m^2/s. A menudo se presentan valores más convenientes en mm^2/s, donde

$$1.0 \times 10^{6} \text{ mm}^2/\text{s} = 1.0 \text{ m}^2/\text{s}$$

Observe que la antigua unidad del centistoke resulta numéricamente equivalente a mm^2/s. Entonces, el rango indicado anteriormente expresado en mm^2/s es de

$$1.0 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} = (0.10 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})(10^6 \text{ mm}^2/1.0 \text{ m}^2) = 0.10 \text{ mm}^2/\text{s}$$

a

$$7.0 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s} = (70\,000 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})(\text{mm}^2/1.0 \text{ m}^2) = 70\,000 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Una vez más, hay un valor muy grande para el aceite de motor extremadamente frío.

TABLA 2.2 Unidades para la viscosidad cinemática, ν (letra griega nu)

Sistema de unidades	Unidades de la viscosidad cinemática (ν)
Sistema Internacional (SI)	m^2/s
Sistema de uso común en Estados Unidos	ft^2/s
Sistema cgs (obsoleto)	stoke = cm^2/s = 1×10^{-4} m^2/s centistoke = stoke/100 = 1×10^{-6} m^2/s = 1 mm^2/s

2.4 FLUIDOS NEWTONIANOS Y NO NEWTONIANOS

El estudio de las características de deformación y flujo de las sustancias se denomina *reología*, que es el campo a partir del cual aprendemos acerca de la viscosidad de los fluidos. Existe una distinción importante entre un *fluido newtoniano* y uno *no newtoniano*. Cualquier fluido que se comporta de acuerdo con lo establecido en la figura 2.2 y la ecuación (2-1) se llama *fluido newtoniano*. La viscosidad η sólo es una función de la condición del fluido, en particular de su temperatura. La magnitud del gradiente de velocidad $\Delta v/\Delta y$ no tiene ningún efecto en la magnitud de η. Los fluidos más comunes, como agua, aceite, gasolina, alcohol, queroseno, benceno y glicerina se clasifican como fluidos newtonianos. Vea los apéndices del A al E para consultar los datos de viscosidad para el agua, otros fluidos newtonianos, el aire y otros gases. Vea también la referencia 12 que contiene numerosos cuadros y gráficas de datos de la viscosidad para el aceite de petróleo y otros fluidos comunes. El recurso de internet 19 también lista muchos valores útiles para las viscosidades de los aceites. La mayoría de los fluidos considerados en los capítulos posteriores de este libro son newtonianos.

En contraste con el comportamiento de los fluidos newtonianos, un fluido que no se comporta de acuerdo con la ecuación (2-1) se llama *fluido no newtoniano*. La diferencia entre los dos tipos se muestra en la figura 2.3. La viscosidad del fluido no newtoniano depende del gradiente de velocidad, además de la condición del fluido.

En la figura 2.3(a), observe que la pendiente de la curva del esfuerzo cortante contra el gradiente de velocidad es una medida de la *viscosidad aparente* del fluido. Cuanto más pronunciada sea la pendiente, mayor será la viscosidad aparente. Debido a que los fluidos newtonianos tienen una relación lineal entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad, la pendiente es constante y, por lo tanto, la viscosidad es constante. Las pendientes de las curvas de fluidos no newtonianos varían y la figura 2.3(b) muestra la forma en que cambia la viscosidad de acuerdo con el gradiente de velocidad.

Dos de las principales clasificaciones de los fluidos no newtonianos son: fluidos *independientes del tiempo* y fluidos *dependientes del tiempo*. Como su nombre lo indica, ante cualquier esfuerzo cortante, los fluidos independientes del tiempo mantienen una viscosidad que no varía con el tiempo. Por su parte, la viscosidad de los fluidos dependientes del tiempo sí cambia con el tiempo.

Es posible definir tres tipos de fluidos independientes del tiempo de la siguiente manera:

- ***Seudoplástico*** La gráfica del esfuerzo cortante contra el gradiente de velocidad está por encima de la línea recta con inclinación constante de los fluidos newtonianos, como se muestra en la figura 2.3. La curva comienza abruptamente, lo que indica una alta viscosidad aparente. Después, la pendiente disminuye con el aumento del gradiente de velocidad. Ejemplos de tales fluidos son el plasma sanguíneo, el polietileno fundido, el látex, los jarabes, los adhesivos, las melazas y las tintas.
- ***Fluidos dilatantes*** De nuevo con referencia a la figura 2.3, la gráfica del esfuerzo cortante contra el gradiente de velocidad o de los fluidos dilatantes se encuentra por debajo de la línea recta trazada para los fluidos newtonianos. La curva comienza con poca pendiente, lo que indica una viscosidad aparente baja. Después, la pendiente aumenta con el incremento del gradiente de velocidad. Ejemplos de fluidos dilatantes son las mezclas con altas concentraciones de sólidos como el almidón de maíz en etilenglicol, el almidón en agua y el dióxido de titanio, un ingrediente de las pinturas.
- ***Fluidos Bingham*** En ocasiones llamados *fluidos de flujo de inserción*, los fluidos Bingham requieren el desarrollo de un nivel significativo del esfuerzo cortante antes de que comience el flujo, como se ilustra en la figura 2.3. Una vez que inicia el flujo, hay una inclinación esencialmente lineal hacia la curva, lo cual indica una viscosidad aparente constante. Ejemplos de los fluidos de Bingham son el chocolate, la salsa de tomate, mostaza, mayonesa, pasta de dientes, pintura, asfalto, algunas grasas y las suspensiones en agua de cenizas volátiles o los lodos del drenaje.

2.4.1 Fluidos dependientes del tiempo

Los fluidos dependientes del tiempo son muy difíciles de analizar porque la viscosidad aparente varía con el tiempo, así como con el gradiente de velocidad y la temperatura. Ejemplos de fluidos dependientes del tiempo son algunos de los crudos a bajas temperaturas, la tinta de impresoras, el nylon líquido y otras soluciones de polímeros, algunas gelatinas, la masa de harina, algunos tipos de grasas y pinturas. En la figura 2.4 se muestran dos tipos de fluidos dependientes del tiempo, donde en cada caso la temperatura se mantiene constante. El eje vertical representa la viscosidad dinámica aparente, η, y el eje horizontal el tiempo. La parte izquierda de las curvas muestra viscosidad estable cuando la tasa cortante no cambia. Después,

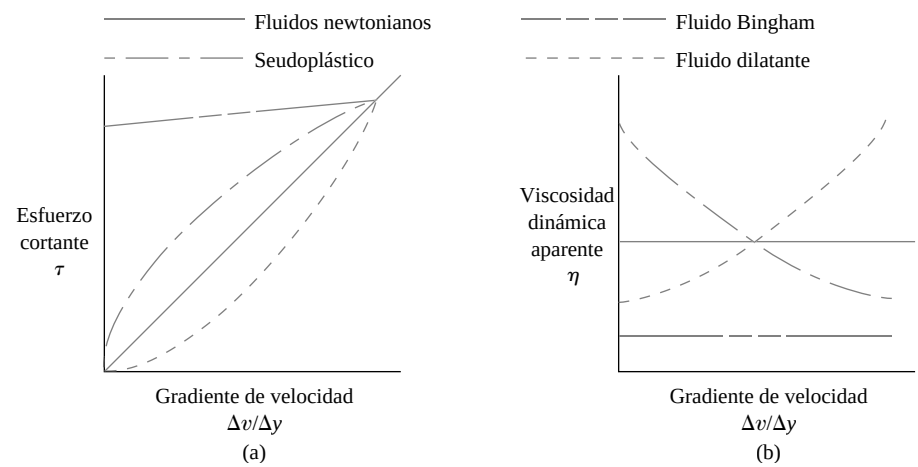


FIGURA 2.3 Fluidos newtonianos y no newtonianos.

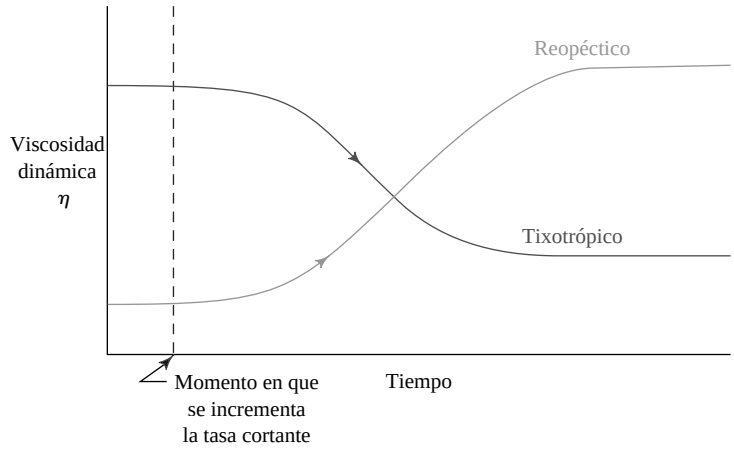


FIGURA 2.4 Comportamiento de los fluidos dependientes del tiempo.

cuando la tasa cortante se modifica, los cambios de viscosidad aparente aumentan o disminuyen en función del tipo de fluido descrito.

- ***Fluidos tixotrópicos***. Un fluido exhibe *tixotropía* siempre que la viscosidad aparente disminuye con el tiempo mientras la tasa del cortante se mantiene constante. Este es el tipo más común de fluido dependiente del tiempo.
- ***Fluidos reopécticos***. Un fluido exhibe *reopexia* siempre que la viscosidad aumenta con el tiempo. Los *fluidos reopécticos* son muy raros.

2.4.2 Fluidos activamente ajustables

Otros tipos de fluidos de desarrollo más reciente son aquellos para los que las propiedades reológicas, en particular la viscosidad y la rigidez, pueden cambiarse activamente mediante la variación de una corriente eléctrica o al cambiar el campo magnético alrededor del material. Los ajustes pueden hacerse en forma rápida, manualmente o mediante un control de computadora, y son reversibles. Las aplicaciones incluyen amortiguadores para vehículos, donde se pueden seleccionar recorridos más duros o más blandos, ajustar para llevar diferentes cargas en el vehículo, o aumentar el amortiguamiento para reducir los saltos y las sacudidas cuando se maneja en caminos abruptos o terracería; ajuste del movimiento del asiento de los conductores de camiones; control activo del embrague; afinación del motor para minimizar la vibración; amortiguación ajustable en edificios y puentes para resistir terremotos; en diversos dispositivos protésicos para personas con discapacidad y en computadoras con pantallas en Braille. En este libro se describen dos de estos tipos de aplicaciones. Para mayores detalles, consulte el recurso de internet 5.

- ***Fluidos electrorreológicos*** (***ERF***, por sus siglas en inglés) Son suspensiones de partículas finas, como almidón, polímeros y cerámicas presentes en un aceite no conductor, como el aceite mineral o el aceite de silicona. Las propiedades del fluido son controlables por medio de la aplicación de una corriente eléctrica. Cuando no se les aplica una corriente, estos fluidos se comportan como otros líquidos; pero cuando se les aplica una corriente, se conviertan en gel y se comportan más como un sólido. El cambio puede ocurrir en menos de 1/1000 s.
- ***Fluidos magnetorreológicos*** (***MRF***, por sus siglas en inglés) Similares a los fluidos ERF, los MRF contienen partículas suspendidas en un fluido base. Sin embargo, en este caso, las partículas son polvos finos de hierro. El fluido base puede ser un aceite de petróleo, aceite de silicona o agua. Cuando no hay un campo magnético presente, el MRF se comporta como otros líquidos, con una viscosidad que varía entre 0.2 Pa•s y 0.3 Pa•s a 25 °C. La presencia de un campo magnético puede causar que los fluidos magnetorreológicos sean prácticamente sólidos de modo tal que puedan resistir un esfuerzo cortante de hasta 100 kPa. El cambio puede controlarse electrónicamente con bastante rapidez.

2.4.3 Nanofluidos

Los *nanofluidos* son fluidos que contienen partículas extremadamente pequeñas, a nanoescala (menos de 100 nm de diámetro) en fluidos básicos como agua, refrigerantes de etilenglicol, aceites y lubricantes sintéticos, fluidos biológicos y soluciones poliméricas. Los materiales de nanopartículas pueden ser metales como el aluminio y cobre, carburo de silicio, dióxido de aluminio, óxido de cobre, grafito, nanotubos de carbono y otros. Las nanopartículas tienen una relación de superficie a volumen mucho mayor que los fluidos, las mezclas o las suspensiones convencionales, lo que conduce a obtener una mayor conductividad térmica y otras propiedades físicas. Un uso importante de los nanofluidos consiste en mejorar el desempeño global de los fluidos utilizados para enfriar dispositivos electrónicos. Al utilizarse en aplicaciones de lubricación, pueden obtenerse mejores características al mantener la lubricidad y el calor alejados de las superficies críticas. También se están investigando y desarrollando aplicaciones biomédicas, de fármacos y para el control ambiental. Vea la referencia 16.

2.4.4 Viscosidad de polímeros líquidos

Los polímeros líquidos son materia de muchos estudios industriales y de investigación debido a su importancia en el diseño, la fabricación y lubricación de productos para el cuidado de la salud. Estos líquidos son, decididamente, no newtonianos y se requiere una gran variedad de terminología adicional acerca de la viscosidad para describir su comportamiento. Consulte los recursos de internet 6, 7 y 9 a 12 para conocer el equipo disponible comercialmente que se utiliza para caracterizar los polímeros líquidos, ya sea en laboratorio o durante su producción; algunos equipos están diseñados para probar el polímero fundido justo antes de su extrusión o inyección en un molde.

Por lo general, para los polímeros se miden o calculan cinco factores de viscosidad adicionales:

1. *Viscosidad relativa*
2. *Viscosidad inherente*
3. *Viscosidad reducida*
4. *Viscosidad específica*
5. *Viscosidad intrínseca* (también llamada *número de viscosidad limitante*)

Antes de realizar alguna de estas pruebas y hacer los cálculos finales, se añade un disolvente al polímero líquido. Algunos ejemplos de combinaciones de polímero/disolvente son:

1. Nylon en ácido fórmico
2. Nylon en ácido sulfúrico
3. Resinas epóxicas en metanol
4. Acetato de celulosa en acetona y cloruro de metileno
5. Policarbonato en cloruro de metileno

Es necesario conocer la concentración (C) del polímero, medida en gramos por cada 100 mL, enseguida, se realizan los siguientes cálculos:

***Viscosidad relativa*, η_{rel}.** La relación de las viscosidades de la solución polimérica y del solvente puro a la misma temperatura.

***Viscosidad inherente*, η_{inh}.** La relación del logaritmo natural de la viscosidad relativa y la concentración C.

***Viscosidad específica*, η_{spec}.** La viscosidad relativa de la solución polimérica menos 1.

***Viscosidad reducida*, η_{red}.** La viscosidad específica dividida entre la concentración.

Viscosidad intrínseca, η_{intr}. La relación de la viscosidad específica sobre la concentración, extrapolada a la concentración cero. La viscosidad relativa se mide con varias concentraciones y la línea de tendencia que resulta de las viscosidades específicas se extrapola a la concentración cero. La viscosidad intrínseca es una medida del peso molecular del polímero o del grado de polimerización.

Los procedimientos de prueba para los polímeros líquidos deben seleccionarse cuidadosamente debido a su naturaleza no newtoniana. En la figura 2.3(a) se muestra que la viscosidad aparente cambia a medida que varía el gradiente de velocidad, y que la tasa de cambio del esfuerzo cortante dentro del fluido también cambia a medida que se modifica el gradiente de velocidad. Por lo tanto, es importante controlar la tasa de cambio del cortante, llamada también tasa de deformación, presente en el fluido durante las pruebas. La referencia 13 incluye una extensa explicación sobre la importancia de controlar la tasa de cambio del esfuerzo cortante y los tipos de reómetros que se recomiendan para los diferentes tipos de fluidos.

Muchos polímeros líquidos y otros fluidos no newtonianos presentan características viscoelásticas dependientes del tiempo, además de la viscosidad básica. Algunos ejemplos son plásticos extruidos, adhesivos, pinturas, recubrimientos y emulsiones. En cuanto a estos materiales, resulta útil medir su comportamiento de elongación para controlar los procesos de fabricación o los procedimientos de aplicación. Este tipo de pruebas se llama *reometría extensional*. Vea el recurso de internet 11.

2.5 VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA

Es probable que usted esté familiarizado con algunos ejemplos de variación de la viscosidad de los fluidos con la temperatura. Por lo general, el aceite de motor es muy difícil de verter cuando hace frío, lo cual indica que tiene una viscosidad alta. A medida que aumenta la temperatura del aceite, su viscosidad disminuye notablemente.

Todos los fluidos exhiben este comportamiento hasta cierto punto. En el apéndice D se presentan dos gráficas de la viscosidad dinámica en función de la temperatura para muchos líquidos comunes. Observe que la viscosidad se traza en una escala logarítmica debido al gran rango de valores numéricos. Para comprobar la capacidad de usted para interpretar estos gráficos, en la tabla 2.3 se muestran algunos ejemplos.

Los gases se comportan de manera diferente a los líquidos ya que su viscosidad aumenta conforme se incrementa la temperatura. Asimismo, la magnitud general de las viscosidades y la cantidad de cambio casi siempre son menores que en los líquidos.

2.5.1 Índice de viscosidad

El índice de viscosidad proporciona una medida de la forma en que la viscosidad de un fluido cambia con la temperatura, en ocasiones este índice se conoce como *VI*. Esto es especialmente importante para los aceites lubricantes y fluidos hidráulicos utilizados en los equipos que deben operar a temperaturas muy extremosas.

> *Un fluido con un alto índice de viscosidad exhibe un pequeño cambio en su viscosidad con la temperatura. Un fluido con un bajo índice de viscosidad exhibe un gran cambio en su viscosidad con la temperatura.*

En la figura 2.5 se muestran curvas típicas para aceites con valores *VI* de 50, 100, 150, 200, 250 y 300 sobre papel gráfico creado especialmente para ilustrar el índice de viscosidad, lo cual se traduce en curvas que son líneas rectas. El índice de viscosidad se determina al medir la viscosidad cinemática del fluido de muestra a 40 °C y 100 °C (104 °F y 212 °F) y al comparar estos valores con los de ciertos fluidos de referencia a los que se les han asignado valores *VI* de 0 y 100. La norma ASTM D 2270 proporciona el método completo. Vea la referencia 3.

TABLA 2.3 Valores de viscosidad seleccionados a partir del apéndice D

Fluido	Temperatura (°C)	Viscosidad dinámica ($N \cdot s/m^2$ o $Pa \cdot s$)
Agua	20	1.0×10^{-3}
Agua	70	4.0×10^{-4}
Gasolina	20	3.1×10^{-4}
Gasolina	62	2.0×10^{-4}
Aceite SAE 30	20	3.5×10^{-1}
Aceite SAE 30	80	1.9×10^{-2}

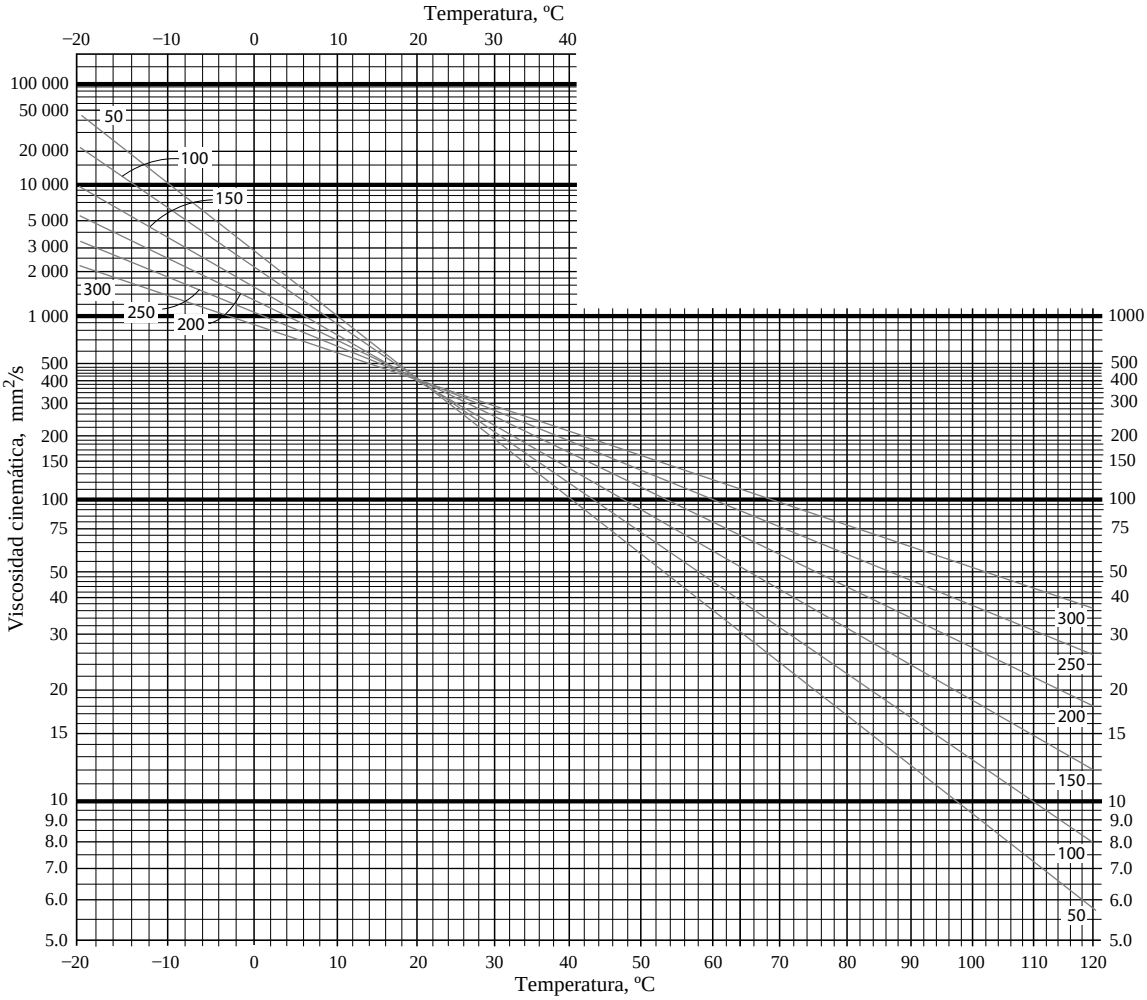


FIGURA 2.5 Curvas comunes del índice de viscosidad.

La forma general de la ecuación empleada para calcular el índice de viscosidad para un tipo de aceite que tiene un valor *VI* de hasta 100 inclusive está dada por la fórmula que se muestra a continuación. Todos los valores de viscosidad cinemática se encuentran en la unidad de mm^2/s:

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \qquad \textbf{(2-4)}$$

donde

U = Viscosidad cinemática a 40 °C del aceite de prueba.
L = Viscosidad cinemática a 40 °C de un aceite estándar de 0 *VI* que tiene la misma viscosidad a 100 °C que el aceite de prueba.
H = Viscosidad cinemática a 40 °C de un aceite estándar de 100 *VI* que tiene la misma viscosidad a 100 °C que el aceite de prueba.

Los valores de L y H pueden obtenerse a partir de una tabla incluida en la norma ASTM D 2270 para aceites con viscosidades cinemáticas de entre 2.0 mm^2/s y 70.0 mm^2/s a 100 °C. Este rango abarca la mayoría de los aceites prácticos utilizados como combustibles o para lubricación.

Para los aceites con $VI > 100$, la norma ASTM D 2270 proporciona un método alternativo para calcular *VI*, el cual también depende de la obtención de los valores a partir de la tabla incluida en la norma.

Mire más de cerca las curvas *VI* de la figura 2.5. Están trazadas para el caso especial en el que cada tipo de aceite tiene el mismo valor de viscosidad cinemática de 400 mm^2/s a 20 °C (68 °F), aproximadamente a la temperatura ambiente. La tabla 2.4 proporciona la viscosidad cinemática para seis tipos de aceite que tienen diferentes valores en su índice de viscosidad (*VI*) a −20 °C (−4 °F), 20 °C (68 °F) y 100 °C (212 °F).

Observe la enorme variedad de los valores. El aceite *VI* 50 tiene una viscosidad muy alta a temperaturas frías, y puede resultar difícil hacer que fluya hacia las superficies críticas para que lubrique. Por el contrario, a temperaturas cálidas, la viscosidad disminuye hasta un valor tan bajo que puede no alcanzar la capacidad de lubricación adecuada. La magnitud de la variación es mucho menor en tipos de aceite que tienen índices de viscosidad altos.

Los lubricantes y fluidos hidráulicos con un alto *VI* se deben aplicar en motores, maquinaria y equipo de construcción utilizado al aire libre, donde las temperaturas pueden variar en amplios rangos. En un día determinado, el aceite podría experimentar el rango ilustrado de −20 °C a +100 °C.

Los valores *VI* más altos se obtienen mediante la mezcla de aceites seleccionados con alto contenido de parafina o por adición de polímeros especiales que aumentan el *VI* manteniendo al mismo tiempo buenas propiedades de lubricación y un buen rendimiento en motores, bombas, válvulas y actuadores.

TABLA 2.4 Lecturas de viscosidad de tipos de aceite que tienen una amplia variedad de valores del índice de viscosidad (*VI*) a tres temperaturas diferentes

Viscosidad Índice *VI*	Viscosidad cinemática ν (mm^2/s) A −20 °C	A 20 °C	A 100 °C
50	47 900	400	9.11
100	21 572	400	12.6
150	9 985	400	18.5
200	5 514	400	26.4
250	3 378	400	37.1
300	2 256	400	51.3

2.6 MEDICIÓN DE LA VISCOSIDAD

Existen numerosos procedimientos y equipos para medir la viscosidad. Algunos emplean los principios fundamentales de la mecánica de fluidos para indicar la viscosidad en sus unidades básicas. Otros indican sólo valores relativos para la viscosidad, los cuales se pueden utilizar para comparar diferentes fluidos. En esta sección se describirán varios métodos comunes utilizados para medir la viscosidad. Los dispositivos empleados para caracterizar el comportamiento del flujo de líquidos se llaman *viscosímetros* o *reómetros*. Usted debe familiarizarse con los numerosos proveedores de instrumentos y sistemas de medición de la viscosidad. Algunos instrumentos están diseñados para su uso en el laboratorio, mientras que otros se diseñan para ser integrados a procesos de producción con el fin de mantener el control de la calidad y registrar datos para la documentación histórica de las características del producto. Los recursos de internet 6 a 14 son ejemplos de tales proveedores.

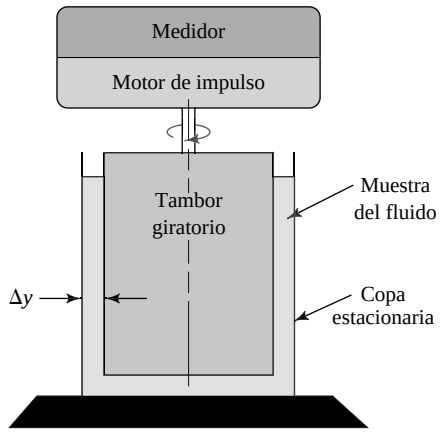
ASTM International, ISO y CEC generan normas para medir y reportar la viscosidad. Vea los recursos de internet 1, 3 y 4 junto con las referencias 1 a 11 de las normas ASTM pertinentes al análisis presentado en esta sección. Las normas específicas se citan en las secciones siguientes. Otra importante organización para el establecimiento de normas es SAE Internacional ya que define y publica muchos estándares para combustibles y lubricantes. Vea el recurso de internet 2 y las referencias 14 y 15. En la sección 2.7 se incluye más información sobre las normas SAE. La organización alemana de estándares, DIN, también desarrolla y publica normas que citan algunos fabricantes de viscosímetros. (Vea www.din.de).

2.6.1 Viscosímetro de tambor giratorio

El aparato que se muestra en la figura 2.6(a) mide la viscosidad dinámica, η, según su definición dada en la ecuación (2-2), la cual puede escribirse en la forma

$$\eta = \tau/(\Delta v/\Delta y)$$

La copa exterior se mantiene estacionaria mientras que el motor instalado en el medidor acciona el tambor giratorio. El espacio Δy que hay entre el tambor giratorio y la copa es pequeño. La parte del fluido que está en contacto con la copa exterior es estacionario, mientras que el fluido en contacto con la superficie del tambor interior se mueve a una velocidad igual a la velocidad superficial del tambor. Por lo tanto, en el fluido se configura



(a) Bosquejo de los componentes del sistema



(b) Bosquejo que muestra una aplicación en un modelo

FIGURA 2.6 Viscosímetro de tambor giratorio.

un gradiente de velocidad conocido, $\Delta v/\Delta y$. La viscosidad del fluido provoca un esfuerzo cortante τ en el fluido que ejerce un momento de torsión o par de arrastre sobre el tambor giratorio. El medidor detecta el par de arrastre y la viscosidad se indica directamente en la pantalla. Se presta atención especial al fluido que está en contacto con la parte inferior del tambor, puesto que su velocidad varía desde cero en el centro hasta el valor más alto en el diámetro exterior. Los diferentes modelos para el estilo de probador que se muestra en la figura 2.6(b), y los diferentes rotores para cada probador, permiten la medición de un amplio rango de niveles de viscosidad. Este tipo de probador se puede utilizar para medir toda una variedad de fluidos, como pintura, tinta, alimentos, productos de petróleo, cosméticos y adhesivos. El probador se opera con baterías y es posible montarlo en un soporte como se muestra o sostenerlo con la mano para su operación en planta. Vea los recursos de internet 5 a 14.

En la referencia 5 se describe una variante del viscosímetro de tambor giratorio, llamado *simulador de arranque en frío*, el cual se utiliza a menudo en las pruebas para aceites de motor en cuanto a su capacidad para arrancar en temperaturas frías. En este aparato, un motor universal acciona un rotor que está ajustado estrecha-

mente en el interior de un estator. La velocidad del rotor se relaciona con la viscosidad del aceite de prueba, el cual llena el espacio que se forma entre el estator y el rotor debido al arrastre viscoso producido por el aceite. La medición de la velocidad se correlaciona con la viscosidad en mPa·s por referencia a un gráfico de calibración preparado mediante la operación de un conjunto de al menos cinco aceites de calibración estándar con viscosidad conocida en el aparato particular que se utilice. Los datos resultantes son utilizados por los diseñadores de motores y los usuarios para garantizar el correcto funcionamiento del motor a temperaturas frías.

SAE International especifica que los requisitos de la viscosidad de bombeabilidad para los aceites de motor se determinen usando los métodos descritos en la referencia 9. Se utiliza un pequeño viscosímetro rotatorio, y el aceite se enfría a temperaturas muy bajas, tal como se describe más adelante en la sección 2.7. También recomienda se utilice la referencia 7 para determinar la temperatura límite de bombeo de los aceites de motor al especificar las nuevas formulaciones de aceite.

Un diseño novedoso denominado viscosímetro Stabinger emplea una variación en el principio del tambor giratorio. El aparato incluye un tubo pequeño con un rotor cilíndrico ligero suspendido en el interior. Se utilizan fuerzas magnéticas para mantener el rotor en su posición. El tubo exterior se hace girar a una velocidad constante especificada y el arrastre viscoso provoca que el rotor interno gire a una velocidad que depende de la viscosidad del fluido. Un pequeño imán colocado en el rotor crea un campo magnético giratorio que se detecta fuera del tubo exterior. La viscosidad dinámica del fluido se puede calcular a partir de la ecuación simple

$$\eta = \frac{K}{(n_2/n_1 - 1)}$$

donde n_2 representa la velocidad del tubo exterior y n_1 la velocidad del rotor interno. K es una constante de calibración proporcionada por el fabricante del instrumento. Vea el recurso de internet 13.

Otros diseños para viscosímetros giratorios emplean un rotor tipo paleta montado en un eje de diámetro pequeño que se sumerge en el fluido de prueba. Tal como ocurre con otros estilos de viscosímetros rotativos, la medición se basa en el par requerido para impulsar la paleta a una velocidad fija mientras está sumergida en el fluido de prueba. Vea los recursos de internet 6 y 9.

2.6.2 Viscosímetro de tubo capilar

En la figura 2.7 se muestran dos depósitos conectados por un largo tubo de diámetro pequeño llamado *tubo capilar*. A medida que el fluido pasa por el tubo con velocidad constante, se pierde algo de energía en el sistema, lo cual causa una caída de presión que puede medirse utilizando un manómetro. La magnitud de la caída de presión se relaciona con la viscosidad del fluido mediante la siguiente ecuación, ésta se desarrollará en el capítulo 8:

$$\eta = \frac{(p_1 - p_2)D^2}{32vL} \qquad \textbf{(2-5)}$$

En la ecuación (2-5), D es el diámetro interior del tubo, v es la velocidad del fluido y L es la longitud del tubo entre los puntos 1 y 2, donde se mide la diferencia de presión.

2.6.3 Viscosímetros capilares de vidrio calibrado estándar

En las referencias 1 y 2 se describe el uso de viscosímetros capilares de vidrio calibrado estándar para medir la viscosidad cinemática de líquidos transparentes y opacos. En las figuras 2.8 y 2.9 se muestran 2 de los 17 tipos de viscosímetros indicados en las normas. Existen otros viscosímetros capilares que son unidades integradas con control de la temperatura y secuenciación automática de pequeñas muestras de fluido a través del dispositivo. Vea la figura 2.10 y el recurso de internet 12.

En preparación para la prueba de viscosidad, el tubo del viscosímetro se carga con una cantidad determinada del fluido de prueba. Después de estabilizar la temperatura de ensayo, se utiliza succión para extraer fluido a través de la ampolleta y ligeramente por encima de la marca de temporización superior. La succión se retira y se permite que el fluido fluya por gravedad. La sección de trabajo del tubo es la capilaridad ubicada por debajo de la marca de temporización inferior indicada en las figuras. Se registra el tiempo necesario para que el borde anterior del menisco pase de la marca de temporización superior a la marca de temporización inferior. La viscosidad cinemática se calcula multiplicando el tiempo de flujo por la constante de calibración del viscosímetro suministrado por el fabricante. La unidad de viscosidad usada en estas pruebas es el centistoke (cSt), que es equivalente a mm^2/s. Este valor debe ser multiplicado por 10^{-6}

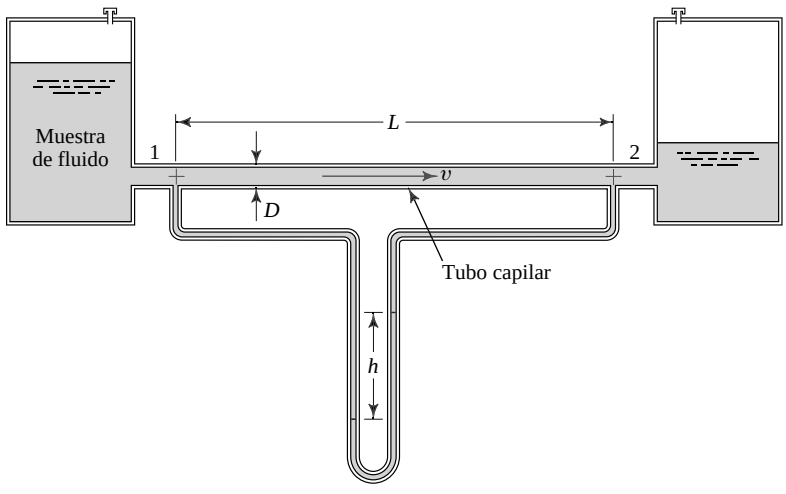


FIGURA 2.7 Viscosímetro de tubo capilar.

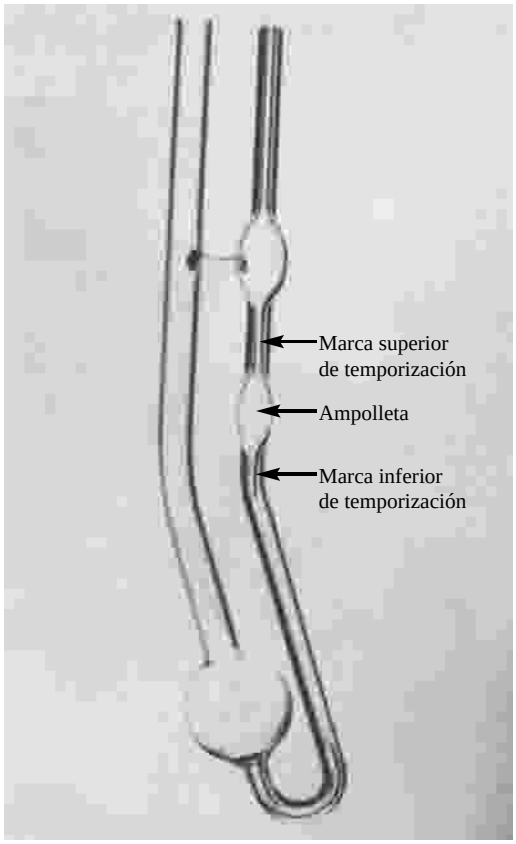


FIGURA 2.8 Viscosímetro de rutina Cannon-Fenske. (*Fuente:* Fisher Scientific).

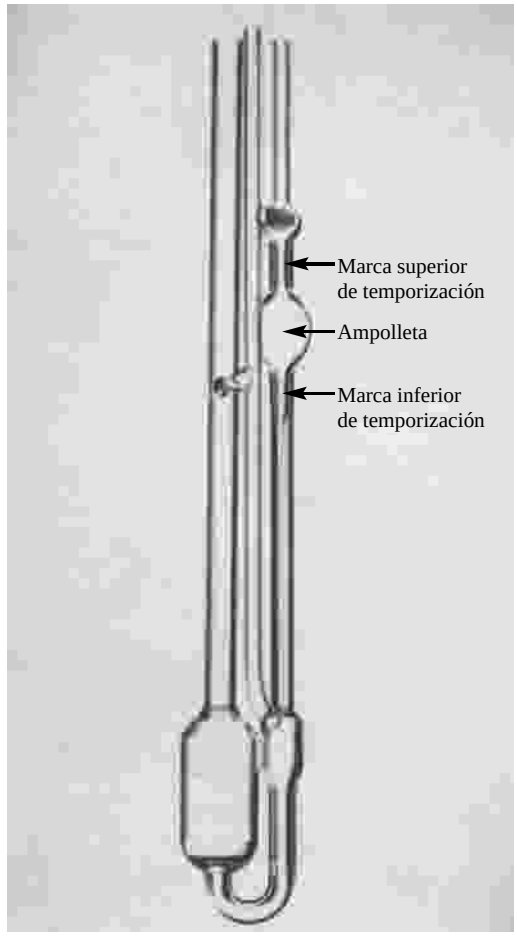


FIGURA 2.9 Viscosímetro Ubbelohde. (*Fuente:* Fisher Scientific, Pittsburgh, Pen.).



FIGURA 2.10 Viscosímetro capilar automatizado de múltiples rangos. (*Fuente:* Precision Scientific Petroleum Instruments Company).

para obtener la unidad estándar del SI, m^2/s, utilizada en este libro para realizar los cálculos.

2.6.4 Viscosímetro de bola descendente

Cuando en un fluido un cuerpo caiga solamente por influencia de la gravedad, se acelerará hasta que la fuerza hacia abajo (su peso) se equilibre con la fuerza de flotación y la fuerza de arrastre viscoso que actúa hacia arriba. En ese momento, a la velocidad se le llama *velocidad terminal*, *v*. El viscosímetro de bola descendente que se bosqueja en la figura 2.11 utiliza este principio al ocasionar que una bola esférica descienda libremente a través del fluido y midiendo el tiempo requerido para que la bola caiga hasta una distancia conocida. En ese momento, es posible calcular la velocidad. La figura 2.12 muestra un diagrama de cuerpo libre de la bola, donde w representa el peso de la bola, F_b la fuerza de flotación y F_d la fuerza de arrastre viscoso sobre la bola, la cual se estudia con mayor detalle en el capítulo 17. Cuando la bola alcanza su velocidad terminal, está en equilibrio. Por lo tanto, se tiene

$$w - F_b - F_d = 0 \qquad \textbf{(2-6)}$$

Si γ_s representa el peso específico de la esfera, γ_f el peso específico del fluido, V el volumen de la esfera y D el diámetro de la esfera, se tiene

$$w = \gamma_s V = \gamma_s \pi D^3/6 \qquad \textbf{(2-7)}$$

$$F_b = \gamma_f V = \gamma_f \pi D^3/6 \qquad \textbf{(2-8)}$$

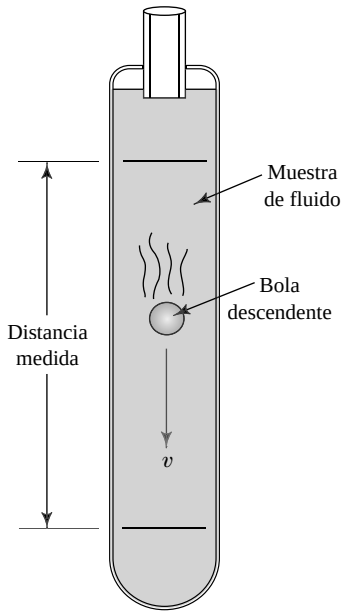


FIGURA 2.11 Viscosímetro de bola descendente.

Para fluidos muy viscosos y una velocidad pequeña, la fuerza de arrastre sobre la esfera es

$$F_d = 3\pi\eta v D \qquad \textbf{(2-9)}$$

Entonces, la ecuación (2-6) se convierte en

$$\eta = \frac{(\gamma_s - \gamma_f)D^2}{18v} \qquad \textbf{(2-10)}$$

Para realizar una temporización visual del descenso de la bola, el líquido debe ser transparente para que se pueda observar la bola y el tiempo de su recorrido hacia abajo. Sin embargo, algunos viscosímetros de bolas descendentes disponibles comercialmente tienen detección automática de la posición de la bola, de modo que pueden utilizarse fluidos opacos. Otros viscosímetros de bola descendente emplean un tubo ligeramente inclinado con respecto a la vertical, de manera que el movimiento es una combinación de rodadura y deslizamiento. La calibración entre el tiempo de recorrido y la viscosidad es proporcionada por el fabricante. Existen varios tipos y tamaños de bolas para permitir que el viscosímetro pueda utilizarse en fluidos con un amplio rango de viscosidades; por lo general, de 0.5 mPa·s a 10^5 mPa·s. Las bolas están hechas de acero inoxidable, aleación de níquel y hierro o vidrio. Vea los recursos de internet 9 y 12.

2.6.5 Viscosímetro universal Saybolt

La facilidad con que un fluido fluya por un orificio de diámetro pequeño es un indicativo de su viscosidad. Éste es el principio en que se basa el viscosímetro Saybolt. La muestra de fluido se coloca en un aparato similar al bosquejado en la figura 2.13, donde el recipiente externo mantiene al fluido de prueba a temperatura constante. Después de que se estabiliza un flujo constante en el orificio, se mide el tiempo requerido para recolectar 60 mL de fluido. El tiempo resultante se reporta como la viscosidad del fluido en segundos Universal Saybolt (SUS). Debido a que la medida no se basa en la definición básica de viscosidad, los resultados sólo son relativos. Sin embargo, sirven para comparar las viscosidades de diferentes fluidos. La ventaja de este procedimiento es que resulta muy simple y sólo requiere de un equipo relativamente poco sofisticado. Vea los recursos de internet 8, 10 y 11.

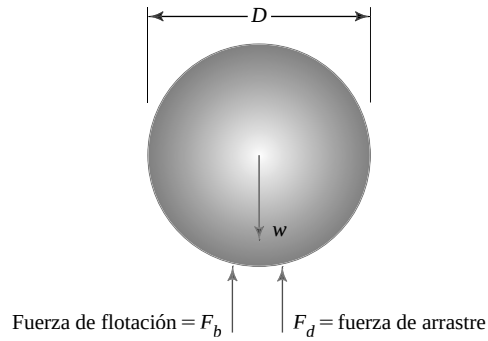


FIGURA 2.12 Diagrama de cuerpo libre de una bola en un viscosímetro de bola descendente.

El uso del viscosímetro Saybolt está cubierto por la norma ASTM D 88 (referencia 10). Sin embargo, esta norma recomienda la utilización de otros métodos para medir la viscosidad, como los listados en las referencias 1 y 2, donde se describe el uso de viscosímetros capilares de vidrio. Además, se recomienda que los datos de viscosidad cinemática se reporten en la unidad SI adecuada, mm^2/s.

En la norma ASTM 2161 (referencia 11) se describen los métodos de conversión recomendados entre la viscosidad medida en SUS y la viscosidad cinemática en mm^2/s. Sin embargo, la introducción de la norma establece que el uso del viscosímetro Saybolt se considera obsoleto en la industria petrolera. Otras industrias pueden seguir usándolo dados los datos históricos y porque es un método fácil de aplicar. La figura 2.14 muestra un gráfico del SUS en función de la viscosidad cinemática ν dada en mm^2/s para una temperatura del fluido de 100 °F. La curva es recta por encima de $\nu = 75$ mm^2/s, de acuerdo con la ecuación

$$\text{SUS} = 4.632\nu \qquad \textbf{(2-11)}$$

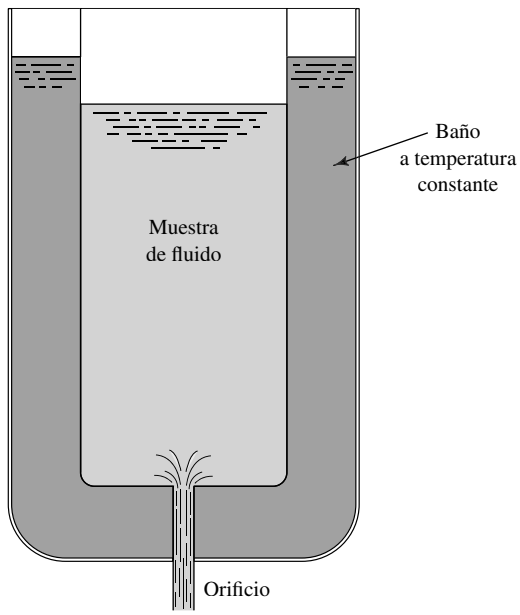


FIGURA 2.13 Elementos básicos de un viscosímetro Saybolt.

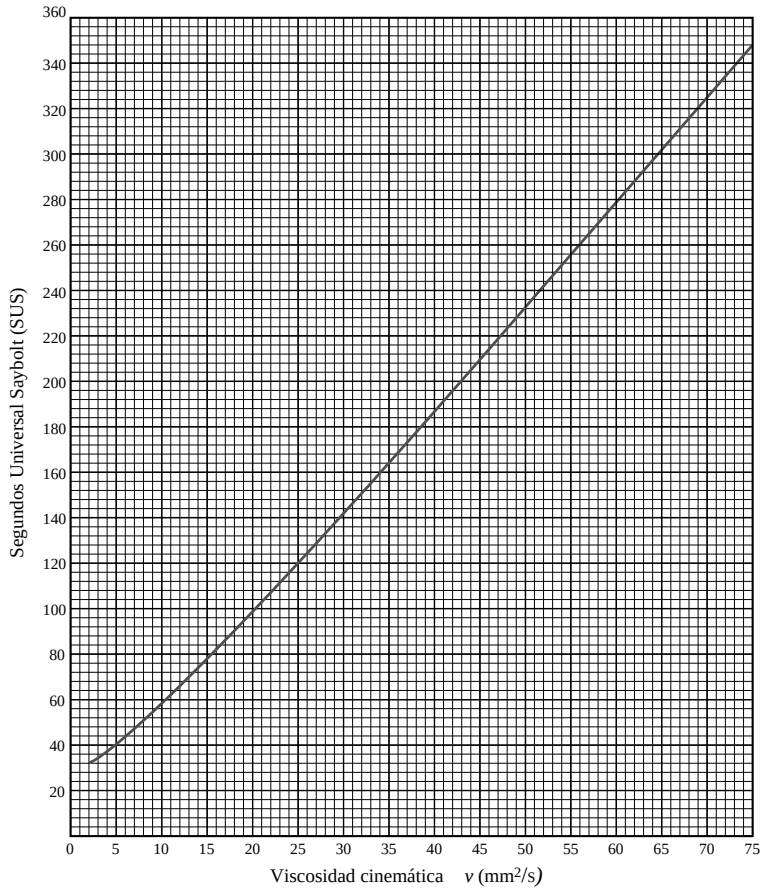


FIGURA 2.14 Viscosidad cinemática ν en SUS contra ν en mm^2/s a 100 °F.

Para una temperatura del fluido de 210 °F, la ecuación para la porción mostrada en línea recta es

$$SUS = 4.664\nu \qquad \textbf{(2-12)}$$

Estas ecuaciones pueden utilizarse hasta aproximadamente $\nu = 50$ mm^2/s con un error de menos de 0.5 por ciento y hasta aproximadamente $\nu = 38$ mm^2/s con un error de menos de 1.0 por ciento (<1.0 SUS).

El valor SUS para cualquier otra temperatura t en grados Fahrenheit se puede encontrar al multiplicar el valor SUS para 100 °C por el factor A que se muestra en la figura 2.15. El factor A puede calcularse a partir de

$$A = 6.061 \times 10^{-5}t + 0.994$$
(redondeado a tres decimales) **(2-13)**

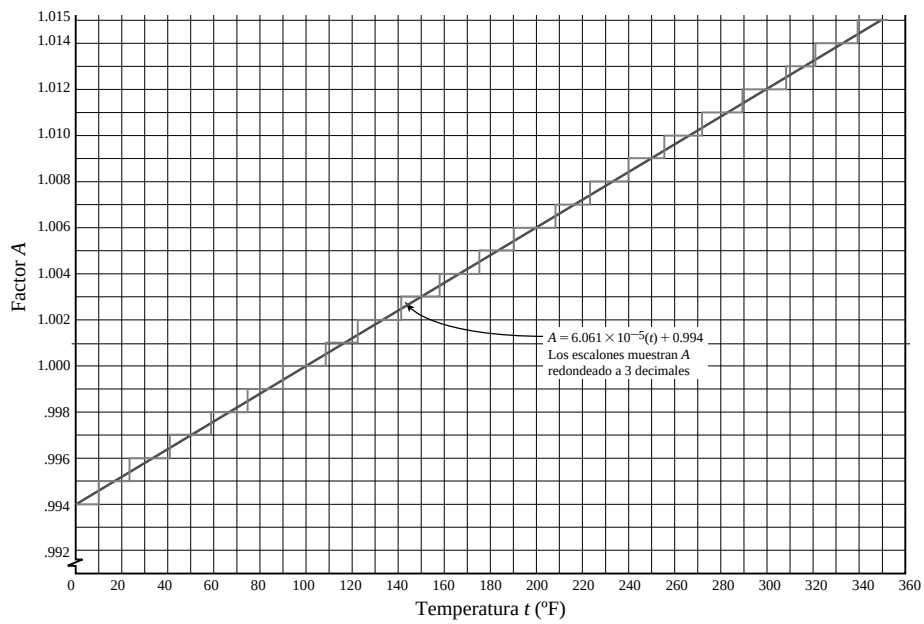


FIGURA 2.15 Factor A en función de la temperatura t, en grados Fahrenheit, utilizado para determinar la viscosidad cinemática en SUS para cualquier temperatura.

Problema de ejemplo 2.1 Dado que un fluido a 100 °F tiene una viscosidad cinemática de 30.0 mm^2/s, determine el valor equivalente en SUS a 100 °F.

Solución Puesto que $\nu < 75$ mm^2/s, utilice la figura 2.14 para encontrar $\nu = 141.5$ SUS.

Problema de ejemplo 2.2 Dado que un fluido a 100 °F tiene una viscosidad cinemática de 220 mm^2/s, determine el valor equivalente en SUS a 100 °F.

Solución Puesto que $\nu > 75$ mm^2/s, utilice la ecuación (2-11):

$$SUS = 4.632\nu = 4.632(220) = 1019 \text{ SUS}$$

Problema de ejemplo 2.3 Dado que un fluido a 260 °F tiene una viscosidad cinemática de 145 mm^2/s, determine su viscosidad cinemática en SUS a 260 °F.

Solución Utilice la ecuación (2-13) para calcular el factor A:

$$A = 6.061 \times 10^{-5}t + 0.994 = 6.061 \times 10^{-5}(260) + 0.994 = 1.010$$

Ahora encuentre la viscosidad cinemática a 100 °F con la ecuación (2-11):

$$SUS = 4.632\nu = 4.632(145) = 671.6 \text{ SUS}$$

Por último, multiplique este valor por A para obtener el valor en SUS a 260 °F:

$$SUS = A(671.6) = 1.010(671.6) = 678 \text{ SUS}$$

2.7 GRADOS DE VISCOSIDAD SAE

SAE International ha desarrollado sistemas de clasificación para aceites de motor (referencia 14) y lubricantes para engranajes automotrices (referencia 15) que indican la viscosidad de los aceites a temperaturas especificadas. Observe las normas de prueba ASTM listadas como las referencias 1 a 11. Los recursos de internet 15 a 18 son representativos de los diversos productores de aceites para motor de automóvil y lubricantes para engranajes. El recurso de internet 19 ofrece tablas de datos para viscosidades de aceite de acuerdo con varias organizaciones de normalización.

Los grados más populares de viscosidad para aceites de motor usados en la lubricación de dispositivos de arranque son:

0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W

20, 30, 40, 50, 60

Los grados de uso frecuente para lubricación de transmisiones de engranajes automotrices son:

70W, 75W, 80W, 85W

80, 85, 90, 110, 140, 190, 250

Los aceites con sufijo W se basan en la viscosidad dinámica máxima a temperaturas frías especificadas entre −10 °C y −40 °C bajo condiciones que simulan tanto el arranque de un motor como el bombeo de aceite a través de la bomba de aceite. Las normas de pruebas ASTM aplicables se describen en las referencias 5 y 9. Éstas deben exhibir también una viscosidad cinemática por encima de un mínimo determinado a 100 °C con un viscosímetro capilar de vidrio, tal como se describe en la referencia 1. Los aceites que no tienen el sufijo W se valoran para la viscosidad a altas temperaturas mediante dos métodos diferentes que se describen en la referencia 14, la viscosidad cinemática en condiciones de baja tasa cortante a 100 °C y la viscosidad dinámica en condiciones de alta tasa cortante a 150 °C, como se describe en las referencias 1 y 8. Las clasificaciones simulan las condiciones presentes en chumaceras y superficies de deslizamiento. El recurso de internet 6 presenta el viscosímetro HTHS Ahusado Ravenfield para realizar tales mediciones. Los aceites con grado de multiviscosidad, como el SAE 10W-40, deben satisfacer las normas tanto en condiciones de baja como de alta temperatura.

La especificación de los valores máximos de viscosidad a baja temperatura para los aceites se relaciona con la capacidad de que el aceite fluya hacia las superficies que necesitan lubricación a las velocidades del motor encontradas durante el arranque a temperaturas frías. La viscosidad de bombeo indica la capacidad del aceite para fluir hacia la entrada de la bomba de aceite de un motor. Las especificaciones del rango de viscosidad a altas temperaturas se refieren a la capacidad del aceite para proporcionar una película de aceite satisfactoria para soportar las cargas esperadas, al mismo tiempo que no posee una viscosidad excesivamente alta que pudiera aumentar las pérdidas por fricción y de energía generadas por las partes móviles.

Tenga en cuenta que los aceites diseñados para funcionar con amplios rangos de temperatura tienen aditivos especiales para aumentar el índice de viscosidad. Un ejemplo de esto es el

aceite de motor con multiviscosidad (digamos el 5W-40), que debe cumplir con rigurosos límites de viscosidad a bajas temperaturas mientras conserva una viscosidad lo suficientemente alta a temperaturas altas de funcionamiento del motor para proporcionar una lubricación efectiva. Además, los aceites del sistema hidráulico de los automóviles que deben operar con un rendimiento similar en climas fríos y cálidos y los aceites para el sistema hidráulico de máquinas herramienta que deben operar de igual manera al aire libre y en interiores deben tener altos índices de viscosidad. El logro de un alto índice de viscosidad en el aceite a menudo requiere de la mezcla de materiales poliméricos con el petróleo. La mezcla resultante puede exhibir características no newtonianas, particularmente a las temperaturas más bajas.

Vea también el apéndice C para conocer las propiedades típicas de los aceites lubricantes de petróleo que se usan en motores, engranajes, sistemas hidráulicos y aplicaciones de máquinas herramienta.

2.8 GRADOS DE VISCOSIDAD ISO

Los lubricantes usados en aplicaciones industriales deben estar disponibles en un amplio rango de viscosidades para satisfacer las necesidades de la maquinaria de producción, cojinetes, engranajes, máquinas eléctricas, ventiladores y sopladores, sistemas hidráulicos, equipos móviles y muchos otros dispositivos. Los diseñadores de este tipo de sistemas deben garantizar que el lubricante pueda soportar las temperaturas que experimenta, al mismo tiempo que proporciona suficiente capacidad de carga. El resultado es la necesidad de un amplio rango de viscosidades.

Para cumplir estos requisitos y aún así tener un número económico y manejable de opciones, la norma ASTM D 2422 (referencia 4) define un conjunto de 20 grados de viscosidad ISO. La designación de serie incluye el prefijo ISO VG seguido de un número que representa la viscosidad cinemática nominal en mm^2/s (cSt) para una temperatura de 40 °C. La tabla 2.5 proporciona los datos. Los valores máximos y mínimos son ±10 por ciento del valor nominal. Aunque la norma es de uso voluntario, la intención es alentar a los productores y usuarios de lubricantes a cumplir la especificación de viscosidades de la lista. Este sistema está ganando adeptos en todo el mercado mundial. La CEC desarrolla estándares de desempeño para lubricantes en muchos países europeos, los cuales han sido adoptados por otros países en todo el mundo. Vea el recurso de internet 3. Los recursos de internet 15 a 18 incluyen ejemplos de las diversas compañías que ofrecen aceites y lubricantes en los mercados industriales y automotrices. El recurso de internet 19 establece comparaciones entre los grados ISO y algunos otros.

TABLA 2.5 Grados de viscosidad ISO

Grado ISO VG	Viscosidad cinemática a 40 °C (cSt) o (mm^2/s)		
	Nominal	Mínimo	Máximo
2	2.2	1.98	2.40
3	3.2	2.88	3.52
5	4.6	4.14	5.06
7	6.8	6.12	7.48
10	10	9.00	11.0
15	15	13.5	16.5
22	22	19.8	24.2
32	32	28.8	35.2
46	46	41.4	50.6
68	68	61.2	74.8
100	100	90.0	110
150	150	135	165
220	220	198	242
320	320	288	352
460	460	414	506
680	680	612	748
1000	1000	900	1100
1500	1500	1350	1650
2200	2200	1980	2420
3200	3200	2880	3520

Fuente: Reimpreso con autorización de la norma ASTM 2422. Derechos reservados de ASTM. (Vea la referencia 4).

2.9 FLUIDOS HIDRÁULICOS PARA SISTEMAS DE FLUIDOS

Los sistemas hidráulicos y de fluidos utilizan fluidos a presión para accionar dispositivos lineales o giratorios que se emplean en equipos de construcción, sistemas de automatización industrial, maquinaria agrícola, sistemas hidráulicos de aviones, sistemas de frenado para automóviles y muchos otros. Los sistemas de fluidos incluyen tanto los sistemas de tipo aire, comúnmente llamados *neumáticos*, como los de tipo líquido, normalmente denominados sistemas hidráulicos. Esta sección se ocupará de los sistemas de tipo líquido.

Hay varios tipos de fluidos hidráulicos de uso común, incluyendo:

- Aceites de petróleo
- Fluidos de agua-glicol
- Fluidos altamente basados en agua (HWBF)
- Fluidos de silicona
- Aceites sintéticos

Las características principales de este tipo de fluidos requeridas para su uso en sistemas de fluidos son:

- Viscosidad adecuada para el propósito
- Alta capacidad de lubricación, en ocasiones llamada lubricidad
- Limpieza
- Estabilidad química a las temperaturas de operación
- No corrosividad con los materiales utilizados en los sistemas de fluidos
- Incapacidad de permitir el crecimiento de bacterias
- Ecológicamente aceptable
- Alto módulo volumétrico (baja compresibilidad)

Es necesario que usted examine con cuidado el entorno en que se va a usar el sistema de fluidos y seleccione un fluido que sea óptimo para la aplicación. Por lo general, se requieren compensaciones de manera que la combinación de propiedades sea acep-

table. Es necesario consultar a los proveedores de componentes, especialmente bombas y válvulas, acerca de los fluidos apropiados que pueden usarse con sus productos. Los recursos de internet 15 a 18 proporcionan información y datos de los proveedores más representativos de fluidos hidráulicos en aplicaciones automotrices, de la construcción y de maquinaria industrial en general.

La viscosidad es una de las propiedades más importantes porque se relaciona con la lubricidad y la capacidad del fluido para bombear y fluir por tubos, tuberías, actuadores, válvulas y otros dispositivos de control que se encuentran en los sistemas de fluidos.

Los sistemas de fluidos industriales comunes requieren fluidos con viscosidades ubicadas en el rango de grados ISO 32, 46 o 68. Vea en la tabla 2.5 los rangos de viscosidad cinemática recomendados para tales fluidos. En general, el número de grado ISO es la viscosidad cinemática nominal en unidades de mm^2/s.

Cuando se encuentran temperaturas extremas, es necesario tener un cuidado especial. Considere el caso del sistema de fluidos instalado en un componente para equipo de construcción que se mantiene al aire libre durante todo el año. En invierno, la temperatura puede llegar hasta −20 °F (−29 °C). Al iniciar el sistema a esa temperatura, debe tenerse en cuenta la capacidad del fluido para fluir hacia los puertos de entrada de las bombas a través de los sistemas de tubería y de las válvulas de control. La viscosidad del fluido puede ser mayor a 800 mm^2/s. Después, cuando el sistema se haya calentado a aproximadamente 150 °F (66 °C), la viscosidad del fluido puede llegar a ser tan baja como 15 mm^2/s. Es probable que el desempeño de las bombas y válvulas sea notablemente distinto en este rango de condiciones. Además, como se estudiará en el capítulo 8, la propia naturaleza del flujo puede cambiar a medida que se modifican las viscosidades. A temperaturas frías, es probable que el flujo del fluido sea laminar, mientras que a temperaturas más altas con viscosidades inferiores, el flujo puede ser turbulento. Los fluidos hidráulicos empleados para operar en estos rangos de temperatura deben tener un alto índice de viscosidad, tal como se describió previamente en este capítulo.

Los *aceites de petróleo* pueden ser muy similares a los aceites para motores de automóvil que se analizaron con anterioridad en este capítulo. SAE 10W y SAE 20W-20 resultan adecuados. Sin embargo, se requieren varios aditivos para inhibir el crecimiento de bacterias, asegurar la compatibilidad con los sellos y otras partes de los componentes del sistema de fluidos, mejorar su desempeño antidesgaste en las bombas y mejorar el índice de viscosidad. Es necesario consultar las recomendaciones de los proveedores de fluidos hidráulicos acerca de las formulaciones específicas. Algunos de los aditivos que se utilizan para mejorar la viscosidad son materiales poliméricos y pueden cambiar las características del flujo de manera impresionante bajo ciertas condiciones de alta presión que pueden ocurrir dentro de válvulas y bombas. Los aceites pueden comportarse como fluidos no newtonianos.

Los *fluidos de silicona* se recomiendan cuando es posible encontrar altas temperaturas, así como en el trabajo cerca de hornos, procesos calientes y algunos sistemas de frenado de vehículos. Estos fluidos exhiben muy alta estabilidad térmica. Es necesario revisar la compatibilidad con las bombas y las válvulas del sistema.

Los *fluidos altamente basados en agua* (HWBF, por sus siglas en inglés) son recomendables cuando se requiere resistencia al fuego. Las emulsiones de agua en aceite contienen aproximadamente 40 por ciento de aceite mezclado en agua con una significativa cantidad y variedad de aditivos para adaptar las propiedades de los fluidos a cada aplicación. Una clase diferente de fluidos, llamados emulsiones de aceite en agua, contienen entre 90 y 95 por ciento de agua, con el porcentaje restante compuesto de aceite y aditivos. Por lo general, tales emulsiones parecen ser de color blanco lechoso debido a que el aceite se dispersa en forma de gotas muy pequeñas.

Los *fluidos de agua y glicol* también son resistentes al fuego y contienen aproximadamente entre 35 y 50 por ciento de agua, con el porcentaje restante formado por varios glicoles junto con los aditivos adecuados para el entorno en que se operará el sistema.

REFERENCIAS

1. ASTM International. 2011. D445-11A: *Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids*, West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D445-11A, www.astm.org.
2. _____. 2007. D446-07: *Standard Specifications for Glass Capillary Kinematic Viscometers*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D446-07, www.astm.org.
3. _____. 2010. D2270-10: *Standard Practice for Calculating Vicosity Index from Kinematic Viscosity at 40 and 100°C*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D2270-10, www.astm.org.
4. _____. 2007. D2422-07: *Standard Classification of Industrial Lubricants by Viscosity System*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D2422-07, www.astm.org.
5. _____. 2010. D5293-10el: *Standard Test Method for Apparent Viscosity of Engine Oils and Base Stocks Between −5 and −35°C Using the Cold-Cranking Simulator*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D5293-10, www.astm.org.
6. _____. 2009. D2983-09: *Standard Test Method for Low-Temperature Viscosity of Automotive Fluid Lubricants Measured by Brookfield Viscometer*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D2983-09, www.astm.org.
7. _____. 2007. D3829-07: *Standard Test Method for Predicting the Borderline Pumping Temperature of Engine Oil*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D3829-07, www.astm.org.
8. _____. 2010. D4683-10: *Standard Test Method for Measuring Viscosity of New and Used Engine Oils at High-Shear Rate and High Temperature by Tapered Bearing Simulator Viscometer at 150°C*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D4683-10, www.astm.org.
9. _____. 2008. D4684-08: *Standard Test Method for Determination of Yield Stress and Apparent Viscosity of Engine Oils at Low Temperature*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D4684-08, www.astm.org.
10. _____. 2007. D88-07: *Standard Test Method for Saybolt Viscosity*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D88-07, www.astm.org.
11. _____. 2010. D2161-10: *Standard Practice for Conversion of Kinematic Viscosity to Saybolt Universal Viscosity or to Saybolt Furol Viscosity*. West Conshohocken, PA: Autor. DOI: 10.1520/D2161-10, www.astm.org.
12. Heald, C. C., ed. 2002. *Cameron Hydraulic Data*, 19a. ed. Irving, TX: Flowserve. (Las ediciones previas fueron publicadas por Ingersoll-Dresser Pump Co., Liberty Corner, Nueva Jersey).

13. Schramm, Gebhard. 2002. *A Practical Approach to Rheology and Rheometry*. Karlsruhe, Alemania: Thermo Haake.
14. SAE International (SAE). 2009. *SAE Standard 1300: Engine Oil Viscosity Classification*. Warrendale, PA: Autor.
15. _____. 2005. *SAE Standard J306: Automotive Gear Lubricant Viscosity Classification*. Warrendale, PA: Autor.
16. Votz, Sebastian, 2010. *Thermal Nanosystems and Nanomaterials*. Nueva York: Springer Publishing.

RECURSOS DE INTERNET

1. **ASTM International:** Desarrolla y publica normas para los procedimientos de prueba y las propiedades de numerosos tipos de materiales, incluyendo fluidos.
2. **SAE International:** Es la asociación de ingeniería para el avance de la movilidad —por tierra, mar, aire y espacio—. Editora de numerosas normas de la industria, incluyendo la viscosidad de lubricantes y combustibles.
3. **ISO (Organización Internacional de Normalización):** ISO es el mayor desarrollador mundial de normas internacionales de aplicación voluntaria.
4. **Consejo Europeo de Coordinación (CEC)**: Desarrollador de los métodos de prueba para el desempeño de fluidos utilizados ampliamente en Europa y en todo el mundo. Representa a las industrias del motor, el aceite, los aditivos de petróleo e industrias conexas en la evaluación del desempeño de combustibles, lubricantes y otros fluidos para el transporte.
5. **Lord Corporation:** Productor de una amplia variedad de montajes de vibración y dispositivos de amortiguamiento, incluyendo fluidos magnetorreológicos y sus aplicaciones. En la página principal, seleccione *Productos y soluciones* y después *magnetorreológico*s (*MR*).
6. **Cannon Instrument Company:** Productor de muchos tipos de viscosímetros y otros instrumentos empleados para medir las propiedades de los fluidos.
7. **Fisher Scientific:** Proveedor de numerosos instrumentos y materiales para laboratorio y uso científico, entre ellos viscosímetros de la marca Fisher y muchos otros.
8. **Kohler Instrument Company:** Productor y proveedor líder de instrumentación para el petróleo y la petroquímica en todo el mundo, incluyendo equipos ASTM de prueba manuales y automatizados para las propiedades de viscosidad, densidad y fricción y desgaste de tribología en el petróleo.
9. **Brookfield Engineering Laboratories:** Es el principal fabricante de equipos de medición de la viscosidad en el mundo para aplicaciones de laboratorio y control de procesos.
10. **Malvern Instruments Ltd.:** Esta compañía diseña, fabrica y vende instrumentos para la caracterización de materiales, incluidos reómetros, viscosímetros y dispositivos para el análisis de partículas.
11. **Thermo Scientific Corporation:** Productor de muchos tipos de equipos de medición para industrias, laboratorios científicos y operaciones de producción. La División Haake produce varios tipos de viscosímetros y reómetros incluyendo los tipos de bola descendente y tambor giratorio. Forma parte de ThremoFisher Scientific Inc.
12. **PAC L.P.:** PAC es un proveedor global líder de instrumentos analíticos avanzados para laboratorios y aplicaciones de procesos en línea en industrias como la de refinación, petroquímicas, de biocombustibles, del medio ambiente, de alimentos y bebidas y farmacéuticas. Busque en *paclp*. PAC se compone de varias líneas de productos que ofrecen mediciones y pruebas de otras propiedades de los fluidos, como Cambridge Viscosity, ISL, PetroSpec, Walter Herzog y PSPI - Precision Scientific.
13. **Anton Paar:** Fabricante de instrumentos para medición de la viscosidad, la densidad, la concentración y otras propiedades de los fluidos.
14. **Cole-Parmer Company:** Cole-Parmer es una fuente mundial líder de productos para el manejo de fluidos, instrumentación, equipamiento y suministro en laboratorios e instalaciones de fluidos industriales, incluyendo viscosímetros, bombas, medidores de flujo y otros productos relacionados con la mecánica de fluidos. El sitio incluye calculadoras de conversión de la viscosidad, tanto para la viscosidad dinámica como para la cinemática, junto con una lista de factores de conversión de la viscosidad.
15. **Wynn's USA:** En la página principal seleccione *C.A.M.P.*, después *productos y equipos* (*Products & Equipment*). Wynn's es fabricante y distribuidor de productos lubricantes para automóvil, incluyendo aceite de motor, líquido de transmisión, líquido de frenos y lubricantes de propósito general. Una división de Illinois Tool Works, Inc.
16. **Mobil Industrial Lubricants:** Productor de una amplia gama de aceites hidráulicos industriales y otros lubricantes industriales. El sitio incluye una función para la búsqueda de productos relacionados con aplicaciones específicas.
17. **Castrol Limited:** Productor de aceites y lubricantes industriales y automotrices para construcción, maquinaria y sistemas hidráulicos industriales en general.
18. **CITGO Petroleum Corporation:** Productor de una amplia gama de aceites de motor, fluidos hidráulicos, lubricantes y grasas para los mercados automotriz, de la construcción y la industria en general.
19. **Tribology-ABC:** Parte de *Engineering-ABC*, es un sitio web con un enorme conjunto de datos útiles en muchos tipos de cálculos de ingeniería. En la página principal, seleccione la letra *V*; a continuación, seleccione *viscosidad* (*Viscosity*) para conectarse a la página que lista las definiciones básicas de los términos de viscosidad, los grados de viscosidad ISO, las clasificaciones AGMA de viscosidad de los aceites para engranajes, los grados de viscosidad SAE para aceites de motor y engranajes automotrices y ofrece una comparación de todas estas clasificaciones.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

2.1 Defina *esfuerzo cortante* de acuerdo a cómo se aplica a un fluido en movimiento.
2.2 Defina *gradiente de velocidad*.
2.3 Enuncie la definición matemática para *viscosidad dinámica*.
2.4 Entre un aceite lubricante frío y el agua dulce, ¿cuál fluido tendría mayor viscosidad dinámica? ¿Por qué?
2.5 Indique las unidades estándar empleadas para medir la viscosidad dinámica en el sistema SI.
2.6 Indique las unidades estándar empleadas para medir la viscosidad dinámica en el sistema de uso común en Estados Unidos.
2.7 Indique las unidades equivalentes para el *poise* en términos de las cantidades básicas del sistema cgs.
2.8 ¿Por qué las unidades de poise y centipoise son consideradas obsoletas?
2.9 Enuncie la definición matemática para *viscosidad cinemática*.
2.10 Indique las unidades estándar empleadas para medir la viscosidad cinemática en el sistema SI.
2.11 Indique las unidades estándar empleadas para medir la viscosidad cinemática en el sistema de uso común en Estados Unidos.
2.12 Indique las unidades equivalentes para el *stoke* en términos de las cantidades básicas del sistema cgs.
2.13 ¿Por qué las unidades de stoke y centistoke se consideran obsoletas?
2.14 Defina un *fluido newtoniano*.
2.15 Defina un *fluido no newtoniano*.

2.16 Dé cinco ejemplos de fluidos newtonianos.
2.17 Proporcione cuatro ejemplos de los tipos de fluido que son no newtonianos.

El apéndice D proporciona la viscosidad dinámica para una variedad de fluidos en función de la temperatura. Con base en este apéndice, proporcione el valor de la viscosidad para los siguientes fluidos:

2.18 Agua a 40 °C.
2.19 Agua a 5 °C.
2.20 Aire a 40 °C.
2.21 Hidrógeno a 40 °C.
2.22 Glicerina a 40 °C.
2.23 Glicerina a 20 °C.
2.24 Agua a 40 °F.
2.25 Agua a 150 °F.
2.26 Aire a 40 °F.
2.27 Hidrógeno a 40 °F.
2.28 Glicerina a 60 °F.
2.29 Glicerina a 110 °F.
2.30 Mercurio a 60 °F.
2.31 Mercurio a 210 °F.
2.32 Aceite SAE 10 a 60 °F.
2.33 Aceite SAE 10 a 210 °F.
2.34 Aceite SAE 30 a 60 °F.
2.35 Aceite SAE 30 a 210 °F.
2.36 Defina el *índice de viscosidad* (*VI*).
2.37 Si usted desea elegir un fluido que presente un pequeño cambio en la viscosidad a medida que cambia la temperatura, ¿cuál elegiría entre uno con alto índice de viscosidad o uno con bajo *VI*?
2.38 ¿Qué tipo de método para medición de la viscosidad utiliza la definición básica de la viscosidad dinámica para el cálculo directo?
2.39 En cuanto al *viscosímetro de tambor giratorio*, describa cómo se crea el gradiente de velocidad en el fluido a medir.
2.40 En cuanto al *viscosímetro de tambor giratorio*, describa cómo se mide la magnitud del esfuerzo cortante.
2.41 ¿Qué medidas deben tomarse para determinar la viscosidad dinámica cuando se utiliza un *viscosímetro de tubo capilar*?
2.42 Defina el término *velocidad terminal* de acuerdo a cómo se aplica a un *viscosímetro de bola descendente*.
2.43 ¿Qué medidas deben tomarse para determinar la viscosidad dinámica cuando se utiliza el *viscosímetro de bola descendente*?
2.44 Describa las características básicas del *viscosímetro Saybolt Universal*.
2.45 ¿Los resultados de las pruebas con el viscosímetro Saybolt se consideran mediciones directas de la viscosidad?
2.46 ¿El viscosímetro Saybolt produce datos relacionados con la viscosidad dinámica de un fluido o con su viscosidad cinemática?
2.47 ¿Qué tipo de viscosímetro es indicado por SAE para medir la viscosidad en aceites a 100 °C?
2.48 Describa la diferencia entre un aceite SAE 20 y un aceite SAE 20W.
2.49 ¿Qué grados de aceite SAE son adecuados para la lubricación de los cárteres de motores?
2.50 ¿Qué grados de aceite SAE son adecuados para lubricar transmisiones con engranajes?
2.51 Si a usted se le pide comprobar la viscosidad de un aceite descrito como SAE 40, ¿a qué temperaturas deberá hacer las mediciones?
2.52 Si a usted se le pide comprobar la viscosidad de un aceite descrito como SAE 10W, ¿a qué temperaturas deberá hacer las mediciones?
2.53 ¿Cómo determinaría usted la viscosidad de un aceite etiquetado como SAE 5W-40 en comparación con los estándares SAE?
2.54 La viscosidad de un aceite lubricante se da como 500 SUS a 100 °F. Calcule la viscosidad en m^2/s y ft^2/s.
2.55 Utilice los datos de la tabla 2.5 y reporte los valores mínimos, nominales y máximos de viscosidad para los grados ISO VG 10, VG 65, VG 220 y VG 1000.
2.56 Convierta una medida de viscosidad dinámica de 4500 cP a Pa•s y $lb•s/ft^2$.
2.57 Convierta una medida de viscosidad cinemática de 5.6 cSt a m^2/s ft^2/s.
2.58 La viscosidad de un aceite está dada como 80 SUS a 100 °F. Determine la viscosidad en m^2/s.
2.59 Convierta una medida de viscosidad de 6.5×10^{-3} Pa•s en unidades de $lb•s/ft^2$.
2.60 Un contenedor de aceite indica que tiene una viscosidad de 0.12 poise a 60 °C. ¿Qué aceite del apéndice D tiene una viscosidad similar?
2.61 En un viscosímetro de bola descendente, se permite que una bola de acero de 1.6 mm de diámetro caiga libremente en un aceite pesado combustible que tiene gravedad específica de 0.94. El acero pesa 77 kN/m^3. Si se observa que la bola recorre 250 mm en 10.4 s, calcule la viscosidad del aceite.
2.62 Un viscosímetro de tubo capilar similar al mostrado en la figura 2.7 se utiliza para medir la viscosidad de un aceite que tiene gravedad específica de 0.90. Se aplican los siguientes datos:
Diámetro interior del tubo = 2.5 mm = D
Longitud entre las llaves del manómetro = 300 mm = L
Fluido del manómetro = mercurio
Deflexión del manómetro = 177 mm = h
Rapidez de flujo = 1.58 m/s = v
Determine la viscosidad del aceite.
2.63 En un viscosímetro de bola descendente, una bola de acero con diámetro de 0.063 in se deja caer libremente en un aceite pesado combustible que tiene gravedad específica de 0.94. El acero pesa 0.283 lb/in^3. Si se observa que la bola recorre 10.0 in en 10.4 s, calcule la viscosidad dinámica del aceite en $lb•s^2/ft$.
2.64 Un viscosímetro de tipo capilar, semejante al mostrado en la figura 2.7, se utiliza para medir la viscosidad de un aceite que tiene gravedad específica de 0.90. Se aplican los siguientes datos:
Diámetro interior del tubo = 0.100 in = D
Longitud entre las llaves del manómetro = 12.0 in = L
Fluido del manómetro = mercurio
Deflexión del manómetro = 7.00 in = h
Rapidez de flujo = 4.82 ft/s = v
Determine la viscosidad dinámica del aceite en $lb•s^2/ft$.
2.65 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 15.0 mm^2/s a 100 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.
2.66 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 55.3 mm^2/s a 100 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.
2.67 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 188 mm^2/s a 100 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.
2.68 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 244 mm^2/s a 100 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.
2.69 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 153 mm^2/s a 40 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.
2.70 Un fluido tiene una viscosidad cinemática de 205 mm/s a 190 °F. Determine su viscosidad equivalente en SUS a esa temperatura.

2.71 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 6250 SUS a 100 °F. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.72 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 438 SUS a 100 °F. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.73 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 68 SUS a 100 °F. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.74 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 176 SUS a 100 °F. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.75 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 4690 SUS a 80 °C. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.76 Un aceite se prueba utilizando un viscosímetro Saybolt y su viscosidad es de 526 SUS a 40 °C. Determine la viscosidad cinemática del aceite en mm^2/s a esa temperatura.

2.77 Convierta todos los datos de viscosidad cinemática de la tabla 2.5 para los grados de viscosidad ISO de mm^2/s (cSt) a SUS.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa para convertir las unidades de viscosidad de un sistema dado a otro sistema utilizando los factores de conversión y las técnicas del apéndice K.

2. Escriba un programa para determinar la viscosidad del agua a una temperatura dada utilizando datos del apéndice A. Este programa puede unirse con el que escribió en el capítulo 1, donde se utilizan otras propiedades del agua. Utilice las mismas opciones que se describen en el capítulo 1.

3. Utilice una hoja de cálculo para mostrar los valores de viscosidad cinemática y viscosidad dinámica del agua a partir del apéndice A. Después, cree las ecuaciones de ajuste a las curvas para los dos tipos de viscosidad en función de la temperatura, para ello utilice la función *líneas de tendencia* (*Trendlines*) de las gráficas trazadas en la hoja de cálculo. Muestre las gráficas para ambas viscosidades en función de la temperatura en la hoja de cálculo que contiene las ecuaciones utilizadas.

MEDICIÓN DE LA PRESIÓN

PANORAMA GENERAL

Repaso de la definición de presión dada en el capítulo 1:

$$p = F/A \qquad \textbf{(3-1)}$$

La presión es igual a la fuerza dividida entre el área.

En el sistema de unidades SI, la unidad estándar para la presión es N/m^2 y se le llama pascal (Pa).

Otras unidades SI convenientes para la mecánica de fluidos son el kPa, el MPa y el bar.

La unidad estándar de presión utilizada en el sistema de uso común en Estados Unidos es lb/ft^2.

En Estados Unidos, una unidad conveniente para la mecánica de fluidos es lb/in^2, a menudo se le llama psi.

En este capítulo usted aprenderá acerca de los métodos utilizados para medir y reportar los valores de la presión en un fluido y de una diferencia de presión entre dos puntos de un sistema de fluidos. Entre los conceptos y términos importantes se incluyen la *presión absoluta*, la *presión manométrica*, la *relación entre la presión y los cambios en la elevación dentro del fluido*, *la atmósfera estándar* y la *paradoja de Pascal*. También podrá aprender sobre varios tipos de dispositivos de medición de la presión y equipos como *manómetros*, *barómetros*, *medidores de presión* y *transductores o sensores de presión*.

Exploración

Piense en situaciones en las que usted haya observado la medición o el reporte de presiones y trate de recordar la magnitud de la presión, cómo se midió, las unidades en que se reportó y el tipo de equipo que se utilizó para medirla. Tal vez usted ha estado en una escena como la que se muestra en la figura 3.1.

¿Qué ejemplos de medición de la presión puede recordar? De inicio, he aquí algunos.

- ¿Ha medido la presión en los neumáticos de automóviles o bicicletas?
- ¿Ha observado la lectura de la presión en una caldera de vapor o un calentador de agua?
- ¿Ha medido la presión en un sistema de suministro de agua o ha observado lugares donde la presión era particularmente alta o baja?
- ¿Ha visto manómetros montados en bombas o en componentes clave de sistemas de fluidos hidráulicos o neumáticos?
- ¿Ha escuchado los reportes del tiempo cuando indican la presión atmosférica, llamada en ocasiones presión barométrica?
- ¿Ha experimentado una mayor presión sobre su cuerpo mientras nada profundo en el agua?
- ¿Alguna vez ha buceado?
- ¿Ha visto películas en las que se utilizan submarinos o vehículos submarinos de investigación?
- ¿Ha visitado lugares altos (como Denver, Colorado, o ha ido a escalar) o ha volado en altitudes elevadas donde la presión del aire es significativamente menor que a ras del suelo y cerca del nivel del mar?

Analice con sus compañeros y con el profesor del curso estas situaciones y otras que pueda recordar.



FIGURA 3.1 Saber leer e interpretar las medidas de presión en un laboratorio, en sistemas de edificios comerciales y en procesos industriales es una habilidad importante. (*Fuente:* Kadmy/Fotolia)

3.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Definir la relación entre *presión absoluta*, *presión manométrica* y *presión atmosférica*.
2. Describir el grado de variación de la presión atmosférica cerca de la superficie de la Tierra.
3. Describir las propiedades del aire a presión atmosférica normal.
4. Describir las propiedades de la atmósfera en altitudes desde el nivel del mar hasta los 30 000 m (alrededor de 100 000 ft).
5. Definir la relación entre un cambio en la elevación y un cambio en la presión en un fluido.
6. Describir cómo funciona un *manómetro* y cómo se utiliza para medir la presión.
7. Describir un manómetro de tubo en U, un manómetro diferencial, un manómetro tipo pozo y un manómetro inclinado tipo pozo.
8. Describir un *barómetro* y cómo se indica el valor local de la presión atmosférica.
9. Describir varios tipos de medidores de presión y transductores de presión.

3.2 PRESIÓN MANOMÉTRICA Y ABSOLUTA

Al realizar cálculos relacionados con la presión en un fluido, se deben realizar las mediciones con respecto a alguna presión de referencia.

Por lo general, la presión de referencia es la de la atmósfera y la presión medida resultante se denomina presión manométrica.

La presión medida en relación con un vacío perfecto se llama presión absoluta.

Es extremadamente importante que usted sepa la diferencia entre estas dos formas de medir la presión y que sea capaz de convertir una en otra. Una simple ecuación relaciona los dos sistemas de medición de presión:

➪ Presión manométrica y absoluta

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm} \tag{3-2}$$

donde

p_{abs} = Presión absoluta
p_{man} = Presión manométrica
p_{atm} = Presión atmosférica

En la figura 3.2 se muestra una interpretación gráfica de esta ecuación. Algunos conceptos básicos pueden ayudarle a entender la ecuación y la representación gráfica de la figura:

1. Un vacío perfecto es la presión más baja posible. Por lo tanto, una presión absoluta siempre será positiva.
2. Una presión manométrica superior a la presión atmosférica es positiva.
3. Una presión manométrica inferior a la presión atmosférica es negativa, a veces llamada *vacío*.
4. La presión manométrica se indica en unidades de Pa(man), psi(gage) o simplemente psig.
5. La presión absoluta se indica en unidades de Pa(abs), psi(abs) o psia.
6. La magnitud de la presión atmosférica varía con la ubicación y las condiciones climáticas. La presión barométrica, tal como se indica en los informes del tiempo, es una indicación de los continuos cambios de la presión atmosférica.
7. El rango de variación normal de la presión atmosférica cerca de la superficie de la Tierra va desde aproximadamente 95 kPa(abs) hasta 105 kPa(abs), o de 13.8 psia a 15.3 psia.

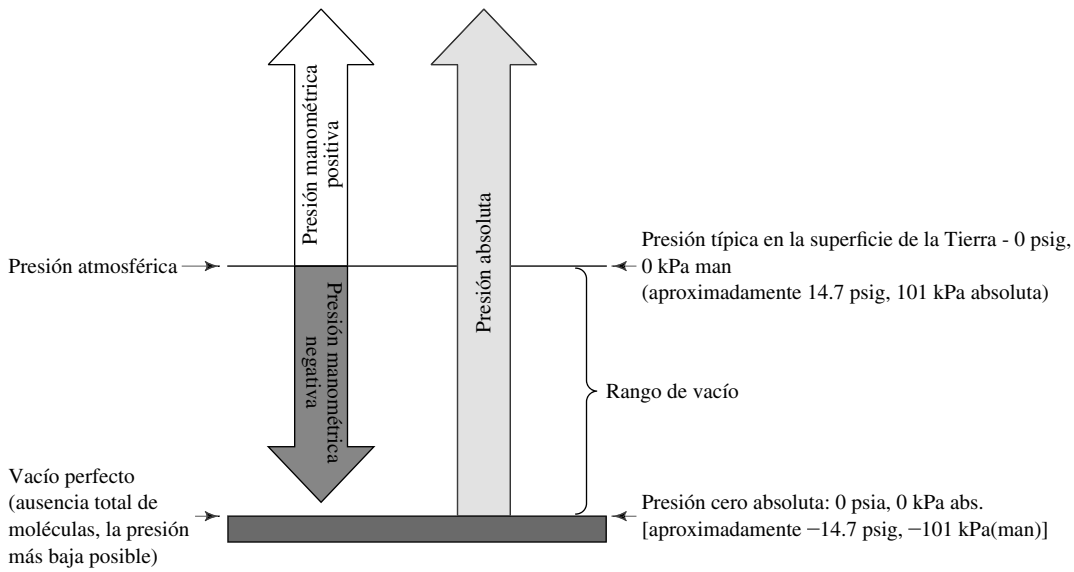


FIGURA 3.2 Comparación entre las presiones absoluta y manométrica.

8. A nivel del mar, la presión atmosférica estándar es de 101.3 kPa(abs), o 14.69 psia.

9. En este libro se supondrá que la presión atmosférica es de 101 kPa(abs) o 14.7 psia, a menos que se proporcione la presión atmosférica prevalente.

Problema de ejemplo 3.1

Exprese una presión de 155 kPa(man) como presión absoluta. La presión atmosférica local es 98 kPa(abs).

Solución

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm}$$

$$p_{abs} = 155 \text{ kPa(man)} + 98 \text{ kPa(abs)} = 253 \text{ kPa(abs)}$$

Observe que en este cálculo las unidades son kilopascales (kPa) para cada término y son consistentes. La indicación de manométrica o absoluta es por conveniencia y claridad.

Problema de ejemplo 3.2

Exprese una presión de 225 kPa(abs) como una presión manométrica. La presión atmosférica local es de 101 kPa(abs).

Solución

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm}$$

Al resolver algebraicamente para obtener p_{man} resulta

$$p_{man} = p_{abs} - p_{atm}$$

$$p_{man} = 225 \text{ kPa(abs)} - 101 \text{ kPa(abs)} = 124 \text{ kPa(man)}$$

Problema de ejemplo 3.3

Exprese una presión de 10.9 psia como una presión manométrica. La presión atmosférica local es de 15.0 psia.

Solución

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm}$$

$$p_{man} = p_{abs} - p_{atm}$$

$$p_{man} = 10.9 \text{ psia} - 15.0 \text{ psia} = -4.1 \text{ psig}$$

Observe que este resultado es negativo. Esto también se puede leer como "4.1 psi por debajo de la presión atmosférica" o "4.1 psi al vacío".

Problema de ejemplo 3.4

Exprese una presión de –6.2 psig como presión absoluta.

Solución

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm}$$

Debido a que no se especificó el valor de la presión atmosférica, se utilizará $p_{atm} = 14.7$ psia:

$$p_{abs} = -6.2 \text{ psig} + 14.7 \text{ psia} = 8.5 \text{ psia}$$

3.3 RELACIÓN ENTRE PRESIÓN Y ELEVACIÓN

Usted probablemente está familiarizado con el hecho de que a medida que se profundiza en un fluido, por ejemplo en una piscina, la presión aumenta. Este fenómeno ocurre en muchas otras aplicaciones industriales, de transporte, aeroespaciales, tecnológicas, comerciales y de productos de consumo. Hay muchas situaciones en las que es importante saber cómo varía la presión con un cambio en la profundidad o la elevación.

En este libro el término *elevación* significa distancia vertical desde algún nivel de referencia hasta un punto de interés y se le llama *z*. A un *cambio* en la elevación entre dos puntos se le

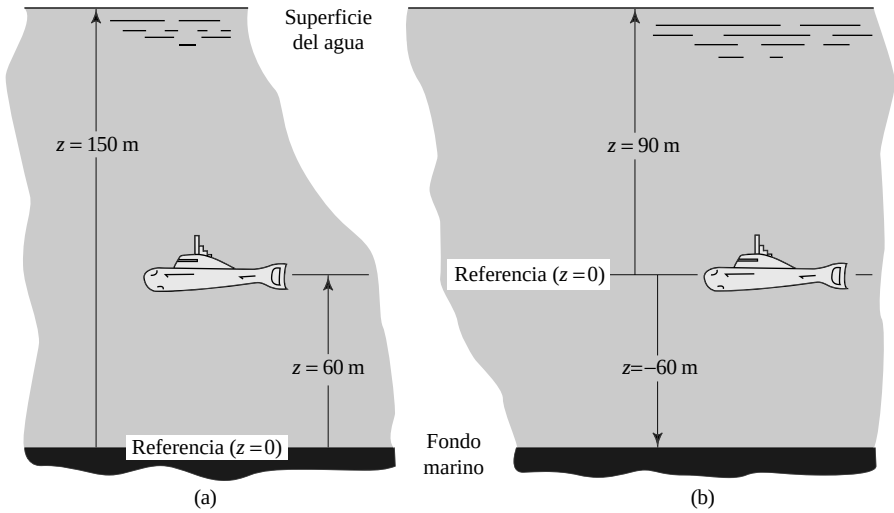


FIGURA 3.3 Ilustración del nivel de referencia para la elevación.

llama *h*. La elevación siempre se medirá positivamente en dirección hacia arriba. En otras palabras, un punto más alto tiene una elevación mayor que un punto más bajo.

El nivel de referencia puede tomarse en cualquier nivel, como se ilustra en la figura 3.3 que muestra un submarino bajo el agua. En la parte (a) de la figura se toma como referencia el fondo del mar, mientras que en la parte (b) la posición del submarino es el nivel de referencia. Debido a que los cálculos de la mecánica de fluidos generalmente consideran las diferencias en la elevación, es aconsejable elegir el punto más bajo de interés en un problema como el nivel de referencia para eliminar el uso de valores negativos para *z*. Esto será especialmente importante en el trabajo posterior de los capítulos 6 al 13.

El cambio en la presión de un líquido homogéneo en reposo debido a un cambio en la elevación puede calcularse a partir de la

⇨ Relación presión-elevación

$$\Delta p = \gamma h \qquad \textbf{(3-3)}$$

donde

Δp = Cambio en la presión
γ = Peso específico del líquido
h = Cambio en la elevación

Algunas conclusiones generales deducidas a partir de la ecuación (3-3) le ayudarán a aplicarla correctamente:

1. La ecuación es válida sólo para un líquido homogéneo en reposo.
2. Los puntos ubicados en el mismo nivel horizontal tienen la misma presión.
3. El cambio en la presión es directamente proporcional al peso específico del líquido.
4. La presión varía linealmente con el cambio en la elevación o en la profundidad.
5. Una disminución en la elevación ocasiona un aumento en la presión. (Esto es lo que sucede cuando usted nada en lo profundo de una piscina).
6. Un aumento en la elevación causa una disminución en la presión.

La ecuación (3-3) no se aplica a los gases porque el peso específico de un gas se modifica con un cambio en la presión. Sin embargo, se requiere un gran cambio en la elevación para producir un cambio significativo en la presión de un gas. Por ejemplo, un aumento en la elevación de 300 m (aproximadamente 1000 pies) en la atmósfera provoca una disminución en la presión de sólo 3.4 kPa (aproximadamente 0.5 psi). *En este libro se considera que en un gas la presión es uniforme, a menos que se especifique lo contrario.*

Problema de ejemplo 3.5 Calcule el cambio en la presión del agua desde la superficie hasta una profundidad de 5 m.

Solución Utilice la ecuación (3-3), $\Delta p = \gamma h$, y haga $\gamma = 9.81$ kN/m^3 para el agua y $h = 5$ m. Entonces, se tiene

$$\Delta p = (9.81 \text{ kN/m}^3)(5.0 \text{ m}) = 49.05 \text{ kN/m}^2 = 49.05 \text{ kPa}$$

Si la superficie del agua está expuesta a la atmósfera, ahí la presión es de 0 Pa(man). Al descender en el agua (al disminuir la elevación) se produce un aumento en la presión. Por lo tanto, a 5 m la presión es de 49.05 kPa(man).

Problema de ejemplo 3.6 Calcule el cambio en la presión del agua desde la superficie hasta una profundidad de 15 ft.

Solución Utilice la ecuación (3-3), $\Delta p = \gamma h$, y haga $\gamma = 62.4$ lb/ft^3 para el agua y $h = 15$ ft. Entonces, se tiene

$$\Delta p = \frac{62.4\ \text{lb}}{\text{ft}^3} \times 15\ \text{ft} \times \frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2} = 6.5 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Si la superficie del agua está expuesta a la atmósfera, ahí la presión es de 0 psig. Al descender en el agua (al disminuir la elevación) se produce un aumento en la presión. Por lo tanto, a 15 ft la presión es de 6.5 psig.

Problema de ejemplo 3.7 En la figura 3.4 se muestra un tanque de aceite con un lado abierto a la atmósfera y el otro lado sellado con aire por encima del aceite. El aceite tiene una gravedad específica de 0.90. Calcule la presión manométrica presente en los puntos A, B, C, D, E y F y la presión de aire en el lado derecho del tanque.

Solución

Punto A En este punto, el aceite está expuesto a la atmósfera, y por lo tanto

$$p_A = 0\ \text{Pa(man)}$$

Punto B El cambio en la elevación entre el punto A y el punto B es de 3.0 m, donde B es más bajo que A. Para utilizar la ecuación (3-3) se necesita el peso específico del aceite:

$$\gamma_{\text{aceite}} = (\text{sg})_{\text{aceite}}\ (9.81\ \text{kN/m}^3) = (0.90)(9.81\ \text{kN/m}^3) = 8.83\ \text{kN/m}^3$$

Entonces, se tiene

$$\Delta p_{A-B} = \gamma h = (8.83\ \text{kN/m}^3)(3.0\ \text{m}) = 26.5\ \text{kN/m}^2 = 26.5\ \text{kPa}$$

Ahora, la presión en B es

$$p_B = p_A + \Delta p_{A-B} = 0\ \text{Pa(man)} + 26.5\ \text{kPa} = 26.5\ \text{kPa (man)}$$

Punto C El cambio en la elevación del punto A al punto C es de 6.0 m, donde C es más bajo que A. Entonces, la presión en el punto C es

$$\Delta p_{A-C} = \gamma h = (8.83\ \text{kN/m}^3)(6.0\ \text{m}) = 53.0\ \text{kN/m}^2 = 53.0\ \text{kPa}$$
$$p_C = p_A + \Delta p_{A-C} = 0\ \text{Pa(man)} + 53.0\ \text{kPa} = 53.0\ \text{kPa(man)}$$

Punto D Debido a que el punto D está en el mismo nivel que el punto B, la presión es la misma. Es decir, se tiene

$$p_D = p_B = 26.5\ \text{kPa(man)}$$

Punto E Debido a que el punto E está en el mismo nivel que el punto A, la presión es la misma. Es decir, se tiene

$$p_E = p_A = 0\ \text{Pa(man)}$$

Punto F El cambio en la elevación entre el punto A y el punto F es de 1.5 m, donde F es más alto que A. Entonces, la presión en F es

$$\Delta p_{A-F} = -\gamma h = (-8.83\ \text{kN/m}^3)(1.5\ \text{m}) = -13.2\ \text{kN/m}^2 = -13.2\ \text{kPa}$$
$$p_F = p_A + \Delta p_{A-F} = 0\ \text{Pa(man)} + (-13.2\ \text{kPa}) = -13.2\ \text{kPa(man)}$$

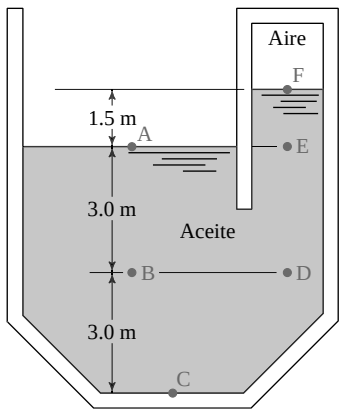


FIGURA 3.4 Tanque para ilustrar el problema de ejemplo 3.7.

Presión del aire Debido a que en el lado derecho del tanque el aire está expuesto a la superficie del aceite, donde $p_F = -13.2$ kPa, la presión del aire también es −13.2 kPa, (man), o 13.2 kPa por debajo de la presión atmosférica.

3.3.1 Resumen de observaciones del problema de ejemplo 3.7

A continuación se resumen los resultados del problema 3.7, los cuales ilustran las conclusiones generales que se pueden aplicar cuando se usa la ecuación (3-3):

- **a.** La presión aumenta a medida que se incrementa la profundidad en el fluido. Este resultado se puede ver a partir de $p_C > p_B > p_A$.
- **b.** La presión varía linealmente con un cambio en la elevación; es decir, p_C es dos veces mayor que p_B y C está al doble de la profundidad de B.
- **c.** En un mismo nivel horizontal, la presión es la misma. Note que $p_E = p_A$ y $p_D = p_B$.
- **d.** La disminución en la presión de E a F se produce porque el punto F está en una elevación más alta que el punto E. Observe que p_F es negativa; es decir, está por debajo de la presión atmosférica que existe en A y E.

3.4 DESARROLLO DE LA RELACIÓN ENTRE PRESIÓN Y ELEVACIÓN

En la sección 3.3 se presentó la ecuación (3-3) como la relación entre un cambio en la elevación dentro de un líquido, h, y un cambio en la presión, Δp, la cual se estableció como,

$$\Delta p = \gamma h \qquad \textbf{(3-3)}$$

donde γ representa el peso específico del líquido. En esta sección se describe el fundamento para esta ecuación.

La figura 3.5 muestra un cuerpo de fluido estático con un peso específico, γ, y un pequeño volumen cilíndrico del fluido situado en algún lugar por debajo de la superficie. La forma real del volumen es arbitraria.

Debido a que todo el cuerpo de fluido es estacionario y se encuentra en equilibrio, el pequeño cilindro de fluido también está en equilibrio. A partir de la física, se sabe que para un cuerpo en equilibrio estático la suma de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo en todas direcciones debe ser igual a cero.

Primero considere las fuerzas que actúan en la dirección horizontal. La figura 3.6 muestra un anillo delgado alrededor del cilindro en alguna elevación arbitraria. Los vectores que actúan sobre el anillo representan las fuerzas horizontales ejercidas sobre éste por la presión del fluido. Recuerde, a partir del trabajo anterior, que en cualquier nivel horizontal de un fluido estático la presión es la misma. También recuerde que la presión en una frontera, y por lo tanto la fuerza debida a la presión, actúa de modo perpendicular a dicha frontera. Es posible concluir entonces que las fuerzas horizontales están totalmente equilibradas alrededor de los lados del cilindro.

Ahora considere la figura 3.7, donde se muestran las fuerzas que actúan sobre el cilindro en la dirección vertical. En esta figura se ilustran los siguientes conceptos:

1. La presión del fluido al nivel de la base del cilindro se llama p_1.
2. La presión de fluido al nivel de la tapa superior del cilindro se denomina p_2.
3. La diferencia de elevación entre la tapa y la base del cilindro se llama dz, donde $dz = z_2 - z_1$.
4. El cambio de presión que se produce en el fluido entre el nivel de la base y la tapa del cilindro se llama dp. Por lo tanto, $p_2 = p_1 + dp$.
5. El área de la tapa y de la base del cilindro se llama A.
6. El volumen del cilindro es el producto del área A por la altura del cilindro dz. Es decir, $V = A(dz)$.

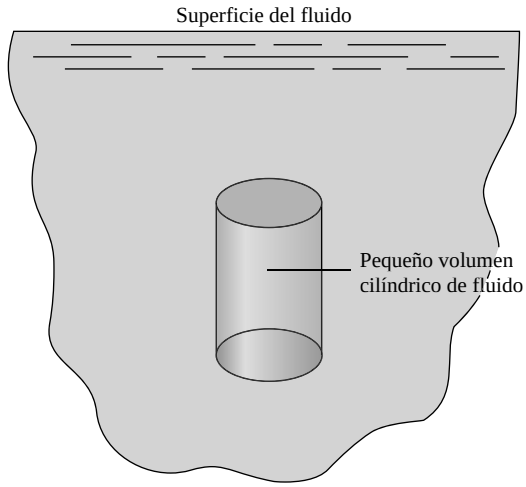


FIGURA 3.5 Pequeño volumen de fluido dentro de un cuerpo de fluido que permanece estático.

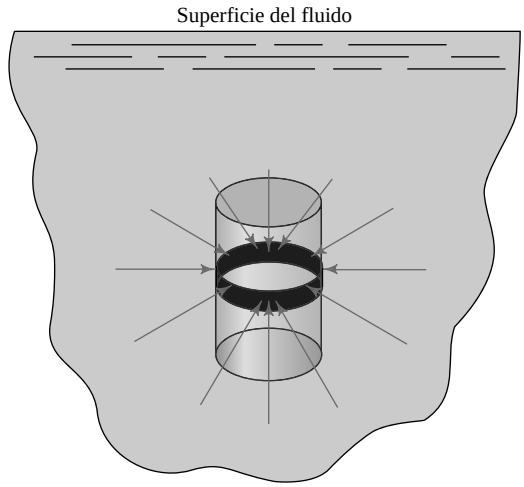


FIGURA 3.6 Fuerzas de presión que actúan en un plano horizontal sobre un anillo delgado.

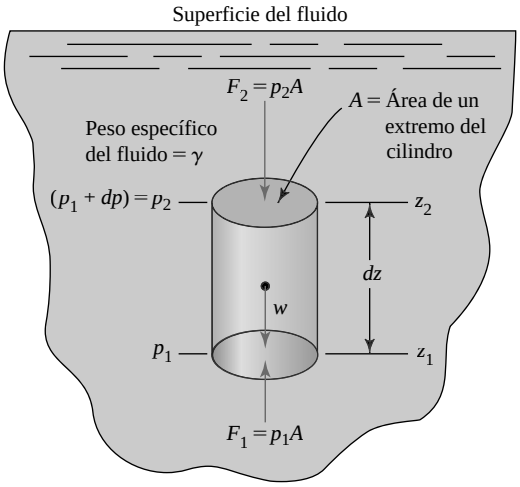


FIGURA 3.7 Fuerzas que actúan en la dirección vertical.

7. El peso del fluido presente dentro del cilindro es el producto del peso específico del fluido, γ, por el volumen del cilindro. Es decir, $w = \gamma V = \gamma A(dz)$. El peso es una fuerza que actúa sobre el cilindro en dirección vertical hacia abajo a través del centroide del volumen cilíndrico.
8. La fuerza que actúa sobre la base del cilindro debido a la presión del fluido p_1 es el producto de la presión por el área A. Es decir, $F_1 = p_1A$. Esta fuerza actúa verticalmente hacia arriba, perpendicular a la base del cilindro.
9. La fuerza que actúa sobre la parte superior del cilindro debido a la presión p_2 del fluido es el producto de la presión por el área A. Es decir, $F_2 = p_2A$. Esta fuerza actúa verticalmente hacia abajo, perpendicular a la tapa superior del cilindro. Puesto que $p_2 = p_1 + dp$, otra expresión para la fuerza F_2 es

$$F_2 = (p_1 + dp)A \tag{3-4}$$

Ahora es posible aplicar el principio del equilibrio estático, el cual establece que la suma de las fuerzas presentes en la dirección vertical debe ser cero. Si se considera que hacia arriba las fuerzas son positivas, entonces

$$\sum F_v = 0 = F_1 - F_2 - w \tag{3-5}$$

Al sustituir con base en los pasos (conceptos) 7, 8 y 9, resulta

$$p_1A - (p_1 + dp)A - \gamma(dz)A = 0 \tag{3-6}$$

Observe que el área A aparece en todos los términos del lado izquierdo de la ecuación (3-6). Se puede eliminar al dividir todos los términos entre A. La ecuación resultante es

$$p_1 - p_1 - dp - \gamma(dz) = 0 \tag{3-7}$$

Ahora es posible anular el término p_1. Al despejar para dp se obtiene

$$dp = -\gamma(dz) \tag{3-8}$$

La ecuación (3-8) es la relación de control entre un cambio en la elevación y un cambio en la presión. El uso de la ecuación (3-8), sin embargo, depende del tipo de fluido. Recuerde que esta ecuación se desarrolló para un muy pequeño elemento de fluido. El proceso de integración extiende el uso de la ecuación (3-8) hasta grandes cambios en la elevación, lo cual se realiza de la siguiente manera:

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = \int_{z_1}^{z_2} -\gamma(dz) \tag{3-9}$$

La ecuación (3-9) se desarrolla en forma diferente para líquidos y gases debido a que el peso específico permanece constante para los líquidos y varía con los cambios en la presión para los gases.

3.4.1 Líquidos

Un líquido se considera incompresible. Por lo tanto, su peso específico γ es una constante. Esto permite que γ sea llevada fuera del símbolo de integral en la ecuación (3-9). Entonces,

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = -\gamma \int_{z_1}^{z_2} (dz) \tag{3-10}$$

Al completar el proceso de integración y aplicar el concepto de los límites resulta

$$p_2 - p_1 = -\gamma(z_2 - z_1) \tag{3-11}$$

Por conveniencia, se define $\Delta p = p_2 - p_1$ y $h = z_1 - z_2$. La ecuación (3-11) se convierte en

$$\Delta p = \gamma h$$

que es idéntica a la ecuación (3-3). Los signos para Δp y h pueden asignarse al momento de utilizar la fórmula si se recuerda que la presión aumenta a medida que se incremente la profundidad en el fluido y viceversa.

3.4.2 Gases

Debido a que un gas es compresible, su peso específico cambia a medida que se modifica la presión. Para completar el proceso de integración de la ecuación (3-9), es necesario conocer la relación entre el cambio en la presión y el cambio en el peso específico. La relación es diferente para los distintos gases, pero una explicación completa de estas relaciones supera el alcance del presente texto y requiere el estudio de la termodinámica.

3.4.3 Atmósfera estándar

En el apéndice E se describen las propiedades del aire en la *atmósfera estándar* definidas por la U. S. National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA).

En las tablas El y E2 se listan las propiedades del aire bajo la presión atmosférica estándar a medida que varía la temperatura. La atmósfera estándar se toma a nivel del mar y a una temperatura de 15 °C, como se indica al final de la tabla E1. El cambio en densidad y peso específico es sustancial, incluso con los cambios típicos de temperatura experimentados en climas templados, aproximadamente de −30 °C (−22 °F) a 40 °C (104 °F).

En la tabla E3 y en las gráficas de la figura E1 se listan las propiedades de la atmósfera como una función de la elevación. Los cambios pueden ser significativos al viajar desde una ciudad costera cercana al nivel del mar, donde la presión es nominalmente de 101 kPa (14.7 psi), hasta un pueblo de montaña que puede estar a una altitud de 3000 m (9850 ft) o más, donde la presión es sólo de 70 kPa (10 psi) aproximadamente, lo cual repre-

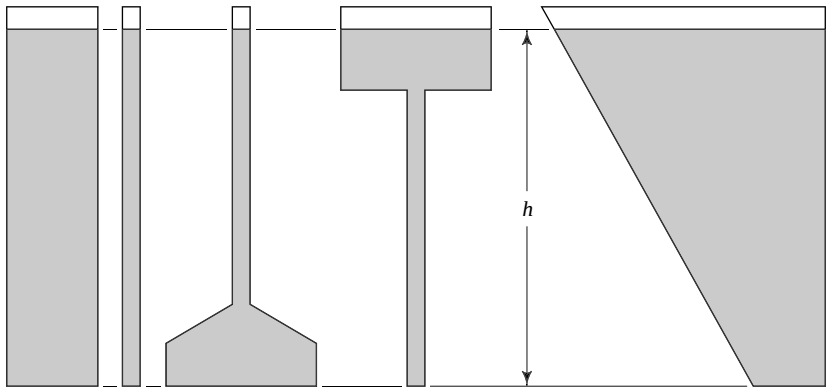


FIGURA 3.8 Ilustración de la paradoja de Pascal.

La presión es la misma en la parte inferior de todos los contenedores si éstos contienen el mismo fluido.

senta una reducción de alrededor del 31 por ciento. La densidad del aire disminuye en aproximadamente 26 por ciento. Con frecuencia, los aviones comerciales vuelan a 10 000 m (32 800 ft) o a una altura mayor, donde la presión es de unos 27 kPa (4.0 psi), lo cual requiere presurizar el fuselaje. En estas circunstancias la densidad del aire es sólo alrededor de 0.4 kg/m^3, en comparación con 1.23 kg/m^3 al nivel del mar, lo que afecta drásticamente las fuerzas de elevación sobre el ala del avión.

3.5 PARADOJA DE PASCAL

En el desarrollo de la relación $\Delta p = \gamma h$, la forma y el tamaño del pequeño volumen de fluido no afectan el resultado. El cambio en la presión depende sólo del cambio en la elevación y el tipo de fluido, no en la forma o el tamaño del recipiente del fluido. Por lo tanto, todos los contenedores mostrados en la figura 3.8 tendrían la misma presión en la parte inferior, a pesar de que contienen cantidades muy diferentes de fluido. A esta observación se le llama *paradoja de Pascal* en honor a Blaise Pascal, el científico del siglo XVII que contribuyó mucho al conocimiento que tiene el mundo del comportamiento de los fluidos.

Este fenómeno es útil cuando debe producirse una presión consistentemente alta en un sistema de tuberías y tanques interconectados. A menudo, los sistemas de agua implementados para abastecer a las ciudades incluyen torres de agua ubicadas en colinas altas, como se muestra en la figura 3.9. Además de proporcionar un suministro de reserva de agua, el propósito principal de este tipo de tanques es mantener una presión lo suficientemente alta en el sistema de agua como para brindar una distribución satisfactoria del agua a los usuarios residenciales, comerciales e industriales.

En aplicaciones industriales o de laboratorio, es posible usar un tubo vertical que contenga un líquido estático para crear una presión estable en un proceso o sistema en particular. El tubo se coloca a una gran altura, en relación con el sistema, y se conecta al sistema por medio de tuberías. Al subir o bajar el nivel del fluido en el tubo vertical, cambia la presión en el sistema. En ocasiones, las fuentes de agua se colocan en los techos de los edificios con el fin de mantener la presión del agua en los sistemas locales de extinción de incendios.

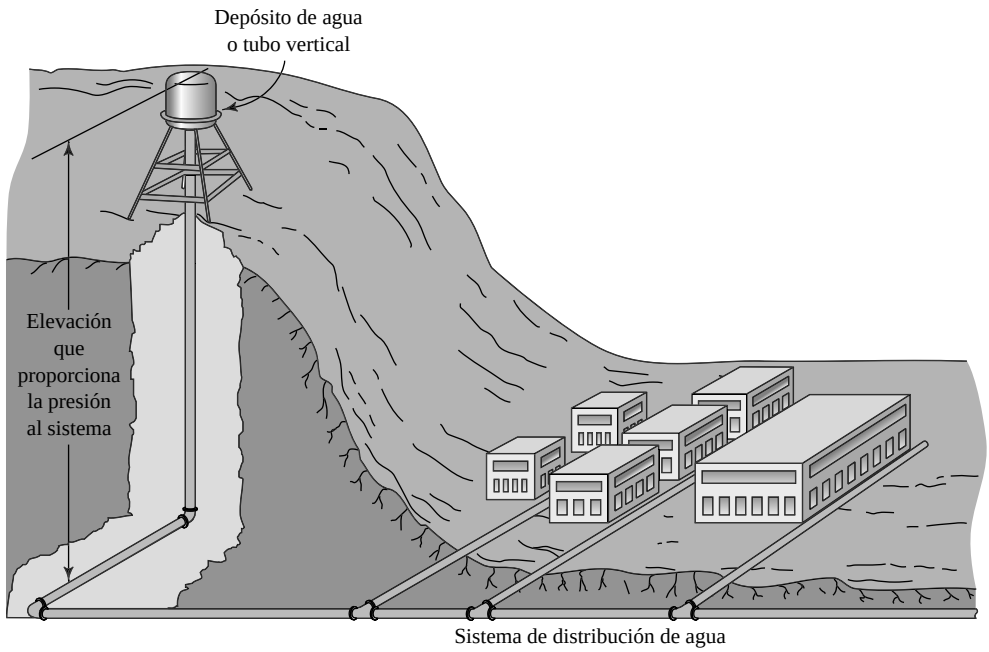
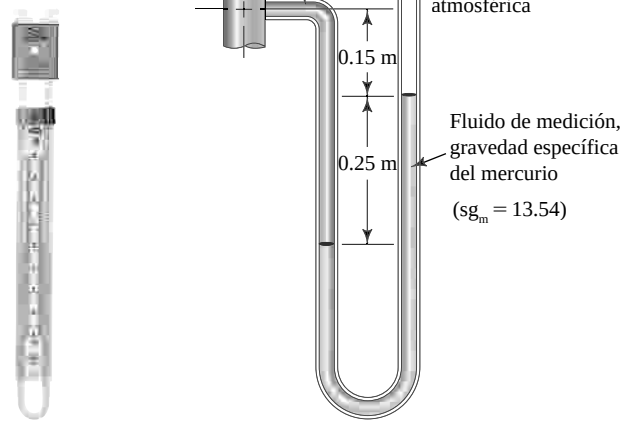


FIGURA 3.9 Uso de un depósito de agua o tubo vertical para mantener la presión del sistema de agua.

FIGURA 3.10 Manómetro de tubo en U. (*Fuente:* Dwyer Instruments, Inc.).



(a) Fotografía de un modelo disponible en el mercado

3.6 MANÓMETROS

En esta sección y en las siguientes se describen varios tipos de dispositivos de medición de presión. El primero es el *manómetro*, que utiliza la relación entre un cambio en la presión y un cambio en la elevación de un fluido estático, $\Delta p = \gamma h$ (vea las secciones 3.3 y 3.4). Las figuras 3.10, 3.13 y 3.14 muestran fotografías de manómetros que están disponibles comercialmente (vea el recurso de internet 1).

El tipo más simple de manómetro es el tubo en U (figura 3.10). Un extremo del tubo en U está conectado a la presión que se va a medir y el otro extremo se deja abierto a la atmósfera. El tubo contiene un líquido llamado *fluido de medición*, el cual no se mezcla con el fluido cuya presión se va a medir. Los fluidos de medición típicos son agua, mercurio y aceites ligeros de colores.

Bajo la acción de la presión a medir, el fluido de medición se desplaza desde su posición normal. Debido a que en el manómetro los fluidos están en reposo, se puede utilizar la ecuación $\Delta p = \gamma h$ con el fin de escribir las expresiones correspondientes a los cambios en la presión que se producen en todo el manómetro. Estas expresiones se pueden combinar y resolver algebraicamente para obtener la presión deseada. Debido a que los manómetros se usan en muchas situaciones reales, como las incluidas en los capítulos 6 a 13, usted debe aprender el siguiente procedimiento paso a paso.

Procedimiento para escribir la ecuación para un manómetro

1. Inicie desde un extremo del manómetro y exprese en forma simbólica la presión indicada allí (por ejemplo, p_A se refiere a la presión en el punto A). Si uno de los extremos está abierto como se muestra en la figura 3.10, la presión correspondiente es la presión atmosférica, tomada como presión manométrica cero.
2. Añada términos que representen los cambios en la presión usando $\Delta p = \gamma h$, procediendo desde el punto de partida e incluyendo cada columna de cada fluido por separado.
3. Cuando el movimiento de un punto a otro es hacia abajo, la presión aumenta y se suma el valor de Δp. A la inversa, cuando el movimiento de un punto al siguiente es hacia arriba, la presión disminuye y se resta Δp.
4. Continúe este proceso hasta que se alcance el otro punto extremo. El resultado es una expresión de la presión en ese punto final. Iguale esta expresión al símbolo de la presión encontrada en el punto final, lo que da una ecuación completa para el manómetro.
5. Resuelva la ecuación en forma algebraica para obtener la presión deseada en un punto dado o la diferencia de presión entre dos puntos de interés.
6. Introduzca los datos conocidos y calcule la presión deseada.

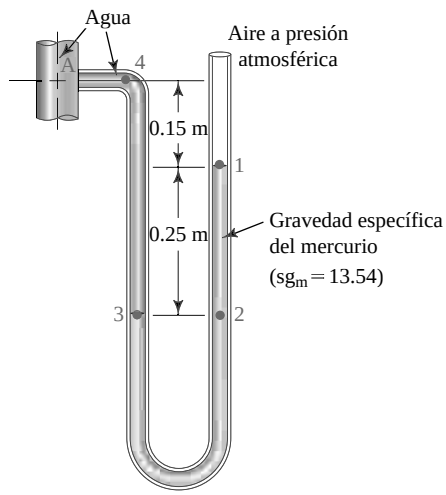
La resolución de varios problemas de práctica le ayudará a aplicar este procedimiento correctamente. Los siguientes problemas están escritos en el formato de instrucción programada. Para trabajar con el programa, resuelva el material ubicado debajo del encabezado "Problemas de ejemplo programados" y avance un panel a la vez.

PROBLEMAS DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 3.8 Con ayuda de la figura 3.10, calcule la presión en el punto A. Realice el paso 1 del procedimiento antes de ir al siguiente panel.

La figura 3.11 es idéntica a la figura 3.10(b), excepto que ciertos puntos clave han sido numerados para usarlos en la solución del problema.

FIGURA 3.11 Manómetro de tubo en U.



El único punto en el que se conoce la presión es la superficie del mercurio en el brazo derecho del manómetro, punto 1, y esa presión puede llamarse p_1. Ahora, ¿cómo puede escribirse una expresión para la presión que existe dentro del mercurio a 0.25 m por debajo de esta superficie, en el punto 2?

La expresión es

$$p_1 + \gamma_m(0.25\text{ m})$$

El término $\gamma_m(0.25\text{ m})$ representa el cambio en la presión entre los puntos 1 y 2 debido a un cambio en la elevación, donde γ_m representa el peso específico del mercurio, que es el fluido de medición. Este cambio de presión se suma a p_1 porque hay un aumento en la presión a medida que se desciende en un fluido.

Hasta el momento se tiene una expresión para la presión en el punto 2 en el brazo derecho del manómetro. Ahora escriba la expresión para la presión existente en el punto 3 en el brazo izquierdo.

Esta es la expresión:

$$p_1 + \gamma_m(0.25\text{ m})$$

Puesto que los puntos 2 y 3 están al mismo nivel en el mismo fluido en reposo, sus presiones son iguales.

Continúe y escriba la expresión para la presión que hay en el punto 4.

$$p_1 + \gamma_m(0.25\text{ m}) - \gamma_w(0.40\text{ m})$$

donde γ_w es el peso específico del agua. Recuerde que hay una disminución en la presión entre los puntos 3 y 4, por lo que este último término se debe restar de la expresión anterior.

¿Qué se debe hacer para obtener una expresión para la presión en el punto *A*?

Nada, porque los puntos A y 4 están en el mismo nivel, sus presiones son iguales.

Ahora realice el paso 4 del procedimiento.

Al establecer la relación anterior encontrada para la presión en el punto A, ahora deberá tenerse

$$p_1 + \gamma_m(0.25\text{ m}) - \gamma_w(0.40\text{ m}) = p_A$$

o bien, expresada como la ecuación para la presión en el punto A,

$$p_A = p_1 + \gamma_m(0.25\text{ m}) - \gamma_w(0.40\text{ m})$$

Asegúrese de escribir la ecuación completa para la presión existente en el punto A. Ahora realice los pasos 5 y 6.

Aquí se necesitan algunas observaciones y algunos cálculos:

$$p_1 = p_{atm} = 0 \text{ Pa(man)}$$
$$\gamma_m = (sg)_m(9.81 \text{ kN/m}^3) = (13.54)(9.81 \text{ kN/m}^3) = 132.8 \text{ kN/m}^3$$
$$\gamma_w = 9.81 \text{ kN/m}^3$$

Entonces, se tiene

$$p_A = p_1 + \gamma_m(0.25 \text{ m}) - \gamma_w(0.40 \text{ m})$$
$$= 0 \text{ Pa(man)} + (132.8 \text{ kN/m}^3)(0.25 \text{ m}) - (9.81 \text{ kN/m}^3)(0.40 \text{ m})$$
$$= 0 \text{ Pa(man)} + 33.20 \text{ kN/m}^2 - 3.92 \text{ kN/m}^2$$
$$p_A = 29.28 \text{ kN/m}^2 = 29.28 \text{ kPa(man)}$$

Recuerde incluir las unidades de medición en sus cálculos. Repase este problema para asegurarse de entender cada paso antes de avanzar al siguiente panel y resolver otro problema.

Problema de ejemplo 3.9

Calcule la diferencia de presión entre los puntos A y B de la figura 3.12 y exprésela como $p_B - p_A$.

Este tipo de manómetro es llamado *manómetro diferencial* porque indica la diferencia entre la presión de dos puntos, pero no el valor real de cualquiera de esas presiones. Realice el paso 1 del procedimiento descrito para escribir la ecuación para el manómetro.

Se puede empezar por el punto A o el punto B. Se empezará por A y ahí se llamará a la presión p_A. Ahora escriba la expresión para la presión existente en el punto 1 del brazo izquierdo del manómetro.

Usted debe tener

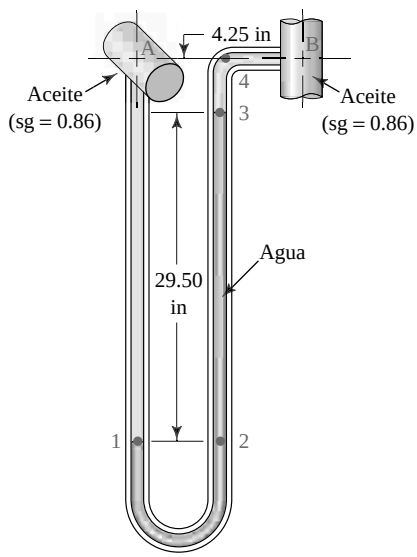
$$p_A + \gamma_o(33.75 \text{ in})$$

donde γ_o representa el peso específico del aceite. Observe el uso del cambio completo en la elevación del punto A al punto 1.

¿Cuál es la presión en el punto 2?

Es la misma que la existente en el punto 1 porque los dos puntos se encuentran al mismo nivel. Continúe con el punto 3 indicado en el manómetro de la figura 3.12.

FIGURA 3.12 Manómetro diferencial.



Ahora, la expresión resultante debería verse así:

$$p_A + \gamma_o(33.75 \text{ in}) - \gamma_w(29.5 \text{ in})$$

Enseguida, escriba la expresión para la presión existente en el punto 4.

Esta es la expresión deseada:

$$p_A + \gamma_o(33.75 \text{ in}) - \gamma_w(29.5 \text{ in}) - \gamma_o(4.25 \text{ in})$$

Ésta es también la expresión de la presión existente en B porque los puntos 4 y B están al mismo nivel. Ahora realice los pasos 4 a 6 del procedimiento.

La expresión final debe ser la ecuación completa del manómetro

$$p_A + \gamma_o(33.75 \text{ in}) - \gamma_w(29.5 \text{ in}) - \gamma_o(4.25 \text{ in}) = p_B$$

o bien, al despejar la forma requerida de la presión diferencial $p_B - p_A$,

$$p_B - p_A = \gamma_o(33.75 \text{ in}) - \gamma_w(29.5 \text{ in}) - \gamma_o(4.25 \text{ in})$$

Los valores conocidos son:

$$\gamma_o = (\text{sg})_o(62.4 \text{ lb/ft}^3) = (0.86)(62.4 \text{ lb/ft}^3) = 53.7 \text{ lb/ft}^3$$
$$\gamma_w = 62.4 \text{ lb/ft}^3$$

En este caso resulta útil simplificar la expresión antes de sustituir los valores conocidos. Debido a que dos términos se multiplican por γ_o, éstos se pueden combinar de la siguiente manera:

$$p_B - p_A = \gamma_o(29.5 \text{ in}) - \gamma_w(29.5 \text{ in})$$

Al factorizar el término común se obtiene

$$p_B - p_A = (29.5 \text{ in})(\gamma_o - \gamma_w)$$

Esto se ve más simple que la ecuación original. La diferencia entre p_B y p_A es una función de la *diferencia* que hay entre los pesos específicos de los dos fluidos.

Entonces, la presión en B es:

$$p_B - p_A = (29.5 \text{ in})(53.7 - 62.4)\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \times \frac{1 \text{ ft}^3}{1728 \text{ in}^3}$$
$$= \frac{(29.5)(-8.7)\text{lb/in}^2}{1728}$$
$$p_B - p_A = -0.149 \text{ lb/in}^2$$

El signo negativo indica que la magnitud de p_A es mayor que la de p_B. Observe que el uso de un fluido de medición con un peso específico muy cercano al del fluido presente en el sistema hace que el manómetro sea muy sensible. Una pequeña presión diferencial causa un gran desplazamiento de la columna de fluido de medición y esto permite realizar una lectura muy precisa.

La figura 3.13 muestra otro tipo de manómetro, el *manómetro tipo pozo*. Cuando se aplica una presión a un manómetro tipo pozo, el nivel del fluido presente en el pozo desciende una pequeña cantidad, mientras que el nivel del brazo derecho se eleva una cantidad más grande en proporción con la relación de las áreas del pozo y el tubo. Se coloca una escala a lo largo del tubo de modo que la deflexión pueda leerse directamente. La escala se calibra para registrar un pequeño descenso en el nivel del pozo.

El *manómetro tipo pozo inclinado* que se muestra en la figura 3.14 tiene las mismas características que el manómetro tipo pozo, pero ofrece mayor sensibilidad al colocar la escala a lo largo del tubo inclinado. La longitud de la escala se incrementa en función del ángulo, θ, de inclinación del tubo. Por ejemplo, si en la figura 3.14(b) el ángulo θ es de 15°, la relación entre la longitud L de la escala y la deflexión h del manómetro es

$$\frac{h}{L} = \text{sen } \theta$$

o bien,

$$\frac{L}{h} = \frac{1}{\text{sen } \theta} = \frac{1}{\text{sen } 15°} = \frac{1}{0.259} = 3.86$$

La escala se calibra de manera que la deflexión pueda leerse directamente.

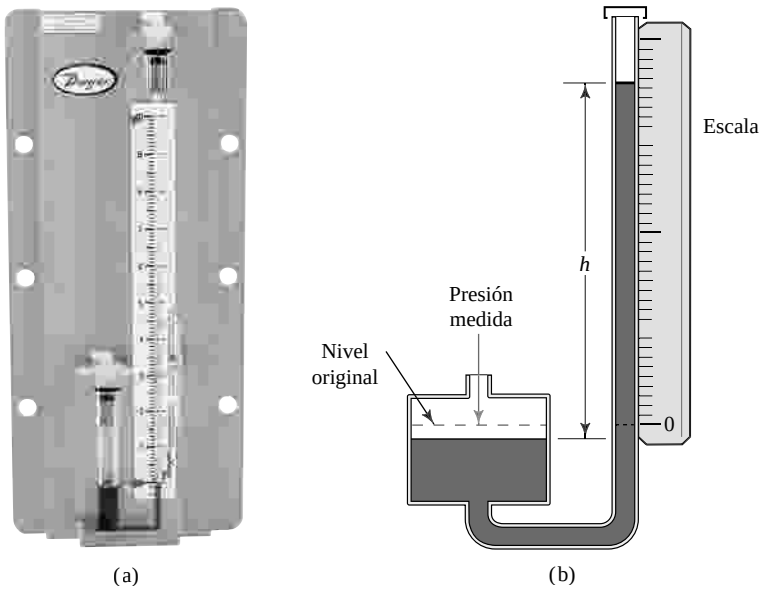


FIGURA 3.13 Manómetro tipo pozo.
(*Fuente:* Dwyer Instruments, Inc.)

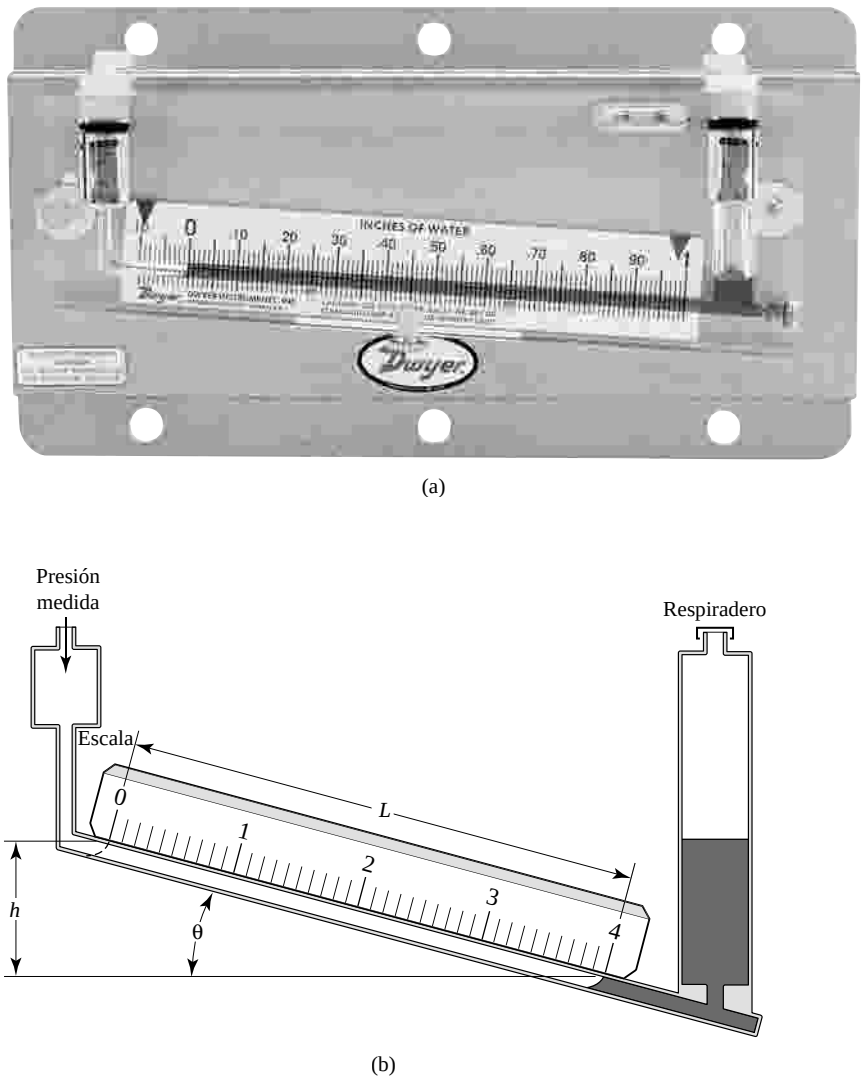


FIGURA 3.14 Manómetro tipo pozo inclinado.
(*Fuente:* Dwyer Instruments, Inc.)

3.7 BARÓMETROS

El dispositivo empleado para medir la presión atmosférica se llama *barómetro*. La figura 3.15 muestra un tipo simple. Se compone de un tubo largo cerrado en un extremo que inicialmente se llena por completo con mercurio. Después, el extremo abierto se sumerge bajo la superficie de un recipiente con mercurio y se deja que llegue al equilibrio, como se muestra en la figura 3.15. Se produce un vacío en la parte superior del tubo que es casi un vacío perfecto, el cual contiene vapor de mercurio a una presión de sólo 0.17 Pa a 20 °C. Si se inicia en este punto y se escribe una ecuación similar a la de los manómetros, resulta

$$0 + \gamma_m h = p_{\text{atm}}$$

o bien,

$$p_{\text{atm}} = \gamma_m h \qquad \textbf{(3-12)}$$

Debido a que el peso específico del mercurio es aproximadamente constante, una modificación en la presión atmosférica causará un cambio en la altura de la columna de mercurio. Esta altura se reporta con frecuencia como la presión barométrica. Para obtener la presión atmosférica verdadera es necesario multiplicar h por γ_m.

La medición precisa de la presión atmosférica con un manómetro de mercurio requiere que el peso específico del mercurio se ajuste a los cambios en la temperatura. En este libro, se utilizarán los valores indicados en el apéndice K.

En unidades del SI,

$$\gamma = 133.3 \text{ kN/m}^3$$

En unidades del sistema de uso común en Estados Unidos,

$$\gamma = 848.7 \text{ lb/ft}^3$$

La presión atmosférica varía a través del tiempo, tal como se informa en los reportes meteorológicos. La presión atmosférica también varía con la altitud. Por cada 1000 ft de aumento en la altitud, se produce una disminución aproximada de 1.0 in de mercurio. En unidades del SI, la disminución es de aproximadamente 85 mm de mercurio por cada 1000 m. Vea también el apéndice E para consultar las variaciones en la presión atmosférica de acuerdo con la altitud.

El desarrollo del barómetro se remonta a principios del siglo XVII, con la publicación de la obra del científico italiano Evangelista Torricelli en 1643. La figura 3.15(b) muestra un tipo de barómetro científico en el que la presión atmosférica actúa directamente sobre la superficie del mercurio en el recipiente que se encuentra en la parte inferior, llamado cisterna. La longitud total del barómetro es de 900 mm (36 in) y el tubo con mercurio tiene un diámetro interior de 7.7 mm (0.31 in). Las lecturas se toman en la parte superior de la columna de mercurio, como se muestra en la figura 3.15(c), usando una escala de vernier que permite una lectura de hasta 0.1 milibar (mb), donde 1.0 bar es igual a 100 kPa, aproximadamente la presión atmosférica normal. Por lo tanto, la presión atmosférica normal es de aproximadamente 1000 mbar. La unidad de mbar se reporta en ocasiones como hPa (hectopascales), que es igual a 100 Pa. Las escalas también están disponibles en mmHg e inHg. Vea en el recurso de internet 6

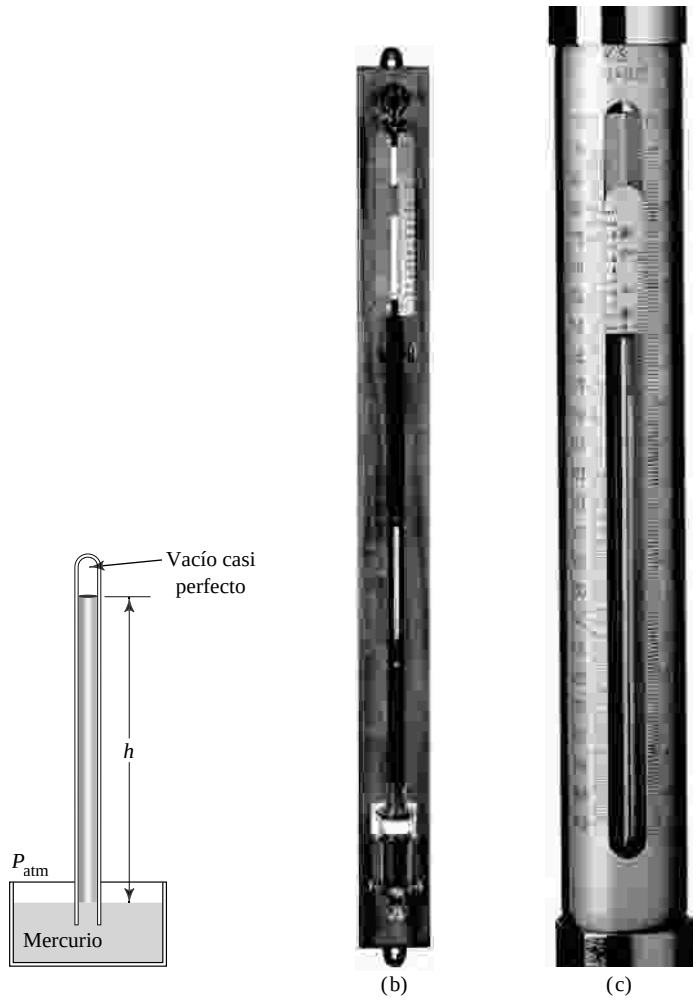


FIGURA 3.15 Barómetros. (*Fuente:* Russell Scientific Instruments, Ltd.).

varios estilos distintos de barómetros de mercurio utilizados en laboratorios y oficinas meteorológicas. Se debe tener cuidado en su uso debido a la amenaza al medio ambiente que supone el mercurio. Los rangos aproximados de las escalas incluidas en los barómetros comerciales son los siguientes:

870-1100 mb

650-825 mmHg

25.5-32.5 inHg

Un tipo más popular de barómetro se llama *barómetro aneroide*, fue introducido alrededor de 1840 por Lucien Vidie en Francia. Este instrumento mecánico da la lectura de la presión barométrica usando un puntero en una carátula circular, tal como se ve en los barómetros disponibles para uso doméstico. El mecanismo incorpora una cámara de vacío sellada flexible que cambia la altura a medida que se modifica la presión atmosférica local en el exterior. El movimiento actúa a través de un eslabonamiento para guiar el puntero. Vea el recurso de internet 6.

Problema de ejemplo 3.10 El locutor de un noticiero informa que la presión barométrica es de 772 mm de mercurio. Calcule la presión atmosférica en kPa(abs).

Solución En la ecuación (3-12),

$$p_{atm} = \gamma_m h$$
$$\gamma_m = 133.3 \text{ kN/m}^3$$
$$h = 0.772 \text{ m}$$

Entonces se tiene

$$p_{atm} = (133.3 \text{ kN/m}^3)(0.772 \text{ m}) = 102.9 \text{ kN/m}^2 = 102.9 \text{ kPa(abs)}$$

Problema de ejemplo 3.11 La presión atmosférica estándar es de 101.325 kPa. Calcule la altura de una columna de mercurio equivalente a esta presión.

Solución Se inicia con la ecuación (3-12), $p_{atm} = \gamma_m h$, y se escribe

$$h = \frac{p_{atm}}{\gamma_m} = \frac{101.325 \times 10^3 \text{ N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{133.3 \times 10^3 \text{ N}} = 0.7600 \text{ m} = 760.0 \text{ mm}$$

Problema de ejemplo 3.12 El locutor de un noticiero informa que la presión barométrica es de 30.40 in de mercurio. Calcule la presión en psia.

Solución En la ecuación (3-12), sea

$$\gamma_m = 848.7 \text{ lb/ft}^3$$
$$h = 30.40 \text{ in}$$

Entonces se tiene

$$p_{atm} = \frac{848.7 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \times 30.40 \text{ in} \times \frac{1 \text{ ft}^3}{1728 \text{ in}^3} = 14.93 \text{ lb/in}^2$$
$$p_{atm} = 14.93 \text{ psia}$$

Problema de ejemplo 3.13 La presión atmosférica estándar es de 14.696 psia. Calcule la altura de una columna de mercurio equivalente a esta presión.

Solución Escriba la ecuación (3-12) como

$$h = \frac{p_{atm}}{\gamma_m} = \frac{14.696 \text{ lb}}{\text{in}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{848.7 \text{ lb}} \times \frac{1728 \text{ in}^3}{\text{ft}^3} = 29.92 \text{ in}$$

3.8 PRESIÓN EXPRESADA COMO LA ALTURA DE UNA COLUMNA DE LÍQUIDO

Al medir las presiones en algún sistema de flujo de fluidos, como el flujo de aire en conductos de calefacción, la magnitud de la lectura de la presión suele ser pequeña. A veces se usan manómetros para medir estas presiones y sus lecturas se dan en unidades como las *pulgadas de agua* (inH_2O o inWC para *pulgadas de columna de agua*) en lugar de las unidades convencionales de psi o Pa.

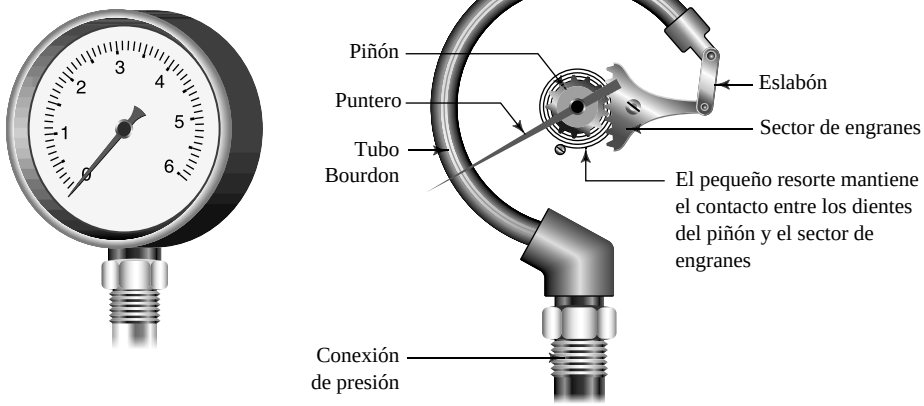
Para convertir tales unidades a las que se requieren en los cálculos, debe usarse la relación presión-elevación. Por ejemplo, una presión de 1.0 inH_2O expresada en unidades psi está dada a partir de $p = \gamma h$ como

$$p = \frac{62.4 \text{ lb}}{\text{ft}^3} (1.0 \text{ inH}_2\text{O}) \frac{1 \text{ ft}^3}{1728 \text{ in}^3} = 0.0361 \text{ lb/in}^2$$
$$= 0.0361 \text{ psi}$$

Esto se puede usar entonces como un factor de conversión,

$$1.0 \text{ inH}_2\text{O} = 0.0361 \text{ psi}$$

FIGURA 3.16 Medidor de presión de tubo Bourdon.



(a) Vista frontal

(b) Partes internas que muestran el tubo Bourdon y el mecanismo indicador

Al convertir esto a Pa, usando 6895 Pa = 1.00 psi del apéndice K, se obtiene

$$1.0 \text{ inH}_2\text{O} = 0.0361 \text{ psi} \times 6895 \text{ Pa}/1.00 \text{ psi} = 249.0 \text{ Pa}$$

De manera similar, las presiones más altas se miden con un manómetro de mercurio. Si se usa $\gamma = 133.3$ kN/m^3 o $\gamma = 848.7$ lb/ft^3, es posible desarrollar los factores de conversión,

$$1.0 \text{ inHg} = 1.0 \text{ in de mercurio} = 0.491 \text{ psi}$$

$$1.0 \text{ mmHg} = 1.0 \text{ mm de mercurio} = 0.01934 \text{ psi}$$

$$1.0 \text{ mmHg} = 1.0 \text{ mm de mercurio} = 133.3 \text{ Pa}$$

Recuerde que la temperatura del fluido de medición puede afectar su peso específico y, por lo tanto, la exactitud de estos factores. Vea en el apéndice K otros factores de conversión para la presión.

3.9 MEDIDORES DE PRESIÓN Y TRANSDUCTORES O SENSORES DE PRESIÓN

Tal como se ya indicó en el "Panorama general" de este capítulo, existen muchas necesidades en materia de medición de la presión. Para aquellas situaciones en las que sólo se necesita una indicación visual en el lugar donde se está midiendo la presión, se utiliza con mayor frecuencia un *medidor de presión*. En otros casos, habrá necesidad de medir la presión en un punto y mostrar el valor en otro. El término general para nombrar un dispositivo de este tipo de medición es *transductor o sensor de presión*, esto significa que la presión detectada causa la generación de una señal eléctrica que se puede transmitir a una ubicación remota, como una estación de control central en la que se visualiza digitalmente. De manera alternativa, la señal puede formar parte de un sistema de control automático. Algunos fabricantes de transductores que también los configuran para transmitir la señal a sitios remotos llaman a tales dispositivos simplemente como *transmisores*. Algunos medidores de presión y transductores emplean interruptores integrales que pueden emitir señales acústicas y/o ejecutar operaciones de un proceso con valores de presión establecidos previamente. En esta sección se describen algunos de los muchos tipos existentes de medidores, transductores y sensores transmisores de presión.

3.9.1 Medidores de presión

Un dispositivo que se utiliza en forma amplia para medir la presión es el *medidor de presión de tubo Bourdon*[*] (figura 3.16). La presión a medir se aplica en el interior de un tubo hueco que tiene una sección transversal oval aplanada, la cual se forma normalmente en un segmento de un círculo o una espiral, como se muestra en la parte (b) de la figura. El aumento de la presión en el interior del tubo hace que la espiral se abra un poco. El movimiento del extremo del tubo se transmite a través de un eslabón que hace girar una aguja o puntero.

La escala del medidor muestra normalmente una lectura de cero cuando el medidor se abre a la presión atmosférica y está calibrado en pascales (Pa) u otras unidades de presión ubicadas por encima de cero. Por lo tanto, este tipo de medidor de *presión manométrica* lee directamente. Algunos medidores son capaces de leer presiones inferiores a la atmosférica. En el recurso de internet 2 se muestra una gran variedad de estilos de medidor.

En la figura 3.17 se muestra un medidor de presión que utiliza un medio de accionamiento llamado *Magnehelic*®[†]. El puntero o aguja está unido a una hélice, la cual está hecha de un material con alta permeabilidad magnética y se sostiene sobre cojinetes de zafiro. Un resorte de hojas es impulsado hacia arriba y hacia abajo por el movimiento de un diafragma flexible, que no se muestra en la figura. En un extremo del resorte, el elemento en forma de C contiene un potente imán colocado en estrecha proximidad a la superficie exterior de la hélice. A medida que el resorte de hojas se mueve hacia arriba y hacia abajo, la hélice gira para seguir el imán y mueve el puntero. Observe que no hay contacto físico entre el imán y la hélice. La calibración del medidor se lleva a cabo mediante el ajuste de la longitud del resorte en su extremo sujeto. Vea en el recurso de internet 1 más información del fabricante.

3.9.2 Transductores y sensores transmisores de presión

La figura 3.18 muestra un ejemplo de un *transductor de presión*. La presión a medir se introduce por el puerto de presión y actúa

[*]Note que los términos, *medidor* y *calibrador*, se usan indistintamente.

[†]Magnehelic es una marca registrada de Dwyer Instruments, Inc., Michigan City, Indiana.



FIGURA 3.17 Medidor de presión Magnehelic. (*Fuente:* Dwyer Instruments, Inc., Michigan City, Ind.).

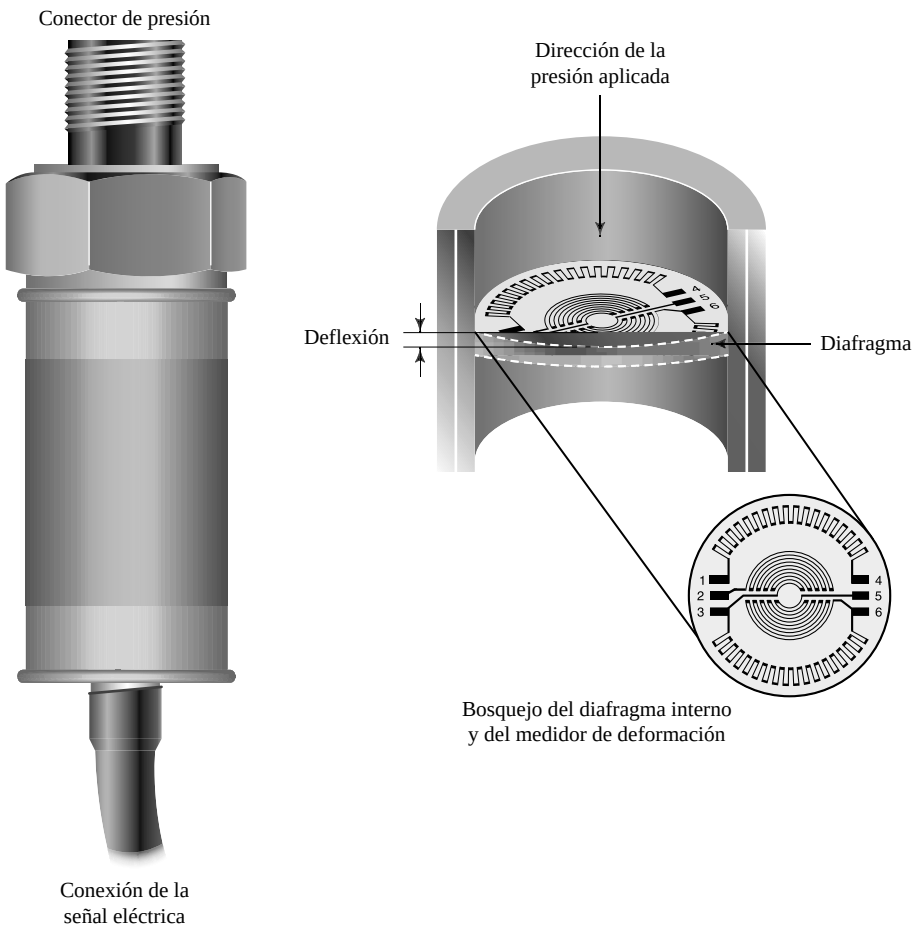


FIGURA 3.18 Transductor de presión con medidor de deformación.

sobre un elemento sensor que genera una señal proporcional a la presión aplicada. El elemento de detección puede ser un medidor de deformación unido a un diafragma que se deforma por causa de la presión. Puesto que los medidores de deformación unitaria detectan la deformación del diafragma, su resistencia cambia. El paso de una corriente eléctrica a través de los medidores y la conexión a una red, llamada *puente Wheatstone*, provoca un cambio en la tensión eléctrica. Por lo general, el dispositivo de lectura es un voltímetro digital calibrado en unidades de presión. Los medidores de deformación pueden ser de lámina metálica delgada o de silicio. Vea en los recursos de internet 1 a 5 y 7 algunos transductores y sensores transmisores disponibles en el mercado.

Otros transductores emplean cristales, como el cuarzo y el titanato de bario, que exhiben un *efecto piezoeléctrico* en el que la carga eléctrica a través del cristal varía con el esfuerzo producido en el cristal. Al causar una presión que ejerce una fuerza —ya sea directa o indirectamente— sobre el cristal, se obtiene un cambio de voltaje relacionado con el cambio de presión. Vea las referencias 2, 8 y 9 para obtener más detalles acerca de estos dispositivos sensores.

REFERENCIAS

1. Avallone, Eugene A., Theodore Baumeister y Ali Sadegh, eds. 2007. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 11a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
2. Busse, Donald W. 1987 (marzo). Quartz Transducers for Precision under Pressure. *Mechanical Engineering Magazine* 109(5):52-56.
3. CAPT (Center for the Advancement of Process Technology). 2010. *Instrumentation*, Upper Saddle River, NJ: Pearson/Prentice Hall.
4. Gillum, Donald R. 2009. *Industrial Pressure, Level, and Density Measurement*, 2a. ed. Research Triangle Park, NC: ISA—The International Society of Automation.
5. Holman, Jack P. 2012. *Experimental Methods for Engineers*, 8a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
6. Kutz, Myer. 2013. *Handbook of Measurement in Science and Engineering*, Nueva York: John Wiley & Sons.
7. Walters, Sam. 1987 (marzo). Inside Pressure Measurement. *Mechanical Engineering Magazine* 109(5):41-47.
8. Worden, Roy D. 1987 (marzo). Designing a Fused-Quartz Pressure Transducer. *Mechanical Engineering Magazine* 109(5):48-51.
9. Vives, Antonio Arnau. 2010. *Piezoelectric Transducers and Applications*, Nueva York: Springer Publishing.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Dwyer Instruments, Inc.**: Fabricante de instrumentos para medir presión, flujo, velocidad del aire, nivel, temperatura y humedad. También fabrica válvulas, sistemas de adquisición de datos y pruebas de combustiones.
2. **Ametek U.S. Gauge, Inc.**: Fabricante de una amplia variedad de medidores y transductores de presión que utilizan tecnología de calibradores de deformación y de estado sólido. También fabrica sensores de nivel, transmisores de presión y controladores neumáticos.
3. **Ametek Power Instruments**: Fabricante de sensores, instrumentos y sistemas de vigilancia para los mercados de la generación, transmisión y distribución de energía eléctrica, energía nuclear, el petróleo y la petroquímica, incluyendo transductores de presión, sensores de temperatura y transmisores.
4. **Honeywell Sensing & Control:** En el sitio de internet de esta empresa, seleccione *Products & Information (Información y Productos)* y después *Sensors (Sensores)* para obtener información sobre varias líneas de transductores de presión del tipo medidor de deformación, medidores digitales de presión e indicadores digitales de presión, junto con una gran variedad de sensores para cargas mecánicas, vibración, movimiento y temperatura. Forma parte de la unidad Honeywell Sensing and Control de Honeywell International, Inc.
5. **Cooper Controls—Polaron Components Limited**: En la página de internet de esta empresa, seleccione *Products (Productos)* y después *Pressure Transducers (Transductores de presión)* para aprender más acerca de los sensores de presión, monitores de vibración, motores, sensores de movimiento, interruptores y otros dispositivos Polaron.
6. **Russell Scientific Instruments**: Fabricante de barómetros, termómetros y otros instrumentos científicos de precisión para la industria, la meteorología, el hogar y otros usos.
7. **Rosemount, Inc.**: En la página de internet de esta empresa, seleccione *Product Quick Links (Enlaces de Productos)* para aprender más acerca de los transductores y transmisores de presión industriales. Rosemount produce también sensores para temperatura, flujo y nivel. Forma parte de Emerson Process Management.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Presión absoluta y manométrica

3.1 Escriba la expresión adecuada para calcular la presión en un fluido.
3.2 Defina *presión absoluta*.
3.3 Defina *presión manométrica*.
3.4 Defina *presión atmosférica*.
3.5 Escriba la expresión que relaciona la presión manométrica, la presión absoluta y la presión atmosférica.

Indique si las afirmaciones 3.6 a 3.10 son (o pueden ser) verdaderas o falsas. Para aquellas que sean falsas, explique por qué.

3.6 El valor de la presión absoluta siempre será mayor que el de la presión manométrica.
3.7 Siempre que usted permanezca sobre la superficie de la Tierra, la presión atmosférica será de 14.7 psia.
3.8 La presión en cierto tanque es de −55.8 Pa(abs).
3.9 La presión en cierto tanque es de −4.65 psig.
3.10 La presión en cierto tanque es de −150 kPa(man).
3.11 Si usted fuera a viajar en un avión de cabina abierta hasta una altura de 4000 ft sobre el nivel del mar, ¿cuál sería la presión atmosférica si se ajusta a la atmósfera estándar?
3.12 La cima de cierta montaña está a 13 500 pies sobre el nivel del mar. ¿Cuál es la presión atmosférica aproximada?
3.13 Expresada como presión manométrica, ¿cuál es la presión en la superficie de la leche en un vaso?

Los problemas del 3.14 al 3.33 requieren que usted convierta la presión dada de presión manométrica a absoluta o de presión absoluta a manométrica según se indique. Se proporciona el valor de la presión atmosférica.

Problema	Presión dada	p_{atm}	Exprese el resultado como:
3.14	583 kPa(abs)	103 kPa(abs)	Presión manométrica
3.15	157 kPa(abs)	101 kPa(abs)	Presión manométrica
3.16	30 kPa(abs)	100 kPa(abs)	Presión manométrica
3.17	74 kPa(abs)	97 kPa(abs)	Presión manométrica
3.18	101 kPa(abs)	104 kPa(abs)	Presión manométrica
3.19	284 kPa(man)	100 kPa(abs)	Presión absoluta
3.20	128 kPa(man)	98.0 kPa(abs)	Presión absoluta
3.21	4.1 kPa(man)	101.3 kPa(abs)	Presión absoluta
3.22	−29.6 kPa(man)	101.3 kPa(abs)	Presión absoluta
3.23	−86.0 kPa(man)	99.0 kPa(abs)	Presión absoluta
3.24	84.5 psia	14.9 psia	Presión manométrica
3.25	22.8 psia	14.7 psia	Presión manométrica
3.26	4.3 psia	14.6 psia	Presión manométrica
3.27	10.8 psia	14.0 psia	Presión manométrica
3.28	14.7 psia	15.1 psia	Presión manométrica
3.29	41.2 psig	14.5 psia	Presión absoluta
3.30	18.5 psig	14.2 psia	Presión absoluta
3.31	0.6 psig	14.7 psia	Presión absoluta
3.32	−4.3 psig	14.7 psia	Presión absoluta
3.33	−12.5 psig	14.4 psia	Presión absoluta

Relación presión-elevación

3.34 Si la leche tiene una gravedad específica de 1.08, ¿cuál es la presión en el fondo de un cubo de leche con una profundidad de 550 mm?

3.35 Se mide que la presión en un fluido desconocido y a una profundidad de 4.0 ft es de 1.820 psig. Calcule la gravedad específica del fluido.

3.36 La presión en el fondo de un tanque de alcohol propílico, a 25 °C, debe mantenerse a 52.75 kPa(man). ¿Qué profundidad de alcohol debe conservarse?

3.37 Al bucear a una profundidad de 12.50 metros en agua de mar, ¿cuál es la presión?

3.38 Un tanque de almacenamiento de agua está en el techo del edificio de una fábrica y la superficie del agua está a 50.0 ft por encima del piso de la fábrica. Si un tubo conecta el tanque de almacenamiento con el nivel del suelo y el tubo está lleno de agua estática, ¿cuál es la presión en el tubo al nivel del piso?

3.39 Un tanque abierto contiene glicol de etileno a 25 °C. Calcule la presión a una profundidad de 3.0 m.

3.40 Para el tanque de glicol de etileno descrito en el problema 3.39, calcule la presión a una profundidad de 12.0 metros.

3.41 La figura 3.19 muestra un diagrama del sistema hidráulico implementado para un elevador de vehículos. Un compresor de aire mantiene la presión por encima de la del aceite en el depósito. ¿Cuál debe ser la presión del aire si la presión en el punto A debe ser de al menos 180 psig?

3.42 La figura 3.20 muestra una máquina para lavar ropa. La bomba extrae fluido de la tina y lo suministra a la pileta de desagüe. Calcule la presión en la entrada a la bomba cuando el agua está estática (sin fluir). La solución de agua jabonosa tiene una gravedad específica de 1.15.

3.43 Un avión está volando a 10.6 km de altitud. En su bodega de carga no presurizada hay un contenedor de mercurio con

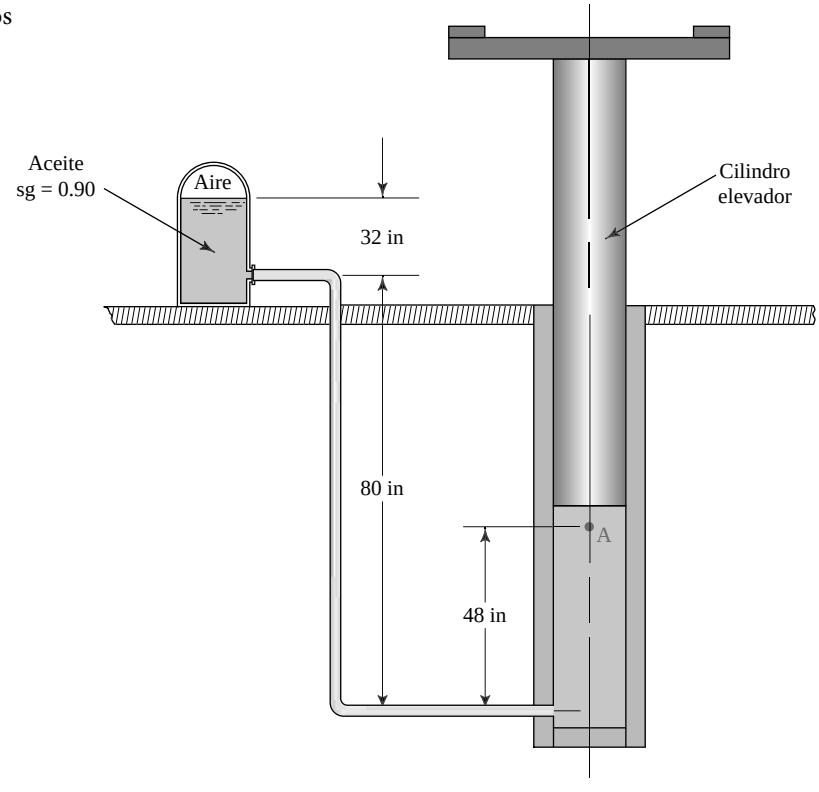


FIGURA 3.19 Elevador de vehículos para el problema 3.41.

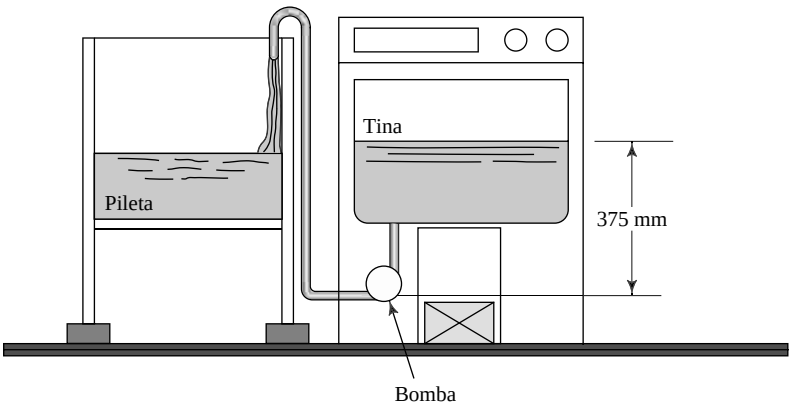


FIGURA 3.20 Lavadora del problema 3.42.

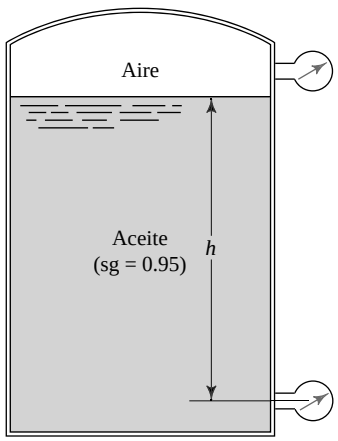


FIGURA 3.21 Problemas 3.44 a 3.47.

325 mm de profundidad. El recipiente se encuentra abierto a la atmósfera local. ¿Cuál es la presión absoluta en la superficie del mercurio y en el fondo del contenedor? Suponga que las condiciones de la atmósfera estándar prevalecen para la presión. Utilice sg = 13.54 para el mercurio.

3.44 Para el tanque mostrado en la figura 3.21, determine la lectura del medidor de presión en el fondo en psig si la parte superior del tanque está expuesta a la atmósfera y la profundidad h del aceite es de 28.50 ft.

3.45 Para el tanque mostrado en la figura 3.21, determine la lectura del medidor de presión en el fondo en psig si la parte superior del tanque está sellada, el medidor de la parte superior lee 50.0 psig, y la profundidad h del aceite es de 28.50 ft.

3.46 Para el tanque mostrado en la figura 3.21, determine la lectura del medidor de presión en el fondo en psig si la parte superior del tanque está sellada, el medidor de la parte superior lee −10.8 psig, y la profundidad h del aceite es de 6.25 ft.

3.47 Para el tanque mostrado en la figura 3.21, determine la profundidad h del aceite si la lectura del medidor de presión en el fondo es de 35.5 psig, la parte superior del tanque está sellada, y el medidor en ese punto lee 30.0 psig.

3.48 Para el tanque de la figura 3.22, calcule la profundidad del aceite si la profundidad del agua es de 2.80 m y en el fondo del tanque el medidor lee 52.3 kPa(man).

3.49 Para el tanque de la figura 3.22, calcule la profundidad del agua si la profundidad del aceite es de 6.90 m y el medidor instalado en el fondo del tanque lee 125.3 kPa(man).

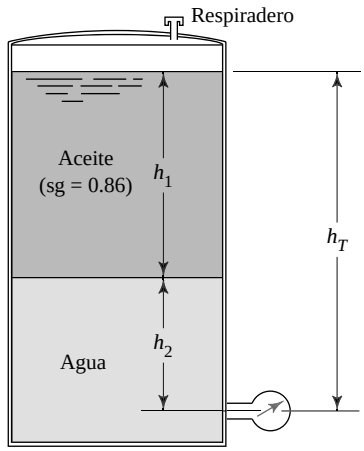


FIGURA 3.22 Problemas 3.48 a 3.50.

3.50 La figura 3.22 representa un barril de almacenamiento de aceite que está abierto a la atmósfera en la parte superior. Cierta cantidad de agua se bombeó accidentalmente en el tanque y se asentó en el fondo como se muestra en la figura. Calcule la profundidad h_2 del agua si el medidor de presión instalado en el fondo lee 158 kPa(man). La profundidad total es h_T = 18.0 m.

3.51 Un tanque de almacenamiento para ácido sulfúrico tiene 1.5 m de diámetro y 4.0 m de altura. Si el ácido tiene una gravedad específica de 1.80, calcule la presión en el fondo del tanque. El depósito está abierto a la atmósfera en la parte superior.

3.52 Un barril de almacenamiento para petróleo crudo (sg = 0.89) tiene 32 ft de profundidad y está abierto en la parte superior. Calcule la presión en el fondo.

3.53 La profundidad más grande conocida en el océano es de 11.0 km. Si se supone que el peso específico del agua es constante en 10.0 kN/m^3, calcule la presión a esta profundidad.

3.54 La figura 3.23 muestra un tanque cerrado que contiene gasolina flotando en agua. Calcule la presión del aire por encima de la gasolina.

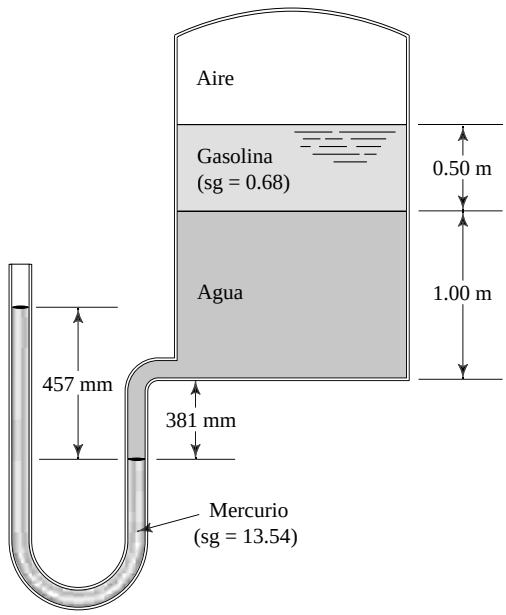


FIGURA 3.23 Problema 3.54.

FIGURA 3.24 Problema 3.55.

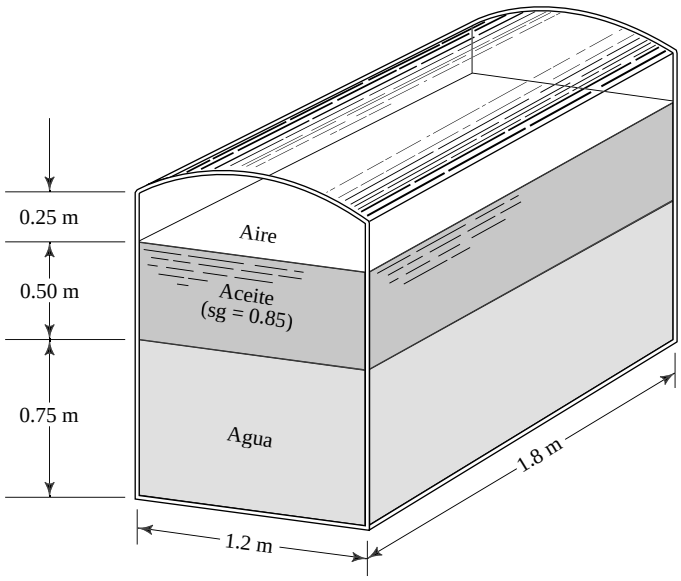
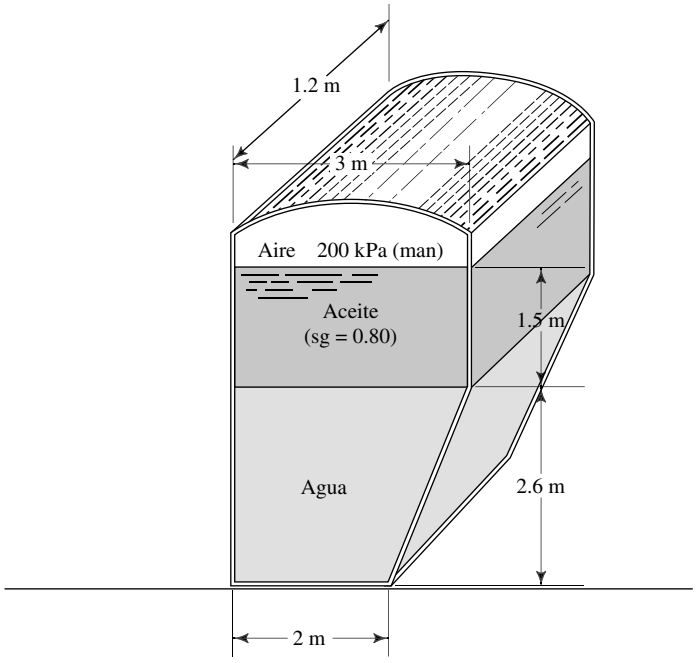


FIGURA 3.25 Problema 3.56.



3.55 La figura 3.24 muestra un contenedor cerrado de agua y aceite. Encima del aceite hay aire a 34 kPa por debajo de la presión atmosférica. Calcule la presión en el fondo del contendor en kPa(man).

3.56 Determine la presión que hay en el fondo del tanque de la figura 3.25.

Manómetros

3.57 Describa un manómetro simple de tubo en U.

3.58 Describa un manómetro diferencial de tubo en U.

3.59 Describa un manómetro tipo pozo.

3.60 Describa un manómetro tipo pozo inclinado.

3.61 Describa un manómetro compuesto.

3.62 En el tubo mostrado en la figura 3.26 hay agua. Calcule la presión en el punto A en kPa(man).

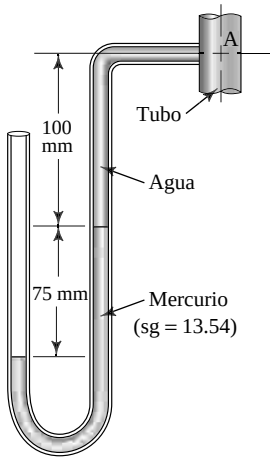


FIGURA 3.26 Problema 3.62.

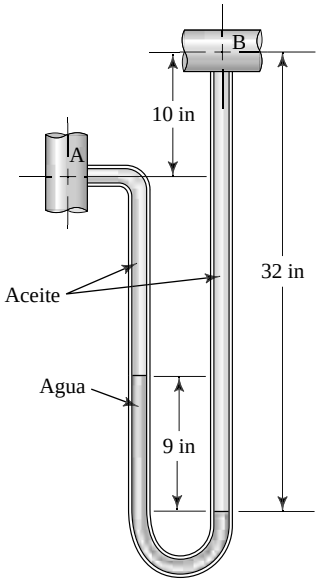


FIGURA 3.27 Problema 3.63.

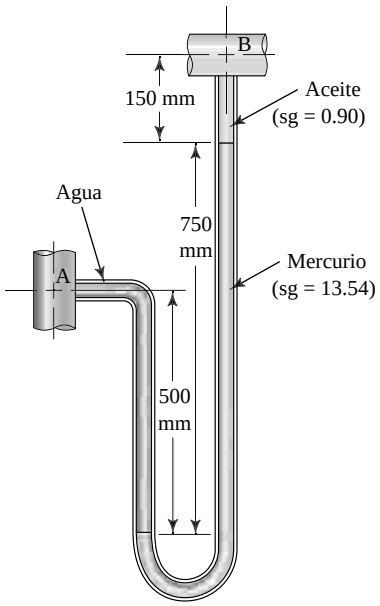


FIGURA 3.29 Problema 3.65.

3.63 Para el manómetro diferencial que se muestra en la figura 3.27, calcule la diferencia de presión entre los puntos A y B. La gravedad específica del aceite es 0.85.

3.64 Para el manómetro que se muestra en la figura 3.28, calcule $(p_A - p_B)$.

3.65 Para el manómetro que se muestra en la figura 3.29, calcule $(p_A - p_B)$.

3.66 Para el manómetro que se muestra en la figura 3.30, calcule $(p_A - p_B)$.

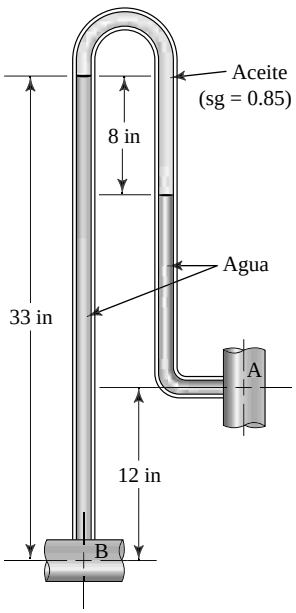


FIGURA 3.28 Problema 3.64.

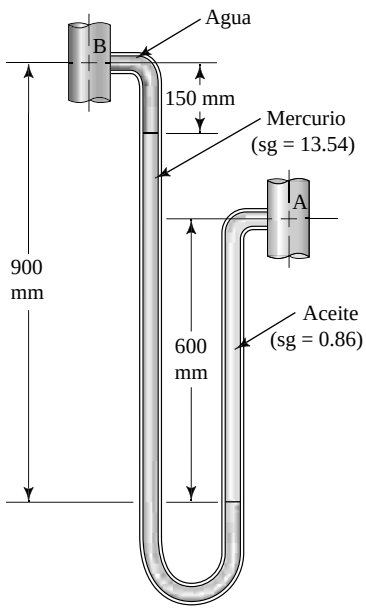


FIGURA 3.30 Problema 3.66.

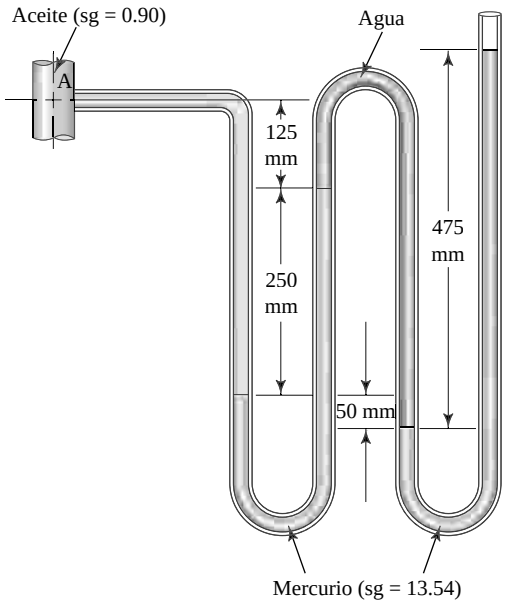


FIGURA 3.31 Problema 3.67.

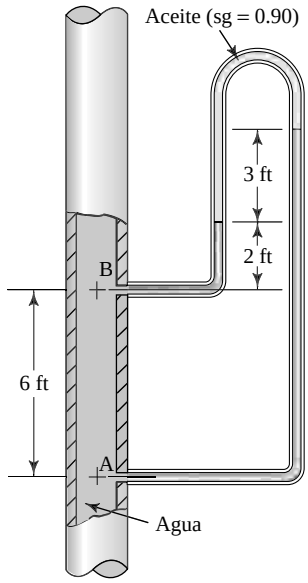


FIGURA 3.33 Problema 3.69.

3.67 Para el manómetro compuesto que se muestra en la figura 3.31, calcule la presión en el punto A.

3.68 Para el manómetro diferencial compuesto de la figura 3.32, calcule $(p_A - p_B)$.

3.69 La figura 3.33 muestra un manómetro que se utiliza para indicar la diferencia de presión entre dos puntos de una tubería. Calcule $(p_A - p_B)$.

3.70 Para el manómetro tipo pozo de la figura 3.34, calcule p_A.

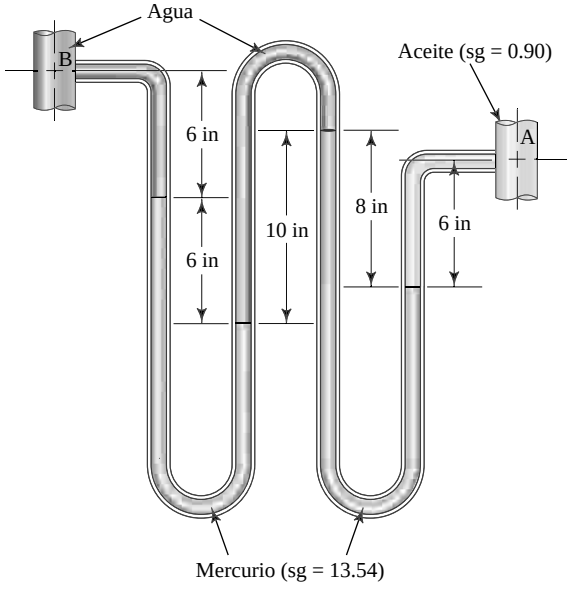


FIGURA 3.32 Problema 3.68.

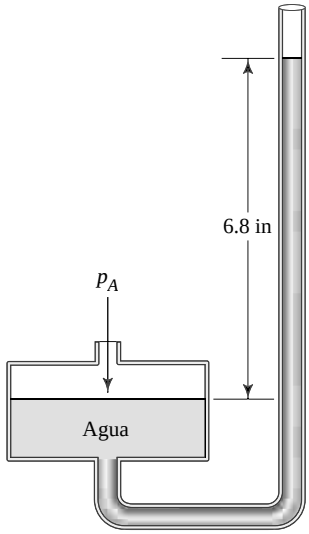
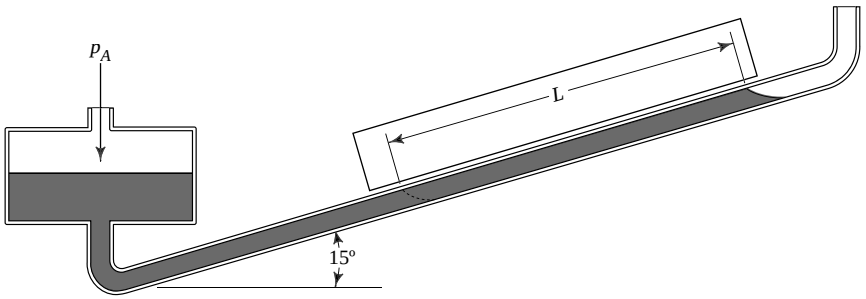


FIGURA 3.34 Problema 3.70.

FIGURA 3.35 Problema 3.71.



3.71 La figura 3.35 muestra un manómetro tipo pozo inclinado en el que la distancia L indica el movimiento del nivel del fluido de medición conforme se aplica la presión p_A sobre el pozo. El fluido de medición tiene una gravedad específica de 0.87 y $L = 115$ mm. Ignore la disminución del nivel de fluido en el pozo y calcule p_A.

3.72 **a.** Determine la presión manométrica en el punto A de la figura 3.36.
b. Si la presión barométrica es de 737 mm de mercurio, exprese la presión que hay en el punto A en kPa(abs).

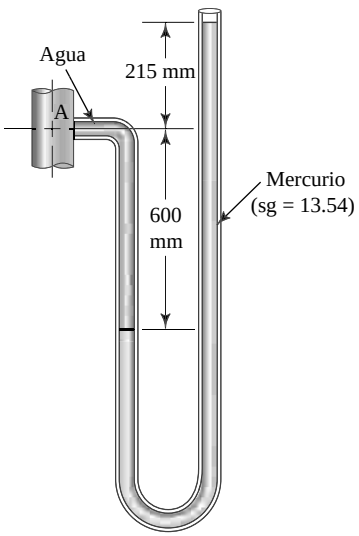


FIGURA 3.36 Problema 3.72.

Barómetros

3.73 ¿Cuál es la función de un barómetro?
3.74 Describa la construcción de un barómetro.
3.75 ¿Por qué es conveniente usar el mercurio como fluido de un barómetro?
3.76 Si se usara agua en lugar de mercurio en un barómetro, ¿qué tan alta sería la columna de agua?
3.77 ¿Cuál es la lectura de la presión barométrica en pulgadas de mercurio correspondiente a 14.696 psia?
3.78 ¿Cuál es la lectura de la presión barométrica en milímetros de mercurio correspondiente a 101.325 kPa(abs)?
3.79 ¿Por qué se debe corregir una lectura de presión barométrica de acuerdo con la temperatura?
3.80 ¿Cuánto disminuiría la lectura de la presión barométrica a partir de su valor al nivel del mar hasta una altura de 1250 ft?
3.81 A Denver, Colorado, se le llama "Ciudad de la Milla" porque está situada a una altitud aproximada de 5200 ft. Suponiendo que la presión al nivel del mar es de 101.3 kPa(abs), ¿cuál sería la presión atmosférica aproximada en Denver?
3.82 Se reporta que la presión barométrica es de 28.6 in de mercurio. Calcule la presión atmosférica en psia.
3.83 Un barómetro indica que la presión atmosférica es de 30.65 in de mercurio. Calcule la presión atmosférica en psia.
3.84 ¿Cuál sería la lectura de un barómetro en pulgadas de mercurio correspondiente a una presión atmosférica de 14.2 psia?
3.85 Un barómetro indica 745 mm de mercurio. Calcule la lectura de la presión barométrica en kPa(abs).

Presión expresada como la altura de una columna de líquido

3.86 Se mide que la presión existente en un conducto de calefacción es de 5.37 inH_2O. Exprese esta presión en psi y Pa.
3.87 Se mide que la presión existente en un conducto de ventilación a la entrada de un ventilador es de −3.68 inH_2O. Exprese esta presión en psi y Pa.
3.88 Se mide que en un conducto de aire acondicionado la presión es de 3.24 mmHg. Exprese esta presión en Pa y psi.
3.89 En una tubería de gas natural comprimido la presión se mide como de 21.6 mmHg. Exprese esta presión en Pa y psi.
3.90 En una cámara de vacío la presión es de −68.2 kPa. Exprese esta presión en mmHg.
3.91 En una cámara de vacío la presión es de −12.6 psig. Exprese esta presión en inHg.
3.92 El desempeño de un ventilador se calcula en un diferencial de presión de 12.4 in de columna de agua. Exprese esta presión en psi y Pa.
3.93 La presión de un ventilador centrífugo se calcula en un diferencial de presión de 115 in de columna de agua. Exprese esta presión en psi y Pa.

Problemas suplementarios

3.94 Se instalará un calentador de agua solar pasivo en el techo de un edificio de varios pisos. El tanque del calentador está abierto a la presión atmosférica y se coloca a 16 m sobre el nivel del suelo. En el estado estático (sin flujo), ¿a qué presión manométrica, en kPa, debe diseñarse una línea de tubería resistente si estará conectada hasta el nivel del suelo?
3.95 Un tanque elevado similar al que se muestra en la figura 3.37 forma parte de un sistema de suministro de agua que se construirá en un pequeño pueblo. Encuentre la elevación necesaria del tanque si se requiere una presión manométrica mínima de 160 kPa en la toma cuando el agua se encuentra estática (sin fluir). Tenga en cuenta que el nivel calculado establecerá la altura del fondo del tanque cuando esté casi vacío. Cuando el nivel del agua sea mayor, la presión de salida se incrementará.

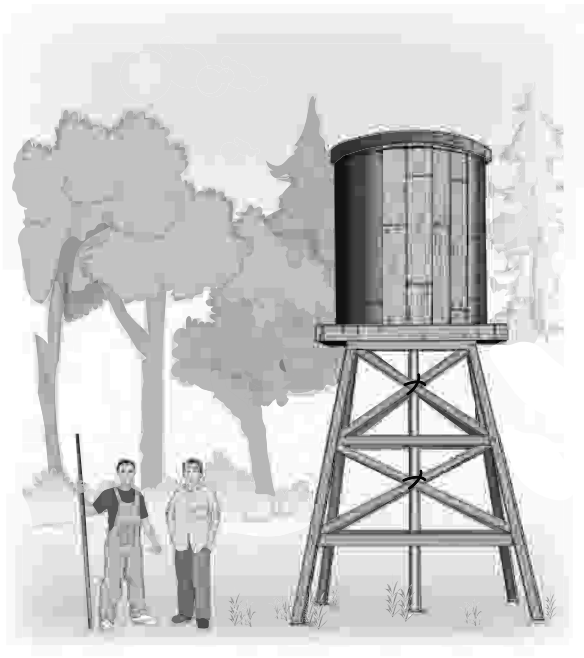


FIGURA 3.37 Problema 3.95.

3.96 En el "ojo" de un huracán, en ocasiones la presión puede disminuir desde la presión atmosférica normal hasta 11 psia. ¿Cuál sería ahí la lectura de altura, en pulgadas, de un barómetro de mercurio?

3.97 Una cimbra para concreto es utilizada para colar una pared de sótano debe sostener la mezcla de concreto húmedo (sg = 2.6) durante la construcción. La pared debe tener 3 m de altura, 10 m de largo y 150 mm de espesor. ¿Qué presión ejerce el concreto húmedo en el fondo de la cimbra?

3.98 Se debe diseñar un paquete de instrumentación ambiental que será bajado en la Fosa de las Marianas hasta una profundidad de 11 km en el Océano Pacífico. Si el casco debe ser a prueba de agua a esa profundidad, ¿qué presión de diseño debe resistir el paquete?

3.99 Un buzo descenderá "una atmósfera y media" en un lago de agua dulce. Calcule la profundidad de la inmersión. Tenga en cuenta que "una atmósfera" es una medida utilizada ocasionalmente por los buzos para indicar una profundidad en el agua que se traduce en un aumento de presión equivalente a una presión atmosférica normal.

3.100 Un manómetro inclinado similar al que se muestra en la figura 3.14 se utiliza para realizar una medición sensible a la presión. Se inclina a un ángulo de 25 grados por encima de la horizontal y usa fluido de medición rojo con gravedad específica de 0.826. ¿A qué distancia deben estar las marcas a lo largo del tubo inclinado para indicar una presión de "una pulgada de agua"?

3.101 Un meteorólogo informa sobre un "sistema de alta presión" con una presión barométrica de 790 mm de mercurio y después, en el mismo año, un "sistema de baja presión" con una presión de 738 mm de mercurio. ¿Cuál es la diferencia total en la presión atmosférica expresada en kPa?

3.102 ¿Cuál es la presión, en kPa, en el fondo de una piscina que tiene 10 ft de profundidad?

3.103 Si el aire tiene un peso específico constante de 0.075 lb/ft^3, ¿cuál es la diferencia de presión resultante al conducir desde la base hasta la cima del monte Pike si el ascenso durante el viaje es de 8400 ft?

CAPÍTULO
CUATRO

FUERZAS DEBIDAS A FLUIDOS ESTÁTICOS

PANORAMA GENERAL

Recuerde que la presión es la fuerza dividida entre el área sobre la que actúa, $p = F/A$. Ahora se estudiará la fuerza producida por la presión en un fluido que actúa sobre las paredes de un recipiente. Cuando la presión es uniforme sobre toda el área de interés, la fuerza es simplemente $F = pA$. Cuando la presión varía sobre la superficie de interés, deben utilizarse otros métodos para tomar en cuenta esta variación antes de calcular la magnitud de la fuerza resultante sobre la superficie. La ubicación de la fuerza resultante, llamada *centro de presión*, también debe localizarse de modo que se pueda realizar un análisis de los efectos de la fuerza.

En la fotografía de la figura 4.1 se muestran algunos niños que miran peces exóticos en un acuario. Resulta esencial que el diseño y la fabricación del acuario garanticen que el vidrio no se rompa y que los niños estén seguros. Aquí la presión del agua aumenta linealmente con la profundidad del fluido, tal como se estableció en el capítulo 3.

Exploración

Identifique varios ejemplos en los que las fuerzas ejercidas por un fluido sobre las superficies que lo contienen puedan ser de importancia. Analice sus ejemplos con sus compañeros y con el profesor del curso y aborde estas preguntas:

- ¿Cómo actúa la fuerza en los contenedores de sus ejemplos? ¿La presión varía en diferentes puntos del fluido? Si es así, ¿cómo varía?
- ¿De qué manera se ve afectado el diseño del recipiente por la fuerza creada por la presión del fluido?
- ¿Cuál sería la consecuencia si las fuerzas excedieran la capacidad del recipiente para resistirlas? ¿De qué manera fallaría el contenedor?

Este capítulo le ayudará a descubrir los principios que rigen la generación de fuerzas debidas a un fluido que actúa sobre superficies planas (lisas) o curvas. Algunos de los procedimientos de solución se enfocarán en casos especiales, como superficies planas horizontales, superficies que contienen gases o paredes rectangulares expuestas a la superficie libre del fluido. Otros casos cubren situaciones más generales, donde hay que considerar las variaciones de presión y se debe calcular la magnitud y la ubicación de la fuerza resultante.

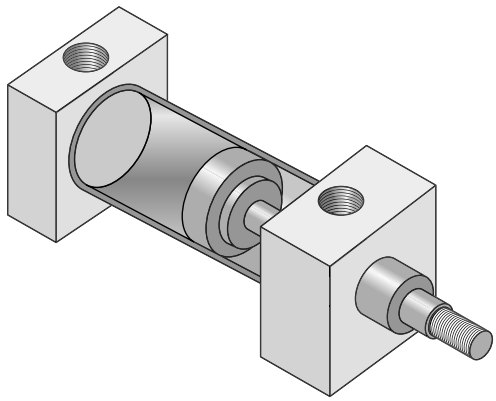
Conceptos introductorios

Aquí se consideran los efectos de la presión de un fluido que actúa sobre superficies planas (lisas) y curvas en aplicaciones como las mostradas en la figura 4.2. En cada caso, el fluido ejerce una fuerza sobre la superficie de interés que actúa de manera perpendicular a la superficie, considerando la definición básica de presión, $p = F/A$, y la forma correspondiente, $F = pA$.

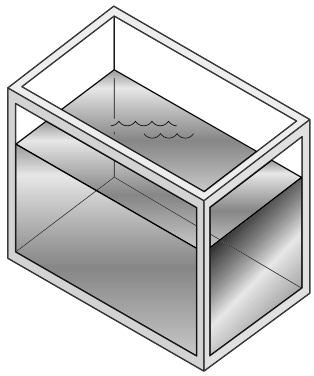
Estas ecuaciones se aplican de manera directa sólo cuando la presión es uniforme sobre toda el área de interés. Un ejemplo de esto es un fluido en forma gaseosa para el cual se considera que la presión es igual en todo el gas debido a su bajo peso específico. Además, si el cambio en la profundidad es pequeño, con frecuencia la variación no se toma en cuenta. Por ejemplo, la presión que actúa sobre el pistón



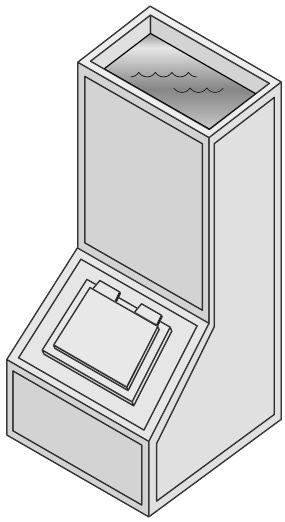
FIGURA 4.1 Escena de un acuario en el que deben considerarse las fuerzas debidas a la presión del fluido. (*Fuente:* Iuliia Sokolovska/Fotolia)



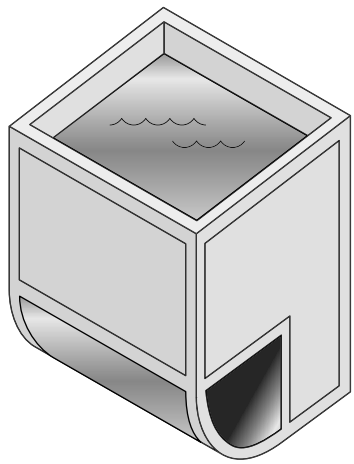
(a) Cilindro en un sistema hidráulico (de fluidos)



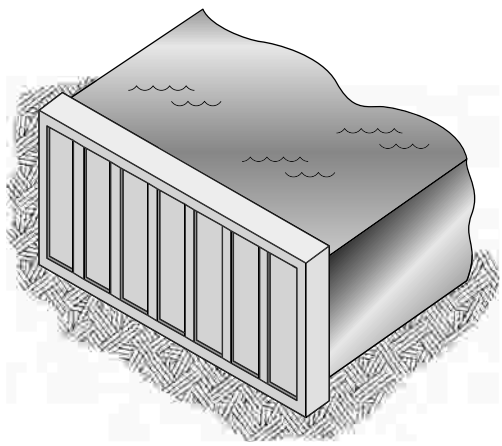
(b) Tanque de almacenamiento



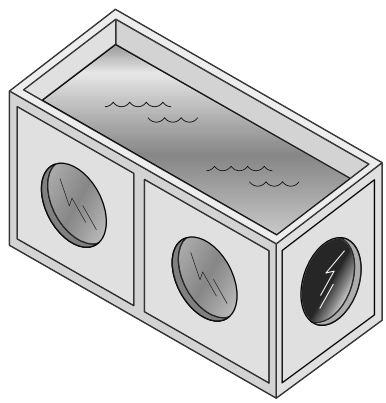
(c) Depósito de fluido y escotilla



(d) Tanque con una superficie curva



(e) Muro de contención



(f) Ventanas de observación de un acuario

FIGURA 4.2 Ejemplos de casos donde se deben calcular fuerzas en áreas sumergidas.

en el actuador del sistema de fluidos de la figura 4.2(a) puede considerarse como aproximadamente constante si el fluido es aire, como en un sistema de fluidos neumático, o para aceite en un sistema hidráulico. Otro ejemplo de la utilización de $F = pA$ es la acción de presión de un líquido sobre una superficie plana, horizontal, como en el fondo de los tanques de la figura 4.2(b), (c) y (f).

En otros casos donde la superficie de interés es vertical, inclinada o curva, debe tenerse en cuenta la variación de la presión con la profundidad; en este capítulo se desarrollan métodos de análisis especiales. Se recomienda repasar en el capítulo 3 los temas de presión absoluta y manométrica, la variación de la presión con la elevación y la carga piezométrica. Se mostrarán métodos para calcular la *fuerza resultante*

sobre una superficie y la ubicación del *centro de presión* donde se puede suponer que actúa la fuerza resultante cuando se calcula el efecto de la fuerza distribuida.

Considere las paredes laterales de los tanques, la escotilla en la pared inclinada del depósito del fluido, el muro de contención y las ventanas del acuario. El muro de contención es ejemplo de un caso especial llamado *paredes rectangulares*, donde la presión varía linealmente desde cero (man) en la superficie superior del fluido hasta una presión más grande en la parte inferior de la pared. La escotilla del depósito de fluido y las ventanas del acuario requieren un enfoque más general porque ninguna parte de la zona de interés implica la presión cero.

4.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Calcular la fuerza ejercida por un gas a presión sobre un área plana.
2. Calcular la fuerza ejercida por cualquier fluido estático que actúa sobre un área plana horizontal.
3. Calcular la fuerza resultante ejercida sobre una pared rectangular por un líquido estático.
4. Definir el término *centro de presión*.
5. Calcular la fuerza resultante ejercida por un líquido estático sobre cualquier área plana sumergida.
6. Mostrar el vector que representa la fuerza resultante sobre cualquier área plana sumergida en el lugar y la dirección apropiados.
7. Visualizar la distribución de la fuerza sobre una superficie curva sumergida.
8. Calcular la fuerza total resultante sobre la superficie curva.
9. Calcular la dirección en que actúa la fuerza resultante y mostrar su línea de acción en un dibujo de la superficie.
10. Incluir el efecto de una carga de presión a través del líquido sobre la fuerza ejercida en una superficie plana o curva.

4.2 GASES BAJO PRESIÓN

En la figura 4.3 se muestra un cilindro neumático del tipo utilizado en las máquinas automatizadas. La presión de aire actúa sobre la cara del pistón, produciendo una fuerza que causa el movimiento lineal de la varilla. La presión también actúa sobre el extremo del cilindro, tendiendo a separarlo. Esta es la razón de que haya cuatro varillas de sujeción entre las tapas de los extremos del cilindro. Dentro de un gas, la distribución de la presión es casi uniforme. Por lo tanto, es posible calcular la fuerza ejercida sobre el pistón y los extremos del cilindro directamente a partir de $F = pA$.

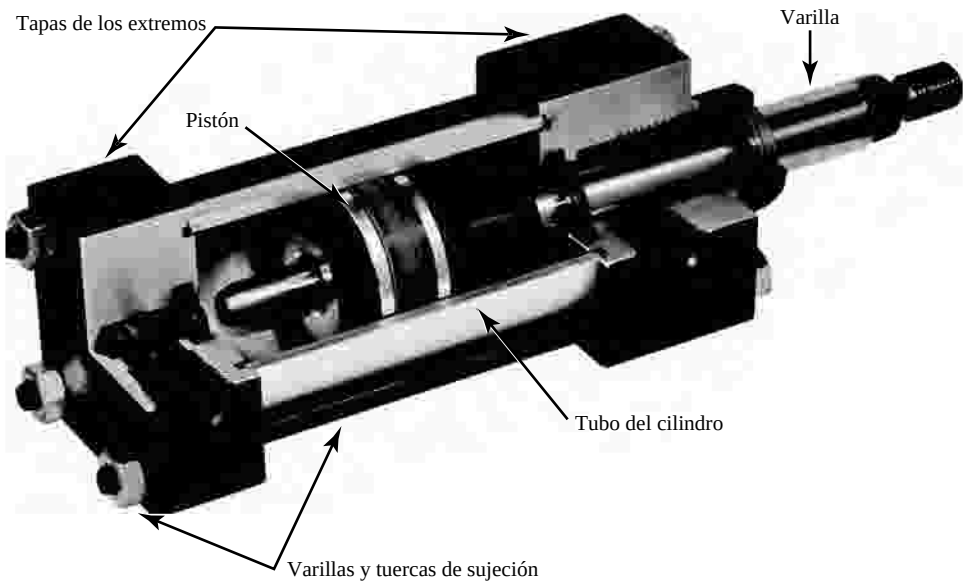


FIGURA 4.3 Cilindro neumático. (*Fuente:* Norgren, Inc.)

Problema de ejemplo 4.1 Si el cilindro de la figura 4.3 tiene un diámetro interno de 2 in y opera a una presión de 300 psig, calcule la fuerza presente en los extremos del cilindro.

Solución

$$F = pA$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(2\text{ in})^2}{4} = 3.14\text{ in}^2$$

$$F = \frac{300\text{ lb}}{\text{in}^2} \times 3.14\text{ in}^2 = 942\text{ lb}$$

Observe que en el cálculo de la fuerza se utilizó la presión manométrica en lugar de la presión absoluta. La fuerza adicional debida a la presión atmosférica actúa sobre ambos lados del área y, por lo tanto, está equilibrada. Si la presión ejercida en la superficie exterior no es la atmosférica, entonces deben considerarse todas las fuerzas externas para determinar una fuerza neta sobre el área.

4.3 SUPERFICIES PLANAS HORIZONTALES BAJO LÍQUIDOS

En la figura 4.4(a) se muestra un tambor cilíndrico que contiene aceite y agua. En el agua ubicada al fondo del tambor, la presión es uniforme en toda el área porque es un plano horizontal en un fluido en reposo. Una vez más, se puede utilizar simplemente $F = pA$ para calcular la fuerza ejercida sobre el fondo.

Problema de ejemplo 4.2 Si el tambor de la figura 4.4(a) está abierto a la atmósfera en su parte superior, calcule la fuerza ejercida sobre el fondo.

Solución Para utilizar $F = pA$, primero se debe calcular la presión que hay en el fondo del tambor, p_B, y el área de la parte inferior:

$$p_B = p_{\text{atm}} + \gamma_o(2.4\text{ m}) + \gamma_w(1.5\text{ m})$$

$$\gamma_o = (\text{sg})_o(9.81\text{ kN/m}^3) = (0.90)(9.81\text{ kN/m}^3) = 8.83\text{ kN/m}^3$$

$$p_B = 0\text{ Pa(man)} + (8.83\text{ kN/m}^3)(2.4\text{ m}) + (9.81\text{ kN/m}^3)(1.5\text{ m})$$

$$= (0 + 21.2 + 14.7)\text{ kPa} = 35.9\text{ kPa(man)}$$

$$A = \pi D^2/4 = \pi(3.0\text{ m})^2/4 = 7.07\text{ m}^2$$

$$F = p_B A = (35.9\text{ kN/m}^2)(7.07\text{ m}^2) = 253.8\text{ kN}$$

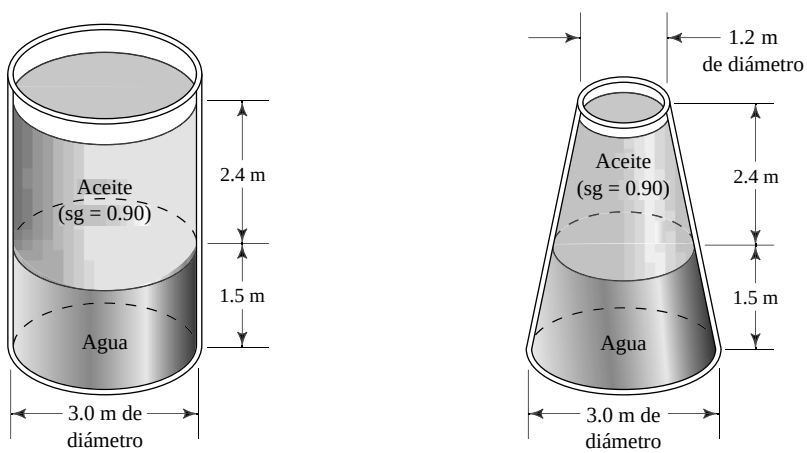


FIGURA 4.4 Tambores cilíndricos para los problemas de ejemplo 4.2 y 4.3.

Problema de ejemplo 4.3 ¿Habría alguna diferencia entre la fuerza ejercida sobre el fondo del tambor en la figura 4.4(a) y la del fondo del recipiente en forma de cono de la figura 4.4(b)?

Solución La fuerza sería la misma debido a que la presión en el fondo sólo depende de la profundidad y del peso específico del fluido presente en el contenedor. El peso total del fluido no es el factor de control. Recuerde la paradoja de Pascal presentada en la sección 3.4.

Comentario: La fuerza calculada en estos dos problemas de ejemplo es la fuerza ejercida por el fluido sobre el fondo interior del recipiente. Por supuesto, al diseñar la estructura de soporte para el contenedor, se debe considerar el peso total del contenedor y de los fluidos. Para el diseño estructural, el recipiente en forma de cono será más ligero que el tambor cilíndrico.

4.4 PAREDES RECTANGULARES

Los muros de contención que se muestran en las figuras 4.2(e) y 4.5 son ejemplos típicos de paredes rectangulares expuestas a una presión que varía desde cero en la superficie del fluido hasta un máximo en la parte inferior de la pared. La fuerza debida a la presión del fluido tiende a derrumbar la pared o romperla en el lugar donde se encuentra fijada al fondo.

La fuerza real se distribuye en toda la pared, pero para propósitos de análisis, es deseable determinar la fuerza resultante y el sitio en el que actúa, llamado *centro de presión*. Es decir, si toda la fuerza se concentrara en un solo punto, ¿dónde estaría ese punto y cuál sería la magnitud de la fuerza?

La figura 4.6 muestra la distribución de la presión sobre el muro de contención vertical. Como se indica en la ecuación $\Delta p = \gamma h$, la presión varía linealmente (en forma de línea recta) de acuerdo con la profundidad que haya en el fluido. Las longitudes de las flechas punteadas representan la magnitud de la presión del fluido en varios puntos del muro. Debido a esta variación lineal de la presión, la fuerza total resultante puede calcularse a partir de la ecuación

$$F_R = p_{\text{prom}} \times A \qquad \textbf{(4-1)}$$

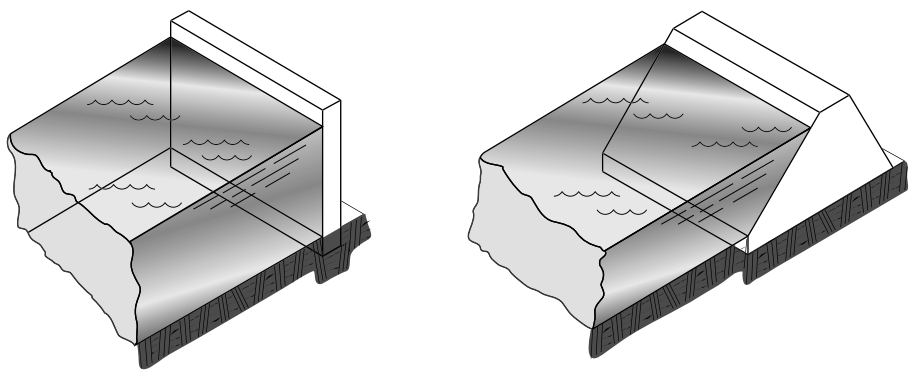
donde p_{prom} representa la presión promedio y A el área total de la pared. Pero la presión promedio está en el centro del muro y puede calcularse a partir de la ecuación

$$p_{\text{prom}} = \gamma(h/2) \qquad \textbf{(4-2)}$$

donde h es la profundidad total del fluido.

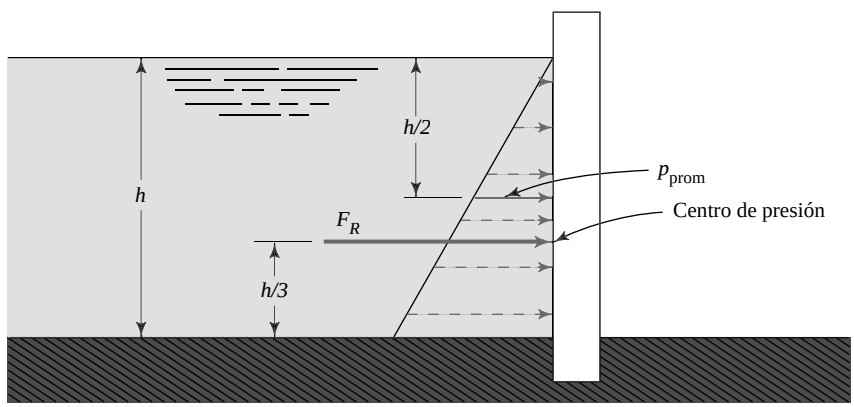
Por lo tanto, se tiene

FIGURA 4.5 Paredes rectangulares.



(a) Muro de contención vertical (b) Muro inclinado (presa)

FIGURA 4.6 Pared rectangular vertical.



➪ Fuerza resultante sobre una pared rectangular

$$F_R = \gamma(h/2)A \qquad \textbf{(4-3)}$$

La distribución de la presión que se muestra en la figura 4.6 indica que existe una mayor porción de la fuerza actuando sobre la parte inferior de la pared que en la parte superior. El centro de presión está en el centroide del triángulo de distribución de la presión, a un tercio de la distancia desde la parte inferior del muro. La fuerza resultante F_R actúa de manera perpendicular a la pared en este punto.

A continuación, se presenta el procedimiento empleado para calcular la magnitud de la fuerza resultante debida a la presión del fluido y la ubicación del centro de presión en la pared rectangular, como las mostradas en la figura 4.5. El procedimiento es aplicable tanto a una pared vertical como a una inclinada.

Procedimiento para calcular la fuerza ejercida sobre una pared rectangular

1. Calcule la magnitud de la fuerza resultante F_R a partir de

   $$F_R = \gamma(h/2)A$$

   donde

   γ = Peso específico del fluido
   h = Profundidad total del fluido
   A = Área total de la pared
2. Localice el centro de presión a una distancia vertical de $h/3$ desde la parte inferior de la pared.
3. Muestre la fuerza resultante que actúa en el centro de presión perpendicular a la pared.

Problema de ejemplo 4.4 En la figura 4.6, el fluido es gasolina (sg = 0.68) y la profundidad total es de 12 ft. La pared tiene 40 ft de largo. Calcule la magnitud de la fuerza resultante sobre la pared y la ubicación del centro de presión.

Solución

Paso 1.

$$F_R = \gamma(h/2)A$$
$$\gamma = (0.68)(62.4\ \text{lb/ft}^3) = 42.4\ \text{lb/ft}^3$$
$$A = (12\ \text{ft})(40\ \text{ft}) = 480\ \text{ft}^2$$
$$F_R = \frac{42.4\ \text{lb}}{\text{ft}^3} \times \frac{12\ \text{ft}}{2} \times 480\ \text{ft}^2 = 122{,}000\ \text{lb}$$

Paso 2. El centro de presión está a una distancia de

$$h/3 = 12\ \text{ft}/3 = 4\ \text{ft}$$

desde la parte baja de la pared.

Paso 3. La fuerza F_R actúa en forma perpendicular a la pared en el centro de presión, como se muestra en la figura 4.6.

Problema de ejemplo 4.5 La figura 4.7 muestra una presa de 30.5 m de longitud que retiene 8 m de agua dulce y está inclinada en un ángulo θ de 60°. Calcule la magnitud de la fuerza resultante sobre la presa y la ubicación del centro de presión.

Solución

Paso 1.

$$F_R = \gamma(h/2)A$$

Para calcular el área de la presa, es necesario saber la longitud de su cara, llamada L en la figura 4.7:

$$\text{sen}\ \theta = h/L$$
$$L = h/\text{sen}\ \theta = 8\ \text{m}/\text{sen}\ 60° = 9.24\ \text{m}$$

Entonces, el área de la presa es

$$A = (9.24\ \text{m})(30.5\ \text{m}) = 281.8\ \text{m}^2$$

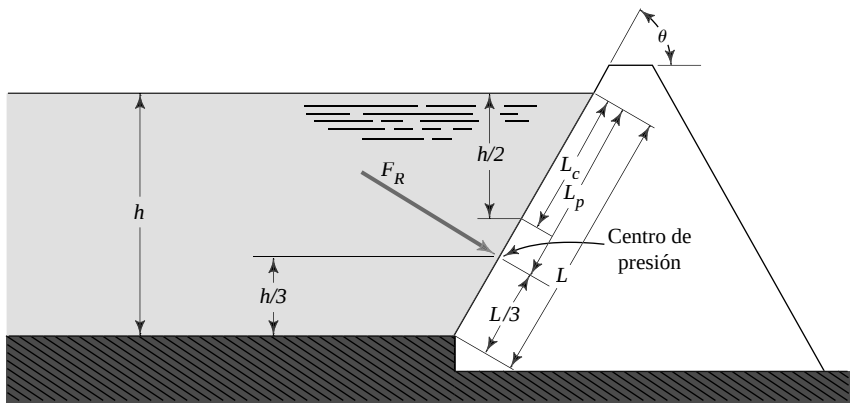


FIGURA 4.7 Pared rectangular inclinada.

Ahora es posible calcular la fuerza resultante:

$$F_R = \gamma(h/2)A = \frac{9.81\ \text{kN}}{\text{m}^3} \times \frac{8\ \text{m}}{2} \times 281.8\ \text{m}^2$$
$$= 11\,060\ \text{kN} = 11.06\ \text{MN}$$

Paso 2. El centro de presión está a una distancia vertical de

$$h/3 = 8\ \text{m}/3 = 2.67\ \text{m}$$

desde el fondo de la presa, o medido desde el fondo de la presa a lo largo de la cara de la presa, el centro de presión está en

$$L/3 = 9.24\ \text{m}/3 = 3.08\ \text{m}$$

Medido a lo largo de la cara de la presa, se define

L_p = Distancia desde la superficie libre del fluido hasta el centro de presión
$L_p = L - L/3$
$L_p = 9.24\ \text{m} - 3.08\ \text{m} = 6.16\ \text{m}$

Se muestra que F_R actúa en el centro de la presión que es perpendicular a la pared.

4.5 ÁREAS PLANAS SUMERGIDAS —GENERALIDADES

El procedimiento que se expondrá en esta sección es aplicable a problemas relacionados con áreas planas, ya sean verticales o inclinadas, que estén completamente sumergidas en el fluido. Igual que en los problemas anteriores, el procedimiento permitirá calcular la magnitud de la fuerza resultante sobre un área y la ubicación del centro de presión donde puede suponerse que actúa la fuerza resultante.

En la figura 4.8 se muestra un tanque que tiene una ventana rectangular en una pared inclinada. Las dimensiones estándar y los símbolos utilizados en el procedimiento descrito más adelante se muestran en la figura y se definen de la siguiente manera:

- F_R Fuerza resultante sobre el área debida a la presión del fluido.
- — El *centro de presión* del área es el punto donde se considera que actúa la fuerza resultante.
- — El *centroide* del área es el punto en el que el área se balancearía si fuera suspendida de ese punto; es equivalente al centro de gravedad de un cuerpo sólido.

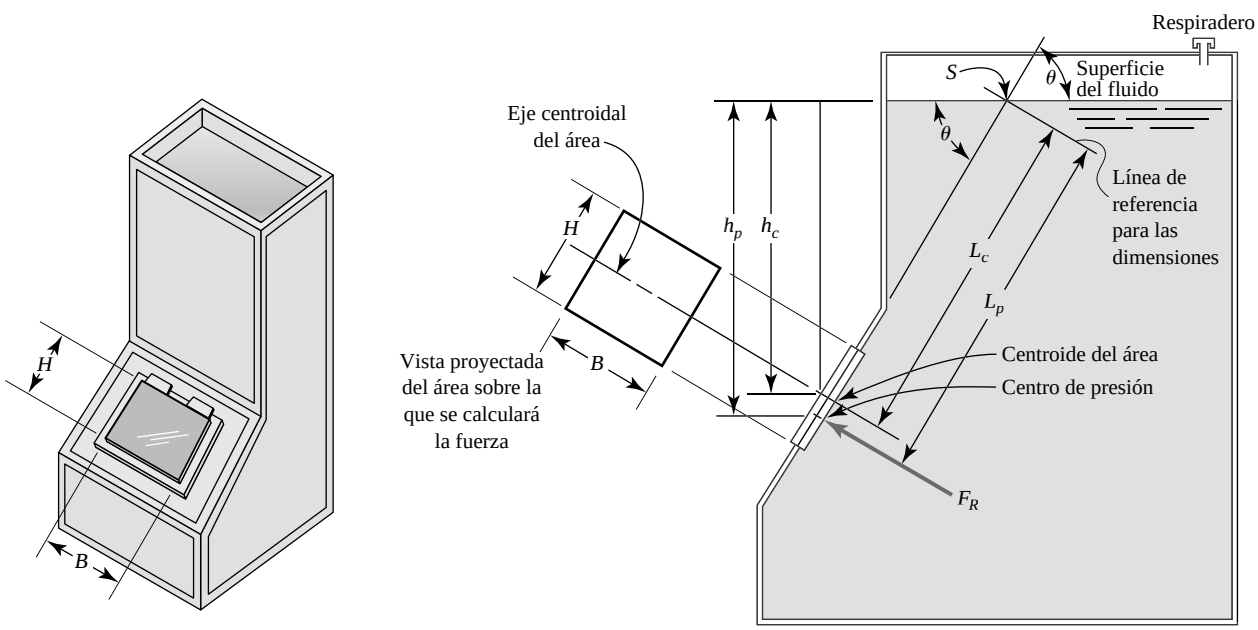


FIGURA 4.8 Fuerza sobre un área plana sumergida.

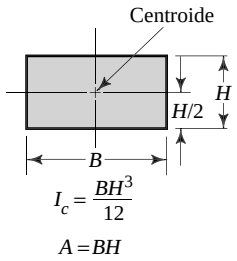


FIGURA 4.9 Propiedades de un rectángulo.

θ Ángulo de inclinación del área

h_c Profundidad del fluido desde la superficie libre hasta el centroide del área

L_c Distancia desde el nivel de la superficie libre del fluido hasta el centroide del área, medida a lo largo del ángulo de inclinación del área

L_p Distancia desde el nivel de la superficie libre del fluido hasta el centro de presión del área, medida a lo largo del ángulo de inclinación del área

h_p Distancia vertical desde la superficie libre hasta el centro de presión del área

B, H Dimensiones del área

En la figura 4.9 se muestra la ubicación del centroide de un rectángulo. En el apéndice *L* se describen otras formas.

El siguiente procedimiento le servirá para calcular la magnitud de la fuerza resultante sobre un área plana sumergida y debida a la presión del fluido y a la ubicación del centro de presión.

Procedimiento para calcular la fuerza ejercida sobre un área plana sumergida

1. Identifique el punto donde el ángulo de inclinación del área de interés interseca al nivel de la superficie libre del fluido. Esto puede requerir extender la superficie angulada o la línea superficial del fluido. Este punto se llamará *S*.
2. Localice el centroide del área a partir de su geometría.
3. Determine h_c como la distancia *vertical* desde el nivel de la superficie libre hasta el centroide del área.
4. Determine L_c como la distancia *inclinada* desde el nivel de la superficie libre hasta el centroide del área. Esta es la distancia desde *S* hasta el centroide. Tenga en cuenta que h_c y L_c se relacionan mediante
$$h_c = L_c \operatorname{sen} \theta$$
5. Calcule el área total *A* sobre la que se va a determinar la fuerza.
6. Calcule la fuerza resultante a partir de

➪ Fuerza resultante sobre un área plana sumergida

$$F_R = \gamma h_c A \tag{4-4}$$

donde γ representa el peso específico del fluido. Esta ecuación establece que la fuerza resultante es el producto de la presión ejercida en el centroide del área y el área total.

7. Calcule I_c, el momento de inercia del área alrededor de su eje centroidal.
8. Calcule la ubicación del centro de presión a partir de

➪ Localización del centro de presión

$$L_p = L_c + \frac{I_c}{L_c A} \tag{4-5}$$

Observe que el centro de presión está siempre por debajo del centroide de un área. En algunos casos puede ser de interés calcular solamente la diferencia entre L_p y L_c con base en

$$L_p - L_c = \frac{I_c}{L_c A} \tag{4-6}$$

9. Bosqueje la fuerza resultante F_R que actúa en el centro de presión y es perpendicular al área.
10. Muestre la dimensión L_p en el bosquejo de una manera similar a la utilizada en la figura 4.8.
11. Dibuje las líneas de dimensión para L_c y L_p a partir de una línea de referencia trazada a través del punto *S* y perpendicular al ángulo de inclinación del área.
12. Si se desea calcular la profundidad vertical hasta el centro de presión, h_p, se puede utilizar cualquiera de dos métodos. Si ya se ha calculado la distancia L_p, utilice
$$h_p = L_p \operatorname{sen} \theta$$
De manera alternativa, se podría evitar el paso 8 y h_p podría calcularse directamente a partir de
$$h_p = h_c + \frac{I_c \operatorname{sen}^2 \theta}{h_c A}$$

Ahora se utilizará el método de enseñanza programada para ilustrar la aplicación de este procedimiento.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 4.6

El tanque mostrado en la figura 4.8 contiene aceite lubricante con una gravedad específica de 0.91. Se coloca una ventana rectangular de dimensiones $B = 4$ ft y $H = 2$ ft en la pared inclinada del tanque ($\theta = 60°$). El centroide de la ventana está a una profundidad de 5 ft desde la superficie del aceite. Calcule (a) la magnitud de la fuerza resultante F_R sobre la ventana y (b) la ubicación del centro de presión.

Con base en el procedimiento descrito anteriormente, realice los pasos 1 y 2 antes de seguir con el siguiente panel.

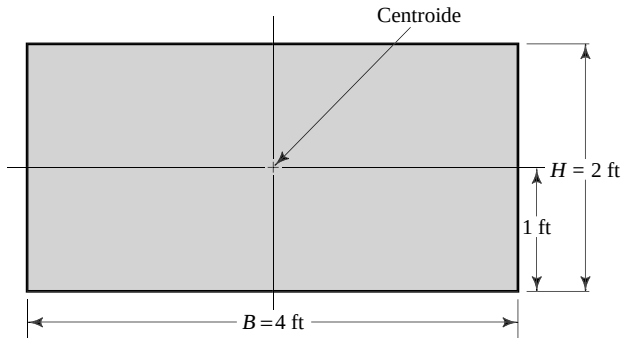


FIGURA 4.10 Ventana rectangular para el problema de ejemplo 4.6.

El punto S se muestra en la figura 4.8.

El área de interés es la ventana rectangular dibujada en la figura 4.10. El centroide está en la intersección de los ejes de simetría del rectángulo.

Ahora, para el paso 3, ¿cuál es la distancia h_c?

Con base en el planteamiento del problema, sabemos que $h_c = 5$ ft, que es la profundidad vertical desde la superficie libre del aceite hasta el centroide de la ventana.

Ahora calcule L_c. Vea el paso 4.

En este caso, los términos L_c y h_c están relacionados por

$$h_c = L_c \operatorname{sen} \theta$$

Por lo tanto, se tiene

$$L_c = h_c/\operatorname{sen} \theta = 5 \text{ ft}/\operatorname{sen} 60° = 5.77$$

Tanto h_c como L_c serán requeridos en cálculos posteriores.

Prosiga con el paso 5.

Puesto que el área del rectángulo es BH,

$$A = BH = (4 \text{ ft})(2 \text{ ft}) = 8 \text{ ft}^2$$

Ahora realice el paso 6.

En la ecuación $F_R = \gamma h_c A$ se necesita el peso específico del aceite:

$$\gamma_o = (\text{sg})_o(62.4 \text{ lb/ft}^3) = (0.91)(62.4 \text{ lb/ft}^3)$$
$$= 56.8 \text{ lb/ft}^3$$

Entonces se tiene

$$F_R = \gamma_o h_c A = \frac{56.8 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \times 5 \text{ ft} \times 8 \text{ ft}^2 = 2270 \text{ lb}$$

Los siguientes pasos se refieren a la ubicación del centro de presión. Siga con el paso 7.

La figura 4.9 muestra la ecuación para I_c en el caso de un rectángulo. Al usar $B = 4$ ft y $H = 2$ ft, se encuentra,

$$I_c = BH^3/12 = (4 \text{ ft})(2 \text{ ft})^3/12 = 2.67 \text{ ft}^4$$

Ahora se tienen los datos necesarios para realizar el paso 8.

Como $I_c = 2.67$ ft^4, $L_c = 5.77$ ft y $A = 8$ ft^2,

$$L_p = L_c + \frac{I_c}{L_c A} = 5.77 \text{ ft} + \frac{2.67 \text{ ft}^4}{(5.77 \text{ ft})(8 \text{ ft}^2)}$$
$$L_p = 5.77 \text{ ft} + 0.058 \text{ ft} = 5.828 \text{ ft}$$

El resultado es $L_p = 5.828$ ft.

Esto significa que el centro de presión está ubicado a 0.058 ft (o 0.70 in) por debajo del centroide de la ventana.

Los pasos del 9 al 11 ya se han completado en la figura 4.8. Asegúrese de entender cómo se extrae la dimensión L_p a partir de la línea de referencia.

4.6 DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO GENERAL USADO PARA CALCULAR LAS FUERZAS SOBRE ÁREAS PLANAS SUMERGIDAS

En la sección 4.5 se mostró el uso de los principios aplicados para calcular la fuerza resultante sobre un área plana sumergida y para encontrar la ubicación del centro de presión. La ecuación (4-4) proporciona la fuerza resultante y la ecuación (4-6) la distancia que hay entre el centroide del área de interés y el centro de presión. La figura 4.8 ilustra los diversos términos. En esta sección se muestra el desarrollo de esas relaciones.

4.6.1 Fuerza resultante

La *fuerza resultante* se define como la suma de las fuerzas ejercidas sobre pequeños elementos de interés. La figura 4.11 ilustra el concepto utilizando la misma ventana rectangular usada en la figura 4.8. En realidad, la forma del área es arbitraria. En cualquier área pequeña dA, existe una fuerza dF que actúa en forma perpendicular al área debido a la presión p del fluido. Pero la magnitud de la presión a cualquier profundidad h en un líquido estático de peso específico γ es $p = \gamma h$. Entonces, la fuerza es

$$dF = p(dA) = \gamma h(dA) \qquad \textbf{(4-7)}$$

Debido a que el área está inclinada en un ángulo θ, es conveniente trabajar en el plano del área, usando y para denotar la posición sobre el área a cualquier profundidad h. Observe que

$$h = y \operatorname{sen} \theta \qquad \textbf{(4-8)}$$

donde y se mide desde el nivel de la superficie libre del fluido a lo largo del ángulo de inclinación del área. Entonces,

$$dF = \gamma(y \operatorname{sen} \theta)(dA) \qquad \textbf{(4-9)}$$

La suma de las fuerzas ejercidas sobre toda el área se lleva a cabo mediante el proceso matemático de integración,

$$F_R = \int_A dF = \int_A \gamma(y \operatorname{sen} \theta)(dA) = \gamma \operatorname{sen} \theta \int_A y(dA)$$

En mecánica se aprende que $\int y(dA)$ es igual al producto del área total por la distancia que hay al centroide del área desde el eje de referencia. Es decir,

$$\int_A y(dA) = L_c A$$

Entonces, la fuerza resultante F_R es

$$F_R = \gamma \operatorname{sen} \theta \, (L_c A) \qquad \textbf{(4-10)}$$

Ahora se puede sustituir $h_c = L_c \operatorname{sen} \theta$, encontrando

$$F_R = \gamma h_c A \qquad \textbf{(4-11)}$$

Esto tiene la misma forma que la ecuación (4-4). Puesto que cada una de las pequeñas fuerzas dF actúan de manera perpendicular al área, la fuerza resultante actúa también perpendicular al área.

4.6.2 Centro de presión

El *centro de presión* es aquel punto sobre un área donde se puede suponer que actúa la fuerza resultante de un modo que tiene el mismo efecto que la fuerza distribuida sobre toda la superficie debido a la presión del fluido. Este efecto se puede expresar en términos del momento de una fuerza con respecto a un eje que pasa por S y es perpendicular a la página.

Vea la figura 4.11. El momento de cada pequeña fuerza dF con respecto a este eje es

$$dM = dF \cdot y$$

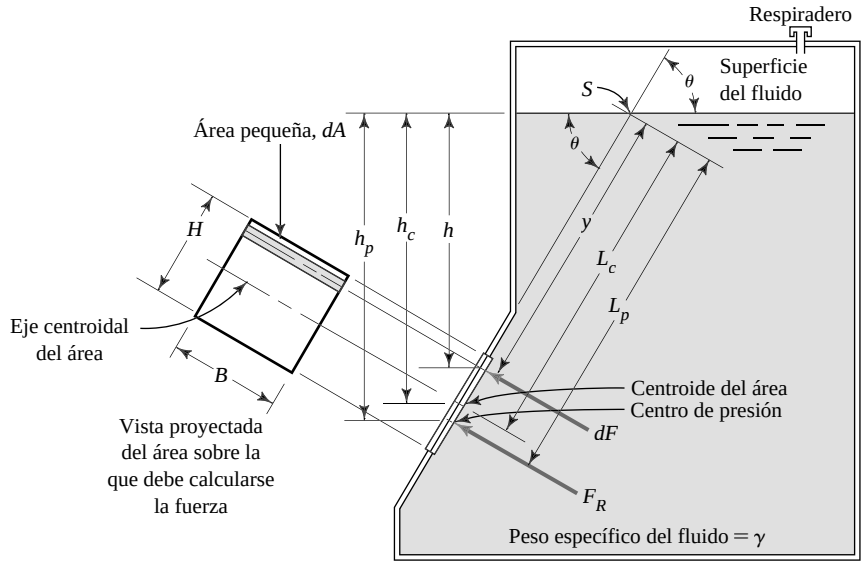


FIGURA 4.11 Desarrollo del procedimiento general empleado para calcular las fuerzas que se ejercen sobre áreas planas sumergidas.

Pero $dF = \gamma(y \operatorname{sen} \theta)(dA)$. Entonces,

$$dM = y[\gamma(y \operatorname{sen} \theta)(dA)] = \gamma \operatorname{sen} \theta(y^2\, dA)$$

El momento de todas las fuerzas presentes sobre el área completa se encuentra al integrar sobre dicha área. Ahora, suponiendo que la fuerza resultante F_R actúa en el centro de presión, su momento con respecto al eje a través de S es $F_R L_p$. Entonces,

$$F_R L_p = \int \gamma \operatorname{sen} \theta(y^2 dA) = \gamma \operatorname{sen} \theta \int (y^2 dA)$$

De nuevo con base en la mecánica, se sabe que $\int(y^2\, dA)$ se define como el momento de inercia I de toda el área con respecto al eje desde el que se mide y. Entonces,

$$F_R L_p = \gamma \operatorname{sen} \theta(I)$$

Al despejar L_p resulta

$$L_p = \frac{\gamma \operatorname{sen} \theta(I)}{F_R}$$

Al sustituir F_R a partir de la ecuación (4-10) se obtiene

$$L_p = \frac{\gamma \operatorname{sen} \theta(I)}{\gamma \operatorname{sen} \theta(L_c A)} = \frac{I}{L_c A} \qquad \textbf{(4-12)}$$

Se puede desarrollar una expresión más conveniente al utilizar el teorema de transferencia para el momento de inercia obtenido a partir de la teoría de la mecánica. Es decir,

$$I = I_c + AL_c^2$$

donde I_c representa el momento de inercia del área de interés con respecto a su propio eje centroidal y L_c es la distancia medida desde el eje de referencia hasta el centroide. Entonces, la ecuación (14-12) se convierte en

$$L_p = \frac{I}{L_c A} = \frac{I_c + AL_c^2}{L_c A} = \frac{I_c}{L_c A} + L_c \qquad \textbf{(4-13)}$$

Al reordenar términos, se obtiene la misma forma que en la ecuación (4-6):

$$L_p - L_c = \frac{I_c}{L_c A}$$

Ahora se continúa el desarrollo creando una expresión para la profundidad vertical medida hasta el centro de presión h_p. A partir de la ecuación (4-13), tenga en cuenta las siguientes relaciones:

$$h_p = L_p \operatorname{sen} \theta$$
$$L_c = h_c / \operatorname{sen} \theta$$

Entonces,

$$h_p = L_p \operatorname{sen} \theta = \operatorname{sen} \theta \left[\frac{h_c}{\operatorname{sen} \theta} + \frac{I_c}{(h_c/\operatorname{sen} \theta)A} \right]$$

$$h_p = h_c + \frac{I_c \operatorname{sen}^2 \theta}{h_c A}$$

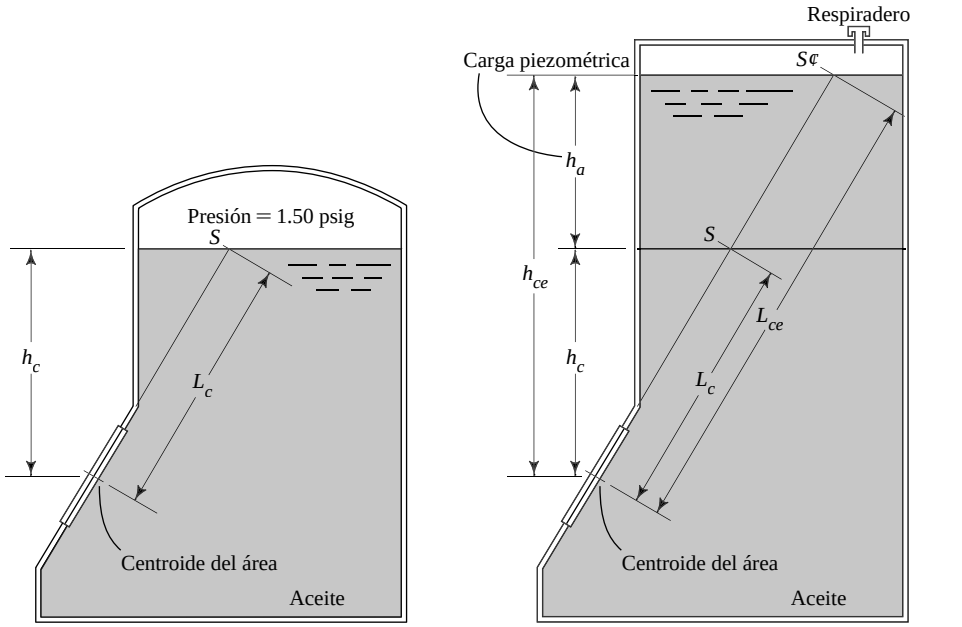
4.7 CARGA PIEZOMÉTRICA

En todos los problemas demostrados hasta ahora, la superficie libre del fluido se expone a la presión ambiental, donde $p = 0$ (man). Por lo tanto, los cálculos realizados para encontrar la presión que había dentro del fluido también proporcionaron presiones manométricas. Fue apropiado utilizar presiones manométricas para el cálculo de la magnitud de la fuerza neta sobre las áreas de interés debido a que la presión ambiental actúa también fuera del área.

Ahora, en este procedimiento, si la presión ejercida por encima de la superficie libre del fluido es diferente de la presión del ambiente que hay fuera del área de interés, se requiere entonces de un cambio. Un método conveniente sería utilizar el concepto de *carga piezométrica*, donde la presión real por encima del fluido, p_a, se convierte a una profundidad equivalente del fluido, h_a, que crearía la misma presión (figura 4.12):

⇨ Carga piezométrica

$$h_a = p_a/\gamma \qquad \textbf{(4-14)}$$



(a) Tanque de la figura 4.8 con presión encima del aceite

(b) Tanque que muestra la carga piezométrica equivalente a la presión que hay encima del aceite

FIGURA 4.12 Ilustración de la carga piezométrica para el problema de ejemplo 4.7.

Esta profundidad se agrega a cualquier profundidad h encontrada por debajo de la superficie libre para obtener una *profundidad equivalente*, h_e. Es decir,

$$h_e = h + h_a \qquad \textbf{(4-15)}$$

Entonces, h_e se puede utilizar en cualquier cálculo que requiera una profundidad para calcular la presión. Por ejemplo, en la figura 4.12, la profundidad equivalente al centroide es

$$h_{ce} = h_c + h_a$$

Problema de ejemplo 4.7 Repita el problema de ejemplo 4.6, pero ahora considere que el tanque mostrado en la figura 4.8 está sellado en su parte superior y que hay una presión de 1.50 psig encima del aceite.

Solución En varios cálculos de la solución al problema de ejemplo 4.6 se utilizó la profundidad hasta el centroide, h_c, el cual está 5.0 ft por debajo de la superficie del aceite. Con la presión por encima del aceite, se debe añadir la carga piezométrica h_a de la ecuación (4-14). Al usar $\gamma = 56.8$ lb/ft^3, resulta

$$h_a = \frac{p_a}{\gamma} = \frac{1.5\ \text{lb}}{\text{in}^2}\frac{144\ \text{in}^2}{\text{ft}^2}\frac{\text{ft}^3}{56.8\ \text{lb}} = 3.80\ \text{ft}$$

Entonces, la profundidad equivalente hasta el centroide es

$$h_{ce} = h_c + h_a = 5.00\ \text{ft} + 3.80\ \text{ft} = 8.80\ \text{ft}$$

Por lo tanto, la fuerza resultante es

$$F_R = \gamma h_{ce} A = (56.8\ \text{lb/ft}^3)(8.80\ \text{ft})(8.0\ \text{ft}^2) = 4000\ \text{lb}$$

Compare esto con el valor de 2270 lb que se encontró antes para el tanque abierto.

El centro de presión también cambia porque la distancia L_c cambia a L_{ce} de la siguiente manera:

$$L_{ce} = h_{ce}/\text{sen}\,\theta = 8.80\ \text{ft}/\text{sen}\ 60^\circ = 10.16$$

$$L_{pe} - L_{ce} = \frac{I_c}{L_{ce}A} = \frac{2.67\ \text{ft}^4}{(10.16\ \text{ft})(8\ \text{ft}^2)} = 0.033\ \text{ft}$$

La distancia correspondiente del problema de ejemplo 4.6 fue de 0.058 ft.

4.8 DISTRIBUCIÓN DE LA FUERZA SOBRE UNA SUPERFICIE CURVA SUMERGIDA

La figura 4.13 muestra un tanque que contiene un líquido cuya superficie superior está abierta a la atmósfera. Una parte de la pared izquierda es vertical y la parte inferior es un segmento de un cilindro. Aquí se tiene interés en la fuerza que actúa sobre la superficie curva debido a la presión del fluido.

Una manera de visualizar el sistema de fuerzas total implicado es aislar el volumen de fluido que hay directamente por encima de la superficie de interés como un cuerpo libre y mostrar todas las fuerzas que actúan sobre dicho volumen, como se hace en la figura 4.14. El objetivo aquí es determinar la fuerza horizontal F_H y la fuerza vertical F_V ejercidas sobre el fluido por la superficie curva y su fuerza resultante F_R. La línea de acción de la fuerza resultante actúa a través del centro de curvatura de la superficie curva. Esto es porque cada uno de los vectores de fuerza individual debidos a la presión del fluido actúa en forma perpendicular a la frontera, que entonces está a lo largo del radio de curvatura. La figura 4.14 muestra los vectores de la fuerza resultante.

4.8.1 Componente horizontal

La pared sólida vertical de la izquierda ejerce fuerzas horizontales sobre el fluido que está en contacto con ella en reacción a las fuerzas debidas a la presión del fluido. Esta parte del sistema se comporta de igual manera que las paredes verticales estudiadas anteriormente. La fuerza resultante F_1 actúa a una distancia $h/3$ de la parte inferior de la pared.

La fuerza F_{2a} ubicada en el lado derecho de la parte superior hasta una profundidad de h es igual a F_1 en magnitud y actúa en la dirección opuesta. Por lo tanto, no tiene ningún efecto sobre la superficie curva.

Al sumar las fuerzas presentes en la dirección horizontal, se puede ver que la F_H debe ser igual a la F_{2b} que actúa sobre la parte inferior del lado derecho. El área en la que actúa F_{2b} es la *proyección* de la superficie curva sobre un plano vertical.

La magnitud y la ubicación de F_{2b} pueden calcularse utilizando los procedimientos desarrollados para superficies planas. Es decir,

$$F_{2b} = \gamma h_c A \qquad \textbf{(4-16)}$$

donde h_c representa la profundidad hasta el centroide del área proyectada. Para el tipo de superficie que se muestra en la figura 4.14, el área proyectada es un rectángulo. Si a la altura del rectángulo se le denomina como s, podemos ver que $h_c = h + s/2$. Además, el área es sw, donde w es la anchura de la superficie curva. Entonces,

$$F_{2b} = F_H = \gamma sw(h + s/2) \qquad \textbf{(4-17)}$$

La ubicación de F_{2b} es el centro de presión del área proyectada. De nuevo, al usar los principios desarrollados anteriormente, se obtiene

$$h_p - h_c = I_c/(h_c A)$$

Para el área rectangular proyectada; sin embargo,

$$I_c = ws^3/12$$

$$A = sw$$

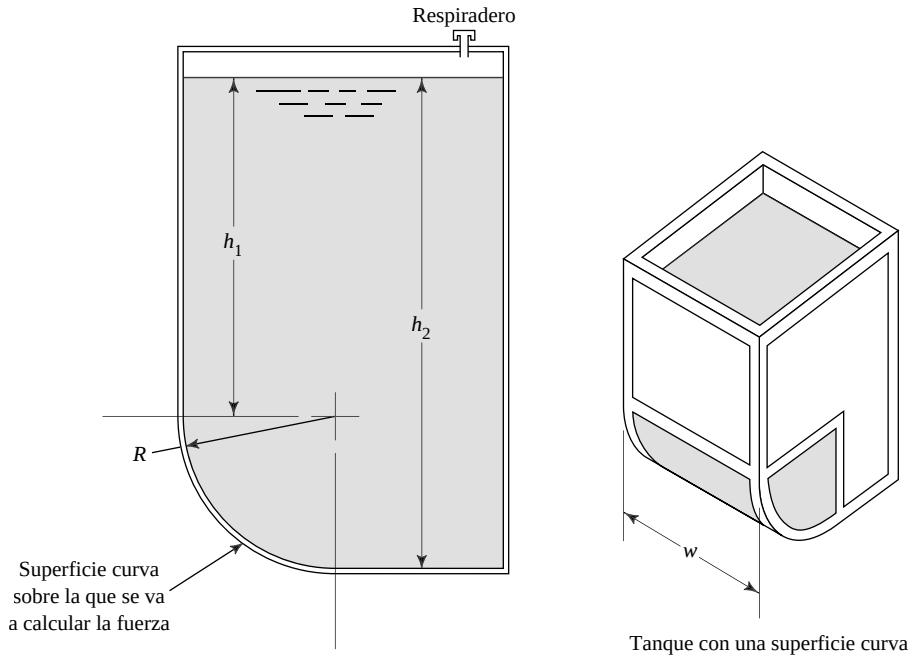


FIGURA 4.13 Tanque con una superficie curva y que contiene un fluido estático.

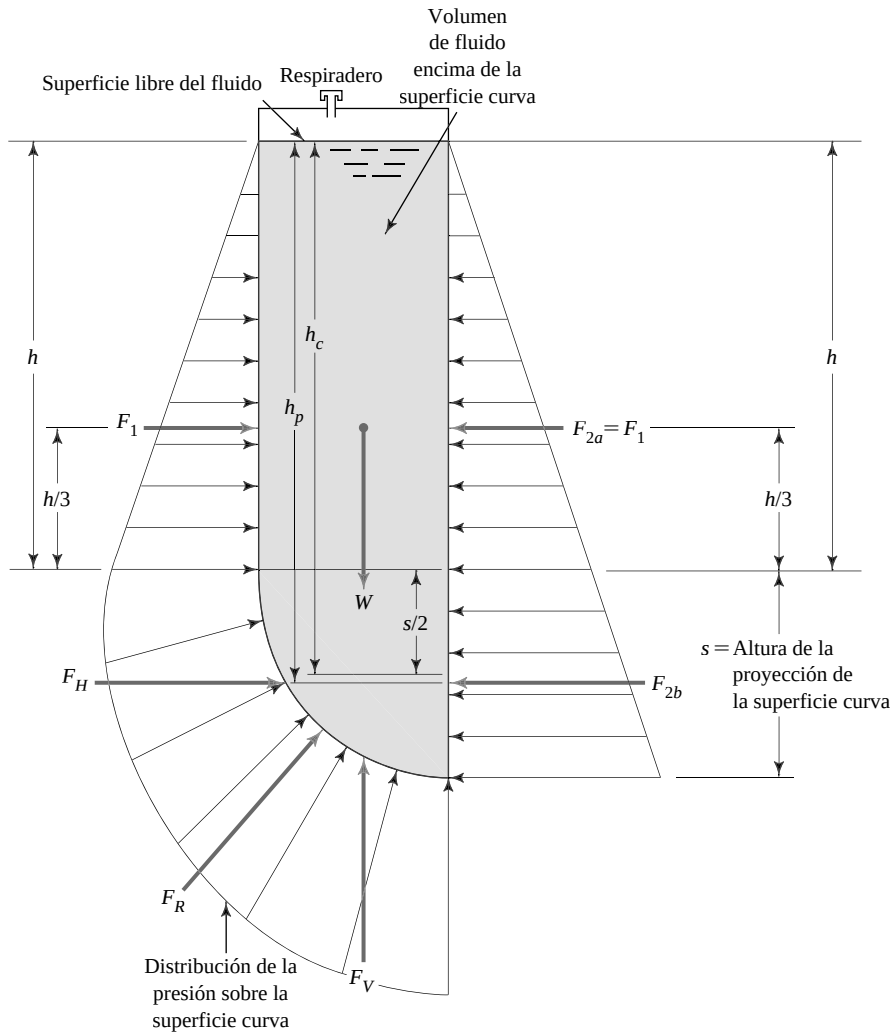


FIGURA 4.14 Diagrama de cuerpo libre de un volumen de fluido encima de la superficie curva.

Entonces,

$$h_p - h_c = \frac{ws^3}{12(h_c)(sw)} = \frac{s^2}{12h_c} \qquad \textbf{(4-18)}$$

4.8.2 Componente vertical

La componente vertical de la fuerza ejercida por la superficie curva sobre el fluido se puede encontrar mediante la suma de las fuerzas presentes en la dirección vertical. Sólo el peso del fluido actúa hacia abajo, y sólo la componente vertical F_V actúa hacia arriba. Entonces, el peso y F_V deben ser iguales entre sí en magnitud. El peso del fluido es simplemente el producto de su peso específico por el volumen del cuerpo de fluido aislado. El volumen es el producto del área de la sección transversal del volumen que se muestra en la figura 4.14 por la longitud de interés, *w*. Es decir,

$$F_V = \gamma(\text{volumen}) = \gamma Aw \qquad \textbf{(4-19)}$$

4.8.3 Fuerza resultante

La fuerza total resultante F_R es

$$F_R = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \qquad \textbf{(4-20)}$$

La fuerza resultante actúa en un ángulo ϕ con respecto a la horizontal, este ángulo se encuentra a partir de

$$\phi = \tan^{-1}(F_V/F_H) \qquad \textbf{(4-21)}$$

4.8.4 Resumen del procedimiento empleado para calcular la fuerza ejercida sobre una superficie curva sumergida

Dada una superficie curva sumergida debajo de un líquido estático similar a la configuración mostrada en la figura 4.13, es posible utilizar el siguiente procedimiento para calcular la magnitud, dirección y ubicación de la fuerza resultante sobre la superficie.

1. Aísle el volumen de fluido que está encima de la superficie.
2. Calcule el peso del volumen aislado.
3. La magnitud de la componente vertical de la fuerza resultante es igual al peso del volumen aislado. Actúa en línea con el centroide del volumen aislado.
4. Dibuje una proyección de la superficie curva sobre un plano vertical y determine su altura, llamada *s*.
5. Calcule la profundidad hasta el centroide del área proyectada a partir de
$$h_c = h + s/2$$
donde *h* representa la profundidad hasta la parte superior del área proyectada.
6. Calcule la magnitud de la componente horizontal de la fuerza resultante con base en
$$F_H = \gamma sw(h + s/2) = \gamma swh_c$$
7. Calcule la profundidad hasta la línea de acción de la componente horizontal a partir de
$$h_p = h_c + s^2/(12h_c)$$
8. Calcule la fuerza resultante con base en
$$F_R = \sqrt{F_V^2 + F_H^2}$$
9. Calcule el ángulo de inclinación de la fuerza resultante en relación con la componente horizontal a partir de
$$\phi = \tan^{-1}(F_V/F_H)$$
10. Muestre la fuerza resultante que actúa sobre la superficie curva en una dirección tal que su línea de acción pasa a través del centro de curvatura de la superficie.

Problema de ejemplo 4.8 Para el tanque de la figura 4.13, aplique las dimensiones siguientes:

$$h_1 = 3.00 \text{ m}$$
$$h_2 = 4.50 \text{ m}$$
$$w = 2.50 \text{ m}$$
$$\gamma = 9.81 \text{ kN/m}^3 \text{ (agua)}$$

Calcule las componentes horizontal y vertical de la fuerza resultante sobre la superficie curva y la fuerza resultante en sí. Muestre estos vectores de fuerza en un bosquejo.

Solución Usando los pasos descritos anteriormente:

1. El volumen ubicado encima de la superficie curva se muestra en la figura 4.15.
2. El peso del volumen aislado es el producto del peso específico del agua por el volumen. El volumen es el producto del área por la longitud *w*. El área total es la suma de un rectángulo y un cuarto de círculo.

$$\text{Área} = A_1 + A_2 = h_1 \cdot R + \tfrac{1}{4}(\pi R^2)$$
$$\text{Área} = (3.00\text{ m})(1.50\text{ m}) + \tfrac{1}{4}[\pi(1.50\text{ m})^2] = 4.50\text{ m}^2 + 1.767\text{ m}^2$$
$$\text{Área} = 6.267\text{ m}^2$$
$$\text{Volumen} = \text{área} \cdot w = (6.267\text{ m}^2)(2.50\text{ m}) = 15.67\text{ m}^3$$
$$\text{Peso} = \gamma V = (9.81\text{ kN/m}^3)(15.67\text{ m}^3) = 153.7\text{ kN}$$

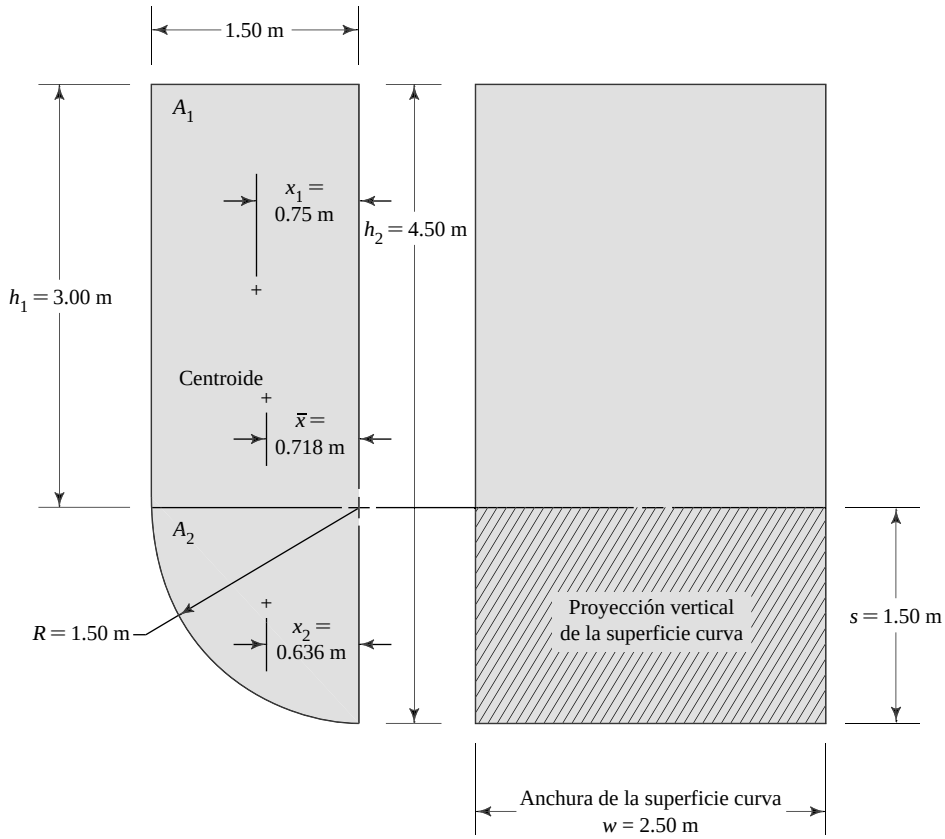


FIGURA 4.15 Volumen aislado por encima de la superficie curva para el problema de ejemplo 4.8.

3. Entonces, $F_V = 153.7$ kN y actúa hacia arriba a través del centroide del volumen. La ubicación del centroide se encuentra utilizando la técnica del área compuesta. Consulte la figura 4.15 para obtener más datos. Cada valor debería ser obvio excepto x_2, que es la ubicación del centroide del cuadrante. De acuerdo con el apéndice L,

$$x_2 = 0.424R = 0.424(1.50\text{ m}) = 0.636\text{ m}$$

Entonces, la ubicación del centroide para el área compuesta es

$$\bar{x} = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A_1 + A_2} = \frac{(4.50)(0.75) + (1.767)(0.636)}{4.50 + 1.767} = 0.718\text{ m}$$

4. La proyección vertical de la superficie curva se muestra en la figura 4.15. La altura s es igual a 1.50 m.

5. La profundidad hasta el centroide del área proyectada es

$$h_c = h_1 + s/2 = 3.00\text{ m} + (1.50\text{ m})/2 = 3.75\text{ m}$$

6. La magnitud de la fuerza horizontal es

$$F_H = \gamma sw(h_1 + s/2) = \gamma swh_c$$
$$F_H = (9.81\text{ kN/m}^3)(1.50\text{ m})(2.50\text{ m})(3.75\text{ m}) = 138.0\text{ kN}$$

7. La profundidad hasta la línea de acción de la componente horizontal se encuentra a partir de

$$h_p = h_c + s^2/(12h_c)$$
$$h_p = 3.75\text{ m} + (1.50)^2/[(12)(3.75)] = 3.80\text{ m}$$

8. La fuerza resultante se calcula con base en

$$F_R = \sqrt{F_V^2 + F_H^2}$$
$$F_R = \sqrt{(153.7\text{ kN})^2 + (138.0\text{ kN})^2} = 206.5\text{ kN}$$

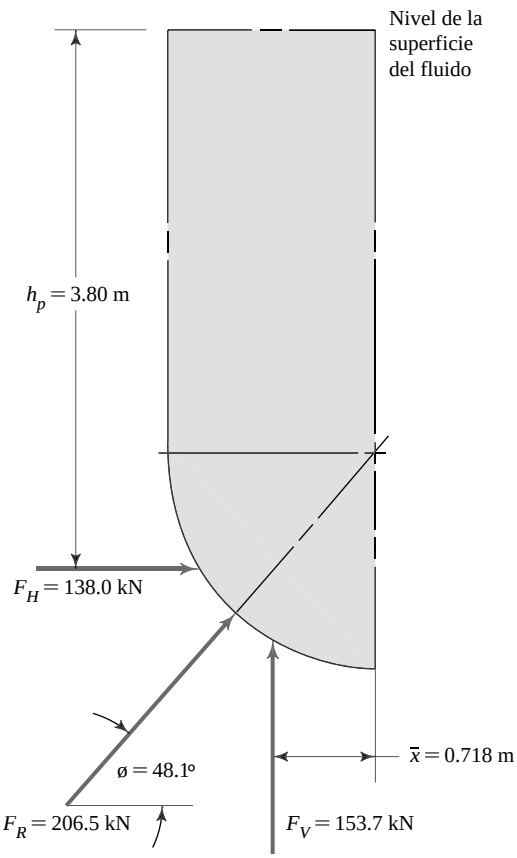


FIGURA 4.16 Resultados para el problema de ejemplo 4.8.

9. El ángulo de inclinación de la fuerza resultante con respecto a la horizontal se calcula a partir de

$$\phi = \tan^{-1}(F_V/F_H)$$
$$\phi = \tan^{-1}(153.7/138.0) = 48.1°$$

10. La componente horizontal, la componente vertical y la fuerza resultante se muestran en la figura 4.16. Observe que la línea de acción de F_R pasa a través del centro de curvatura de la superficie. Vea también que la componente vertical actúa a través del centroide del volumen de líquido por encima de la superficie. La componente horizontal actúa a través del centro de presión del área proyectada a una profundidad h_p medida desde el nivel de la superficie libre del fluido.

4.9 EFECTO DE UNA PRESIÓN UBICADA POR ENCIMA DE LA SUPERFICIE DEL FLUIDO

En el análisis anterior acerca de la fuerza ejercida sobre una superficie curva sumergida, la magnitud de la fuerza dependía de manera directa de la profundidad del fluido estático situado por encima de la superficie de interés. Si existe una presión adicional encima del fluido o si el propio fluido se presuriza, el efecto es añadir a la profundidad real una profundidad de fluido h_a equivalente a p/γ. Este es el mismo procedimiento, llamado *carga piezométrica*, que se utilizó en la sección 4.7. La nueva profundidad equivalente se utiliza para calcular tanto las fuerzas verticales como las horizontales.

4.10 FUERZAS EJERCIDAS SOBRE UNA SUPERFICIE CURVA CON FLUIDO POR DEBAJO

Hasta este punto, se han considerado problemas con superficies curvas que soportan un fluido situado por encima. Un concepto importante presentado para tales problemas fue que la fuerza vertical ejercida sobre la superficie curva era igual al peso del fluido localizado encima de la superficie.

Ahora, considere el tipo de superficie curva que se muestra en la figura 4.17, en la que el fluido se restringe debajo de la superficie. Sobre una superficie de este tipo, la presión del fluido hace que las fuerzas tiendan a empujar hacia arriba y hacia la derecha. Entonces, la superficie y sus conexiones tendrían que

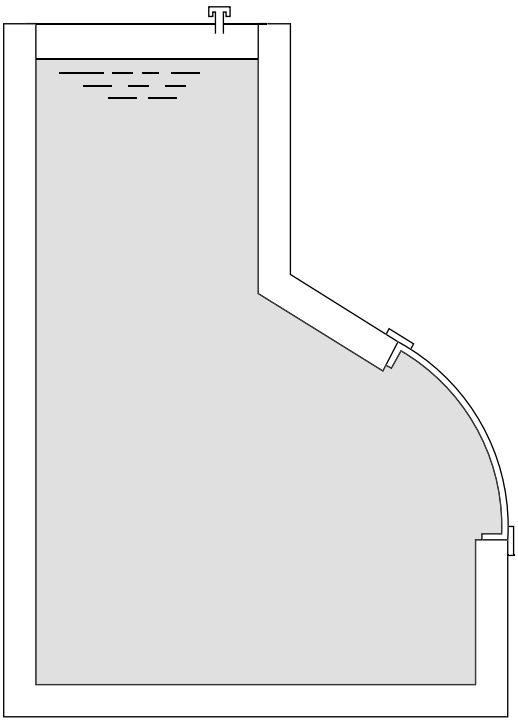


FIGURA 4.17 Superficie curva que restringe un líquido situado por debajo de ella.

ejercer fuerzas de reacción hacia abajo y hacia la izquierda sobre el fluido contenido.

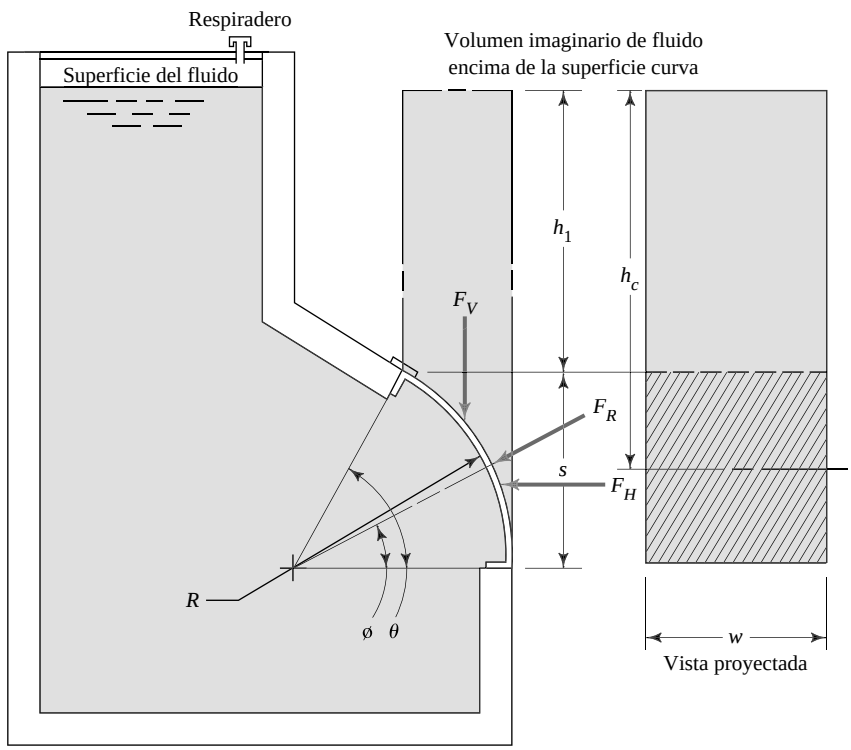
En el fluido, la presión ejercida en cualquier punto depende de la profundidad del fluido medida hasta ese punto desde el nivel de la superficie libre. Esta situación es equivalente a tener la superficie curva que soporta un volumen de líquido *encima*, salvo por la dirección de los vectores de fuerza. La figura 4.18 muestra que es posible visualizar un volumen imaginario de fluido que se extiende desde la superficie de interés hasta el nivel de la superficie libre o hasta la línea piezométrica si el fluido está bajo una presión adicional. Entonces, como antes, la componente horizontal de la fuerza ejercida por la superficie curva sobre el fluido es la fuerza ejercida sobre la proyección de la superficie curva en un plano vertical. La componente vertical es igual al peso del volumen imaginario de fluido localizado encima de la superficie.

4.11 FUERZAS EJERCIDAS SOBRE SUPERFICIES CURVAS CON FLUIDO ENCIMA Y DEBAJO

La figura 4.19 muestra una puerta semicilíndrica que se proyecta en un tanque que contiene un aceite. La fuerza debida a la presión del fluido tendría una componente horizontal que actúa hacia la derecha sobre la puerta. Esta fuerza actúa sobre la proyección de la superficie en un plano vertical y se calcula de igual manera que la usada en la sección 4.7.

En la dirección vertical, la fuerza ejercida sobre la parte superior de la puerta actuaría hacia abajo y sería igual al peso del aceite contenido encima de la puerta. Sin embargo, también hay una fuerza que actúa hacia arriba sobre la superficie inferior de la puerta, y es igual al peso total del fluido, tanto real como imaginario, presente por encima de esa superficie. La fuerza vertical neta es la diferencia que hay entre las dos fuerzas, y es igual al peso del volumen semicilíndrico de fluido desplazado por la propia puerta (figura 4.20).

FIGURA 4.18 Fuerzas ejercidas por una superficie curvada sobre el fluido.



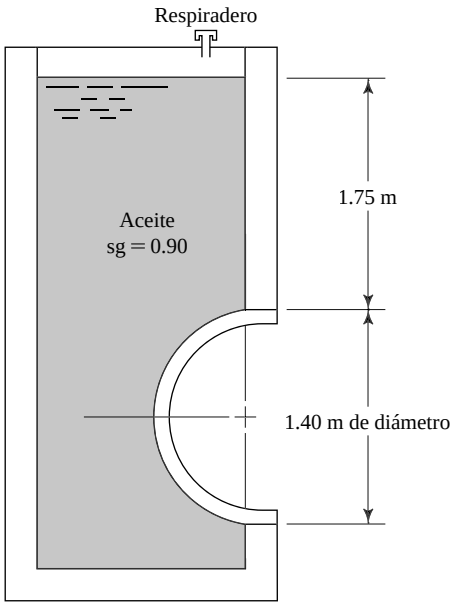


FIGURA 4.19 Puerta semicilíndrica.

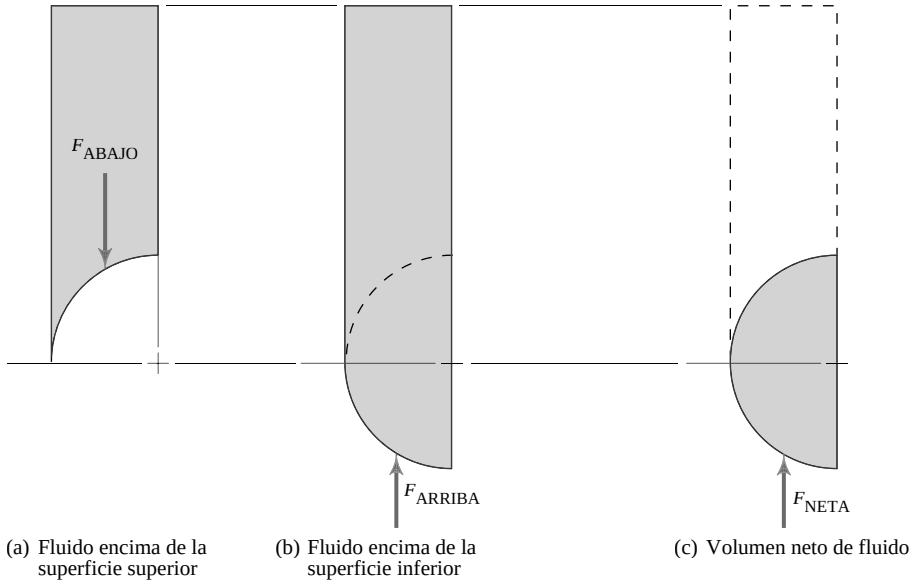


FIGURA 4.20 Volúmenes utilizados para calcular la fuerza vertical neta ejercida sobre la puerta.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Fuerzas debidas a la presión de un gas

4.1 En la figura 4.21 se muestra un tanque al vacío con una ventana de observación circular plana situada en un extremo. Si en el tanque la presión es de 0.12 psia cuando el barómetro indica 30.5 in de mercurio, calcule la fuerza total ejercida sobre la ventana.

4.2 El extremo plano izquierdo del tanque mostrado en la figura 4.21 está asegurado con una brida atornillada. Si el diámetro interior del tanque es de 30 in y la presión interna se eleva hasta +14.4 psig, calcule la fuerza total que debe ser resistida por los tornillos de la brida.

4.3 Un sistema de escape para una habitación crea un vacío parcial en el cuarto de 1.20 in de agua con respecto a la presión atmosférica presente fuera de la habitación. Calcule la fuerza neta ejercida sobre una puerta de 36 por 80 in para esta habitación.

4.4 Una pieza de tubo cédula 40 de 14 in se utiliza como recipiente a presión con sus extremos tapados. Calcule la fuerza ejercida sobre las tapas si la presión en el tubo se eleva hasta 325 psig. Consulte el apéndice F para ver las dimensiones de la tubería.

4.5 Una válvula de alivio de presión se diseña de manera que la presión del gas presente en el tanque actúe sobre un pistón con diámetro de 30 mm. ¿Cuánta fuerza de resorte se debe aplicar a la parte exterior del pistón para mantener la válvula cerrada bajo una presión de 3.50 MPa?

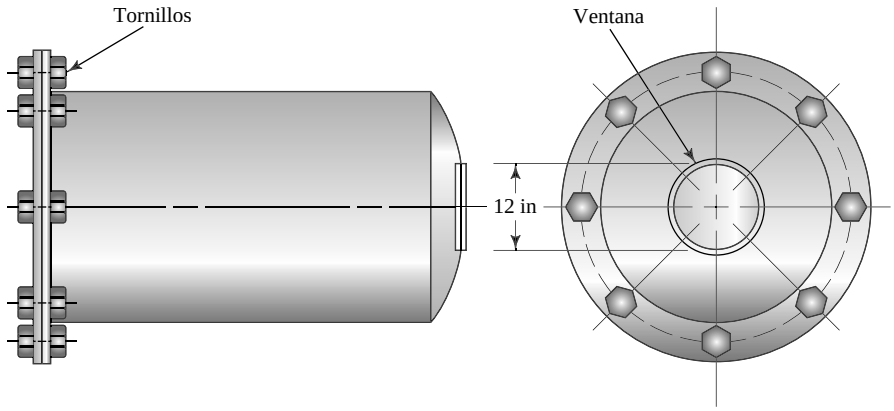
4.6 Un cañón impulsado por gas dispara proyectiles mediante la introducción de gas nitrógeno a 20.5 MPa en un cilindro que tiene un diámetro interior de 50 mm. Calcule la fuerza ejercida sobre el proyectil.

4.7 La escotilla de salida de una nave espacial tripulada se diseña de manera que la presión interna de la cabina aplique cierta fuerza que ayude a mantener el sellado. Si la presión interna es de 34.4 kPa(abs) y la presión externa es un vacío perfecto, calcule la fuerza ejercida sobre una escotilla cuadrada con lados de 800 mm.

Fuerzas ejercidas sobre superficies planas horizontales bajo líquidos

4.8 Un tanque que contiene amoniaco líquido a 77 °F tiene un fondo horizontal plano. Se le instala una puerta rectangular de 24 in por 18 in en el fondo con el fin de tener acceso para limpieza. Calcule la fuerza ejercida sobre la puerta si la profundidad del amoniaco es de 12.3 ft.

FIGURA 4.21 Tanque para los problemas 4.1 y 4.2.



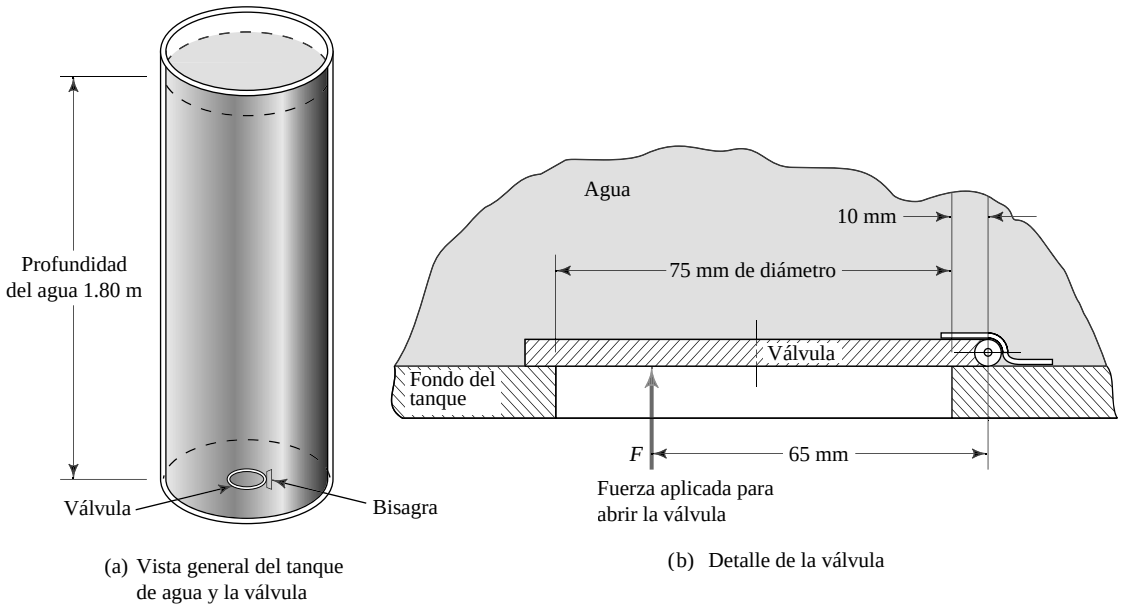


FIGURA 4.22 Tanque de agua y válvula para el problema 4.10.

4.9 El fondo de un tonel de laboratorio tiene un orificio para permitir la salida de mercurio líquido. El orificio está sellado con un tapón de goma empujado en el agujero y sostenido por fricción. ¿Qué fuerza tiende a empujar el tapón de 0.75 in de diámetro hacia fuera del agujero si la profundidad del mercurio es de 28.0 in?

4.10 Se diseña una regadera simple para ubicaciones remotas con un tanque cilíndrico de 500 mm de diámetro y 1.800 m de altura, como se muestra en la figura 4.22. El agua fluye a través de una válvula de aleta situada en el fondo por una abertura de 75 mm de diámetro. La aleta debe ser empujada hacia arriba para abrir la válvula. ¿Cuánta fuerza se necesita para abrir la válvula?

4.11 Calcule la fuerza total ejercida sobre el fondo del tanque cerrado que se muestra en la figura 4.23 si la presión del aire es de 52 kPa(man).

4.12 Si la longitud del tanque de la figura 4.24 es de 1.2 m, calcule la fuerza total ejercida sobre el fondo del tanque.

4.13 Un puerto de observación se ubica sobre una superficie horizontal de un pequeño submarino. La forma del puerto se muestra en la figura 4.25. Calcule la fuerza total que actúa sobre el puerto cuando la presión dentro del submarino es de 100 kPa(abs) y el submarino está operando a una profundidad de 175 m en agua de mar.

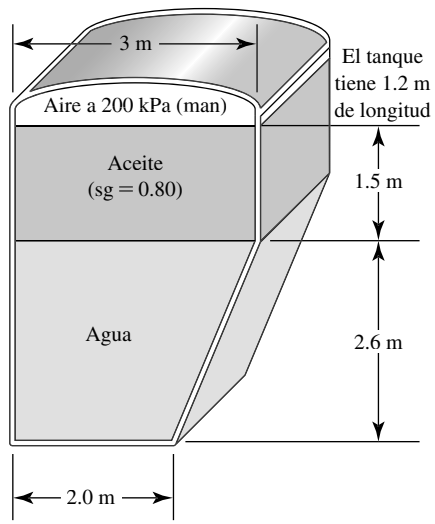


FIGURA 4.24 Problema 4.12.

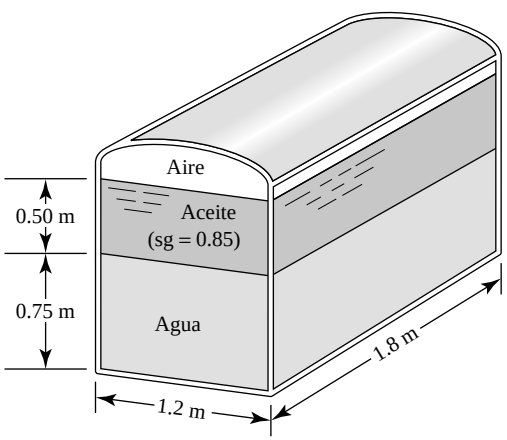


FIGURA 4.23 Problema 4.11.

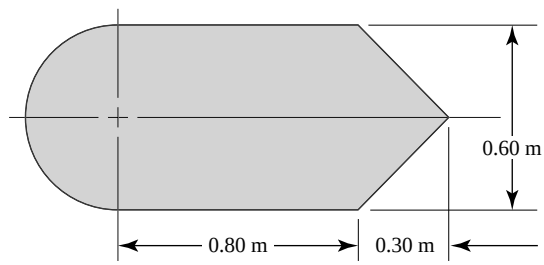
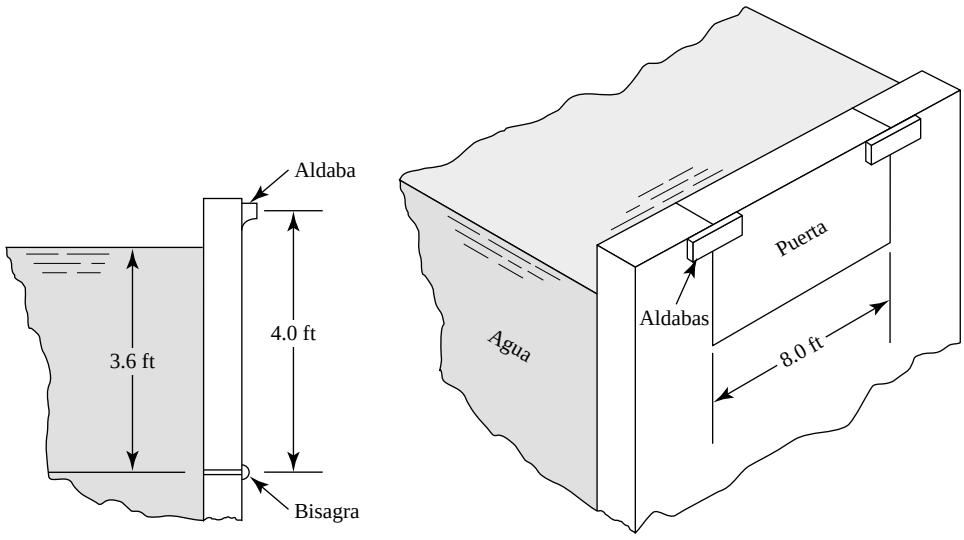


FIGURA 4.25 Puerto para el problema 4.13.

FIGURA 4.26 Puerta en la pared de un depósito para el problema 4.14.



Fuerzas ejercidas sobre paredes rectangulares

4.14 Se instala una puerta rectangular en una pared vertical de un depósito, como se muestra en la figura 4.26. Calcule la magnitud de la fuerza resultante sobre la puerta y la ubicación del centro de presión. También calcule la fuerza ejercida sobre cada una de las dos aldabas mostradas.

4.15 Un tonel tiene un lado inclinado, como se muestra en la figura 4.27. Calcule la fuerza resultante en ese lado si el tonel contiene 15.5 ft de glicerina. También calcule la ubicación del centro de presión y muéstrela en un bosquejo con la fuerza resultante.

4.16 La pared que se muestra en la figura 4.28 tiene 20 ft de largo. (a) Calcule la fuerza total ejercida sobre la pared por la presión del agua y localice el centro de presión; (b) calcule el momento debido a esta fuerza sobre la base de la pared.

4.17 Si la pared de la figura 4.29 tiene 4 m de largo, calcule la fuerza total ejercida sobre la pared por la presión del aceite. También determine la ubicación del centro de presión y muestre la fuerza resultante sobre la pared.

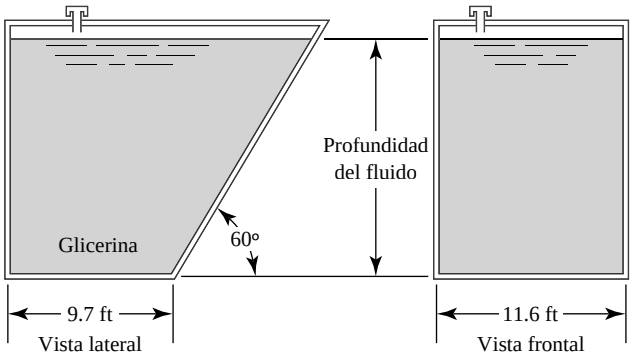


FIGURA 4.27 Tonel para el problema 4.15.

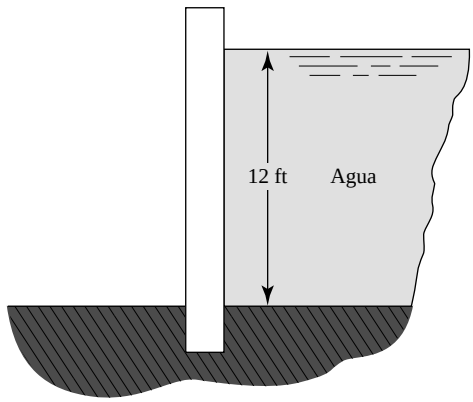


FIGURA 4.28 Problema 4.16.

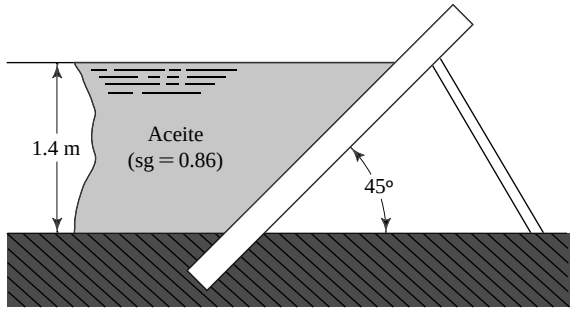


FIGURA 4.29 Problema 4.17.

Fuerzas ejercidas sobre áreas planas sumergidas

Para cada uno de los casos mostrados en las figuras 4.30 a 4.41, calcule la magnitud de la fuerza resultante sobre el área indicada y la ubicación del centro de presión. Muestre la fuerza resultante sobre el área y dimensione claramente su ubicación.

4.18 Vea la figura 4.30.

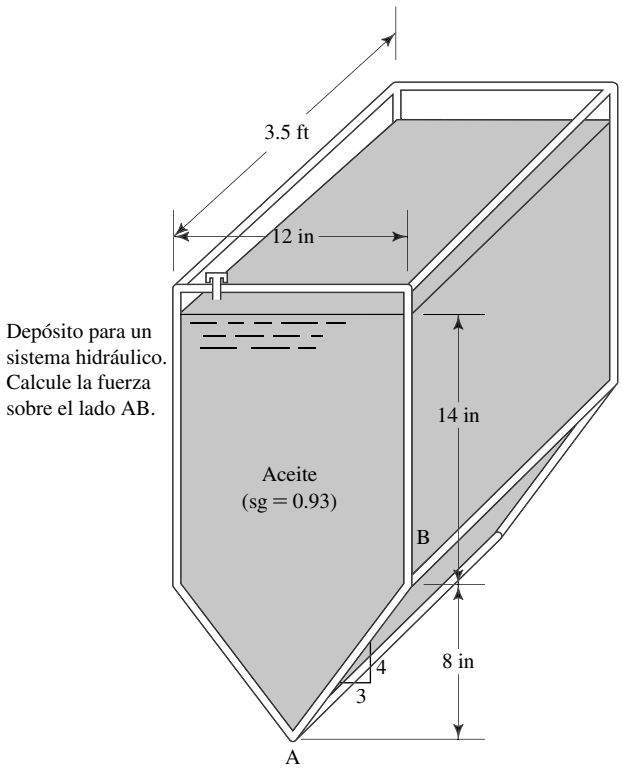


FIGURA 4.30 Problema 4.18.

4.19 Vea la figura 4.31.

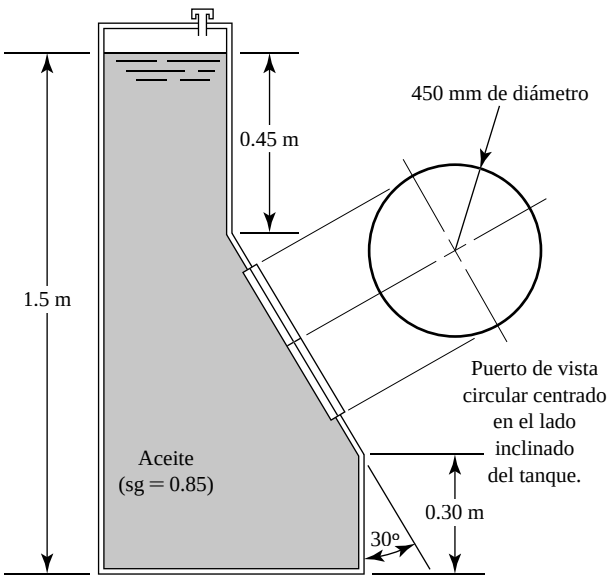


FIGURA 4.31 Problemas 4.19 y 4.43.

4.20 Vea la figura 4.32.

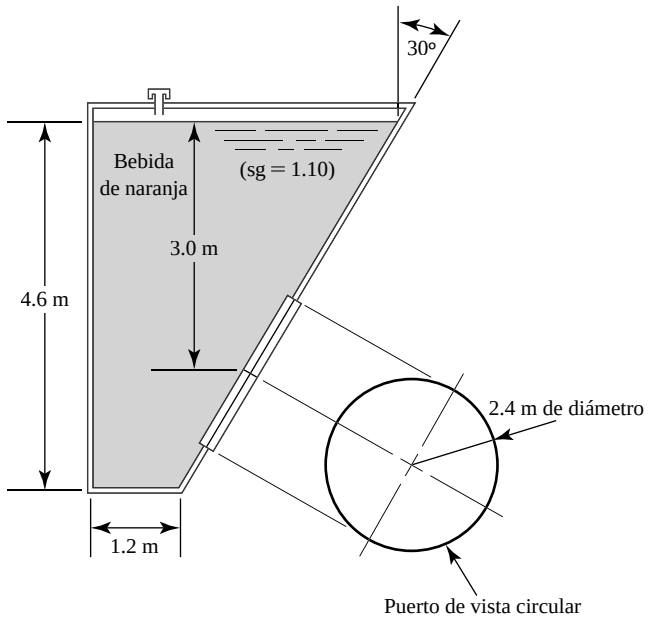


FIGURA 4.32 Problemas 4.20, 4.36, 4.37 y 4.44.

4.21 Vea la figura 4.33.

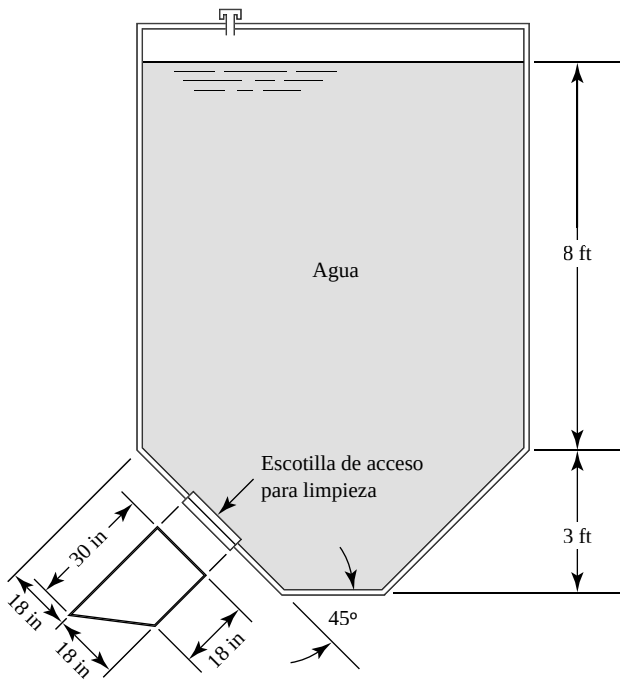


FIGURA 4.33 Problema 4.21.

4.22 Vea la figura 4.34.

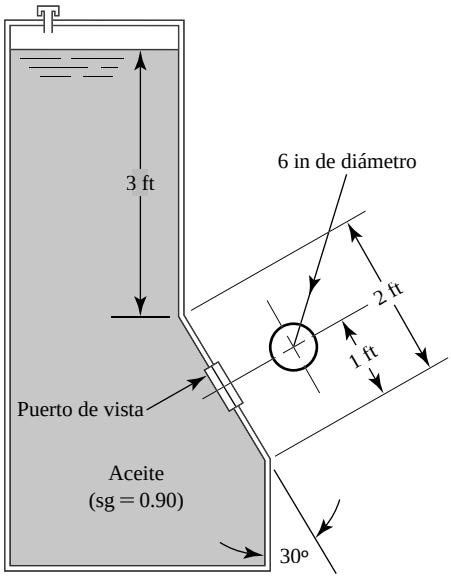


FIGURA 4.34 Problema 4.22.

4.23 Vea la figura 4.35.

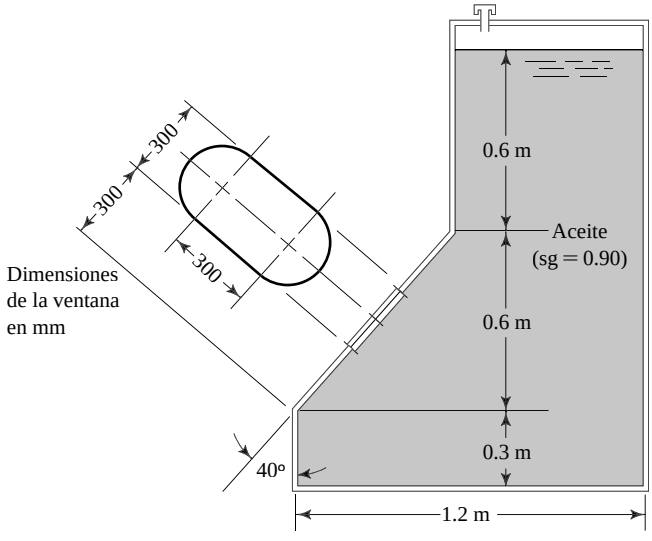


FIGURA 4.35 Problemas 4.23, 4.38 y 4.39.

4.24 Vea la figura 4.36.

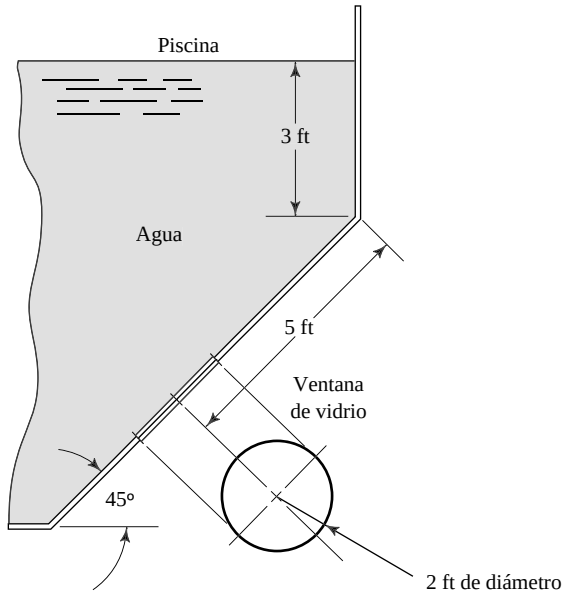


FIGURA 4.36 Problema 4.24.

4.25 Vea la figura 4.37.

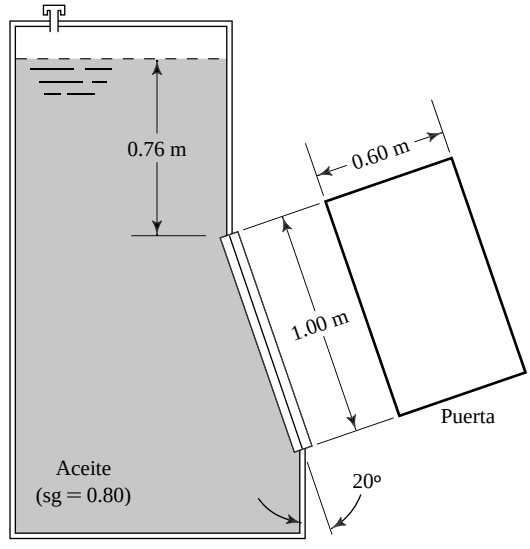
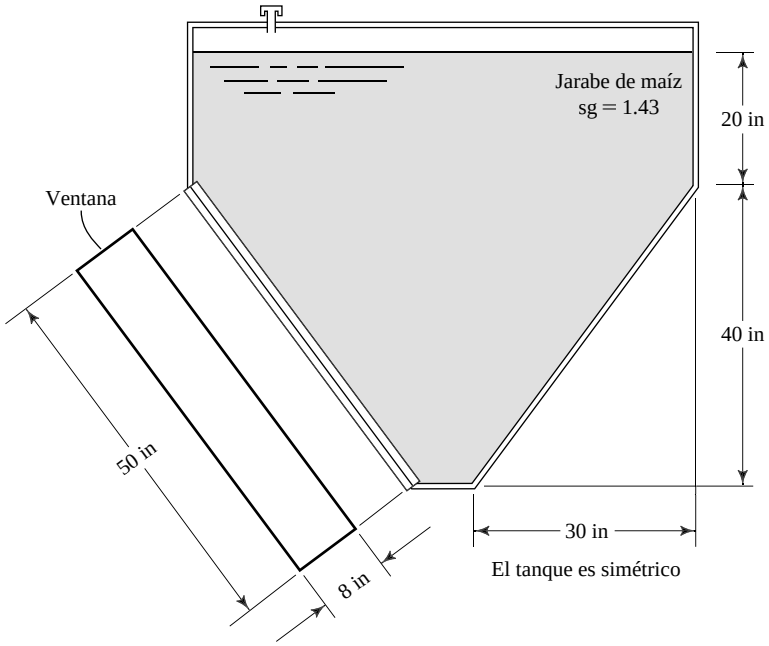


FIGURA 4.37 Problema 4.25.

4.26 Vea la figura 4.38.

FIGURA 4.38 Problemas 4.26 y 4.45.



4.27 Vea la figura 4.39.

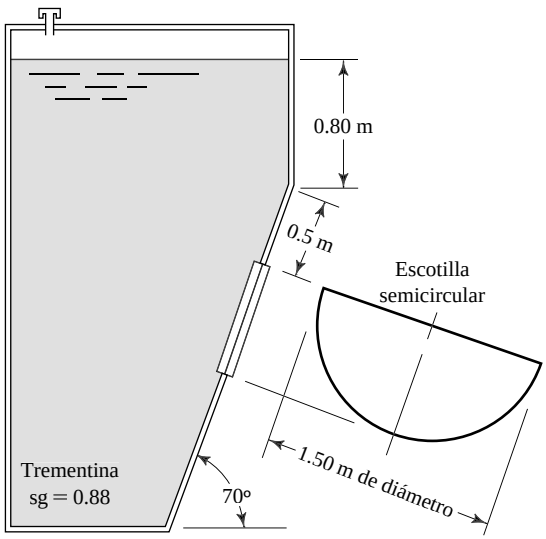


FIGURA 4.39 Problema 4.27.

4.28 Vea la figura 4.40.

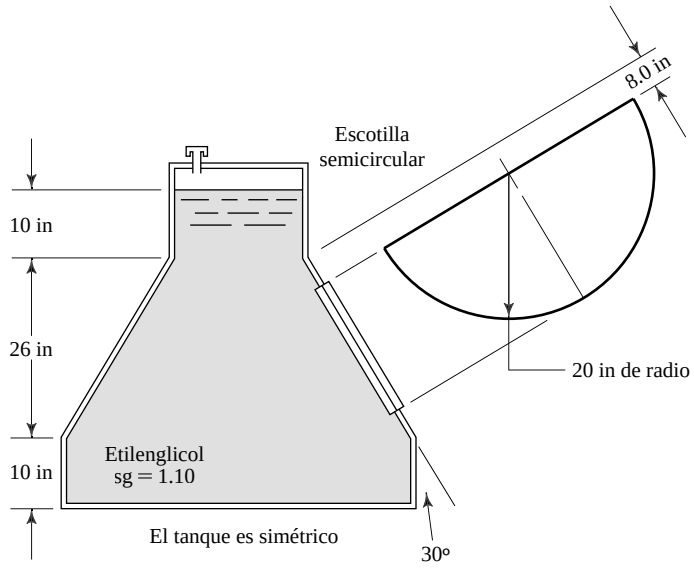


FIGURA 4.40 Problemas 4.28 y 4.46.

4.29 Vea la figura 4.41.

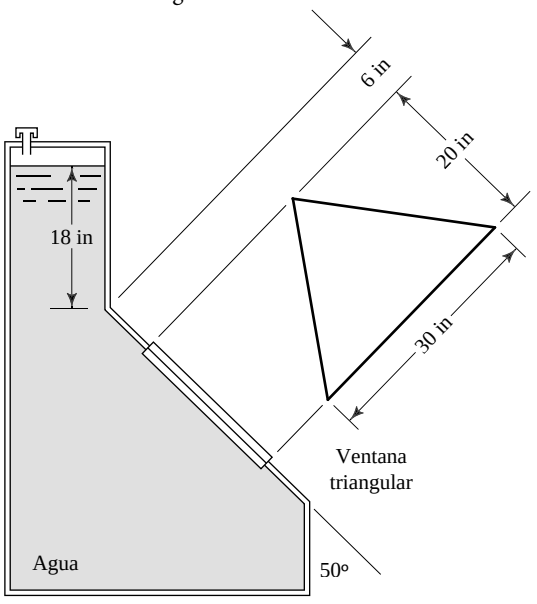


FIGURA 4.41 Problema 4.29.

4.30 En la figura 4.42 se muestra un tanque de gasolina lleno hasta el tubo de llenado. La gasolina tiene una gravedad específica de 0.67. Calcule la fuerza total ejercida en cada extremo plano del tanque y determine la ubicación del centro de presión.

4.31 Si el tanque de la figura 4.42 se llena sólo hasta la base del tubo de llenado con gasolina (sg = 0.67), calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza resultante sobre el extremo plano.

4.32 Si el tanque de la figura 4.42 se llena de gasolina (sg = 0.67) sólo hasta la mitad, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza resultante sobre el extremo plano.

4.33 Para el tanque de agua que muestra la figura 4.43, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre la pared vertical posterior.

4.34 Para el tanque de agua que muestra la figura 4.43, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre cada pared extrema vertical.

4.35 Para el tanque de agua que muestra la figura 4.43, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre la pared inclinada.

4.36 Para el tanque de bebida de naranja mostrado en la figura 4.32, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre cada pared extrema vertical. El tanque tiene 3.0 m de longitud.

FIGURA 4.42 Problemas 4.30 a 4.32.

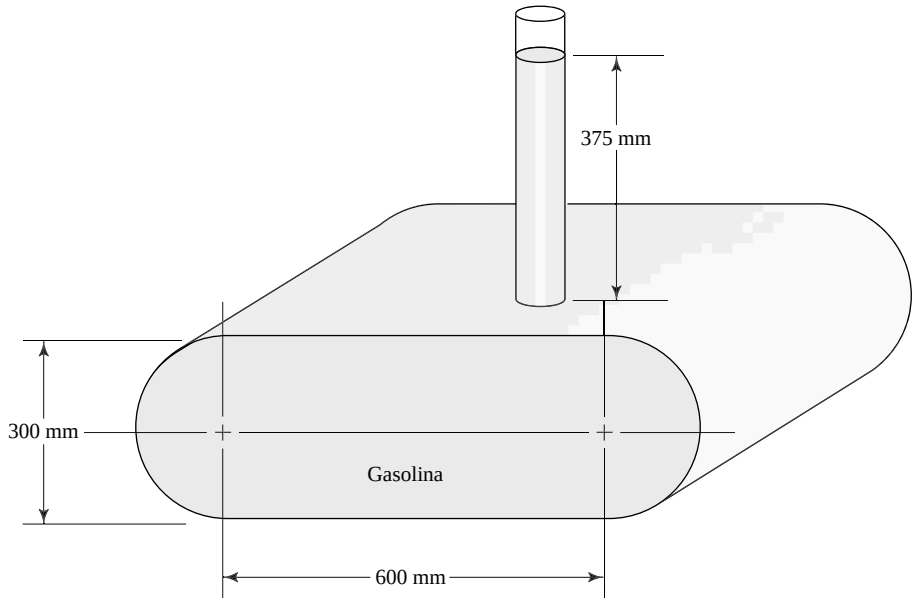
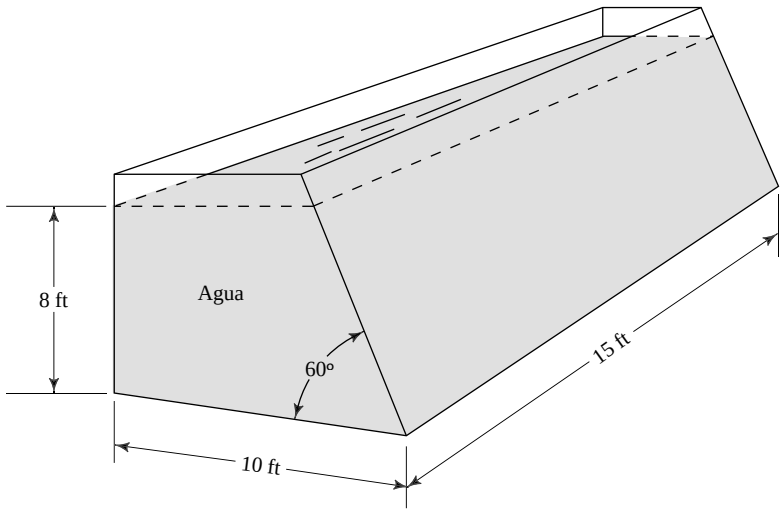


FIGURA 4.43 Problemas 4.33 a 4.35.



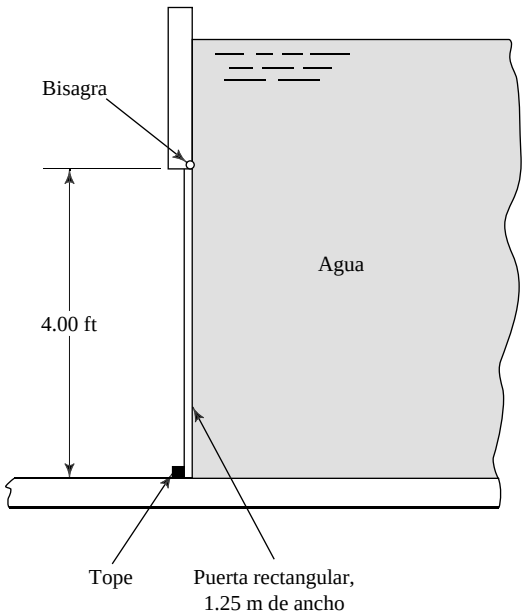


FIGURA 4.44 Problema 4.40.

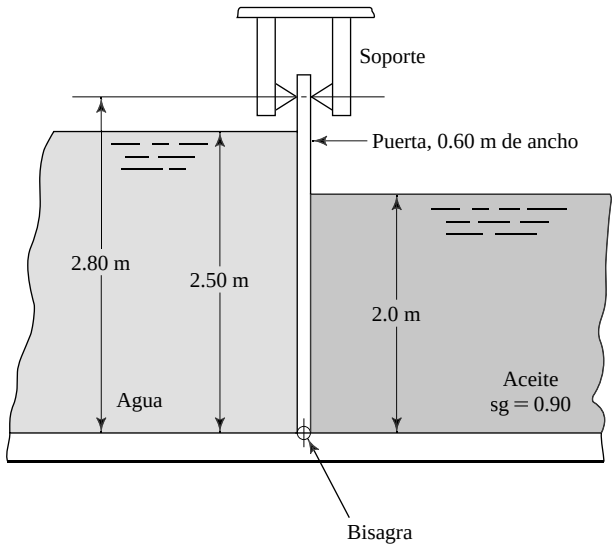


FIGURA 4.45 Problema 4.41.

4.37 Para el tanque de bebida de naranja que muestra la figura 4.32, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre la pared vertical posterior. El tanque tiene 3.0 m de longitud.

4.38 Para el tanque de aceite que muestra la figura 4.35, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre cada pared extrema vertical. El tanque tiene 1.2 m de longitud.

4.39 Para el tanque de aceite que muestra la figura 4.35, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza total ejercida sobre la pared vertical posterior. El tanque tiene 1.2 m de longitud.

4.40 La figura 4.44 muestra una puerta rectangular que retiene agua detrás. Si el agua tiene una profundidad de 6.00 ft, calcule la magnitud y la ubicación de la fuerza resultante sobre la puerta. Después, calcule las fuerzas ejercidas en la bisagra de la parte superior y en el tope del fondo.

4.41 En la figura 4.45 se muestra una puerta con bisagras en su parte inferior y sostenida por un soporte simple en la parte superior. La puerta separa dos fluidos. Calcule la fuerza neta ejercida sobre la puerta por el fluido de cada lado. Después, calcule la fuerza ejercida sobre la bisagra y sobre el soporte.

4.42 En la figura 4.46 se muestra un tanque de agua con un tubo circular conectado en su parte inferior. Una puerta circular sella la abertura de la tubería para evitar el flujo. Con el fin de drenar el tanque, se utiliza un malacate para mantener la puerta abierta. Calcule la cantidad de fuerza que debe ejercer el cable del malacate para abrir la puerta.

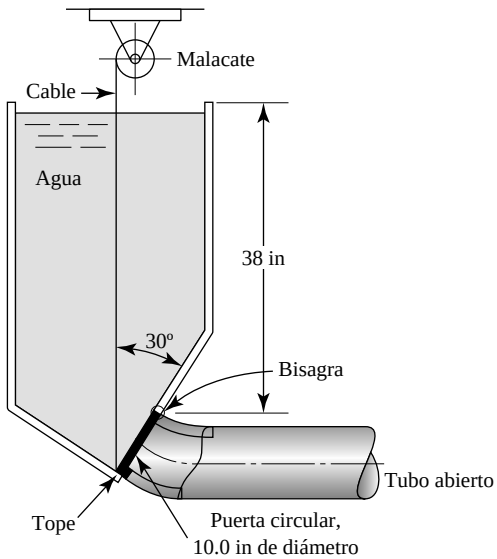


FIGURA 4.46 Problema 4.42.

Carga piezométrica

4.43 Repita el problema 4.19 (figura 4.31), excepto que ahora el tanque está sellado en la parte superior con una presión de 13.8 kPa por encima del aceite.

4.44 Repita el problema 4.20 (figura 4.32), excepto que ahora el tanque está sellado en la parte superior con una presión de 25.0 kPa por encima del fluido.

4.45 Repita el problema 4.26 (figura 4.38), excepto que ahora el tanque está sellado en la parte superior con una presión de 2.50 psig por encima del fluido.

4.46 Repita el problema 4.28 (figura 4.40), excepto que ahora el tanque está sellado en la parte superior con una presión de 4.0 psig por encima del fluido.

Fuerzas ejercidas sobre superficies curvas

Nota general para los problemas del 4.47 al 4.54. Para cada problema, se muestra una superficie curva que restringe un cuerpo de fluido estático. Calcule la magnitud de la componente horizontal de la fuerza y calcule la componente vertical de la fuerza ejercida por el fluido sobre esa superficie. Después, calcule la magnitud de la fuerza resultante y su dirección. Muestre la fuerza resultante que actúa sobre la superficie curva. En cada caso, la superficie de interés es una porción de un cilindro que tiene la longitud de superficie que se da en el planteamiento del problema.

4.47 Utilice la figura 4.47. La superficie tiene 2.00 m de largo.

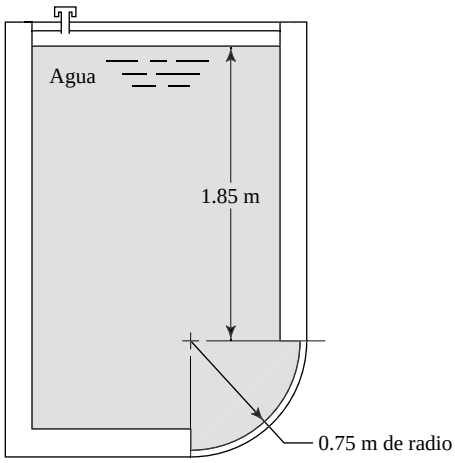


FIGURA 4.47 Problemas 4.47 y 4.55.

4.48 Use la figura 4.48. La superficie tiene 2.50 m de largo.

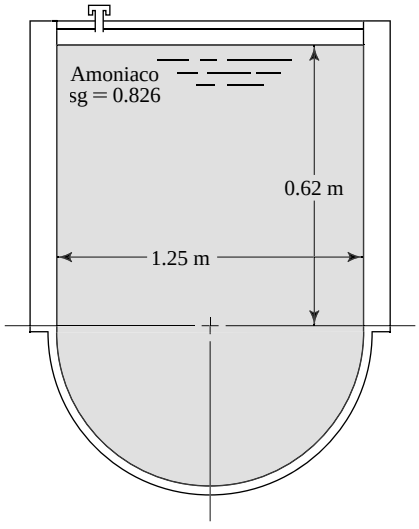


FIGURA 4.48 Problemas 4.48 y 4.56.

4.49 Utilice la figura 4.49. La superficie tiene 5.00 ft de largo.

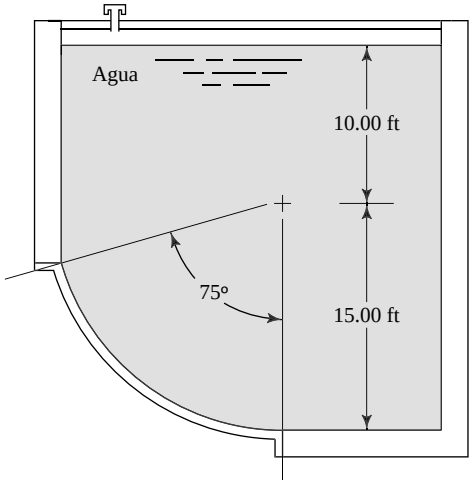


FIGURA 4.49 Problema 4.49.

4.50 Use la figura 4.50. La superficie tiene 4.50 ft de largo.

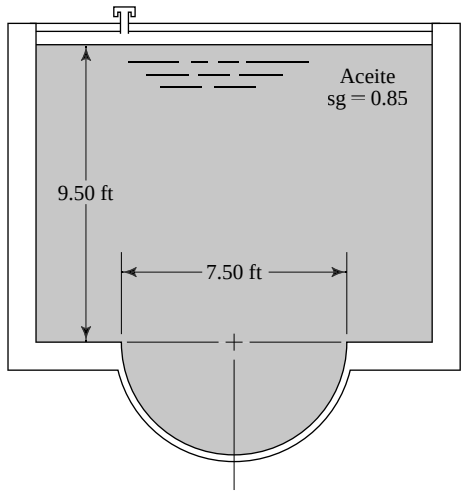


FIGURA 4.50 Problema 4.50.

4.51 Use la figura 4.51. La superficie tiene 4.00 m de largo.

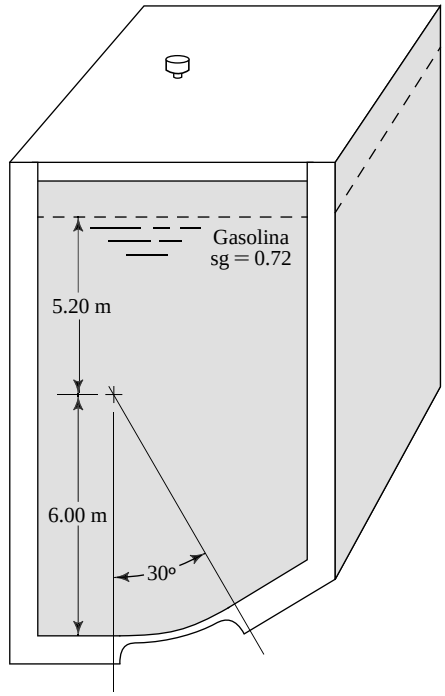


FIGURA 4.51 Problema 4.51.

4.52 Utilice la figura 4.52. La superficie tiene 1.50 m de largo.

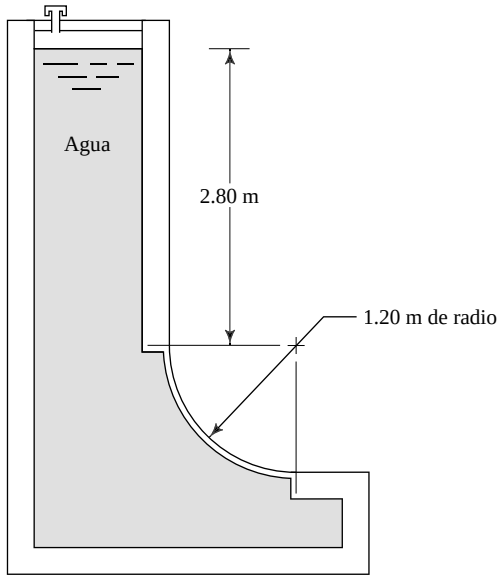


FIGURA 4.52 Problema 4.52.

4.53 Utilice la figura 4.53. La superficie tiene 1.50 m de largo.

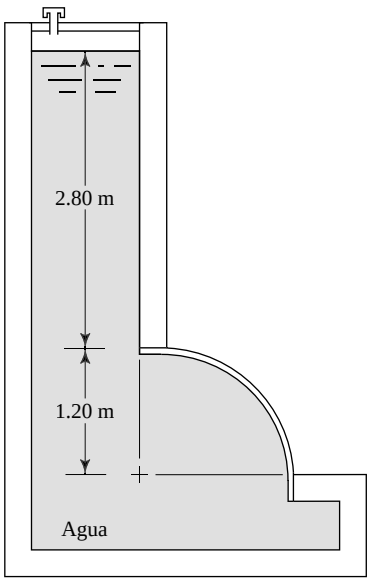


FIGURA 4.53 Problema 4.53.

4.54 Utilice la figura 4.54. La superficie tiene 60 in de largo.

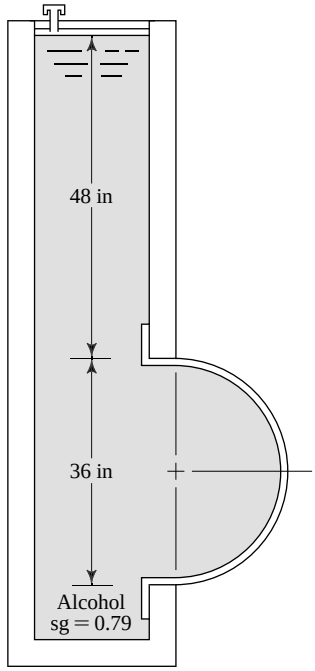


FIGURA 4.54 Problema 4.54.

4.55 Repita el problema 4.47 usando la figura 4.47, excepto que ahora hay una presión de 7.50 kPa por el aire que hay encima del fluido.

4.56 Repita el problema 4.48 usando la figura 4.48, excepto que ahora hay una presión de 4.65 kPa por el aire que hay encima del fluido.

Problemas suplementarios

4.57 El tanque de la figura 4.55 tiene un puerto de vista en el lado inclinado. Calcule la magnitud de la fuerza resultante sobre el panel. Muestre la fuerza resultante sobre la puerta de manera clara y dimensione su ubicación.

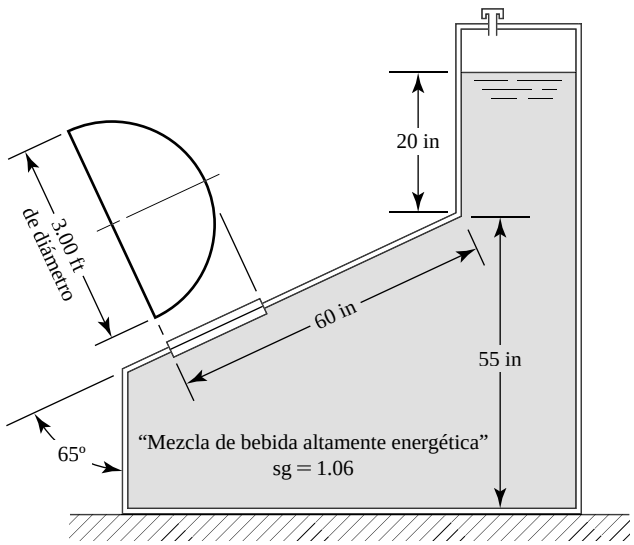
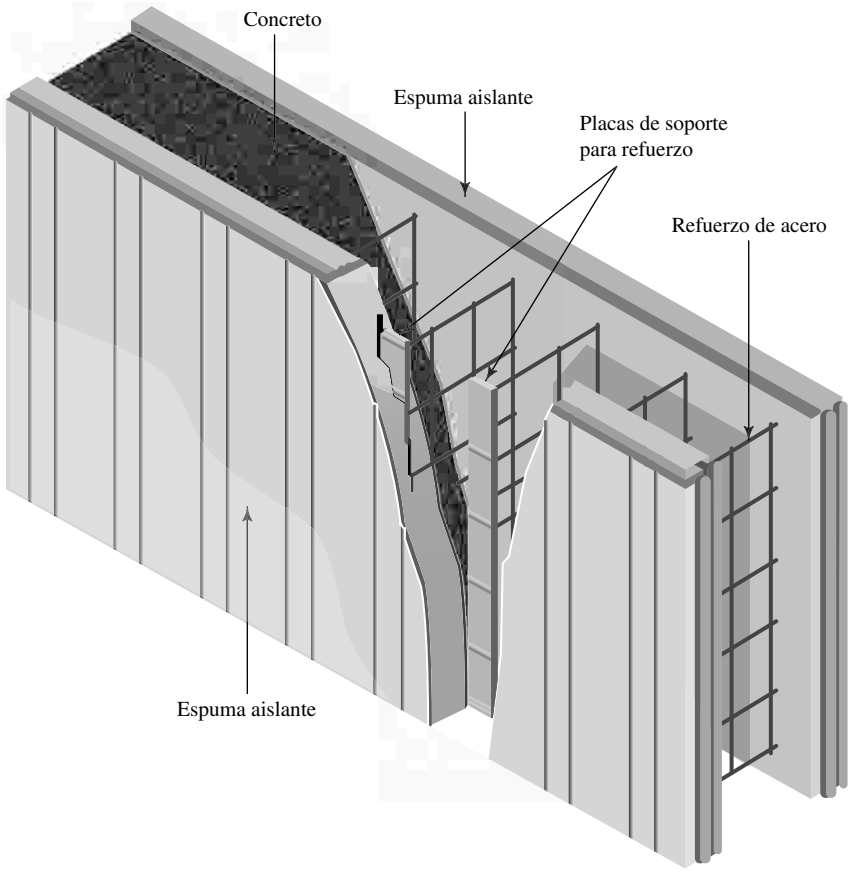


FIGURA 4.55 Problema 4.57.

FIGURA 4.56 Problema 4.58.



4.58 Las formas de concreto aislado (ICF, por sus siglas en inglés) se están volviendo cada vez más comunes por una variedad de razones, incluyendo el deseo de construir estructuras más eficientes y energéticamente "verdes". En vez de utilizar formas temporales como las de madera para sostener el concreto vertido en su sitio hasta que haya curado, una ICF resulta ser esencialmente un contenedor rígido de espuma ligera que se utiliza en el vertido de muros y se deja en el sitio de manera permanente. Una forma de concreto aislado proporciona una capa adicional de aislamiento. Vea el diseño básico del sistema en la figura 4.56. La forma, por supuesto, debe proporcionar una resistencia adecuada para contener el concreto húmedo (sg = 2.4) hasta que se cure. Una fuga o un reventón en la parte inferior de la forma tendrían un efecto catastrófico en la construcción. ¿Cuál es la presión máxima que debe soportar una forma si la pared tiene 4.5 in de espesor, 35 ft de ancho y 14 ft de altura?

4.59 En algunos ríos se instalan compuertas para permitir que los botes pasen con seguridad al margen de una presa y mediante el cambio asociado en el nivel del agua. Las compuertas deben retener el agua cuando el bote pasa de un nivel a otro. La figura 4.57 muestra que la compuerta situada a la derecha separa

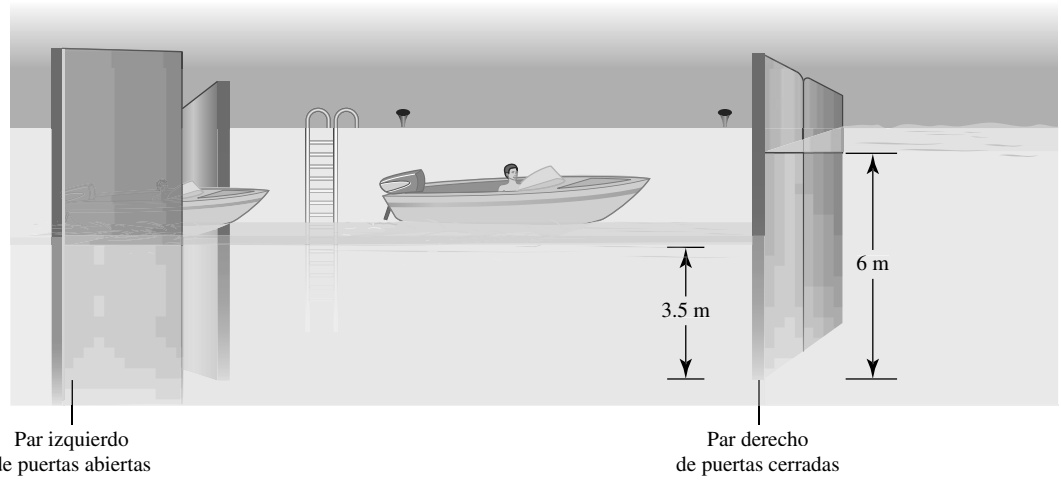


FIGURA 4.57 Problema 4.59.

FIGURA 4.58 Problema 4.60.

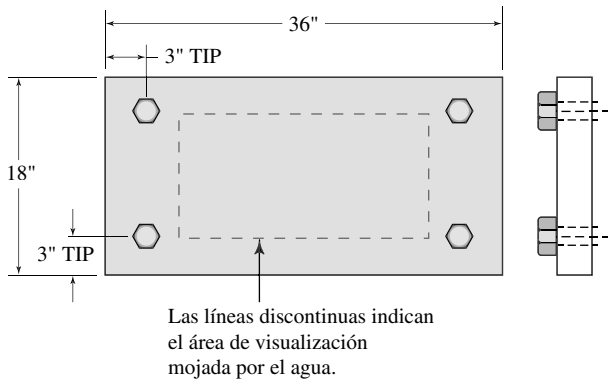
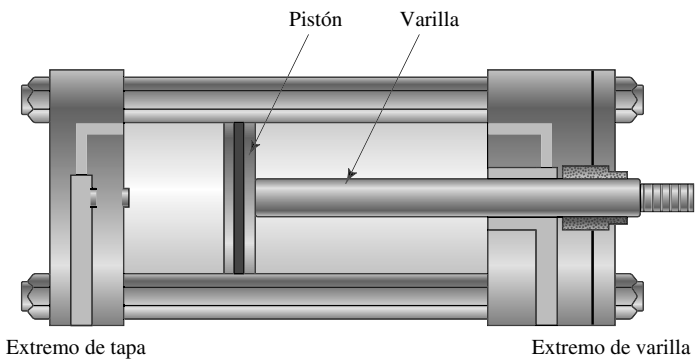


FIGURA 4.59 Problema 4.62.



el lado alto, con una profundidad de 6 m, del lado bajo, con una profundidad de 3.5 m. La compuerta tiene 8 m de ancho. Calcule las fuerzas resultantes en esta compuerta y dibuje un diagrama de cuerpo libre de la compuerta para mostrar las distribuciones de presión opuestas.

4.60 Cuando se instala una presa en un río en el que habitan salmones, trazar una ruta alternativa de desove resulta crítico para la supervivencia del salmón. Se desea instalar una serie de ventanas de observación para que el público pueda ver al salmón "correr" a lo largo de esta derivación durante la temporada de desove. El diseño de las ventanas de observación se muestra en la figura 4.58 y la porción mojada de la ventana será un rectángulo de 10 por 28 in ubicado en el centro de la ventana. Los cuatro pernos colocados en los orificios que se muestran en la figura mantienen la ventana en su lugar. Si las ventanas se instalarán teniendo sus centros a una profundidad de 3 ft por debajo de la superficie del agua, determine la fuerza ejercida sobre cada uno de los cuatro pernos.

4.61 Un millonario excéntrico está interesado en convertir una pared interior de su casa en un acuario de agua marina. Determine la fuerza total ejercida sobre la pared y la ubicación de su fuerza resultante si la pared tiene 3 m de altura y 7 m de longitud.

4.62 Un cilindro neumático tal como el que muestra la figura 4.59 se utiliza para empujar una caja hacia una máquina de empaque automatizado. El cilindro se conecta al suministro de aire comprimido existente en la planta y que proporciona 60 psig. Para extender el cilindro, se suministra aire en el "extremo de la tapa", empujando toda la cara del pistón. Para retraer el cilindro, se suministra aire en el "extremo de la varilla", empujando sobre el pistón excepto en el punto donde se conecta la varilla. Calcule la fuerza disponible para extender y retraer el cilindro si el orificio del pistón tiene un diámetro de 3 in y el diámetro de la varilla es de 7/8 in.

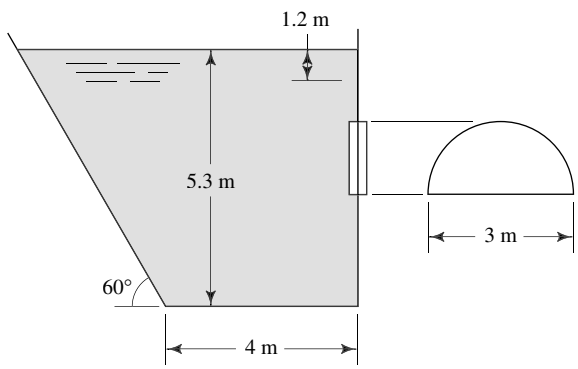


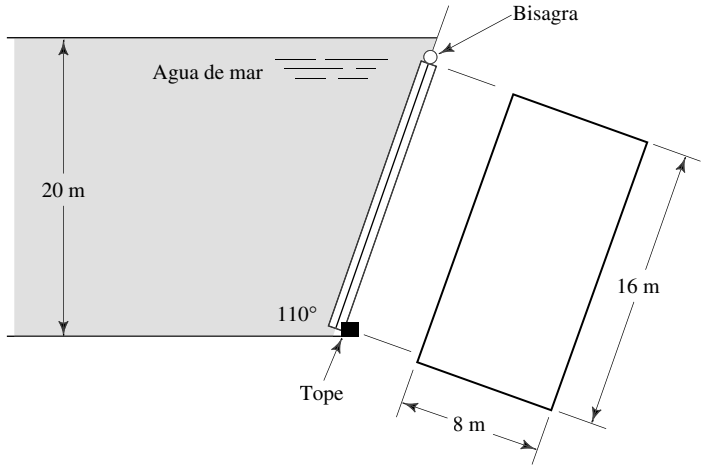
FIGURA 4.60 Problema 4.63.

4.63 Determine la magnitud y la ubicación de la fuerza del agua que empuja sobre la ventana semicircular mostrada en la figura 4.60. Muestre la distribución de la presión y la fuerza resultante.

4.64 Para la puerta con bisagras que muestra la figura 4.61, determine la magnitud, ubicación y dirección de la fuerza del fluido que actúa sobre ella. Realice un diagrama de cuerpo libre y determine la fuerza que ejerce la puerta sobre el tope.

4.65 Un tanque de contención grande tiene un orificio de drenaje con 8 in de diámetro en la superficie horizontal inferior del tanque. Se coloca un tapón para cubrir el orificio y se conecta un cable a dicho tapón. Cuando el tanque debe drenarse, desde una pasarela ubicada sobre el tanque una persona debe jalar el cable. Si el depósito se llena hasta una profundidad de 30 ft con agua de mar y la pasarela está a 8 ft sobre la superficie del fluido, ¿cuánta fuerza es necesaria para retirar el tapón?

FIGURA 4.61 Problema 4.64.



TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa para resolver el problema 4.41 con cualquier combinación de datos para las variables de la figura 4.45, incluyendo la profundidad a cada lado de la compuerta y la gravedad específica de los fluidos.

2. Escriba un programa para resolver el problema 4.42 (figura 4.46) con cualquier combinación de datos, incluyendo el tamaño de la puerta, la profundidad del fluido, la gravedad específica del fluido y el ángulo de inclinación de la puerta.

3. Escriba un programa para resolver problemas de superficies curvas del tipo mostrado en las figuras 4.47 a 4.51 con cualquier combinación de variables, incluyendo la profundidad del fluido, el tamaño angular del segmento curvo, la gravedad específica del fluido y el radio de la superficie.

4. Para el programa 1, haga que la profundidad h varíe sobre algún rango específico y que el programa proporcione la salida para cada valor.

FLOTABILIDAD Y ESTABILIDAD

PANORAMA GENERAL

Siempre que un objeto está flotando en un fluido, o cuando está completamente sumergido en el fluido, se ve sometido a una *fuerza flotante* que tiende a elevarlo, ayudándole a sostenerse. La *flotabilidad* es la tendencia de un fluido a ejercer una fuerza de soporte sobre un cuerpo colocado en el fluido. Es necesario que usted comprenda el concepto de flotabilidad y pueda realizar los cálculos pertinentes para determinar las fuerzas netas que se ejercen sobre objetos sumergidos en fluidos o para señalar la posición de un objeto cuando está flotando. También debe aprender acerca de la *estabilidad* de cuerpos flotantes o sumergidos para asegurar que permanecerán en la orientación preferida incluso cuando sean sometidos a fuerzas externas que tiendan a inclinarlos. La *estabilidad* se refiere a la capacidad que tiene un cuerpo, cuando está en un fluido, de regresar a su posición original después de ser inclinado con respecto a un eje horizontal.

Considere las dos fotografías que se muestran en la figura 5.1(a) y (b). Los botes deben flotar con seguridad bajo cualquier condición esperada de carga, al mismo tiempo que se mantienen estables frente a las fuerzas del viento que actúan sobre las velas o frente a la acción de las olas contra el casco. El buzo, por su parte, normalmente tiende a flotar, pero se añade pesos cuidadosamente medidos que le permiten nadar a cualquier profundidad deseada. El retiro de los pesos es una manera de subir a la superficie.

(a)



(b)



FIGURA 5.1 ¿Ha experimentado usted alguna de las divertidas actividades que se muestran en estas dos escenas? Ambas dependen de los principios de flotabilidad y estabilidad —los temas principales de este capítulo—. (a) Carreras de botes de vela. (*Fuente:* synto/Fotolia), (b) Buzo explorando la vida marina. (*Fuente:* Richard Carey/Fotolia LLC)

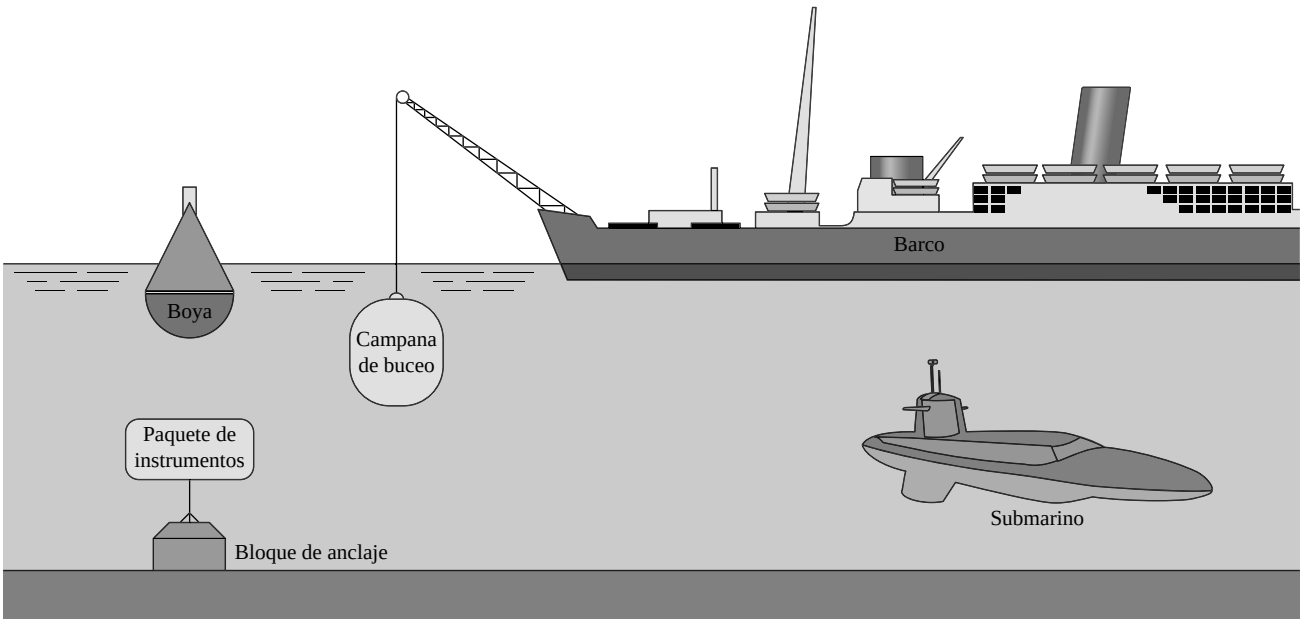


FIGURA 5.2 Ejemplos de los tipos de problemas de flotabilidad.

Exploración

Si usted se acuesta sobre una piscina, flotará aun cuando esté casi completamente sumergido. El uso de un chaleco salvavidas o de una almohadilla flotante ayuda a no sumergirse. ¿Dónde más ha observado usted objetos que flotan en el agua u otros fluidos? Algunos ejemplos son cualquier tipo de embarcación, una motocicleta acuática, una boya, una bola de plástico hueca, un colchón de aire, un juguete para agua o un palo de madera. ¿Dónde ha visto objetos completamente sumergidos en un fluido? Algunos ejemplos son un submarino, platos en un fregadero y los buzos. Anote por lo menos otras cinco situaciones en las que observó o percibió la tendencia de un fluido a sostener algo. Describa si el objeto tiende a flotar o a hundirse y su orientación deseada. Comente sus observaciones con sus compañeros y con el profesor.

Conceptos introductorios

Los objetos que se muestran en la figura 5.2 tienen diferentes tendencias de flotación. Es evidente que la boya y el barco están diseñados para flotar y mantener una orientación específica. La campana de buceo tendería a hundirse si no estuviera sostenida por la grúa del barco mediante un cable. El paquete de instrumentos tiende a flotar y debe ser sujetado por medio de un cable unido a un pesado bloque de anclaje que permanece en el fondo del mar. Sin embargo, el submarino está diseñado para ser capaz de ajustar su lastre y quedar suspendido a cualquier profundidad (a esta condición se le llama *flotabilidad neutra*), también para sumergirse a niveles más profundos o para subir hasta la superficie y flotar. Considere cualquier tipo de embarcación, balsa u otros objetos flotantes de los cuales se espera que mantengan una orientación particular cuando se colocan sobre un fluido. ¿Cómo pueden ser diseñados para asegurar que van a flotar en un nivel deseado y que serán estables cuando se les dé cierto desplazamiento angular? ¿Por qué una canoa es más propensa a volcarse que un bote grande y ancho al ponerse alguien de pie o moverse sobre estas embarcaciones?

Este capítulo proporciona los principios fundamentales de la flotabilidad y la estabilidad para ayudar a desarrollar la capacidad de análisis y diseño de dispositivos que operen de manera efectiva mientras flotan o están sumergidos en un fluido. Usted aprenderá cómo calcular la magnitud de la fuerza de flotación —para determinar la posición de un cuerpo que flota sobre un fluido— y a determinar el grado de estabilidad de un objeto sumergido o flotante.

5.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Escribir la ecuación de la fuerza de flotación.
2. Analizar el caso de los cuerpos que flotan sobre un fluido.
3. Utilizar el principio de equilibrio estático para determinar las fuerzas involucradas en problemas de flotabilidad.
4. Definir las condiciones que deben cumplirse para que un cuerpo sea estable cuando se encuentra completamente sumergido en un fluido.
5. Definir las condiciones que deben cumplirse para que un cuerpo sea estable cuando flota sobre un fluido.
6. Definir el término *metacentro* y calcular su ubicación.

5.2 FLOTABILIDAD

Un cuerpo que esté en un fluido, ya sea en flotación o sumergido, se mantiene a flote por medio de una fuerza que es igual al peso del fluido desplazado.

La fuerza de flotación actúa verticalmente hacia arriba a través del centroide del volumen desplazado.

Estos principios fueron descubiertos por el sabio griego Arquímedes y la fuerza de flotación se puede definir matemáticamente de la siguiente manera:

⇨ Fuerza de flotación

$$F_b = \gamma_f V_d \tag{5-1}$$

donde

F_b = Fuerza de flotación
γ_f = Peso específico del fluido
V_d = Volumen desplazado del fluido

Cuando un cuerpo está flotando libremente, desplaza un volumen suficiente de fluido simplemente para equilibrar su propio peso.

El análisis de problemas relacionados con la flotabilidad requiere aplicar la ecuación de equilibrio estático en la dirección vertical, $\sum F_v = 0$, suponiendo que el objeto está en reposo en el fluido. Se recomienda el siguiente procedimiento para todos los problemas, ya sea que se trate de cuerpos flotantes o sumergidos.

Procedimiento de solución para problemas de flotabilidad

1. Determine el objetivo de la solución del problema. ¿Se desea determinar una fuerza, un peso, un volumen o un peso específico?
2. Dibuje un diagrama de cuerpo libre del objeto presente en el fluido. Muestre todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo libre en la dirección vertical, incluyendo el peso del cuerpo, la fuerza de flotación y todas las fuerzas externas. Si no conoce la dirección de alguna fuerza, suponga la más probable y muéstrela sobre el cuerpo libre.
3. Escriba la ecuación de equilibrio estático en la dirección vertical, $\sum F_v = 0$, suponiendo que la dirección positiva es hacia arriba.
4. Despeje la fuerza, el peso, el volumen o el peso específico que se desea encontrar; recuerde los siguientes conceptos:
   - **a.** La fuerza de flotación se calcula a partir de $F_b = \gamma_f V_d$.
   - **b.** El peso de un objeto sólido es el producto de su volumen total por su peso específico; es decir, $w = \gamma V$.
   - **c.** Un objeto con un peso específico promedio menor que el del fluido tenderá a flotar debido a que $w < F_b$ con el objeto sumergido.
   - **d.** Un objeto con un peso específico promedio mayor que el del fluido tenderá a hundirse porque $w > F_b$ con el objeto sumergido.
   - **e.** La *flotabilidad neutra* se produce cuando un cuerpo se mantiene en una posición dada, independientemente de lo sumergido que esté en un fluido. Un objeto cuyo peso específico promedio es igual al del fluido es neutralmente flotante.

PROBLEMAS DE EJEMPLO PROGRAMADOS

Problema de ejemplo 5.1

Un cubo con lados de 0.50 m está hecho de bronce con un peso específico de 86.9 kN/m^3. Determine la magnitud y dirección de la fuerza requerida para mantener el cubo en equilibrio cuando está sumergido por completo (a) en agua y (b) en mercurio. La gravedad específica del mercurio es 13.54.

Solución

Considere primero el inciso (a). Imagine que el cubo de bronce está sumergido en agua. Ahora realice el paso 1 del procedimiento.

En el supuesto de que el cubo de bronce no permanezca en equilibrio por sí mismo, se requiere de alguna fuerza externa. El objetivo es encontrar la magnitud de esta fuerza y la dirección en la que actuaría, es decir, hacia arriba o hacia abajo.

Ahora realice el paso 2 del procedimiento antes de ver el siguiente panel.

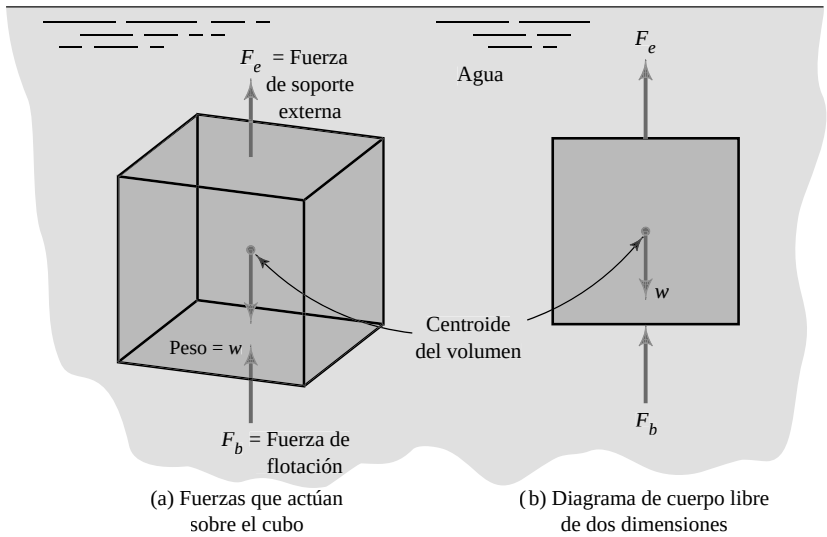
El cuerpo libre es simplemente el propio cubo. Existen tres fuerzas que actúan sobre el cubo en la dirección vertical, como se muestra en la figura 5.3:

- El peso w del cubo, que actúa hacia abajo a través de su centro de gravedad
- La fuerza de flotación F_b, que actúa hacia arriba a través del centroide del volumen desplazado
- La fuerza de soporte F_e aplicada externamente

La parte (a) de la figura 5.3 muestra el cubo como un objeto tridimensional con las tres fuerzas actuando a lo largo de una línea vertical a través del centroide del volumen. Esta es la visualización preferida del diagrama de cuerpo libre. Sin embargo, para la mayoría de los problemas es conveniente usar un bosquejo simplificado en dos dimensiones, como se muestra en la parte (b).

¿Cómo se sabe que la fuerza F_e debe dibujarse en la dirección hacia arriba?

FIGURA 5.3 Diagrama de cuerpo libre de un cubo.



Realmente no se sabe con certeza. Sin embargo, la experiencia debe indicar que, sin una fuerza externa, el cubo de bronce sólido tiende a hundirse en el agua. Por lo tanto, una fuerza hacia arriba parece ser necesaria para mantener el cubo en equilibrio. Si la elección es errónea, el resultado final lo indicará así.

Ahora, suponiendo que las fuerzas son como se muestran en la figura 5.3, vaya al paso 3.

La ecuación debe verse de la siguiente manera (suponga que las fuerzas positivas actúan hacia arriba):

$$\sum F_v = 0$$

$$F_b + F_e - w = 0 \qquad \textbf{(5-2)}$$

Como parte del paso 4, despeje en forma algebraica el término deseado de esta ecuación.

Ahora debe tener

$$F_e = w - F_b \qquad \textbf{(5-2)}$$

porque el objetivo es encontrar la fuerza externa.

¿Cómo calculamos el peso del cubo w?

En el paso 4 del procedimiento, el punto b indica que $w = \gamma_B V$, donde γ_B representa el peso específico del cubo de bronce y V el volumen total. Para el cubo, ya que cada lado mide 0.50 m, se tiene

$$V = (0.50\ \text{m})^3 = 0.125\ \text{m}^3$$

y

$$w = \gamma_B V = (86.9\ \text{kN/m}^3)(0.125\ \text{m}^3) = 10.86\ \text{kN}$$

Hay otra incógnita en el lado derecho de la ecuación (5-3). ¿Cómo se calcula F_b?

Revise el paso 4a del procedimiento si lo ha olvidado. Escriba

$$F_b = \gamma_f V_d$$

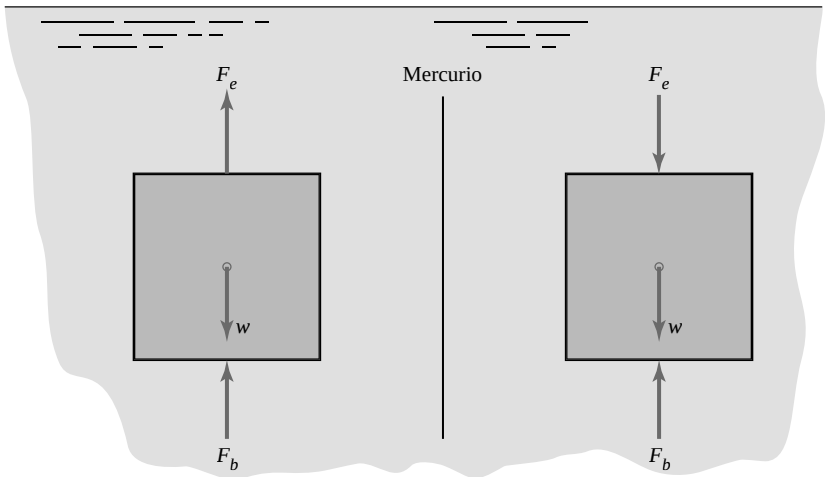
En este caso, γ_f representa el peso específico del agua (9.81 kN/m^3), y el volumen desplazado V_d es igual al volumen total del cubo, que ya se sabe es de 0.125 m^3. Entonces, se tiene

$$F_b = \gamma_f V_d = (9.81\ \text{kN/m}^3)(0.125\ \text{m}^3) = 1.23\ \text{kN}$$

Ahora se puede completar la solución para F_e.

La solución es:

$$F_e = w - F_b = 10.86\ \text{kN} - 1.23\ \text{kN} = 9.63\ \text{kN}$$



(a) Suponiendo que el cubo se hundiría (b) Suponiendo que el cubo flotaría

FIGURA 5.4 Dos posibles diagramas de cuerpo libre.

Resultado de la parte (a) Observe que el resultado es positivo. Esto significa que la dirección supuesta para F_e fue correcta. Entonces, la solución al problema es que se requiere una fuerza hacia arriba de 9.63 kN para mantener el bloque de bronce en equilibrio bajo el agua.

¿Qué hay de la parte (b) del problema, donde el cubo está sumergido en mercurio? El objetivo es el mismo que antes —determinar la magnitud y la dirección de la fuerza requerida para mantener al cubo en equilibrio.

Ahora realice el paso 2 del procedimiento.

Cualquiera de los dos diagramas de cuerpo libre es correcto, como se muestra en la figura 5.4, dependiendo de la dirección supuesta para la fuerza externa F_e. La solución para los dos diagramas se llevará a cabo de manera simultánea para que usted pueda comprobar su trabajo, sin importar cuál diagrama se parezca al suyo, y para demostrar que cualquiera de los enfoques producirá la respuesta correcta.

Ahora realice el paso 3 del procedimiento.

Las siguientes son las ecuaciones de equilibrio correctas. Observe las diferencias y relaciónelas con las figuras:

$$F_b + F_e - w = 0 \quad | \quad F_b - F_e - w = 0$$

Ahora despeje F_e.

Entonces debe tener

$$F_e = w - F_b \quad | \quad F_e = F_b - w$$

Debido a que las magnitudes de w y F_b son las mismas para cada ecuación, ahora es posible calcularlas.

Igual que en la parte (a) del problema, el peso del cubo es

$$w = \gamma_B V = (86.9 \text{ kN/m}^3)(0.125 \text{ m}^3) = 10.86 \text{ kN}$$

Para la fuerza de flotación F_b, usted debe tener

$$F_b = \gamma_m V = (\text{sg})_m (9.81 \text{ kN/m}^3)(V)$$

donde el subíndice m se refiere al mercurio. Así, se tiene que

$$F_b = (13.54)(9.81 \text{ kN/m}^3)(0.125 \text{ m}^3) = 16.60 \text{ kN}$$

Ahora se continuará en busca de la solución para F_e.

Las respuestas correctas son

$$F_e = w - F_b \qquad F_e = F_b - w$$
$$= 10.86\,\text{kN} - 16.60\,\text{kN} \qquad = 16.60\,\text{kN} - 10.86\,\text{kN}$$
$$= -5.74\,\text{kN} \qquad = +5.74\,\text{kN}$$

Observe que ambas soluciones producen el mismo valor numérico, pero tienen signos opuestos. El signo negativo en la solución de la izquierda significa que la dirección supuesta para F_e en la figura 5.4(a) era errónea. Por lo tanto, ambos enfoques dan el mismo resultado.

Resultado de la parte (b) La fuerza externa requerida es una fuerza hacia abajo de 5.74 kN.
¿Cómo se podría haber razonado desde el principio que sería necesaria una fuerza hacia abajo?

Los elementos c y d del paso 4 del procedimiento sugieren que se compare el peso específico del cubo con el del fluido. En este caso, se tienen los siguientes resultados:

$$\text{Para el cubo de bronce } \gamma_B = 86.9\ \text{kN/m}^3$$
$$\text{Para el fluido (mercurio) } \gamma_m = (13.54)(9.81\ \text{kN/m}^3)$$
$$= 132.8\ \text{kN/m}^3$$

Comentario Debido a que el peso específico del cubo es menor que el del mercurio, éste tendería a flotar sin una fuerza externa. Por lo tanto, se requeriría una fuerza hacia abajo, como se ilustra en la figura 5.4(b), para mantenerlo en equilibrio bajo la superficie del mercurio.

Con esto concluye el problema de ejemplo.

Problema de ejemplo 5.2 Cierto objeto de metal sólido pesa 60 lb cuando se mide de manera normal en el aire, pero tiene una forma tan irregular que es difícil calcular su volumen mediante la geometría. Utilice el principio de la flotabilidad para calcular su volumen y peso específico.

Solución Se sabe que el peso del objeto es de 60 lb. Ahora, usando una configuración similar a la de la figura 5.5, se encuentra que su peso aparente mientras está sumergido en agua es de 46.5 lb. A partir de estos datos y con base en el procedimiento empleado para analizar problemas de flotabilidad, es posible encontrar el volumen del objeto.

Ahora aplique el paso 2 del procedimiento y dibuje el diagrama de cuerpo libre del objeto mientras se encuentra suspendido en el agua.

El diagrama de cuerpo libre del objeto mientras está suspendido en el agua debe ser similar al de la figura 5.6. En esta figura, ¿cuáles son las dos fuerzas F_e y w?

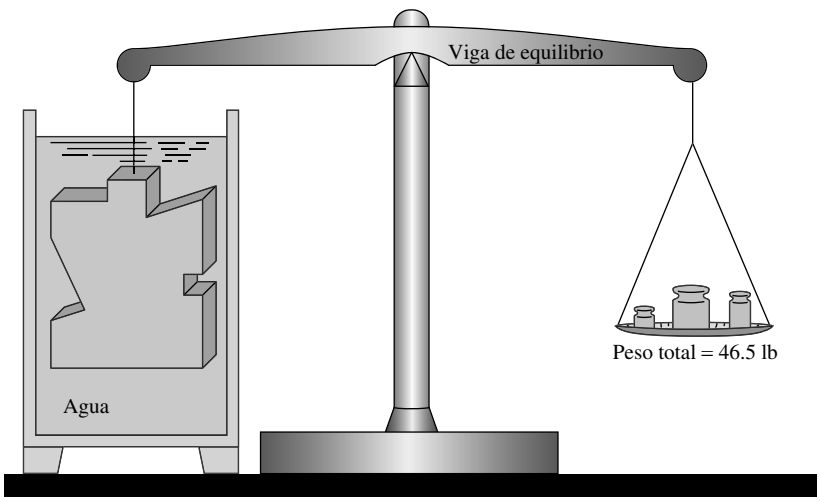


FIGURA 5.5 Objeto de metal suspendido en un fluido.

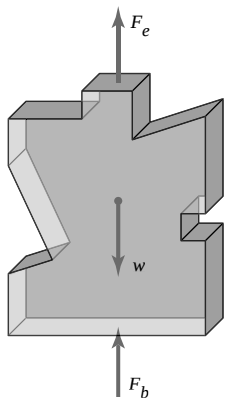


FIGURA 5.6 Diagrama de cuerpo libre.

Se sabe que $w = 60$ lb, el peso del objeto en el aire, y que $F_e = 46.5$ lb, la fuerza de apoyo ejercida por la balanza mostrada en la figura 5.5.

Ahora realice el paso 3 del procedimiento.

Al usar $\sum F_V = 0$, resulta

$$F_b + F_e - w = 0$$

El objetivo aquí es encontrar el volumen total V del objeto. ¿Cómo se puede introducir V en esta ecuación?

Se usa la siguiente ecuación del paso 4a,

$$F_b = \gamma_f V$$

donde γ_f es el peso específico del agua, 62.4 lb/ft^3.

Sustituya esto en la ecuación anterior y despeje V.

Ahora debe tener

$$\begin{aligned} F_b + F_e - w &= 0 \\ \gamma_f V + F_e - w &= 0 \\ \gamma_f V &= w - F_e \\ V &= \frac{w - F_e}{\gamma_f} \end{aligned}$$

Entonces ya es posible introducir los valores conocidos y calcular V.

Resultado El resultado es $V = 0.216$ ft^3. Así es como se hace:

$$V = \frac{w - F_e}{\gamma_f} = (60 - 46.5)\text{lb}\left(\frac{\text{ft}^3}{62.4\text{ lb}}\right) = \frac{13.5\text{ ft}^3}{62.4} = 0.216\text{ ft}^3$$

Comentario Ahora que se conoce el volumen del objeto, es posible encontrar el peso específico del material.

$$\gamma = \frac{w}{V} = \frac{60\text{ lb}}{0.216\text{ ft}^3} = 278\text{ lb/ft}^3$$

Esto es aproximadamente el peso específico de una aleación de titanio.

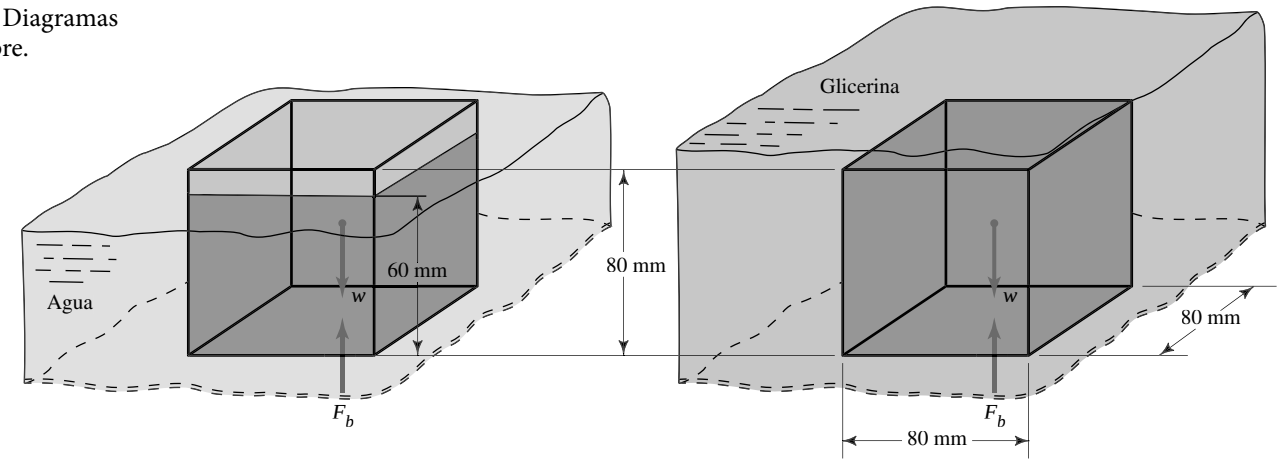
Los dos problemas siguientes se resuelven con todo detalle y deben servir para comprobar su capacidad de resolver problemas de flotabilidad. Después de leer el enunciado del problema, usted debe completar la solución por sí mismo antes de leer el panel donde aparece una solución correcta. Asegúrese de leer el problema con toda atención y usar las unidades apropiadas en sus cálculos. Aunque algunos problemas pueden resolverse en más de una forma, es posible obtener la respuesta correcta mediante el método equivocado. Si su método es diferente al proporcionado aquí, asegúrese de que esté basado en principios sólidos antes de suponer que es correcto.

Problema de ejemplo 5.3 Un cubo con lados de 80 mm está hecho de un material de espuma rígida y flota en el agua manteniendo 60 mm por debajo de la superficie. Calcule la magnitud y la dirección de la fuerza requerida para mantenerlo completamente sumergido en glicerina, la cual tiene gravedad específica de 1.26.

Complete la solución antes de ver el panel siguiente.

Solución Primero calcule el peso del cubo, después la fuerza requerida para mantenerlo sumergido en glicerina. Utilice los diagramas de cuerpo libre de la figura 5.7: (a) un cubo que flota en agua y (b) un cubo sumergido en glicerina.

FIGURA 5.7 Diagramas de cuerpo libre.



(a) En flotación (b) Sumergido

A partir de la figura 5.7(a), se tiene

$$\Sigma F_v = 0$$
$$F_b - w = 0$$
$$w = F_b = \gamma_f V_d$$
$$V_d = (80\,\text{mm})(80\,\text{mm})(60\,\text{mm}) = 384 \times 10^3\,\text{mm}^3$$
(volumen sumergido del cubo)
$$w = \left(\frac{9.81 \times 10^3\,\text{N}}{\text{m}^3}\right)(384 \times 10^3\,\text{mm}^3)\left(\frac{1\,\text{m}^3}{(10^3\,\text{mm})^3}\right)$$
$$= 3.77\,\text{N}$$

A partir de la figura 5.7(b), se tiene

$$\Sigma F_v = 0$$
$$F_b - F_e - w = 0$$
$$F_e = F_b - w = \gamma_f V_d - 3.77\,\text{N}$$
$$V_d = (80\,\text{mm})^3 = 512 \times 10^3\,\text{mm}^3$$
(volumen total del cubo)
$$\gamma_f = (1.26)(9.81\,\text{kN/m}^3) = 12.36\,\text{kN/m}^3$$
$$F_e = \gamma_f V_d - 3.77\,\text{N}$$
$$= \left(\frac{12.36 \times 10^3\,\text{N}}{\text{m}^3}\right)(512 \times 10^3\,\text{mm}^3)\left(\frac{1\,\text{m}^3}{(10^3\text{mm})^3}\right) - 3.77\,\text{N}$$
$$F_e = 6.33\,\text{N} - 3.77\,\text{N} = 2.56\,\text{N}$$

Resultado Se requiere una fuerza hacia abajo de 2.56 N para mantener al cubo sumergido en glicerina.

Problema de ejemplo 5.4 Un cubo de latón con lados de 6 in pesa 67 lb. Se desea mantener este cubo en equilibrio bajo el agua conectándolo a una boya ligera de espuma. Si la espuma pesa 4.5 lb/ft^3, ¿cuál es el volumen mínimo requerido de la boya?

Complete la solución antes de ver el panel siguiente.

Solución Calcule el volumen mínimo de la espuma para mantener el cubo de latón en equilibrio.

Observe que la espuma y el latón mostrados en la figura 5.8 se consideran como partes de un mismo sistema y que existe una fuerza de flotación sobre cada uno. El subíndice *F* se refiere a la espuma y el subíndice *B* se refiere al latón. No se requiere ninguna fuerza externa.

La ecuación de equilibrio es:

$$\Sigma F_v = 0$$
$$0 = F_{b_B} + F_{b_F} - w_B - w_F \qquad \textbf{(5-4)}$$

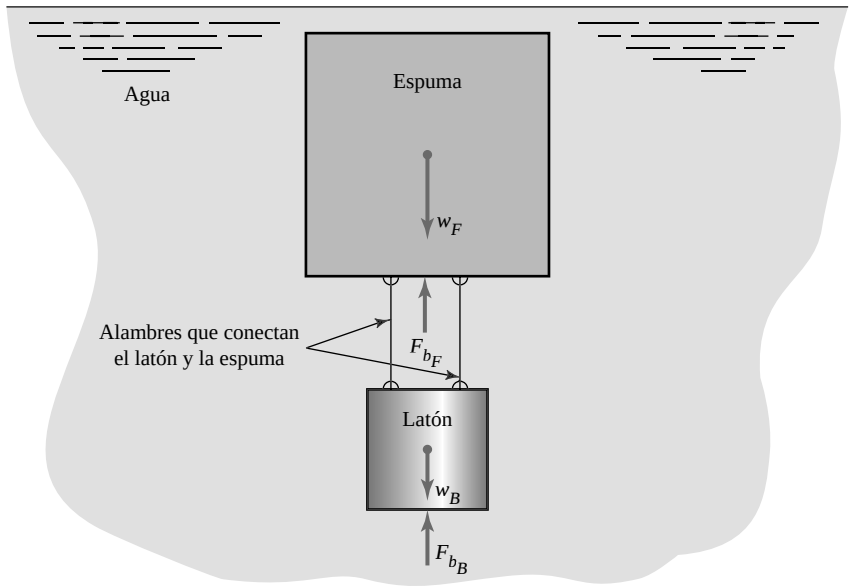


FIGURA 5.8 Diagrama de cuerpo libre para el latón y la espuma juntos.

$$w_B = 67 \text{ lb (dado)}$$

$$F_{b_B} = \gamma_f V_{d_B} = \left(\frac{62.4 \text{ lb}}{\text{ft}^3}\right)(6 \text{ in})^3\left(\frac{\text{ft}^3}{1728 \text{ in}^3}\right) = 7.8 \text{ lb}$$

$$w_F = \gamma_F V_F$$

$$F_{b_F} = \gamma_f V_F$$

Sustituya estas cantidades en la ecuación (5-4):

$$F_{b_B} + F_{b_F} - w_B - w_F = 0$$

$$7.8 \text{ lb} + \gamma_f V_F - 67 \text{ lb} - \gamma_F V_F = 0$$

Despeje V_F, para ello use $\gamma_f = 62.4$ lb/ft^3 y $\gamma_F = 4.5$ lb/ft^3:

$$\gamma_f V_F - \gamma_F V_F = 67 \text{ lb} - 7.8 \text{ lb} = 59.2 \text{ lb}$$

$$V_F(\gamma_f - \gamma_F) = 59.2 \text{ lb}$$

$$V_F = \frac{59.2 \text{ lb}}{\gamma_f - \gamma_F} = \frac{59.2 \text{ lb ft}^3}{(62.4 - 4.5) \text{ lb}}$$

$$V_F = 1.02 \text{ ft}^3$$

Resultado Esto significa que si se conectaran 1.02 ft^3 de espuma al cubo de latón, la combinación estaría en equilibrio en el agua sin requerir de ninguna fuerza externa. Habría flotabilidad neutra.

Esto completa los problemas de ejemplo programados.

5.3 MATERIALES DE FLOTACIÓN

Con frecuencia, el diseño de cuerpos flotantes requiere el uso de materiales ligeros que ofrecen un alto grado de flotabilidad. Además, cuando es necesario mover un objeto relativamente pesado mientras está sumergido en un fluido, suele ser deseable añadir flotabilidad para facilitar la movilidad. El material de flotabilidad general tiene las siguientes propiedades:

- Bajo peso y baja densidad específica
- Poca o ninguna tendencia a absorber el fluido
- Compatibilidad con el fluido en el que va a operar
- Capacidad de conformarse a los perfiles adecuados
- Capacidad para soportar las presiones del fluido al que estará expuesto
- Resistencia a la abrasión y tolerancia al daño
- Apariencia atractiva

Los materiales de espuma son muy populares para aplicaciones de flotabilidad. Se componen de una red continua de celdas cerradas y huecas que contienen aire u otros gases ligeros para producir un peso específico bajo. Las celdas cerradas también aseguran que el fluido no se absorba. Para evaluar el desempeño de las espumas se realizan las siguientes pruebas: densidad, resistencia a la tensión, alargamiento a la tensión, resistencia al desgarro, deformación por compresión, deflexión por compresión, estabilidad

térmica, conductividad térmica y absorción de agua. Los detalles de las pruebas se establecen en la norma ASTM D 3575, *Standard Test Methods for Flexible Cellular Materials Made from Olefin Polymers*. Existen otras normas que se aplican a otros materiales.

Los pesos específicos de las espumas de flotación van desde aproximadamente 2.0 lb/ft^3 hasta 40 lb/ft^3. A menudo, esto se reporta como densidad, tomando la unidad lb como libra-masa. Por lo general, las resistencias a la compresión aumentan con la densidad. En un entorno de aguas marinas profundas, las aplicaciones requieren espumas más densas, rígidas y pesadas.

Los materiales utilizados incluyen uretano, polietileno, polímeros de olefinas, polímeros de cloruro de vinilo, poliestireno extruido y esponja o caucho expandidos. A menudo, las aplicaciones submarinas emplean materiales de espuma sintáctica compuestos a partir de pequeñas esferas huecas incrustadas en un plástico que las rodea, como fibra de vidrio, poliéster, epoxi o resinas de éster de vinilo para producir un material compuesto que tenga buenas características de flotabilidad con resistencia a la abrasión y baja absorción de fluido. Vea los recursos de internet del 1 al 5.

Las formas en que los materiales con flotabilidad están disponibles comercialmente incluyen planchas (aproximadamente de 50 mm × 500 mm × 2750 mm o 2 in × 20 in × 110 in), palanquillas (175 mm × 500 mm × 1200 mm o 7 in × 20 in × 48 in), cilindros y cilindros huecos. Es posible fabricar productos especiales en formas casi ilimitadas utilizando moldes o espuma en el sitio. Existe un uretano vertible de dos partes en el que dos líquidos, un poliol de poliéter y un isocianito polifuncional, se mezclan en el punto de utilización. La mezcla se expande rápidamente produciendo la conocida estructura de espuma con celdas cerradas. Vea los recursos de internet 3 y 5.

5.4 ESTABILIDAD DE CUERPOS COMPLETAMENTE SUMERGIDOS

Un cuerpo que esté dentro de un fluido se considerará estable si regresa a su posición original después de haber sido girado un poco con respecto a un eje horizontal. Dos ejemplos familiares de cuerpos completamente sumergidos en un fluido son los submarinos y los globos meteorológicos. Es importante que este tipo de objetos permanezcan en una orientación específica a pesar de la acción de las corrientes, los vientos o fuerzas provocadas por maniobras.

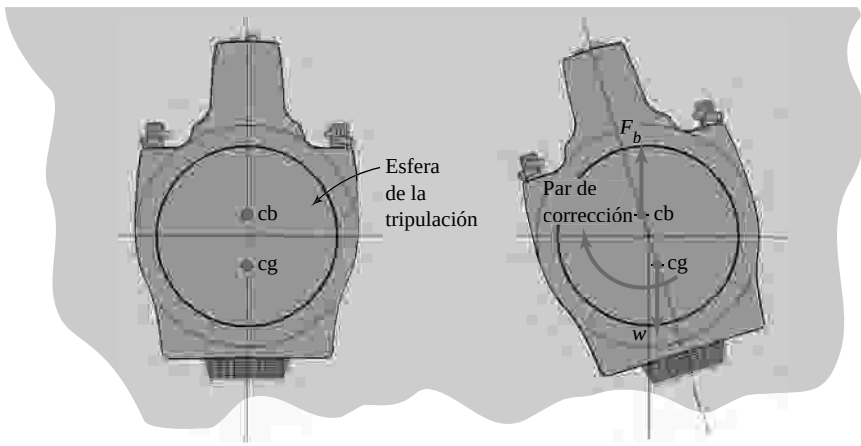
➪ Condición de estabilidad para cuerpos sumergidos

La condición necesaria para lograr la estabilidad de cuerpos completamente sumergidos en un fluido es que su centro de gravedad se sitúe por debajo de su centro de flotabilidad.

El centro de flotabilidad de un cuerpo está en el centroide del volumen desplazado de fluido, y es a través de este punto que la fuerza de flotación actúa en una dirección vertical. El peso del cuerpo actúa verticalmente hacia abajo a través del centro de gravedad.

En la figura 5.9 se muestra el bosquejo de un vehículo de investigación submarina que tiene una configuración estable debido a su forma y a la ubicación de los equipos colocados dentro de su estructura. Un ejemplo es el vehículo de inmersión profunda *Alvin*, propiedad de la U. S. Navy (Marina de Estados Unidos) y operado por la Woods Hole Oceanographic Institution. Vea los recursos de internet 6 y 7. Puede operar a profundidades de hasta 4.50 km (14 700 ft), donde la presión es de 45.5 MPa (6600 psi). La longitud total del *Alvin* es de 7.1 m (23.3 ft), la manga (ancho) mide 2.6 m (8.5 pies) y la altura es de 3.7 m (12.0 pies). Su tripulación de tres personas pilotea el vehículo y realiza observaciones científicas desde el interior de un casco esférico de titanio a presión que tiene un diámetro de 2.08 m (82 pulgadas). Cuando se carga, su peso es de aproximadamente 165 kN (37 000 lb), dependiendo del peso de la tripulación y el equipo experimental. De acuerdo con el diseño, el equipo más pesado como baterías, pesas de descenso, recipientes a presión, esferas de lastre variable y controles del motor se colocan en la parte inferior de la estructura. Gran parte de la estructura superior se llena con espuma sintáctica ligera para proporcionar flotabilidad. Esto hace que el centro de gravedad (cg) esté más abajo que el centro de flotabilidad (cb), con lo que se logra estabilidad. En una configuración, el centro de gravedad se encuentra 1.34 m (4.40 ft) por encima del fondo y el centro de flotabilidad se encuentra a 1.51 m (4.94 ft).

En la figura 5.9(a) se muestra la forma aproximada de la sección transversal del vehículo con el cg y el cb mostrados en sus respectivas posiciones a lo largo de la línea central vertical del casco. La figura 5.9(b) muestra el casco con cierto desplazamiento angular, donde el peso total w actúa verticalmente hacia abajo a través del cg y la fuerza de flotación F_b actúa verticalmente hacia arriba a través del cb. Debido a que sus líneas de acción están compensadas, estas fuerzas crean un *par de corrección* que lleva al vehículo hasta su orientación original, lo cual demuestra estabilidad.



(a) Orientación normal

(b) Posición inclinada que muestra el par que "corregirá" al submarino.

FIGURA 5.9 Estabilidad de un submarino sumergido.

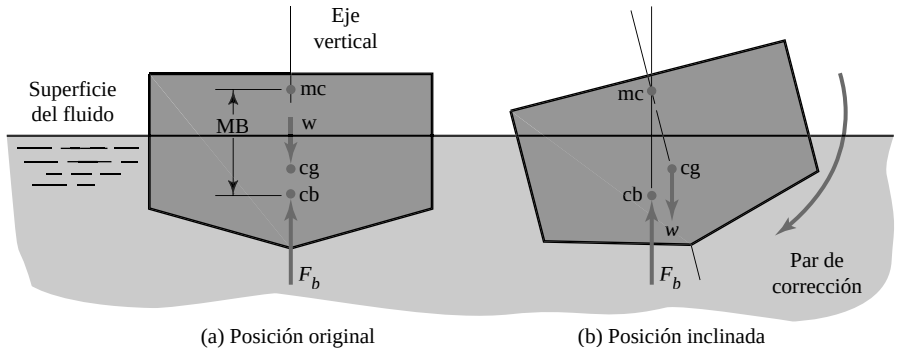


FIGURA 5.10 Método para encontrar el metacentro.

Si el centro de gravedad se colocara por encima del centro de flotabilidad, el par creado cuando el cuerpo se inclina produciría un *par de volcamiento* que causaría una vuelta de campana. En objetos homogéneos sólidos, el cg coincide con el cb y estos objetos exhiben estabilidad neutral cuando están completamente sumergidos, esto significa que tienden a permanecer en cualquier posición que se coloquen.

5.5 ESTABILIDAD DE CUERPOS FLOTANTES

La condición necesaria para lograr la estabilidad de los cuerpos flotantes es diferente de la de los cuerpos completamente sumergidos; la razón se ilustra en la figura 5.10, que muestra la sección transversal aproximada del casco de un barco. En la parte (a) de la figura, el cuerpo flotante está en su orientación de equilibrio y el centro de gravedad (cg) está por encima del centro de flotación (cb). Una línea vertical que pase a través de estos puntos se llama *eje vertical* del cuerpo. En la figura 5.10(b) se muestra que si el cuerpo gira ligeramente, el centro de flotación se desplaza a una nueva posición debido a que la geometría del volumen desplazado ha cambiado. La fuerza de flotación y el peso producen ahora un par de corrección que tiende a devolver el cuerpo a su orientación original. Por lo tanto, el cuerpo es estable.

Con el fin de establecer la condición necesaria para lograr la estabilidad de un cuerpo flotante, es necesario definir un nuevo término, el *metacentro*. El metacentro (mc) se define como la intersección del eje vertical de un cuerpo cuando está en su posición de equilibrio y una línea vertical que pasa a través de la nueva posición del centro de flotabilidad cuando el cuerpo es girado ligeramente. Esto se ilustra en la figura 5.10(b).

⇨ Condición de estabilidad para los cuerpos flotantes

Un cuerpo flotante es estable si su centro de gravedad está por debajo del metacentro.

Es posible determinar en forma analítica si un cuerpo flotante es estable mediante el cálculo de la ubicación de su metacentro. La distancia al metacentro desde el centro de flotabilidad se llama *MB* y se calcula a partir de

$$\text{MB} = I/V_d \tag{5-5}$$

En esta ecuación, V_d representa el volumen desplazado de líquido e I es el *menor* momento de inercia de una sección horizontal del cuerpo tomado en la superficie del fluido. *Si la distancia MB coloca el metacentro por encima del centro de gravedad, el cuerpo es estable.*

Procedimiento para evaluar la estabilidad de cuerpos flotantes

1. Determine la posición del cuerpo flotante utilizando los principios de flotabilidad.
2. Localice el centro de flotabilidad, cb; calcule la distancia desde algún eje de referencia hasta cb, llamada y_{cb}. Por lo general, la parte inferior del objeto se toma como el eje de referencia.
3. Localice el centro de gravedad, cg; calcule y_{cg} medida desde el mismo eje de referencia.
4. Determine la forma del área en la superficie del fluido y calcule el momento de inercia I más pequeño para esa forma.
5. Calcule el volumen desplazado V_d.
6. Calcule $\text{MB} = I/V_d$.
7. Calcule $y_{\text{mc}} = y_{\text{cb}} + \text{MB}$.
8. Si $y_{\text{mc}} > y_{\text{cg}}$, el cuerpo es estable.
9. Si $y_{\text{mc}} < y_{\text{cg}}$, el cuerpo es inestable.

PROBLEMAS DE EJEMPLO PROGRAMADOS

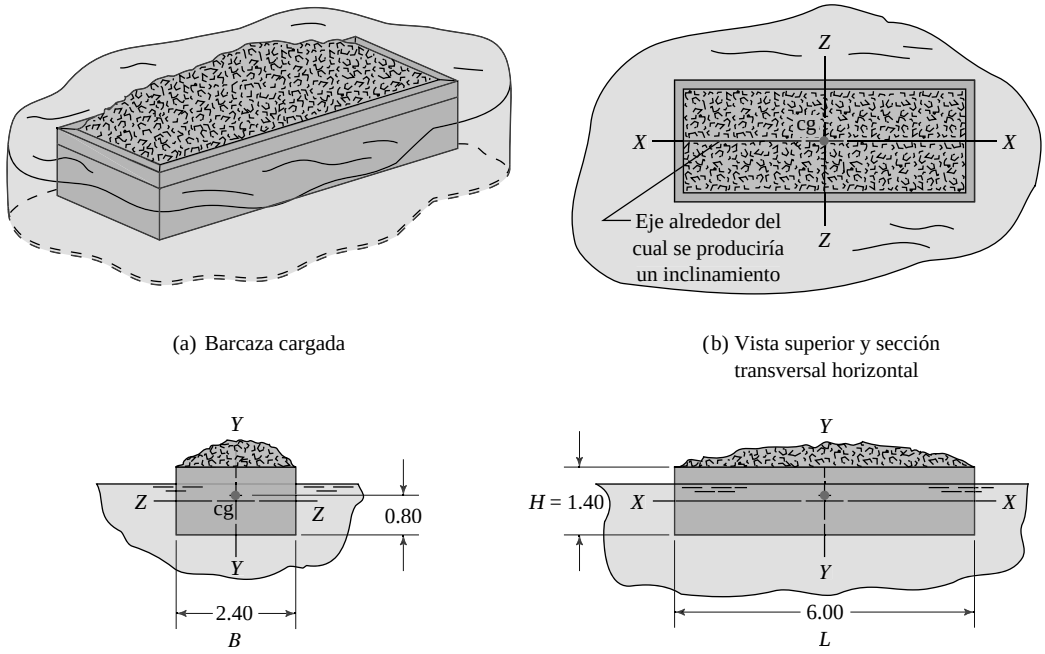
Problema de ejemplo 5.5

La figura 5.11(a) muestra el casco de una barcaza que, cuando está completamente cargada, pesa 150 kN. Las partes (b) a (d) muestran las vistas superior, frontal y lateral de la embarcación, respectivamente. Observe la ubicación del centro de gravedad, cg. Determine si la barcaza es estable en agua dulce.

Solución

Primero, averigüe si la barcaza flotará.

Esto se hace determinando qué tanto se hunde la embarcación en el agua mediante los principios de flotabilidad indicados en la sección 5.1. Complete ese cálculo antes de ir al siguiente panel.



(a) Barcaza cargada

(b) Vista superior y sección transversal horizontal

(c) Vista frontal y sección transversal vertical

(d) Vista lateral

FIGURA 5.11 Forma del casco de una barcaza para el problema de ejemplo 5.5.

La profundidad de inmersión o calado de la barcaza es de 1.06 m, como se muestra en la figura 5.12, y se determina mediante el siguiente método:

Ecuación de equilibrio:

$$\Sigma F_v = 0 = F_b - w$$

$$w = F_b$$

Volumen sumergido:

$$V_d = B \times L \times X$$

Fuerza de flotación:

$$F_b = \gamma_f V_d = \gamma_f \times B \times L \times X$$

Entonces, se tiene

$$w = F_b = \gamma_f \times B \times L \times X$$

$$X = \frac{w}{B \times L \times \gamma_f} = \frac{150\,\text{kN}}{(2.4\,\text{m})(6.0\,\text{m})} \times \frac{\text{m}^3}{(9.81\,\text{kN})} = 1.06\,\text{m}$$

La barcaza flota con 1.06 m sumergidos. ¿Dónde está el centro de flotabilidad?

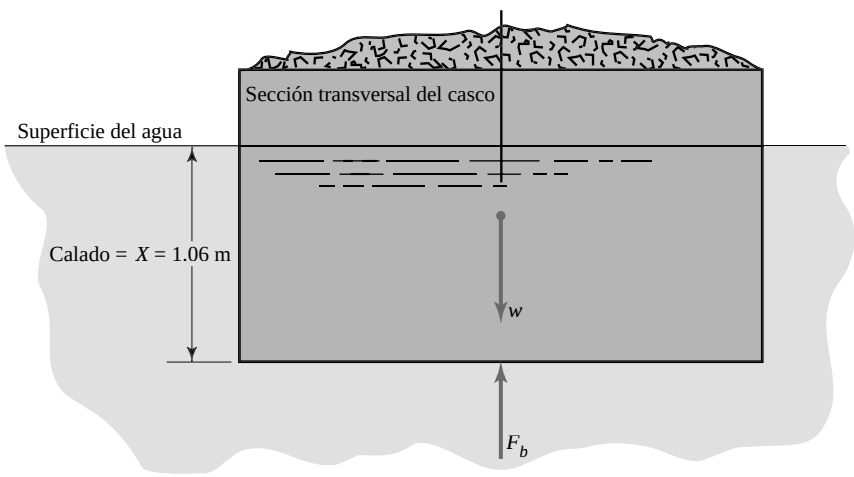


FIGURA 5.12 Diagrama de cuerpo libre del casco de la barcaza.

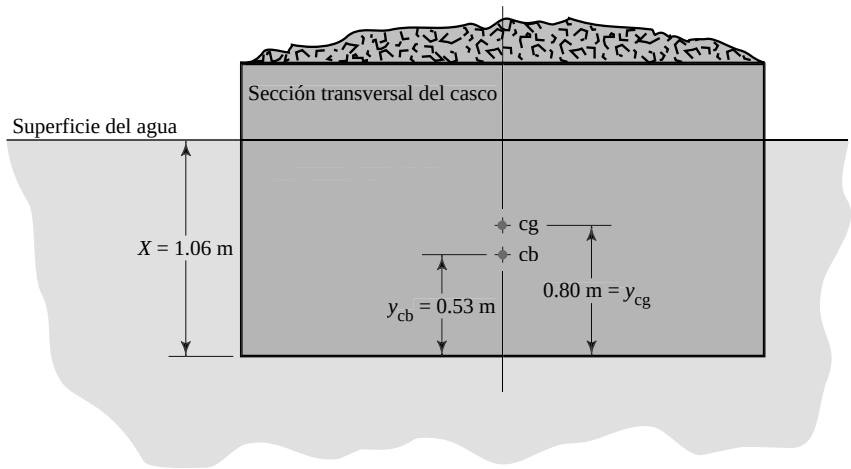


FIGURA 5.13 Localización del centro de flotabilidad y del centro de gravedad.

El centro de flotabilidad está en el centro del volumen de agua desplazada. En este caso, como se muestra en la figura 5.13, se encuentra sobre el eje vertical de la embarcación a una distancia de 0.53 m del fondo. Esto es la mitad del calado, *X*. Entonces $y_{cb} = 0.53$ m.

Debido a que el centro de gravedad está por encima del centro de flotabilidad, se debe localizar el metacentro para determinar si la barcaza es estable. Con base en la ecuación (5-5), calcule la distancia MB y muéstrela en el bosquejo.

El resultado es MB = 0.45 m, como indica la figura 5.14. Esto se calcula de la manera siguiente:

$$\text{MB} = I/V_d$$

$$V_d = L \times B \times X = (6.0\text{ m})(2.4\text{ m})(1.06\text{ m}) = 15.26\text{ m}^3$$

El momento de inercia *I* se determina con respecto al eje *X-X* de la figura 5.11(b) porque éste produciría el valor más pequeño para *I*. Vea las dimensiones *L* y *B* en las partes (c) y (d) de la figura 5.11.

$$I = \frac{LB^3}{12} = \frac{(6.0\text{ m})(2.4\text{ m})^3}{12} = 6.91\text{ m}^4$$

Entonces, la distancia desde el centro de flotabilidad hasta el metacentro es:

$$\text{MB} = I/V_d = 6.91\text{ m}^4/15.26\text{ m}^3 = 0.45\text{ m}$$

La posición del metacentro se encuentra a partir de

$$y_{mc} = y_{cb} + \text{MB} = 0.53\text{ m} + 0.45\text{ m} = 0.98\text{ m}$$

¿Es estable la embarcación?

Resultado Sí, lo es. Dado que el metacentro está por encima del centro de gravedad, como se muestra en la figura 5.14, la barcaza es estable. Es decir, para $y_{cg} = 0.80$ m y $y_{mc} = 0.98$ m, $y_{mc} > y_{cg}$. Ahora, lea otro problema en el siguiente panel.

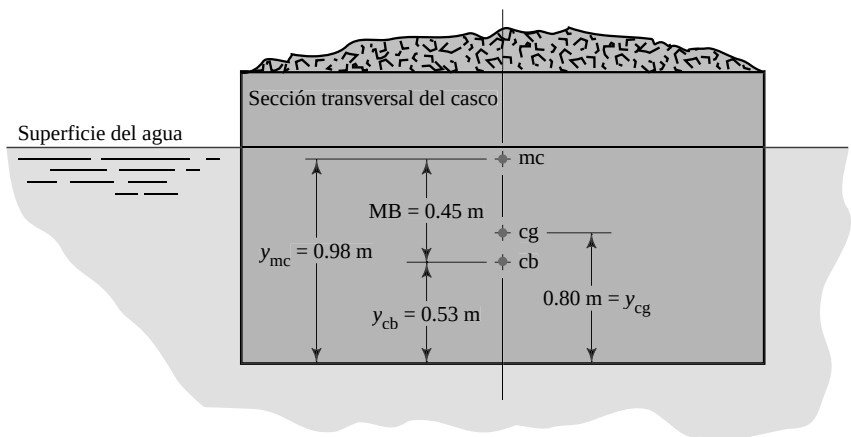


FIGURA 5.14 Ubicación del metacentro.

Problema de ejemplo 5.6 Un cilindro sólido tiene 3.0 ft de diámetro, 6.0 ft de alto y pesa 1550 lb. Si el cilindro se colocara en aceite (sg = 0.90) con su eje en posición vertical, ¿sería estable?

La solución completa se muestra en el siguiente panel. Resuelva este problema y después vea la solución.

Solución Posición del cilindro en aceite (figura 5.15.):

$$V_d = \text{volumen sumergido} = AX = \frac{\pi D^2}{4}(X)$$

Ecuación de equilibrio:

$$\Sigma F_v = 0$$

$$w = F_b = \gamma_o V_d = \gamma_o \frac{\pi D^2}{4}(X)$$

$$X = \frac{4w}{\pi D^2 \gamma_o} = \frac{(4)(1550\ \text{lb})\ \text{ft}^3}{(\pi)(3.0\ \text{ft})^2(0.90)(62.4\ \text{lb})} = 3.90\ \text{ft}$$

El centro de flotabilidad cb está a una distancia $X/2$ a partir del fondo del cilindro.

$$y_{\text{cb}} = X/2 = 3.90\ \text{ft}/2 = 1.95\ \text{ft}$$

El centro de gravedad cg está en $H/2 = 3.0$ ft desde el fondo del cilindro, suponiendo que el material del cilindro es de peso específico uniforme. La posición del metacentro mc, a partir de la ecuación (5-5), es

$$\text{MB} = I/V_d$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(3.0\ \text{ft})^4}{64} = 3.98\ \text{ft}^4$$

$$V_d = AX = \frac{\pi D^2}{4}(X) = \frac{\pi(3.0\ \text{ft})^2}{4}(3.90\ \text{ft}) = 27.6\ \text{ft}^3$$

$$\text{MB} = I/V_d = 3.98\ \text{ft}^4/27.6\ \text{ft}^3 = 0.144\ \text{ft}$$

$$y_{\text{mc}} = y_{\text{cb}} + \text{MB} = 1.95\ \text{ft} + 0.14\ \text{ft} = 2.09\ \text{ft}$$

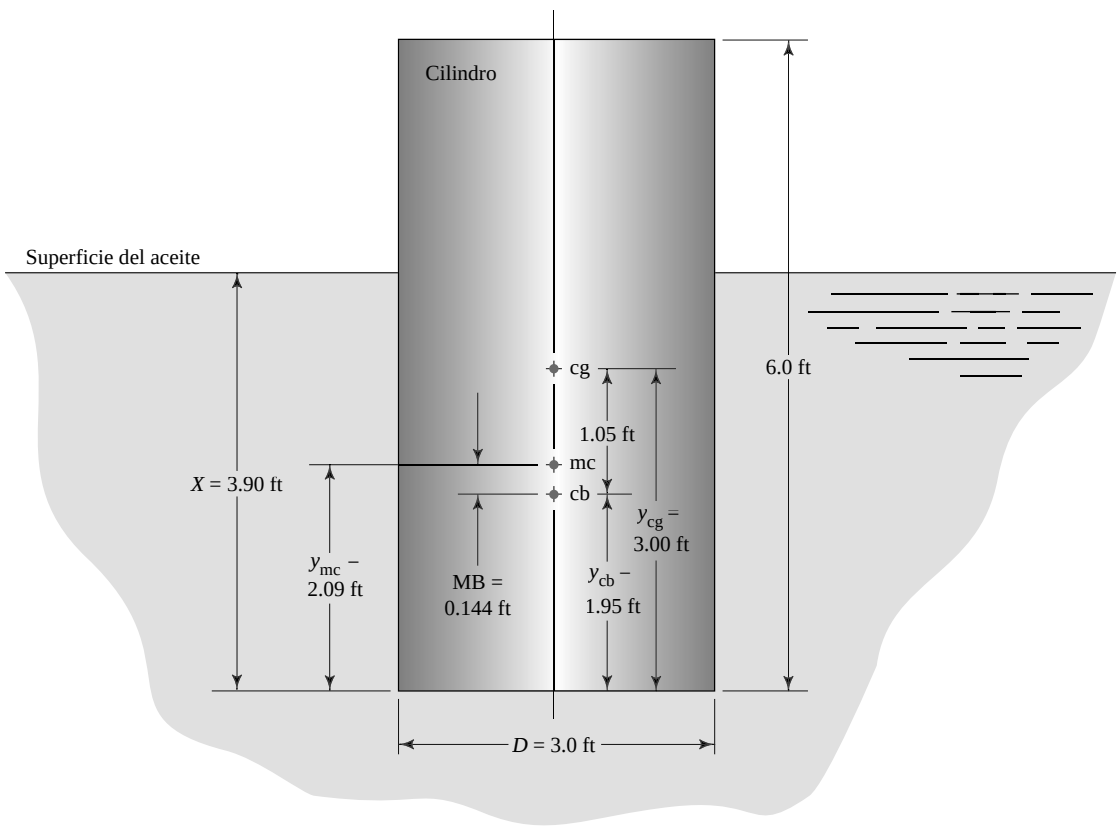


FIGURA 5.15 Solución completa para el problema de ejemplo 5.6.

Resultado En resumen, $y_{cg} = 3.00$ ft y $y_{mc} = 2.09$ ft. Debido a que el metacentro está por debajo del centro de gravedad ($y_{mc} < y_{cg}$), el cilindro no es estable en la posición mostrada. Tendería a caer hacia un lado hasta alcanzar una orientación estable, probablemente con el eje en posición horizontal o casi horizontal.

Con esto se completa la instrucción programada.

Las condiciones necesarias para lograr la estabilidad de los cuerpos presentes en un fluido se pueden resumir como sigue.

- *Los cuerpos completamente sumergidos son estables si su centro de gravedad está por debajo del centro de flotabilidad.*
- *Los cuerpos flotantes son estables si su centro de gravedad está por debajo del metacentro.*

5.6 GRADO DE ESTABILIDAD

Aunque el caso limitante de la estabilidad se ha indicado como cualquier diseño para el cual el metacentro está por encima del centro de gravedad, algunos objetos pueden ser más estables que otros. Una medida de la estabilidad relativa se denomina *altura metacéntrica*, la cual es definida como la distancia que hay al metacentro por encima del centro de gravedad y se le llama *MG*. Un objeto con una altura metacéntrica más grande es más estable que uno con un valor más pequeño.

Consulte la figura 5.16. La altura metacéntrica se indica como MG. Utilizando los procedimientos estudiados en este capítulo, es posible calcular MG a partir de

$$MG = y_{\text{mc}} - y_{\text{cg}} \tag{5-6}$$

En la referencia 1 se establece que las embarcaciones marítimas pequeñas deben tener un valor mínimo para la altura metacéntrica de 1.5 ft (0.46 m). Los barcos grandes deben tener una MG $>$ 3.5 ft (1.07 m). Por otro lado, la altura metacéntrica no debe ser demasiado grande porque el barco puede presentar los incómodos movimientos de balanceo que causan mareos.

Problema de ejemplo 5.7 Calcule la altura metacéntrica para el casco de la barcaza descrita en el problema de ejemplo 5.5.

Solución A partir de los resultados del problema de ejemplo 5.5,

$$y_{\text{mc}} = 0.98 \text{ m desde el fondo del casco}$$

$$y_{\text{cg}} = 0.80 \text{ m}$$

Entonces, la altura metacéntrica es:

$$\text{MG} = y_{\text{mc}} - y_{\text{cg}} = 0.98 \text{ m} - 0.80 \text{ m} = 0.18 \text{ m}$$

5.6.1 Curva de estabilidad estática

Otra medida de la estabilidad de un objeto flotante es la cantidad de desplazamiento que hay entre la línea de acción del peso del objeto que actúa a través del centro de gravedad y la línea de acción de la fuerza de flotación que actúa a través del centro de flotabilidad. Anteriormente, en la figura 5.10, se mostró que el producto de una de estas fuerzas por la cantidad de desplazamiento da lugar al par de corrección que ocasiona que el objeto vuelva a su posición original y, por lo tanto, sea estable.

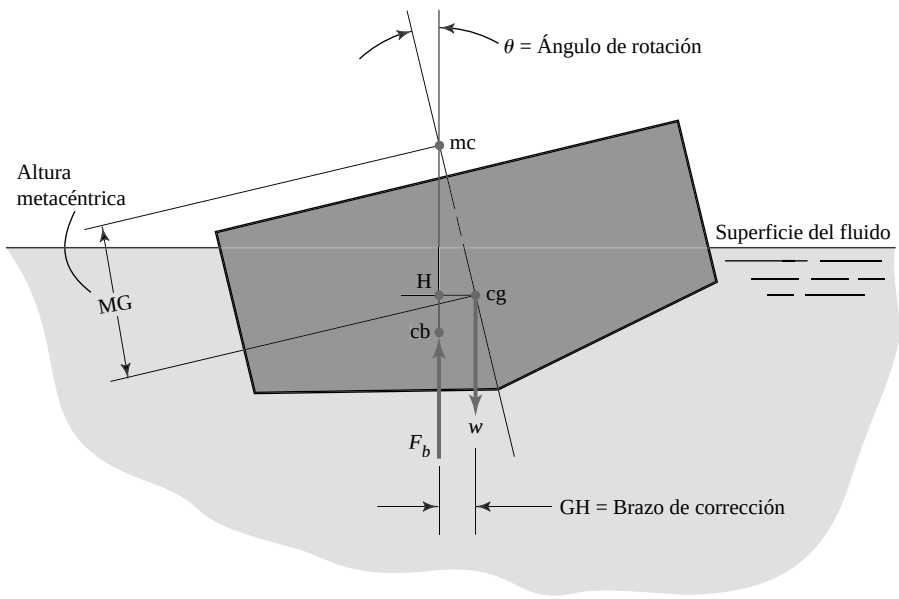


FIGURA 5.16 Grado de estabilidad según lo indican la altura metacéntrica y el brazo de corrección.

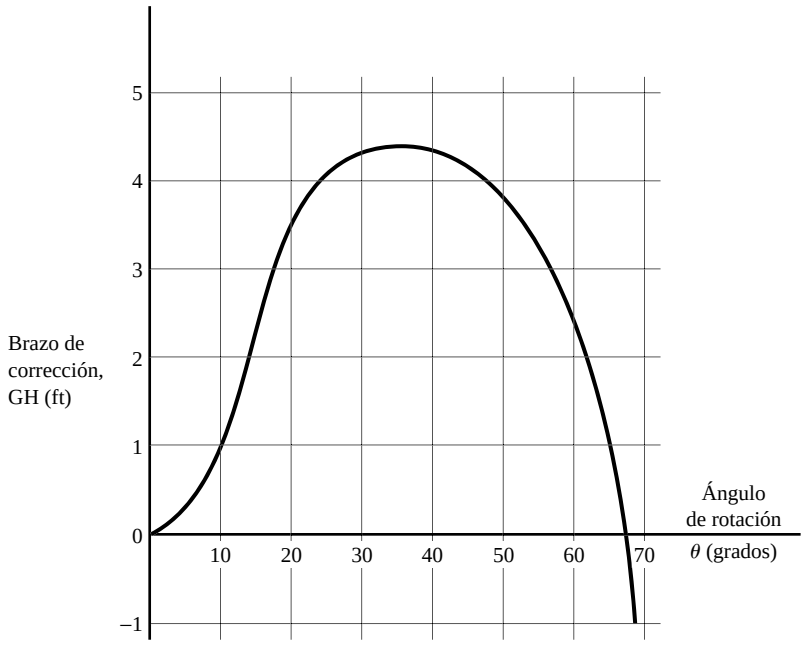


FIGURA 5.17 Curva de estabilidad estática para un cuerpo flotante.

La figura 5.16 muestra un bosquejo del casco de una embarcación en una posición girada y presenta el peso y la fuerza de flotación. Una línea horizontal trazada a través del centro de gravedad se cruza con la línea de acción de la fuerza de flotación en el punto *H*. La distancia horizontal, GH, se llama *brazo de corrección* y es una medida de la magnitud del par de corrección. La distancia horizontal varía a medida que cambia el ángulo de rotación, y la figura 5.17 muestra una gráfica característica del brazo de corrección como función del ángulo de rotación de una embarcación. Dicha gráfica se llama *curva de estabilidad estática*. Siempre que el valor de GH siga siendo positivo, la embarcación será estable. A la inversa, cuando la distancia horizontal se vuelva negativa, la embarcación será inestable y se volcará. Note que esto es aplicable al objeto del cual se muestran los datos de ejemplo en la figura 5.17, el objeto se vuelve inestable en un ángulo de rotación de aproximadamente 68 grados. Además, debido a la exagerada pendiente de la curva después de aproximadamente 50 grados, este valor representa un límite razonable recomendado para la rotación.

REFERENCIA

1. Avallone, Eugene A., Theodore Baumeister y Ali Sadegh, eds. 2007. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 11a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Sealed Air Protective Packaging:** En la página de inicio seleccione *Protective Packaging*, ahí busque *Browse by Product Type* y elija *Foam Packaging* para obtener información sobre los empaques de espuma, podrá ver muchos tipos de materiales de espuma para aplicaciones industriales, envasado y aplicaciones marítimas. Existen varias formulaciones de espumas de polietileno que se utilizan como componentes de flotabilidad. Entre las marcas anunciadas se encuentran Cellu-Cushion®, Ethafoam® y Stratocell®.
2. **Flotation Technologies**: Fabricante de sistemas de flotación en aguas profundas, se especializa en productos de espuma sintáctica de alta resistencia y espuma de poliuretano y elastómeros utilizados para boyas, flotadores, collarines de instrumentos y otras formas aplicadas a la flotación superficial o submarina hasta 6000 m (20 000 ft) de profundidad.
3. **Marine Foam.com**: En la página de inicio, seleccione *Floatation Foams*. Es un proveedor de productos marítimos y de flotabilidad bajo los nombres de Marine Foam y Buoyancy Foam, así como de espuma de uretano vertible.
4. **Cuming Corporation**: Proveedor de espumas sintácticas y equipos de aislamiento para las industrias del petróleo y gas en alta mar, incluyendo boyas y flotadores. Es una empresa hermana de Flotation Technologies.
5. **U. S. Composites, Inc.:** Distribuidor de materiales compuestos para las comunidades marítima, automotriz, aeroespacial y artística, incluyendo espuma de uretano, fibra de vidrio, epoxi, compuestos de fibra de carbono, Kevlar y otros.
6. **National Undersea Research Program (NURP):** Oficina del gobierno federal de Estados Unidos que patrocina la investigación submarina. Forma parte de la National Oceanographic and Atmospheric Administration (NOAA). Vea también el recurso de internet 7.
7. **Woods Hole Oceanographic Institute**: Organización que realiza proyectos de investigación submarina o superficial, incluyendo la operación de diversos vehículos de sumersión profunda que son propiedad de la U. S. Navy, como el vehículo sumergible *Alvin* tripulado por humanos (HOV, por sus siglas en inglés), el submarino *Jason* operado a control remoto (ROV, por sus siglas en inglés) y el submarino autónomo *Sentry* (AUV, por sus siglas en inglés). Vea también el recurso de internet 6.

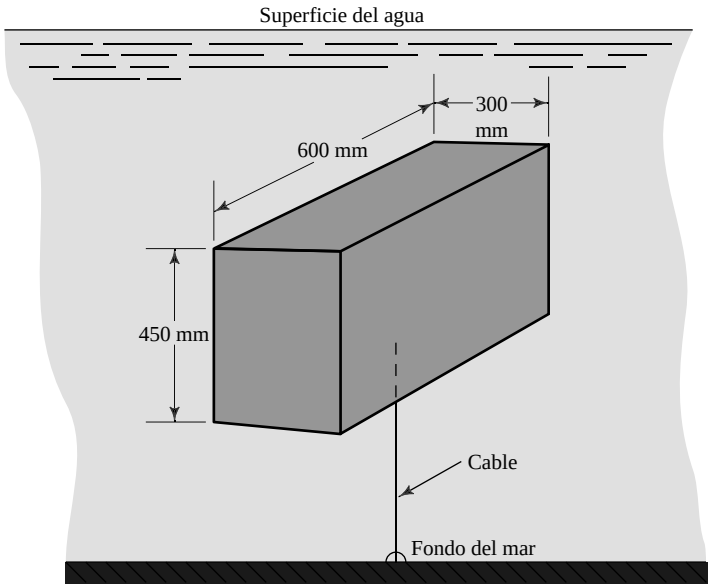
PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Flotabilidad

5.1 El paquete de instrumentos que muestra la figura 5.18 pesa 258 N. Calcule la tensión presente en el cable si el paquete está completamente sumergido en agua de mar que tiene un peso específico de 10.05 kN/m^3.

5.2 Una esfera hueca de 1.0 m de diámetro pesa 200 N y está unida a un bloque sólido de concreto de 4.1 kN. Si el concreto tie-

FIGURA 5.18 Problema 5.1.



ne un peso específico de 23.6 kN/m^3, ¿los dos objetos juntos flotarán o se hundirán en el agua?

5.3 Un tubo de acero estándar tiene diámetro exterior de 168 mm y una longitud de 1 m de esta tubería pesa 277 N. ¿El tubo flotará o se hundirá en glicerina (sg = 1.26) si sus extremos están cerrados?

5.4 Un flotador cilíndrico tiene diámetro de 10 in y 12 in de largo. ¿Cuál debería ser el peso específico del material del flotador si 9/10 de su volumen deben estar por debajo de la superficie de un fluido que tiene gravedad específica de 1.10?

5.5 Una boya es un cilindro sólido de 0.3 m de diámetro y 1.2 m de largo. Está hecha de un material con peso específico de 7.9 kN/m^3. Si la boya flota en posición vertical, ¿cuánto de su longitud estará por encima del agua?

5.6 Un flotador que se utilizará como indicador de nivel está siendo diseñado para flotar en un aceite con gravedad específica de 0.90. El flotador debe ser un cubo de 100 mm por lado y tener 75 mm sumergidos en el aceite. Calcule el peso específico requerido para el material del flotador.

5.7 Un bloque de concreto con peso específico de 23.6 kN/m^3 se suspende mediante una cuerda en una solución que tiene gravedad específica de 1.15. ¿Cuál es el volumen del bloque de concreto si la tensión en la cuerda es de 2.67 kN?

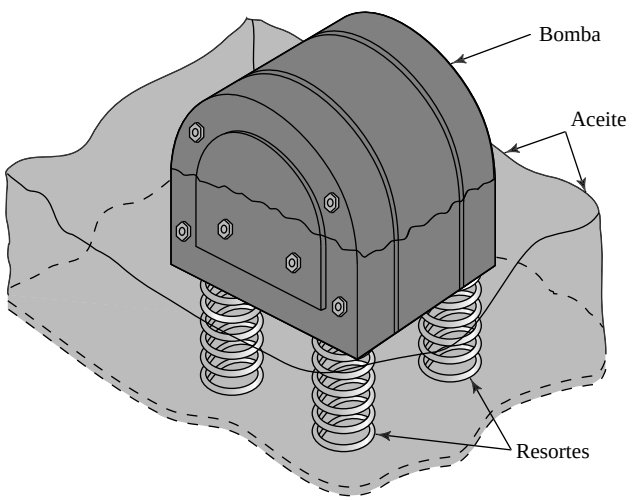


FIGURA 5.19 Problema 5.8.

5.8 En la figura 5.19 se muestra una bomba parcialmente sumergida en aceite (sg = 0.90) y soportada mediante resortes. Si el peso total de la bomba es de 14.6 lb y el volumen sumergido es de 40 in^3, calcule la fuerza de soporte ejercida por los resortes.

5.9 Un cubo de acero con lados de 100 mm pesa 80 N. Se desea mantener el cubo en equilibrio bajo el agua al conectarle una boya ligera de espuma. Si la espuma pesa 470 N/m^3, ¿cuál es el volumen mínimo requerido para la boya?

5.10 Un tambor cilíndrico tiene 2 ft de diámetro, 3 ft de largo y pesa 30 lb cuando está vacío. Se colocarán pesas de aluminio dentro del tambor de modo que tenga flotabilidad neutra en agua dulce. ¿Qué volumen de aluminio será necesario si éste pesa 0.100 lb/in^3?

5.11 Si las pesas de aluminio descritas en el problema 5.10 se colocan fuera del tambor, ¿qué volumen será necesario?

5.12 En la figura 5.20 se muestra un cubo que flota en un fluido. Deduzca una expresión que relacione la profundidad sumergida *X*, el peso específico del cubo y el peso específico del fluido.

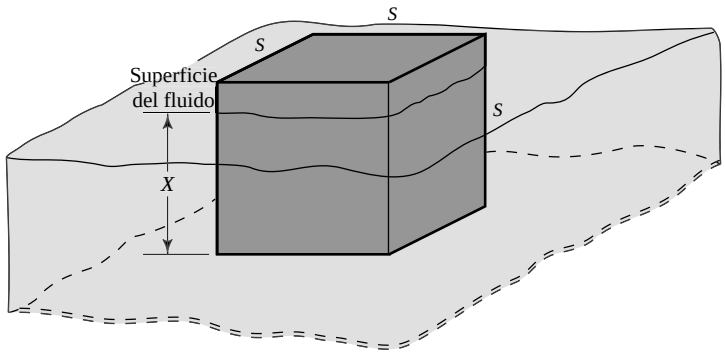
5.13 Un hidrómetro es un dispositivo que indica la gravedad específica de los líquidos. La figura 5.21 muestra el diseño de un hidrómetro para el que la parte inferior es un cilindro hueco de 1.00 in de diámetro y la parte superior es un tubo con 0.25 in de diámetro. El hidrómetro vacío pesa 0.020 lb. ¿Cuál es el peso en perdigones de acero que debe agregarse para hacer que el hidrómetro flote en agua dulce en la posición mostrada? (Tenga en cuenta que esto es para una gravedad específica de 1.00).

5.14 Para el hidrómetro diseñado en el problema 5.13, ¿cuál será la gravedad específica del fluido en el que el hidrómetro flotaría en la marca superior?

5.15 Para el hidrómetro diseñado en el problema 5.13, ¿cuál será la gravedad específica del fluido en el que el hidrómetro flotaría en la marca inferior?

5.16 Una boya debe soportar un paquete de instrumentos en forma de cono, como se muestra en la figura 5.22. La boya está hecha de un material uniforme que tiene peso específico de 8.00 lb/ft^3. Al menos 1.50 ft de la boya deben estar por encima de la superficie del agua del mar por motivos de seguridad y visibilidad. Calcule el peso máximo admisible para el paquete de instrumentos.

FIGURA 5.20 Problemas 5.12 y 5.60.



5.17 Un cubo tiene dimensiones laterales de 18.00 in. Está hecho de acero que tiene un peso específico de 491 lb/ft^3. ¿Qué fuerza se requiere para mantenerlo en equilibrio bajo agua dulce?

5.18 Un cubo tiene dimensiones laterales de 18.00 in. Está hecho de acero que tiene un peso específico de 491 lb/ft^3. ¿Qué fuerza se requiere para mantenerlo en equilibrio bajo mercurio?

5.19 Cierto barco tiene una masa de 292 Mg. Calcule el volumen de agua de mar que desplazará al flotar.

5.20 Un iceberg tiene un peso específico de 8.72 kN/m^3. ¿Qué parte de su volumen está por encima de la superficie del agua de mar?

5.21 Un tronco cilíndrico tiene diámetro de 450 mm y longitud de 6.75 m. Cuando el tronco flota en agua dulce con su eje más largo en posición horizontal, 110 mm de su diámetro están por encima de la superficie. ¿Cuál es el peso específico de la madera del tronco?

5.22 El cilindro que se muestra en la figura 5.23 está hecho de un material uniforme. ¿Cuál es su peso específico?

5.23 Si el cilindro del problema 5.22 se coloca en agua dulce a 95 °C, ¿qué cantidad de su altura estaría por encima de la superficie?

5.24 Una pesa de latón se unirá a la parte inferior del cilindro descrito en los problemas 5.22 y 5.23, de modo que esté completamente sumergido y tenga flotabilidad neutra en agua a 95 °C. El latón debe tener la forma de un cilindro con el mismo diámetro que el cilindro original mostrado en la figura 5.24. ¿Cuál es el espesor requerido para el latón?

5.25 Para el cilindro con la adición de latón (descrito en el problema 5.24), ¿qué sucedería si el agua se enfriara hasta 15 °C?

5.26 Para el cilindro compuesto que se muestra en la figura 5.25, ¿qué espesor de latón se requiere para ocasionar que el cilindro flote en la posición mostrada en tetracloruro de carbono a 25 °C?

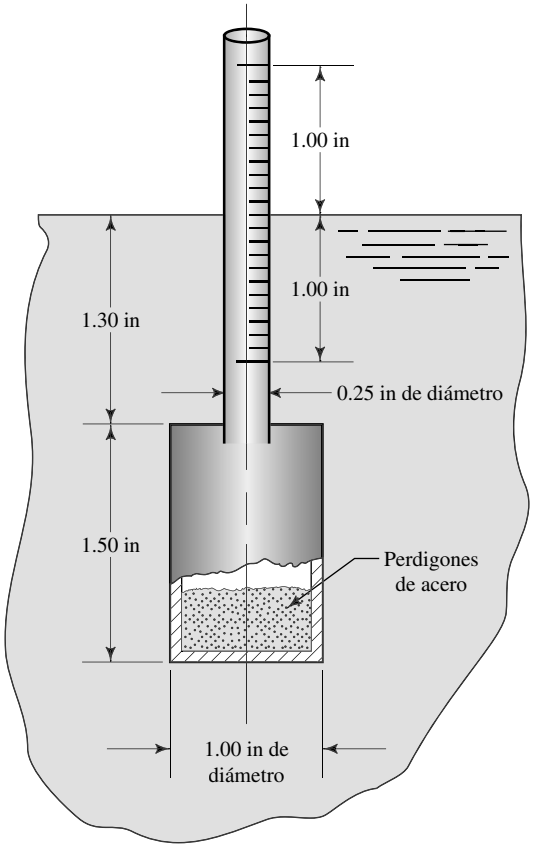


FIGURA 5.21 Hidrómetro para los problemas 5.13 a 5.15.

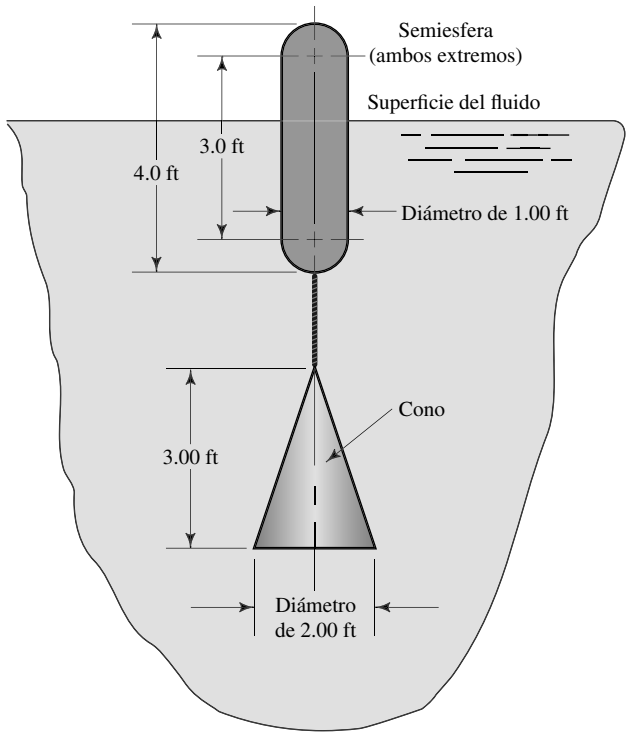


FIGURA 5.22 Problema 5.16.

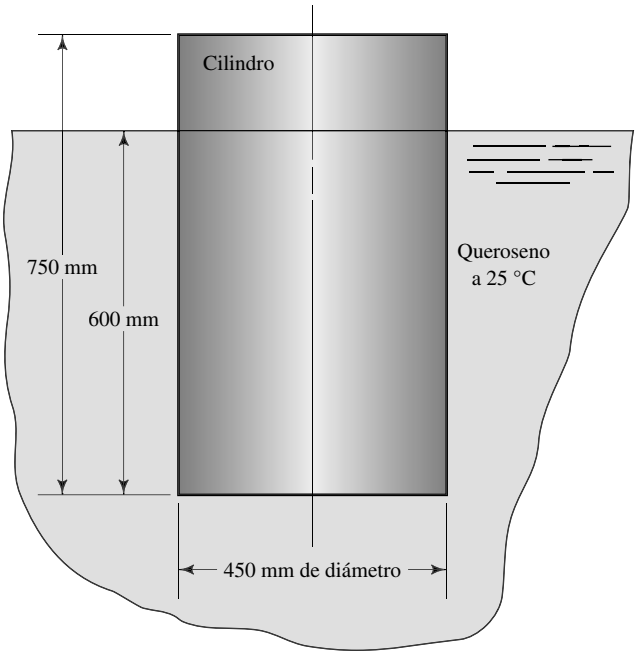


FIGURA 5.23 Problemas 5.22 a 5.25 y 5.52.

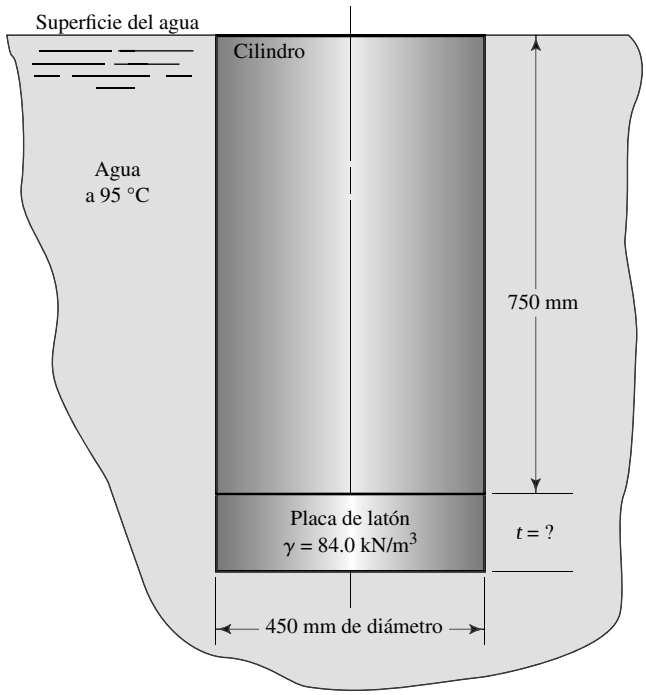


FIGURA 5.24 Problemas 5.24 y 5.25.

5.27 Cierto recipiente para un experimento especial tiene un cilindro hueco como parte superior y una semiesfera sólida en su parte inferior, como se muestra en la figura 5.26. ¿Cuál debe ser el peso total del recipiente si se quiere que permanezca en posición vertical, sumergido a una profundidad de 0.75 m, en un fluido que tiene gravedad específica de 1.16?

5.28 Un vaso de espuma ligera similar a un vaso desechable para café pesa 0.05 N, tiene diámetro uniforme de 82.0 mm y longitud de 150 mm. ¿Cuánto de su altura quedaría sumergido si se colocara en agua?

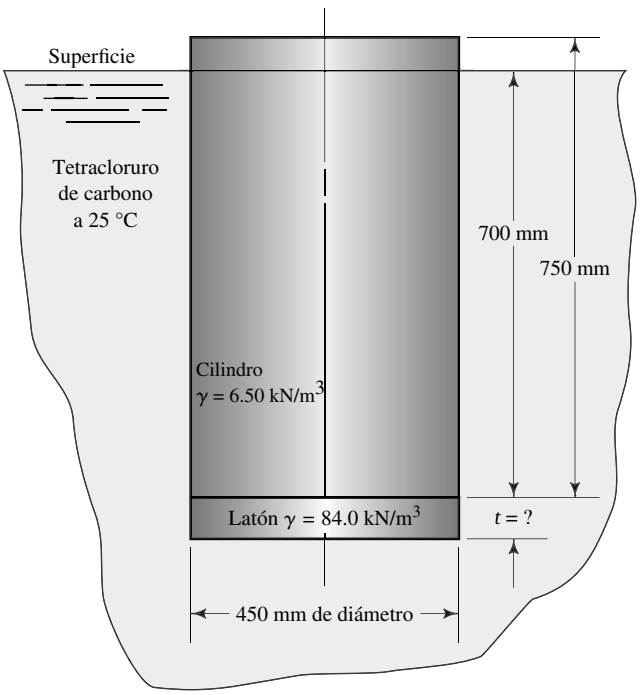


FIGURA 5.25 Problemas 5.26 y 5.53.

5.29 Una vaso de espuma ligera similar a un vaso desechable para café pesa 0.05 N. Se coloca una barra de acero dentro del vaso. La barra tiene peso específico de 76.8 kN/m^3, diámetro de 38.0 mm y longitud de 80.0 mm. ¿Cuánto de la altura del vaso quedará sumergido si se coloca en agua? El vaso tiene un diámetro uniforme de 82.0 mm y longitud de 150 mm.

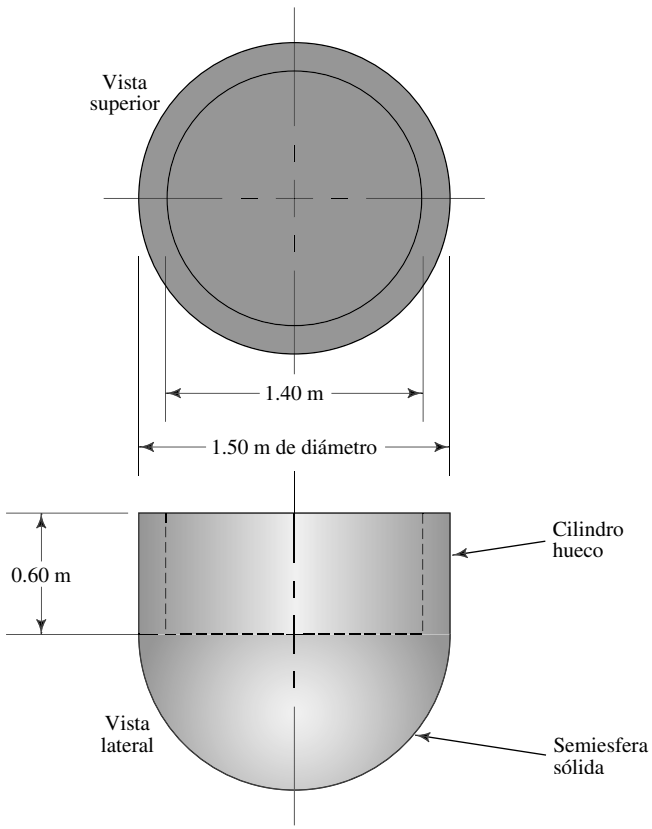


FIGURA 5.26 Problemas 5.27 y 5.48.

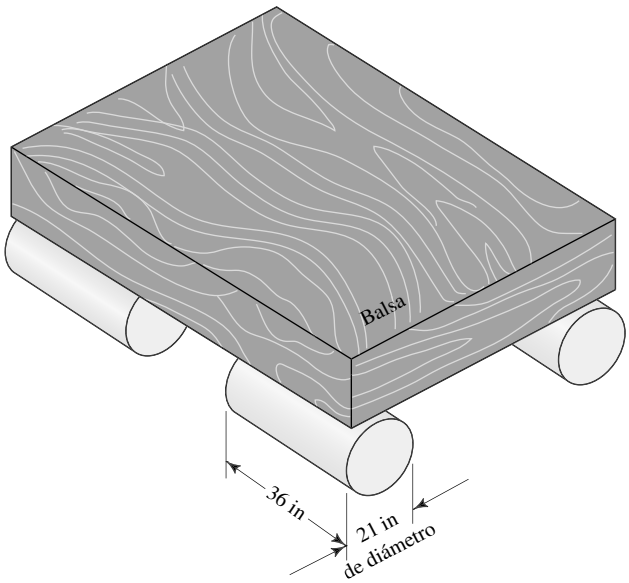


FIGURA 5.27 Problemas 5.31, 5.33 y 5.34.

5.30 Repita el problema 5.29, pero ahora considere que la barra de acero se fija por fuera del vaso, en su parte inferior, en lugar de ser colocada en su interior.

5.31 La figura 5.27 muestra una balsa hecha con cuatro tambores huecos que soportan una plataforma. Cada tambor pesa 30 lb. ¿Qué peso total de la plataforma y cualquier cosa colocada encima puede soportar la balsa cuando los tambores están completamente sumergidos en agua dulce?

5.32 En la figura 5.28 se muestra la construcción de la plataforma para la balsa descrita en el problema 5.31. Calcule su peso si está hecha de una madera con peso específico de 40.0 lb/ft^3.

5.33 Para la balsa que muestra la figura 5.27, ¿qué tanto se sumergirán los tambores cuando solamente soporten la plataforma? Consulte los problemas 5.31 y 5.32 para conocer los datos.

5.34 Para la balsa y la plataforma que se muestran en las figuras 5.27 y 5.28 y se describen en los problemas 5.31 y 5.32, ¿cuánto peso extra haría que todos los tambores y la propia plataforma se sumergieran? Suponga que no queda aire atrapado debajo de la plataforma.

5.35 Un flotador construido en un puerto marítimo está hecho a partir de una espuma uniforme con peso específico de 12.00 lb/ft^3. Se construyó en la forma de un sólido rectangular de 18.00 in cuadradas y tiene 48.00 in de longitud. Un bloque de concreto (peso específico = 150 lb/ft^3) que pesa 600 lb en el aire está unido al flotador mediante un cable. La longitud del cable se ajusta de modo que 14.00 in de la altura del flotador estén por encima de la superficie con el eje más largo en posición vertical. Calcule la tensión que hay en el cable.

5.36 Describa cómo cambiaría la situación descrita en el problema 5.35 si el nivel del agua se elevara 18 in durante la marea alta.

5.37 Un cubo con lados de 6.00 in está hecho de aluminio que tiene un peso específico de 0.100 lb/in^3. Si el cubo está suspendido de un alambre con la mitad de su volumen en agua y la otra mitad en aceite (sg = 0.85), ¿cuál es la tensión presente en el alambre?

5.38 Un cilindro sólido con su eje en posición horizontal se asienta completamente sumergido en un fluido en el fondo de un

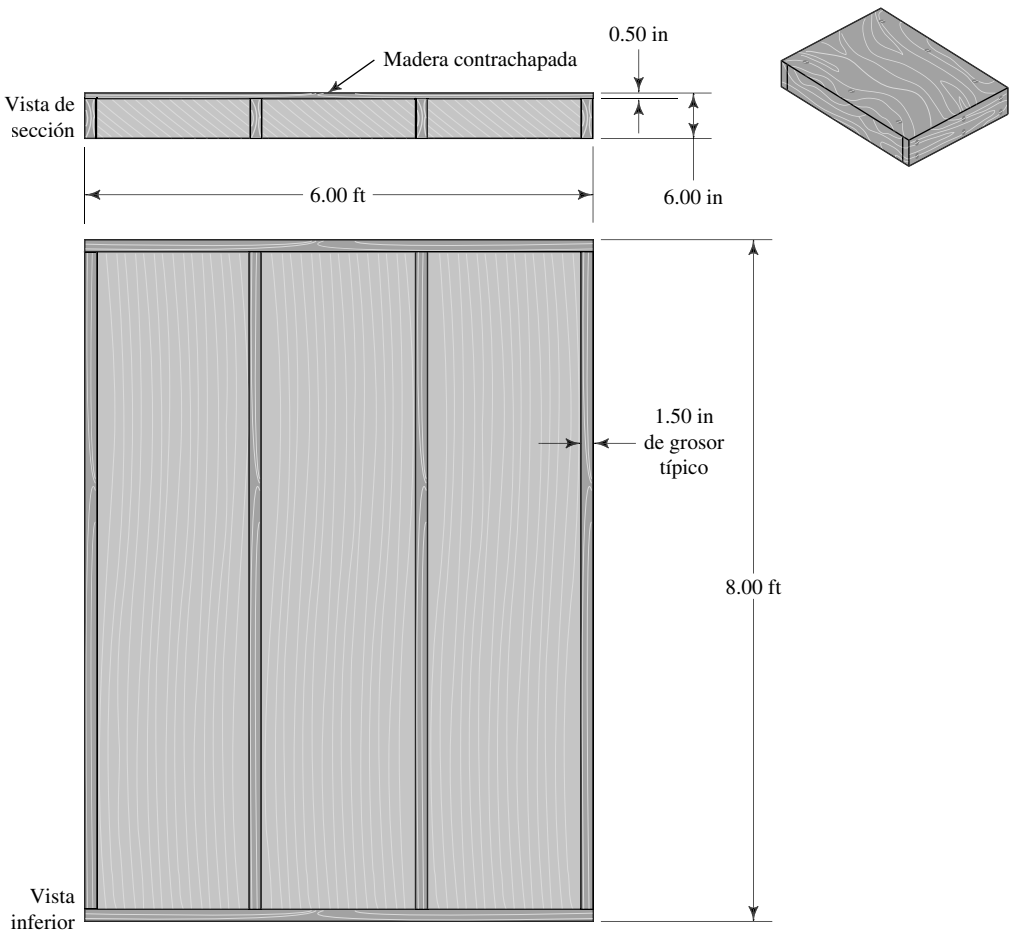
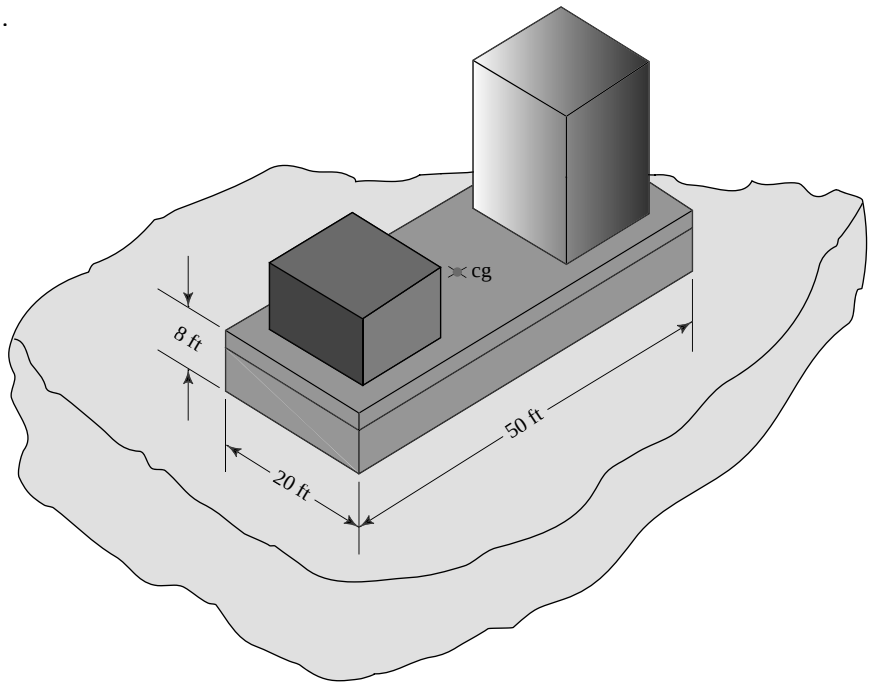


FIGURA 5.28 Construcción de la balsa para los problemas 5.32 y 5.34.

FIGURA 5.29 Problema 5.41.



tanque. Calcule la fuerza ejercida por el cilindro sobre el fondo del tanque considerando los siguientes datos: $D = 6.00$ in, $L = 10.00$ in, $\gamma_c = 0.284$ lb/in^3 (acero), $\gamma_f = 62.4$ lb/ft^3.

Estabilidad

5.39 Un bloque cilíndrico de madera tiene 1.00 m de diámetro, 1.00 m de longitud y peso específico de 8.00 kN/m^3. ¿Flotará de manera estable en agua con su eje en posición vertical?

5.40 Un contenedor para un faro de emergencia tiene una forma rectangular de 30.0 in de ancho, 40.0 in de largo y 22.0 in de alto. Su centro de gravedad está a 10.50 in por encima de su base. El contenedor pesa 250 lb. ¿La caja será estable con el lado de 30.0 in por 40.0 in paralelo a la superficie en agua simple?

5.41 La gran plataforma que se muestra en la figura 5.29 lleva equipos y suministros a instalaciones ubicadas mar adentro. El peso total del sistema es de 450 000 libras y su centro de gravedad está nivelado con la parte superior de la plataforma, a 8 ft del fondo. ¿La plataforma será estable en agua de mar en la posición mostrada?

5.42 ¿El flotador cilíndrico descrito en el problema 5.4 permanecerá estable si se coloca en el líquido con su eje en posición vertical?

5.43 ¿La boya descrita en el problema 5.5 será estable si se coloca en el agua con su eje en posición vertical?

5.44 ¿El flotador descrito en el problema 5.6 permanecerá estable si se coloca en el aceite con su superficie superior en posición horizontal?

5.45 Un tambor hueco, cerrado y vacío tiene diámetro de 24.0 in, longitud de 48.0 in y pesa 70.0 lb. ¿Flotará de manera estable si se coloca en posición vertical en agua?

5.46 La figura 5.30 muestra una barcaza fluvial utilizada para transportar materiales a granel. Suponga que el centro de gravedad de la barcaza se encuentra en su centroide y que flota con 8.00 ft sumergidos. Determine el ancho mínimo que garantiza su estabilidad en agua de mar.

5.47 Repita el problema 5.46, pero ahora suponga que se añade carbón triturado a la barcaza de modo que ésta se sumerge a una profundidad de 16.0 ft y su centro de gravedad se eleva a 13.50 ft del fondo. Determine el ancho mínimo necesario para lograr estabilidad.

5.48 Para el recipiente mostrado en la figura 5.26 y descrito en el problema 5.27, suponga que flota justo con toda la semiesfera sumergida y que su centro de gravedad está a 0.65 m de la parte superior. ¿Es estable en la posición mostrada?

5.49 Para el vaso de espuma descrito en el problema 5.28, ¿flotará de manera estable si se coloca en el agua con su eje en posición vertical?

5.50 En relación con el problema 5.29, suponga que la barra de acero se coloca dentro del vaso con su eje en posición vertical. ¿El vaso flotará de manera estable?

5.51 En relación con el problema 5.30, suponga que la barra de acero se fija a la parte inferior del vaso con el eje largo de la barra en posición horizontal. ¿El vaso flotará de manera estable?

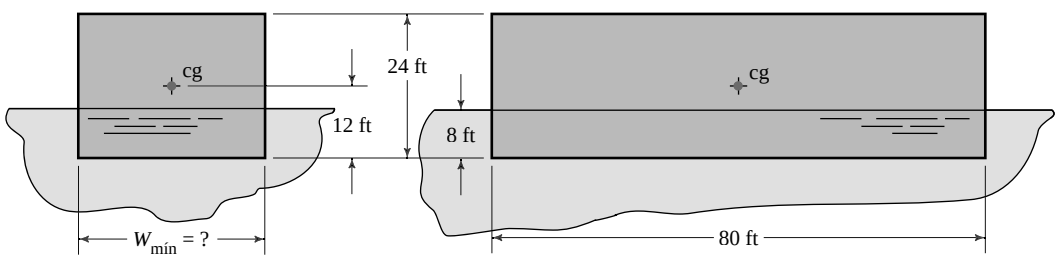


FIGURA 5.30 Problemas 5.46 y 5.47.

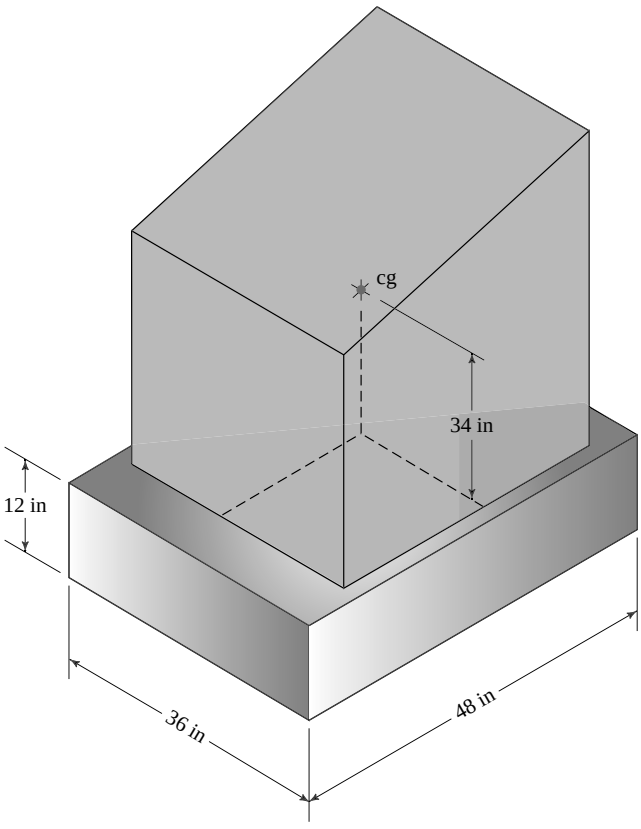


FIGURA 5.31 Problema 5.55.

5.52 ¿El cilindro mostrado en la figura 5.23 y descrito en el problema 5.22 será estable en la posición mostrada?

5.53 En relación con el cilindro y la placa de latón que se muestran en la figura 5.25 y se describen en el problema 5.26, ¿serán estables en la posición mostrada?

5.54 Un diseño propuesto para una parte de un dique consta de un sólido rectangular que pesa 3840 lb y tiene dimensiones de 8.00 ft por 4.00 ft por 2.00 ft. El lado de 8.00 ft debe ser vertical. ¿Flotará este objeto de manera estable en agua de mar?

5.55 Se está diseñando una plataforma para soportar un equipo de control de la contaminación del agua. Como se muestra en la figura 5.31, su base es de 36.00 in de ancho por 48.00 in de largo y 12.00 in de alto. El sistema completo pesa 130 lb y su centro de gravedad está a 34.0 in por encima de la superficie superior de la plataforma. ¿El sistema propuesto será estable cuando flote en agua de mar?

5.56 Un bloque de madera con peso específico de 32 lb/ft^3 mide 6 por 6 por 12 in. Si se colocara en aceite (sg = 0.90) con la superficie de 6 por 12 paralela a la superficie del aceite, ¿sería estable?

5.57 Una barcaza mide 60 ft de largo, 20 ft de ancho y 8 ft de profundidad. Cuando está vacía, pesa 210 000 lb y su centro de gravedad está a 1.5 pies por encima del fondo. ¿Es estable al flotar en agua?

5.58 Si la barcaza del problema 5.57 se carga con 240 000 libras de carbón a granel que tiene una densidad media de 45 lb/ft^3, ¿cuánto de su estructura estaría por debajo del agua? ¿Sería estable?

5.59 Una pieza de corcho que tiene peso específico de 2.36 kN/m^3 posee la forma mostrada en la figura 5.32. (a) ¿Hasta qué profundidad se hundirá en la trementina (sg = 0.87) cuando se coloque con la orientación que se muestra en la figura? (b) ¿Es estable en esta posición?

5.60 En la figura 5.20 se muestra un cubo flotando en un fluido. (a) Obtenga una expresión para la profundidad de inmersión X que aseguraría la estabilidad del cubo en la posición mostrada. (b) Con base en la expresión obtenida en (a), determine la distancia X requerida para un cubo con lados de 75 mm.

5.61 En la figura 5.33 se muestra un bote. Su geometría en la línea de agua es la misma que la superficie superior. El casco es sólido. ¿La embarcación es estable?

5.62 (a) Si el cono que muestra la figura 5.34 es de madera de pino con peso específico de 30 lb/ft^3, ¿será estable en la posición mostrada al flotar en agua? (b) ¿Será estable si está hecho de madera de teca y tiene peso específico de 55 lb/ft^3?

5.63 Consulte la figura 5.35. El recipiente mostrado se usará en un experimento especial donde flotará en un fluido que tiene gravedad específica de 1.16. Se requiere que la superficie superior del recipiente esté a 0.25 m por encima de la superficie del fluido.

- **a.** ¿Cuál debe ser el peso total del recipiente y su contenido?
- **b.** Si el contenido del recipiente tiene un peso de 5.0 kN, determine el peso específico requerido para el material del que está hecho el recipiente.
- **c.** El centro de gravedad del recipiente y su contenido está a 0.40 m por debajo del borde de la parte superior abierta del cilindro. ¿El recipiente es estable?

5.64 La cabeza de un palo de golf es de un aluminio con peso específico de 0.100 lb/in^3. En el aire pesa 0.500 lb ¿Cuál sería su peso aparente cuando se suspenda en agua fría?

FIGURA 5.32 Problema 5.59.

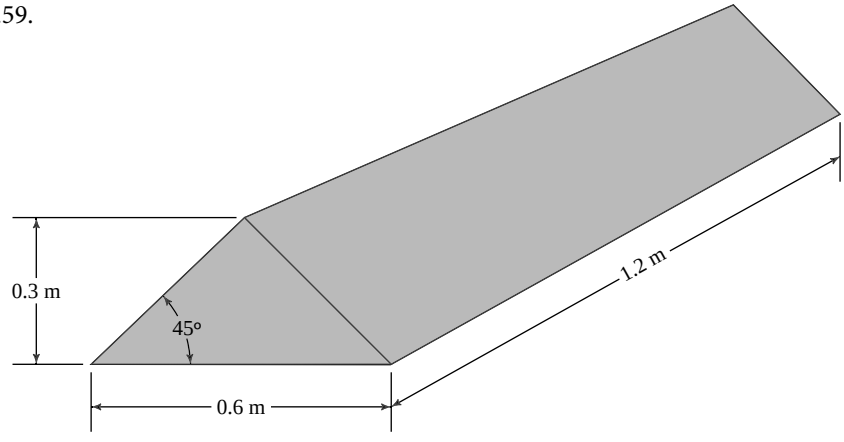
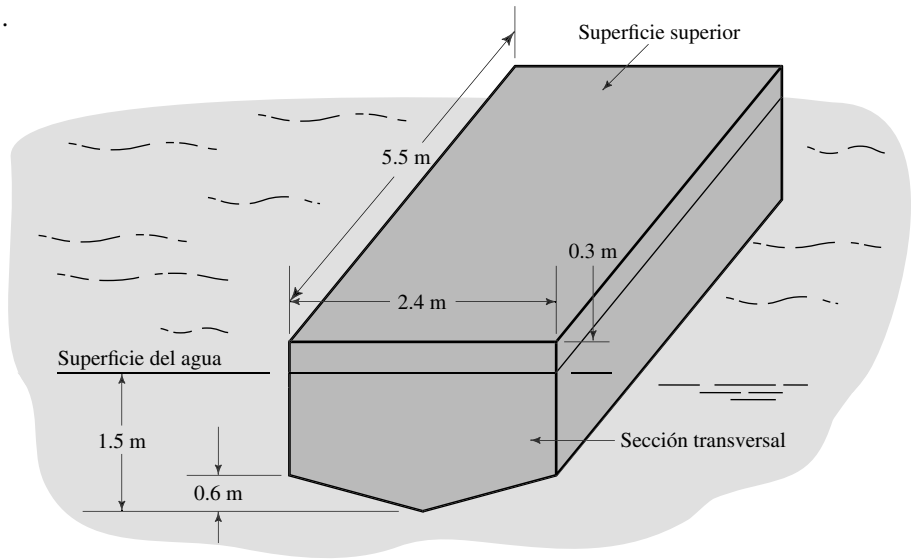


FIGURA 5.33 Problema 5.61.



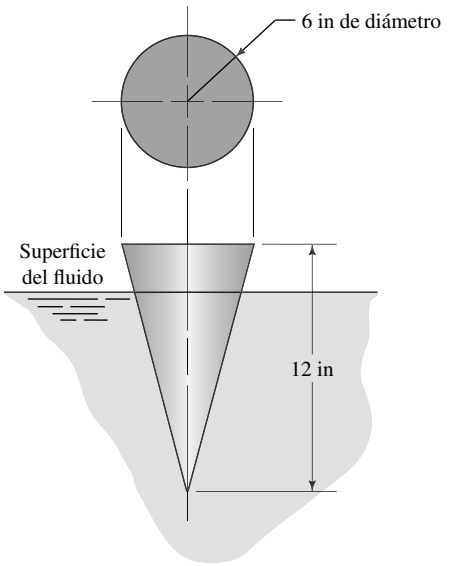


FIGURA 5.34 Problema 5.62.

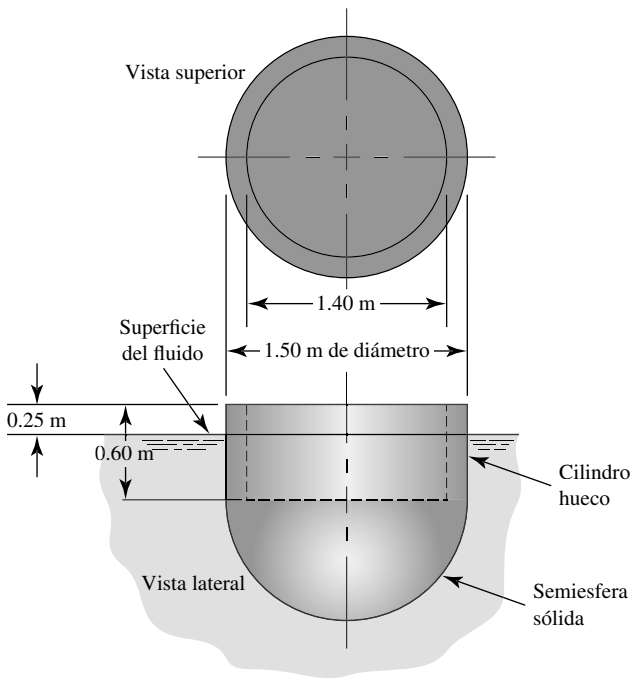


FIGURA 5.35 Problema 5.63.

Problemas suplementarios

5.65 Los trajes de neopreno están prohibidos en algunos triatlones debido a la flotabilidad adicional que proporcionan al nadador, esencialmente, al sostener la mayor parte del cuerpo por encima del agua y disminuir así la potencia requerida para nadar. Si un traje determinado está hecho con 1.8 yardas cuadradas del material, tiene 0.25 in de espesor y posee un peso específico de 38 lb/ft^3, ¿qué efecto neto de flotación obtendría el nadador en agua de mar?

5.66 Un cilindro con 500 mm de diámetro y 2.0 m de largo tiene peso específico de 535 N/m^3. Se mantiene en posición mediante un cable conectado al fondo del mar. En esta ubicación, el mar tiene 500 m de profundidad y el cilindro debe mantenerse en una posición totalmente sumergida a 3 m por encima del fondo del mar. Encuentre la tensión resultante en el cable.

5.67 La campana de buceo que muestra la figura 5.2 pesa 72 kN y tiene un volumen de 6.5 m^3. Encuentre la tensión en el cable cuando la campana (a) cuelga por encima del agua y (b) una vez que se le baja en el agua de mar. Cuando se libera del cable, ¿la campana tiende a hundirse o a flotar?

5.68 Se necesita un globo de aire caliente para elevar una carga con masa de 125 kg desde la superficie de la Tierra. Si el aire ambiental está a 20 °C y el aire en el globo puede calentarse hasta 110 °C, determine el diámetro requerido del globo si se aproxima a la forma de una esfera. También explique por qué la carga se llevará por **debajo** del globo. Recuerde que el peso específico del aire a diferentes temperaturas está disponible en el apéndice E.

5.69 Un buzo con traje de neopreno, tanque y equipamiento tiene una masa de 78 kg. El buzo y el equipamiento desplazan un volumen total de 82.5 L de agua de mar. Al buzo le gustaría añadir suficientes pesas de plomo para obtener flotabilidad neutra durante una inmersión. ¿Cuánto plomo (sg = 11.35) debe añadirse al cinturón de pesas con el fin de conseguir la flotabilidad neutra?

5.70 Se verterá concreto en un cimiento grande, pero se requiere que un pasadizo redondo atraviese el concreto para llevar implementos a través de éste. Se coloca un tubo de plástico ligero de manera horizontal en la forma vacía con el fin de mantener este conducto abierto y luego se vierte concreto húmedo (sg = 2.6) en la forma y alrededor del tubo. Como este tubo de peso insignificante se verá impulsado hacia arriba mientras la mezcla de concreto esté húmeda, debe ser atado para evitar que se eleve en tanto la mezcla de hormigón permanezca húmeda. Si este tubo tiene 120 cm de diámetro, ¿qué cantidad de fuerza por metro de longitud se debe proporcionar para atarlo y mantenerlo en su lugar hasta que el concreto se consolide?

5.71 ¿El acero flota? Tiene una gravedad específica de 7.85, por lo que ciertamente no flota en agua, pero consulte el apéndice B y vea si hay algún fluido en el que un cubo de acero sólido flotaría. Explique su respuesta.

5.72 Un castillo de juguete debe moldearse con polietileno para ser usado como decoración en acuarios. El polietileno tiene un peso específico de 9.125 N/m^3. ¿El castillo se hundirá de manera natural o se le deberán colocar pesas para mantenerlo en el fondo? Determine la fuerza requerida para mantenerlo en posición si se moldea con 125 cm^3 de polietileno.

5.73 Una cámara submarina (figura 5.36) debe colgar de un flotador en el océano, esto le permitirá tomar videos constantes de la vida submarina. La cámara es relativamente pesada; pesa 40 lb y tiene un volumen de sólo 0.3 ft^3. La cámara colgará a una distancia de 2 ft por debajo del flotador mediante un par de cables, con lo que podrá tomar los videos a esa profundidad constante. El flotador será cilíndrico, tendrá gravedad específica, sg = 0.15, y espesor de 6 in. ¿Cuál es el diámetro **mínimo** necesario para el flotador? Tenga en cuenta que para el flotador mínimo, la línea de flotación será coincidente con su parte superior. Si el flotador tuviera un diámetro más grande, ¿qué pasaría? Si el flotador se hiciera con un diámetro más pequeño, ¿qué pasaría?

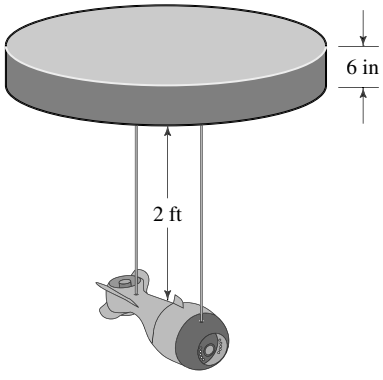


FIGURA 5.36 Problema 5.73.

5.74 Resuelva de nuevo el problema 5.73, pero esta vez con la cámara instalada encima del flotador, fuera del agua. ¿Qué diámetro mínimo del flotador se requiere para este arreglo? Si el flotador tuviera un diámetro más grande, ¿qué pasaría? Si el flotador se hiciera con un diámetro más pequeño, ¿qué pasaría?

PROYECTOS DE EVALUACIÓN DE LA ESTABILIDAD

Nota: Los siguientes proyectos se pueden hacer usando hojas de cálculo o software de cálculo. Las gráficas de los resultados clave, como la altura metacéntrica, pueden añadirse como una característica más a cualquiera de los proyectos.

1. Escriba un programa para evaluar la estabilidad de un cilindro circular colocado en un fluido con su eje en posición vertical. Solicite los datos de entrada para el diámetro, la longitud y el peso (o el peso específico) del cilindro; la ubicación del centro de gravedad y el peso específico del fluido. Determine la posición del cilindro cuando está flotando, la ubicación del centro de flotación y el metacentro. Compare la ubicación del metacentro con el centro de gravedad para evaluar la estabilidad.
2. Para cualquier cilindro con densidad uniforme que flota en cualquier fluido y contiene un volumen especificado, varíe el diámetro desde un valor pequeño hasta valores más grandes en incrementos seleccionados. Después calcule la altura requerida del cilindro para obtener el volumen especificado. Finalmente, evalúe la estabilidad del cilindro si se le coloca en el fluido con su eje en posición vertical.
3. Para los resultados encontrados en el proyecto 2, calcule la altura metacéntrica (según se describe en la sección 5.6). Grafique la altura metacéntrica contra el diámetro del cilindro.
4. Escriba un programa para evaluar la estabilidad de un bloque rectangular colocado en un fluido con una orientación especificada. Solicite los datos de entrada para la longitud, anchura, altura y el peso (o peso específico) del bloque; la ubicación del centro de gravedad y el peso específico del fluido. Determine la posición del bloque cuando está flotando, la ubicación del centro de flotación y el metacentro. Compare la ubicación del metacentro con el centro de gravedad para evaluar la estabilidad.
5. Escriba un programa para determinar la estabilidad de un bloque rectangular con una longitud y altura dadas a medida que varía la anchura. Solicite los datos de entrada para la longitud, altura, el peso (o peso específico) y el peso específico del fluido. Varíe la anchura en incrementos seleccionados, desde valores pequeños hasta valores más grandes, y calcule el rango de anchos para los que la altura metacéntrica es positiva; es decir, para los que el diseño sería estable. Realice una gráfica de la altura metacéntrica contra la anchura.

CAPÍTULO
SEIS

FLUJO DE FLUIDOS Y ECUACIÓN DE BERNOULLI

PANORAMA GENERAL

En este capítulo se inicia el estudio de la *dinámica de fluidos*. Los capítulos 1 a 5 trataron principalmente los fluidos en reposo, ahora estudiaremos los fluidos en movimiento con un énfasis primordial en el flujo de fluidos que tiene lugar a lo largo de tuberías o tubos. Usted aprenderá varios principios fundamentales y en los siguientes capítulos (del 7 al 13) seguirá construyendo sobre esos cimientos. El objetivo final es fortalecer el conocimiento y las habilidades que se necesitan para diseñar y analizar el desempeño de los sistemas de tuberías de bombeo de acuerdo con las formas en que se aplican en instalaciones industriales y ciertos productos.

Usted aprenderá cómo analizar los efectos de la presión, la velocidad y la elevación del fluido en cuanto al comportamiento de un sistema de flujo de fluidos. Un concepto fundamental utilizado para analizar y diseñar sistemas de flujo de fluidos es el *principio de Bernoulli*, el cual proporciona una forma de considerar tres tipos importantes de energía que poseen los fluidos. Las aplicaciones de este principio incluyen desde la explicación de cómo funciona una chimenea hasta cómo puede volar un avión o cómo fluyen los fluidos a lo largo de tuberías y tubos. El principio de Bernoulli se utiliza en forma amplia, incluyendo el diseño de una fuente estéticamente agradable como la mostrada en la figura 6.1.

Conceptos introductorios

Existen tres medidas de la rapidez del flujo de un fluido que se utilizan comúnmente en los análisis de flujo de fluidos:

- La *rapidez del flujo de volumen Q* es el volumen de fluido que fluye a través de una sección dada por unidad de tiempo.
- La *rapidez del flujo de peso W* es el peso de fluido que fluye a través de una sección dada por unidad de tiempo.
- La *rapidez del flujo de masa M* es la masa de fluido que fluye a través de una sección dada por unidad de tiempo.

Usted aprenderá cómo relacionar estos términos entre sí en diversos puntos de un sistema utilizando el *principio de continuidad*.

También deberá aprender a tener en cuenta tres tipos de energía que posee el fluido en cualquier punto de interés dentro de un sistema de flujo de fluidos:

- *energía cinética* debida al movimiento del fluido
- *energía potencial* debida a la elevación del fluido
- *energía de flujo*, el contenido de energía basado en la presión que hay en el fluido y en su peso específico

La *ecuación de Bernoulli*, que se basa en el principio de conservación de la energía, es la herramienta fundamental desarrollada en este capítulo para evaluar los cambios en estos tres tipos de energía dentro de un sistema. En capítulos posteriores se agregarán otros términos que permitirán analizar muchos más tipos de pérdidas y adiciones de energía a un fluido.

Exploración

¿Dónde ha observado usted fluidos que se transportan a lo largo de tuberías y tubos? Trate de identificar cinco diferentes sistemas y describa cada uno proporcionando:

- El tipo de fluido que fluye
- El propósito del sistema
- El tipo de tubería o tubo utilizados y el material del que están hechos



FIGURA 6.1 Admiramos las atractivas fuentes con muchos chorros de agua que se elevan por el aire. ¿Cómo lo hacen? Este capítulo nos ayudará a entenderlo. (*Fuente:* Vitas/Fotolia)

- El tamaño de la tubería o del tubo y si hubo algún cambio en el tamaño
- Cualquier cambio en la elevación del fluido
- Información acerca de la presión que haya en el fluido en cualquier punto

Como ejemplo, considere el sistema de enfriamiento para un motor de automóvil.

- El fluido, llamado *refrigerante*, es una mezcla de agua, un componente anticongelante, como el etilenglicol, y otros aditivos que inhiben la corrosión y aseguran una larga vida del fluido y de los componentes del sistema.
- El propósito del sistema es que el refrigerante retire calor del bloque del motor y lo lleve al radiador del automóvil, de donde es eliminado por el flujo del aire a través de las rejillas. La temperatura del refrigerante puede llegar a 125 °C (257 °F) cuando sale del motor. Los principales elementos funcionales del sistema son la bomba de agua, el radiador montado típicamente frente al motor y los pasajes de enfriamiento que hay dentro del motor.
- Los diversos tipos de conductos que se utilizan para transportar los fluidos incluyen:
  - Tubos rígidos circulares y huecos hechos de acero o de cobre que conectan el radiador con la bomba de agua y el bloque del motor. Por lo general, los tubos son pequeños, con un diámetro interior de aproximadamente 10 mm (0.40 in).
  - El fluido fluye desde la bomba de agua y luego por pasajes ubicados dentro del motor que tienen formas bastante complejas. Estos pasajes se moldean dentro del bloque del motor para pasar refrigerante alrededor de los cilindros, donde el calor de la combustión se desplaza a través de la pared metálica del cilindro hacia el fluido que circula de un lado a otro del motor.
  - El fluido se desplaza desde el bloque del motor hasta el radiador por una amplia manguera de caucho con diámetro interior aproximado de 40 mm (1.6 in).
  - Usualmente, el fluido entra por la parte superior del radiador, donde un colector lo distribuye hacia una serie de canales rectangulares delgados dentro del radiador.
  - En el fondo del radiador, el fluido se acumula y se extrae mediante la succión lateral de la bomba.
- La diferencia de elevación entre el fondo del radiador y la parte superior del motor es de aproximadamente 500 mm (20 in). En todo el sistema, el fluido se presuriza hasta unos 100 kPa (15 psi) para elevar su punto de ebullición y permitir la eliminación de mucho calor mientras permanece líquido.
- La bomba ocasiona el flujo y eleva la presión del fluido desde su entrada hasta la salida, con lo que puede contrarrestar las resistencias al flujo en todo el sistema.

Ahora describa usted los sistemas que ha descubierto y coméntelos con sus compañeros y con el profesor del curso. Mantenga un registro de los sistemas descritos aquí porque se le pedirá los reconsidere en los capítulos del 7 al 13.

Mirada hacia el futuro

En este capítulo empezará a analizar el comportamiento y el desempeño de los sistemas de flujo de fluidos. Se sentarán las bases para el aprendizaje de muchos otros aspectos del flujo de fluidos que se estudiarán en los siguientes capítulos, donde se realizará el análisis y el diseño de sistemas que sirvan para trasladar una cantidad deseada de fluido desde un punto de origen hasta un destino dado, incluyendo la especificación de tuberías, válvulas, accesorios y la bomba adecuada.

6.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Definir la *rapidez del flujo de volumen*, la *rapidez del flujo de peso* y la *rapidez del flujo de masa*, así como sus unidades.
2. Definir *flujo estable* y *principio de continuidad*.
3. Escribir la ecuación de continuidad y utilizarla para relacionar la rapidez del flujo de volumen, el área y la velocidad del flujo entre dos puntos en un sistema de flujo de fluidos.
4. Describir cinco tipos de tubos y tuberías disponibles en el mercado: tubería de acero, tubería de hierro dúctil, tubos de acero, tubos de cobre, así como tubo y tuberías de plástico.
5. Especificar el tamaño deseado del tubo o de la tubería para conducir un determinado caudal de fluido a una velocidad especificada.
6. Establecer las velocidades de flujo recomendadas y la rapidez típica del flujo de volumen para varios tipos de sistemas.
7. Definir *energía potencial*, *energía cinética* y *energía de flujo*, así como su relación con los sistemas de flujo de fluidos.
8. Aplicar el principio de conservación de la energía para desarrollar la *ecuación de Bernoulli*, además de establecer las restricciones sobre su uso.
9. Definir los términos *carga de presión*, *carga de elevación*, *carga de velocidad* y *carga total*.
10. Aplicar la ecuación de Bernoulli a los sistemas de flujo de fluidos.
11. Definir el *teorema de Torricelli* y aplicarlo para calcular la rapidez del flujo de fluido desde un tanque y el tiempo necesario para vaciar un tanque.

6.2 RAPIDEZ DEL FLUJO DE FLUIDO Y LA ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

6.2.1 Rapidez del flujo de fluido

La cantidad de fluido que fluye en un sistema por unidad de tiempo puede expresarse mediante los siguientes tres términos diferentes:

Q La *rapidez del flujo de volumen* es el volumen de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

TABLA 6.1 Rapidez del flujo—Definiciones y unidades

Símbolo	Nombre	Definición	Unidades del SI	Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos
Q	Rapidez del flujo de volumen	$Q = Av$	m^3/s	ft^3/s
W	Rapidez del flujo de peso	$W = \gamma Q$	N/s	lb/s
		$W = \gamma Av$		
M	Rapidez del flujo de masa	$M = \rho Q$	kg/s	slugs/s
		$M = \rho Av$		

W La *rapidez del flujo de peso* es el peso de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

M La *rapidez del flujo de masa* es la masa de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

El más fundamental de estos tres términos es la rapidez del flujo de volumen Q, la cual se calcula a partir de:

Rapidez del flujo de volumen

$$Q = Av \tag{6-1}$$

donde A representa el área de la sección y v indica la velocidad promedio del flujo. Las unidades de Q se pueden deducir como sigue, utilizando unidades del SI como ilustración:

$$Q = Av = m^2 \times m/s = m^3/s$$

La rapidez del flujo de peso W se relaciona con Q por medio de:

Rapidez del flujo de peso

$$W = \gamma Q \tag{6-2}$$

donde γ representa el peso específico del fluido. Entonces, las unidades del SI para W son:

$$W = \gamma Q = N/m^3 \times m^3/s = N/s$$

La rapidez del flujo de masa M se relaciona con Q mediante:

Rapidez del flujo de masa

$$M = \rho Q \tag{6-3}$$

donde ρ indica la densidad del fluido. Entonces, las unidades del SI para M son:

$$M = \rho Q = kg/m^3 \times m^3/s = kg/s$$

La tabla 6.1 presenta un resumen de estos tres tipos de caudales de fluido y proporciona las unidades estándar, tanto las empleadas en el SI como las del sistema de uso común en Estados Unidos. Debido a que el metro cúbico por segundo y el pie cúbico por segundo son mediciones de flujo muy grandes, con frecuencia se utilizan otras unidades, como litros por minuto (L/min), metros cúbicos por hora (m^3/h) y galones por minuto (gal/min o gpm; en este texto se usará gal/min). Algunas conversiones útiles son:

Factores de conversión para la rapidez del flujo de volumen

$$\begin{aligned} 1.0\ L/min &= 0.060\ m^3/h \\ 1.0\ m^3/s &= 60\,000\ L/min \\ 1.0\ gal/min &= 3.785\ L/min \\ 1.0\ gal/min &= 0.2271\ m^3/h \\ 1.0\ ft^3/s &= 449\ gal/min \end{aligned}$$

En la tabla 6.2 se lista la rapidez del flujo de volumen típica para diferentes tipos de sistemas. A continuación, se presentan ejemplos de problemas que ilustran la conversión de unidades de un sistema a otro, lo que se requiere a menudo en la resolución de problemas para asegurar la existencia de unidades consistentes en las ecuaciones.

TABLA 6.2 Rapidez del flujo de volumen típica para diversos tipos de sistemas

	Rapidez del flujo		
Tipo de sistema	**(m^3/h)**	**(L/min)**	**(gal/min)**
Bombas recíprocas — fluidos pesados y lodos	0.90-7.5	15-125	4-33
Sistemas hidráulicos de aceite industrial	0.60-6.0	10-100	3-30
Sistemas hidráulicos para equipos móviles	6.0-36	100-600	30-150
Bombas centrífugas en procesos químicos	2.4-270	40-4500	10-1200
Bombas para control de inundaciones y del drenaje	12-240	200-4000	50-1000
Bombas centrífugas para manejo de desechos mineros	2.4-900	40-15000	10-4000
Bombas centrífugas contra incendios	108-570	1800-9500	500-2500

Problema de ejemplo 6.1 Convierta una rapidez del flujo de 30 gal/min a ft^3/s.

Solución La rapidez del flujo es

$$Q = 30\ \text{gal/min}\left(\frac{1.0\ \text{ft}^3/\text{s}}{449\ \text{gal/min}}\right) = 6.68 \times 10^{-2}\ \text{ft}^3/\text{s} = 0.0668\ \text{ft}^3/\text{s}$$

Problema de ejemplo 6.2 Convierta una rapidez del flujo de 600 L/min a m^3/s.

Solución

$$Q = 600\ \text{L/min}\left(\frac{1.0\ \text{m}^3/\text{s}}{60\,000\ \text{L/min}}\right) = 0.010\ \text{m}^3/\text{s}$$

Problema de ejemplo 6.3 Convierta una rapidez del flujo de 30 gal/min a L/min.

Solución

$$Q = 30\ \text{gal/min}\left(\frac{3.785\ \text{L/min}}{1.0\ \text{gal/min}}\right) = 113.6\ \text{L/min}$$

6.2.2 La ecuación de continuidad

El método empleado para calcular la velocidad del flujo de un fluido en un sistema de tuberías cerrado depende del *principio de continuidad*. Considere la tubería de la figura 6.2. Un fluido fluye desde la sección 1 hasta la sección 2 a una velocidad constante. Es decir, la cantidad de fluido que fluye a lo largo de cualquier sección en una cantidad de tiempo dada es constante. Esto se conoce como *flujo estable*. Ahora bien, si no se añade, almacena o elimina fluido entre la sección 1 y la sección 2, entonces la masa de fluido que fluye por la sección 2 en una determinada cantidad de tiempo debe ser la misma que la que fluye por la sección 1. Esto se puede expresar en términos de la rapidez del flujo de masa como

$$M_1 = M_2$$

o bien, puesto que $M = \rho A v$, se tiene

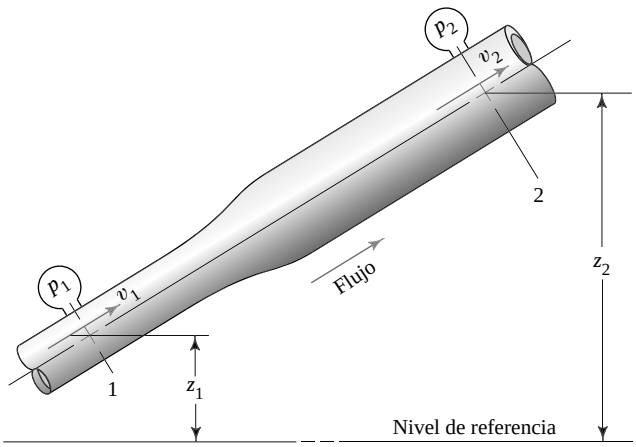


FIGURA 6.2 Porción de un sistema de distribución de fluidos que muestra variaciones en la velocidad, la presión y la elevación.

➪ Ecuación de continuidad para cualquier fluido

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \qquad \textbf{(6-4)}$$

La ecuación (6-4) es un enunciado matemático del principio de continuidad y se denomina *ecuación de continuidad*. Se utiliza para relacionar la densidad del fluido, el área del flujo y la velocidad de flujo en dos secciones del sistema en el que existe un flujo estable. Es válida para todos los fluidos, ya sean gases o líquidos.

Si el fluido presente en la tubería de la figura 6.2 es un líquido que puede considerarse incompresible, entonces los términos ρ_1 y ρ_2 de la ecuación (6-4) son iguales y pueden cancelarse a partir de la ecuación (6-4). Entonces la ecuación se convierte en:

➪ Ecuación de continuidad para líquidos

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \qquad \textbf{(6-5)}$$

o bien, puesto que $Q = Av$, se tiene

$$Q_1 = Q_2$$

La ecuación (6-5) es la ecuación de continuidad aplicada a los líquidos; establece que, para un flujo estable, la rapidez del flujo de volumen es la misma en cualquier sección. También se puede utilizar para gases que fluyan a baja velocidad, es decir, a menos de 100 m/s, con un error pequeño.

Problema de ejemplo 6.4

En la figura 6.2, los diámetros interiores de la tubería en las secciones 1 y 2 son de 50 mm y 100 mm, respectivamente. El agua a 70 °C fluye con una velocidad promedio de 8.0 m/s en la sección 1. Calcule lo siguiente:

a. Velocidad en la sección 2
b. Rapidez del flujo de volumen
c. Rapidez del flujo de peso
d. Rapidez del flujo de masa

Solución

a. Velocidad en la sección 2.
A partir de la ecuación (6-5), se tiene

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

$$v_2 = v_1\left(\frac{A_1}{A_2}\right)$$

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi(50\text{ mm})^2}{4} = 1963\text{ mm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi(100\text{ mm})^2}{4} = 7854\text{ mm}^2$$

Entonces, la velocidad en la sección 2 es

$$v_2 = v_1\left(\frac{A_1}{A_2}\right) = \frac{8.0\text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1963\text{ mm}^2}{7854\text{ mm}^2} = 2.0\text{ m/s}$$

Observe que para el flujo estable de un líquido, la velocidad disminuye a medida que el área de flujo aumenta. Esto es independiente de la presión y la elevación.

b. Rapidez del flujo de volumen Q.
A partir de la tabla 6.1, $Q = Av$. Por el principio de continuidad, podrían usarse las condiciones tanto de la sección 1 como de la sección 2 para calcular Q. En la sección 1 se tiene

$$Q = A_1 v_1 = 1963\text{ mm}^2 \times \frac{8.0\text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1\text{ m}^2}{(10^3\text{ mm})^2} = 0.0157\text{ m}^3/\text{s}$$

c. Rapidez del flujo de peso W.
A partir de la tabla 6.1, $W = \gamma Q$. A 70 °C el peso específico del agua es de 9.59 kN/m^3. Entonces la rapidez del flujo de peso es

$$W = \gamma Q = \frac{9.59\text{ kN}}{\text{m}^3} \times \frac{0.0157\text{ m}^3}{\text{s}} = 0.151\text{ kN/s}$$

d. Rapidez del flujo de masa M.
A partir de la tabla 6.1, $M = \rho Q$. A 70 °C, la densidad del agua es de 978 kg/m^3. Entonces la rapidez del flujo de masa es

$$M = \rho Q = \frac{978\text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{0.0157\text{ m}^3}{\text{s}} = 15.36\text{ kg/s}$$

Problema de ejemplo 6.5

En una sección de un sistema de distribución de aire, el aire a 14.7 psia y 100 °F tiene una velocidad promedio de 1200 ft/min y el conducto es un cuadrado de 12 in por lado. En otra sección, el conducto es redondo con diámetro de 18 in y se ha medido que la velocidad es de 900 ft/min. Calcule (a) la densidad del aire en la sección redonda y (b) la velocidad del flujo de masa del aire en libras por hora. A 14.7 psia y 100 °F, la densidad del aire es de 2.20×10^{-3} slugs/ft^3 y el peso específico de 7.09×10^{-2} lb/ft^3.

Solución

De acuerdo con la ecuación de continuidad para los gases, ecuación (6-4), se tiene

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$$

Así, es posible calcular el área de las dos secciones y despejar ρ_2:

$$\rho_2 = \rho_1\left(\frac{A_1}{A_2}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$

$$A_1 = (12\text{ in})(12\text{ in}) = 144\text{ in}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi(18\text{ in})^2}{4} = 254\text{ in}^2$$

a. Entonces, la densidad del aire en la sección redonda es

$$\rho_2 = (2.20 \times 10^{-3}\text{ slugs/ft}^3)\left(\frac{144\text{ in}^2}{254\text{ in}^2}\right)\left(\frac{1200\text{ ft/min}}{900\text{ ft/min}}\right)$$

$$\rho_2 = 1.66 \times 10^{-3}\text{ slugs/ft}^3$$

b. La rapidez del flujo de peso puede encontrarse en la sección 1 a partir de $W = \gamma_1 A_1 v_1$. Entonces, la rapidez del flujo de peso es

$$W = \gamma_1 A_1 v_1$$

$$W = (7.09 \times 10^{-2}\text{ lb/ft}^3)(144\text{ in}^2)\left(\frac{1200\text{ ft}}{\text{min}}\right)\left(\frac{1\text{ ft}^2}{144\text{ in}^2}\right)\left(\frac{60\text{ min}}{\text{h}}\right)$$

$$W = 5100\text{ lb/h}$$

6.3 TUBOS Y TUBERÍAS DISPONIBLES EN EL MERCADO

En esta sección se describirán varios tipos de tubos y tuberías estándar utilizados en forma amplia. En los apéndices del F al I se presentan datos reales, en unidades del Sistema Inglés o unidades métricas, del diámetro exterior real, diámetro interior, espesor de pared y área de flujo para ciertos tamaños y tipos seleccionados. Existen muchos tipos más que están disponibles comercialmente. Consulte las referencias 2 a 5 y los recursos de internet 2 a 15. Podrá ver que las dimensiones se muestran en pulgadas (in) y milímetros (mm) para el diámetro exterior, el diámetro interior y el espesor de pared. Las áreas de flujo se indican en pies cuadrados (ft^2) y metros cuadrados (m^2) para ayudarle a mantener unidades consistentes durante sus cálculos. Los datos de los diámetros interiores también se dan en pies (ft) para el sistema de uso común en Estados Unidos con el fin de tener consistencia en las unidades.

La especificación de tubos y tuberías para una aplicación particular es responsabilidad del diseñador y tiene un impacto significativo en el costo, la duración, la seguridad y el rendimiento del sistema. En muchas aplicaciones, se deben seguir los códigos y las normas que establezcan las dependencias gubernamentales u otras organizaciones como las siguientes:

American Water Works Association (AWWA)

American Fire Sprinkler Association (AFSA)

National Fire Protection Association (NFPA)

ASTM International (ASTM) [Anteriormente, American Society for Testing and Materials]

NSF International (NSF) [Anteriormente, National Sanitation Foundation]

International Association of Plumbing and Mechanical Officials (IAPMO)

También se deben consultar las normas de diversas organizaciones internacionales como:

International Organization for Standardization (ISO)

Normas británicas (BS) *Normas europeas (EN)*

Normas alemanas (DIN) *Normas japonesas (JIS)*

6.3.1 Tubería de acero

Con frecuencia, las tuberías de propósito general se construyen con tubería de acero. Los tamaños estándar son designados por el tamaño nominal de la tubería (NPS, por sus siglas en inglés) y el número de cédula. El tamaño nominal es simplemente la designación estándar y no se usa para los cálculos. Los números de cédula están relacionados con la presión de operación admisible de la tubería y el esfuerzo permisible del acero contenido en la tubería. El rango de números de cédula va desde 10 hasta 160, donde los números más altos indican un espesor de pared más grande. Ya que todas las cédulas de tubería con un tamaño nominal dado tienen el mismo diámetro exterior, las más altas tienen un menor diámetro interior. Las series más completas de tuberías de acero disponibles son las de cédulas 40 y 80. En el apéndice F se proporcionan los datos para estas dos cédulas en unidades tanto del SI como en las de uso común en Estados Unidos. Consulte en *ANSI/ASME Standard B31.1: Power Piping* un método para calcular el espesor de pared mínimo aceptable para las tuberías. Vea la referencia 1.

Tamaños nominales de tubería en unidades métricas Debido a la larga experiencia en la fabricación de tubería estándar de acuerdo con la norma, los tamaños y números de cédula NPS se siguen utilizando con frecuencia, incluso cuando el sistema de tuberías se especifica en unidades métricas. Para tales casos, la International Standards Organization (ISO) ha establecido el conjunto de equivalencias DN. El símbolo DN se utiliza para designar el diá-

metro nominal (*diametre nominel*) en milímetros. En el apéndice F se muestra la designación DN junto con la designación NPS. Por ejemplo, una tubería de acero DN 50 mm cédula 40 tiene las mismas dimensiones que una tubería de acero de 2 pulgadas cédula 40.

6.3.2 Tubos de acero

Los tubos de acero estándar se utilizan en sistemas de fluidos, condensadores, intercambiadores de calor, sistemas de combustible para motor y sistemas de procesamiento de fluidos industriales. Los tamaños estándar en pulgadas se designan con diámetro exterior y espesor de pared en pulgadas. En el apéndice G.1, los tamaños estándar se tabulan a partir de $\frac{1}{8}$ in hasta 2 in para varios calibres de espesor de pared, aunque existen otros diámetros y espesores de pared disponibles. Los datos del apéndice G.1 se pueden utilizar para resolver los problemas métricos al seleccionar los datos equivalentes convertidos a métricos que se indican en la tabla.

Los diseñadores que trabajan en sistemas completamente métricos deben especificar el tubo hecho a las dimensiones métricas convenientes. La tabla del apéndice G.2 presenta los datos de un conjunto muestra de diámetros exteriores y espesores de pared. Existen muchas más opciones disponibles. Vea el recurso de internet 13.

6.3.3 Tubos de cobre

La Copper Development Association (CDA) desarrolla estándares para los tubos de cobre hechos con tamaños definidos en unidades de uso común en Estados Unidos. Existen seis tipos de tubos de cobre CDA y la elección de cuál utilizar depende de la aplicación, considerando el medio ambiente, la presión del fluido y las propiedades del fluido. Consulte el recurso de internet 3 para ver más detalles sobre todos los tipos y tamaños disponibles. Las medidas de los tubos están en la sección llamada *Properties*. A continuación se presentan descripciones breves de los usos habituales:

1. Tipo K: Se utiliza para el servicio de agua, aceite de motor, gas natural y aire comprimido.
2. Tipo L: Similar al tipo K, pero con menor espesor de pared.
3. Tipo M: Similar a los tipos K y L, pero con menor espesor de pared; es recomendable para la mayoría de los servicios de agua y aplicaciones de calefacción a presiones moderadas.
4. Tipo DWV: Usos en drenaje, agua residual y respiraderos para sistemas de plomería.
5. Tipo ACR: Aire acondicionado, refrigeración, gas natural, gas de petróleo licuado (LP) y aire comprimido.
6. Tipo OXY/MED: Se usa para la distribución de oxígeno o gases médicos, aire comprimido médico y aplicaciones al vacío. Está disponible en tamaños similares a los tipos K y L, pero con un procesamiento especial para obtener mayor limpieza.

Los tubos de cobre están disponibles en una condición suave recocida o dura estirada. El tubo estirado es más rígido y fuerte, mantiene la forma recta y puede conducir fluidos a presiones más altas. El tubo recocido es más fácil de formar en rollos y otras formas especiales. Todos los tamaños nominales o estándar para los tipos K, L, M y DWV son $\frac{1}{8}$ de pulgada menores que el diámetro exterior real. Los espesores de pared son diferentes para cada tipo, de modo que los diámetros interiores y las áreas de flujo varían. En ocasiones, este sistema de dimensiones se refiere también como *Copper Tube Sizes* (CTS). El tamaño nominal para el tubo tipo ACR es igual al diámetro exterior. El apéndice H proporciona datos para las dimensiones del tubo tipo K, incluyendo el diámetro exterior, el diámetro interior, el espesor de pared y el área de flujo tanto en unidades de uso común en Estados Unidos como del SI.

También existen tubos de cobre fabricados a las dimensiones métricas SI convenientes, y en el apéndice G.2 se incluyen datos de muestra. Consulte el recurso de internet 13 para ver los datos de un conjunto más completo de tamaños disponibles.

6.3.4 Tubería de hierro dúctil

Las tuberías de agua, gas y alcantarillado suelen estar hechas de tubería de hierro dúctil debido a su resistencia, ductilidad y relativa facilidad de manejo. Han sustituido al hierro fundido en muchas aplicaciones. Los accesorios estándar se suministran con la tubería para que se realice una instalación apropiada en forma superficial o subterránea. Existen varias clases de tubería de hierro dúctil para su uso en sistemas con gran rango de presiones. En el apéndice I se listan las dimensiones de las tuberías cementadas, clase 150 para servicio a 150 psi (1.03 MPa) en tamaños nominales de 4 a 48 in. Los diámetros reales interiores y exteriores son más grandes que los tamaños nominales. Hay otros revestimientos y recubrimientos internos disponibles. El recurso de internet 4 proporciona datos para todos los tamaños, revestimientos, recubrimientos y clases. El apéndice I contiene los datos de una muestra de tuberías de hierro dúctil disponibles en el mercado. De manera similar a la tubería de acero, la designación para tuberías de hierro dúctil es un tamaño nominal en pulgadas que sólo es aproximadamente igual al diámetro interior. Los datos reales de las tablas deben ser los utilizados en los problemas a resolver. Por conveniencia, en la tabla del apéndice los datos basados en pulgadas están convertidos a datos métricos equivalentes.

6.3.5 Tuberías y tubos de plástico

La tubería y los tubos de plástico se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones donde su peso ligero, facilidad de instalación, resistencia a la corrosión, resistencia química y muy buenas características de flujo presentan ventajas. Ejemplos de ello son la distribución de agua y gas, el alcantarillado y aguas residuales, la producción de petróleo y gas, el riego, la minería y muchas aplicaciones industriales. Se utilizan bastantes tipos de plástico como polietileno (PE), polietileno reticulado (PEX), poliamida (PA), polipropileno (PP), cloruro de polivinilo (PVC), cloruro de polivinilo clorado (CPVC), fluoruro de polivinilideno (PVDF), vinilo de grado alimentario y nylon. Vea los recursos de internet 9, 6 y 14.

Debido a que algunos tubos y tuberías de plástico sirven a los mismos mercados que los metales para los que las normas de tamaño especiales han sido comunes desde hace décadas, muchos productos de plástico se ajustan a las normas NPS existentes, a los tamaños de tubo de hierro dúctil (DIPS, por sus siglas en inglés) o a los CTS. Es necesario confirmar los datos de los fabricantes específicos para el diámetro exterior (OD), el diámetro interior (ID), el espesor de pared y el área de flujo.

Las tuberías de plástico también se fabrican en las medidas métricas convenientes. En el apéndice G.3 se listan ejemplos de tamaños disponibles en el mercado para tuberías plásticas de PVC. En el recurso de internet 14 pueden encontrarse muchos otros tamaños. Además de las dimensiones y el área de flujo, el apéndice G.3 lista las clasificaciones de presión para las medidas

dadas. Los grados de presión de uso general incluyen 6 bar (87 psi), 10 bar (145 psi) y 16 bar (232 psi). Tenga en cuenta la relación entre el diámetro, el espesor de pared y los rangos de presión contenidos en la tabla.

Otros sistemas de tuberías de plástico utilizan la Standard Inside Dimension Ratio (SIDR) o la Standard Dimension Ratio (SDR). El sistema SIDR se basa en la relación del diámetro interior promedio especificado sobre el espesor de pared mínimo dado (ID/t). Se utiliza donde el diámetro interior es crítico para la aplicación. El diámetro interior se mantiene constante y el diámetro exterior cambia con el espesor de la pared para dar cabida a diferentes presiones y consideraciones estructurales y de manejo. El SDR se basa en la relación del diámetro exterior promedio especificado sobre el espesor de pared mínimo dado (OD/t). El diámetro exterior se mantiene constante y el interior cambia con el espesor de pared. El sistema SDR es útil porque la presión nominal de la tubería está directamente vinculada con esta relación. Por ejemplo, para tubería de plástico con un esfuerzo de diseño hidrostático nominal de 1250 psi (11 MPa), las clasificaciones de presión para los diferentes SDR nominales son las siguientes:

SDR	Presión nominal
26	50 psi (345 kPa)
21	62 psi (427 kPa)
17	80 psi (552 kPa)
13.5	100 psi (690 kPa)

Estos valores de presión son para el agua a 73 °F (23 °C). En general, la tubería y el tubo plásticos pueden encontrarse con valores de hasta 250 psi (1380 kPa). Vea el recurso de internet 6.

6.3.6 Mangueras hidráulicas

Las mangueras flexibles reforzadas se utilizan ampliamente en sistemas de fluidos hidráulicos y en otras aplicaciones industriales donde las líneas de flujo deben flexionarse durante el servicio. Los materiales para manguera incluyen el caucho de butilo, el caucho sintético, el caucho de silicona, los elastómeros termoplásticos y el nylon. El refuerzo trenzado puede estar hecho de alambre de acero, Kevlar, poliéster y tela. Las aplicaciones industriales incluyen el traslado de vapor, aire comprimido, productos químicos, líquidos refrigerantes, calentadores, transferencia de combustible, lubricantes, refrigerantes, papel, fluidos para dirección hidráulica, propano, agua, alimentos y bebidas. La norma internacional SAE J517, para *mangueras hidráulicas*, define muchos tipos y tamaños estándar de acuerdo con su clasificación de presión y capacidad de flujo. Los tamaños incluyen diámetros interiores de 3/16, ¼, 5/16, 3/8, ½, 5/8, ¾, 1, 1¼, 1½, 2, 2½, 3, 3½ y 4 in. Los rangos de presión varían desde 35 psig hasta más de 10 000 psig (de 240 kPa a 69 MPa), lo cual cubre aplicaciones desde potencias de fluidos a alta presión para gatos hidráulicos hasta succión a baja presión y líneas de retorno, así como aplicaciones de transferencia de fluidos a baja presión. Vea los recursos de internet 11 y 12.

6.4 VELOCIDAD DE FLUJO RECOMENDADA EN TUBERÍAS Y TUBOS

Existen muchos factores que afectan la selección de una velocidad de flujo satisfactoria en los sistemas de fluidos. Algunos de los más importantes son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de tubería o tubo, la caída de presión que puede ser tolerada, los dispositivos (por ejemplo, bombas, válvulas, etc.) que pueden conectarse a la tubería o tubo, la temperatura, la presión y el ruido.

Al analizar la ecuación de continuidad en la sección 6.2, se supo que la velocidad del flujo aumenta a medida que disminuye el área de la trayectoria de flujo. Por lo tanto, los tubos más pequeños causarán velocidades más altas y tubos más grandes generarán velocidades más bajas. Posteriormente se explicará que la pérdida de energía y la correspondiente caída de presión se incrementan fuertemente a medida que aumenta la velocidad del flujo. Por esta razón, es deseable mantener velocidades bajas. Sin embargo, debido a que las tuberías y los tubos más grandes son costosos, se requiere establecer algunos límites.

En la figura 6.3 se proporciona una guía muy general para especificar tamaños de tubería como una función de la rapidez del flujo de volumen requerido en los sistemas más comunes de distribución de fluidos mediante bombeo. Los datos se obtuvieron a partir de un análisis de la rapidez del flujo de volumen nominal de muchas bombas centrífugas disponibles en el mercado, las cuales operan cerca de su punto de máximo rendimiento, y al observar el tamaño de las conexiones de succión y descarga. En general, la velocidad de flujo se mantiene más baja en las líneas de succión que proporcionan flujo a una bomba con el fin de asegurar un llenado adecuado de los pasos de entrada de succión. La velocidad más baja también ayuda a limitar las pérdidas de energía en la línea de succión, manteniendo la presión en la entrada de la bomba relativamente alta para asegurar que a la bomba sólo entre líquido. Las presiones bajas pueden causar la presencia de una condición dañina llamada *cavitación*, la cual resulta en ruido excesivo, desempeño significativamente degradado y una rápida erosión de las superficies de la bomba y el impulsor. La cavitación se estudia con más detalle en el capítulo 13.

Observe que la especificación de un tamaño más grande o más pequeño que el indicado por las líneas de la figura 6.3 no afectará en gran medida el desempeño del sistema. En general, se debe favorecer el tamaño más grande de la tubería para obtener una velocidad inferior, a menos que haya problemas con el espacio, el costo o la compatibilidad con la conexión a la bomba dados.

Las velocidades de flujo resultantes a partir de los tamaños de tubería recomendados en la figura 6.3 suelen ser más bajas para las tuberías más pequeñas y más altas para las tuberías más grandes, como lo muestran los siguientes datos.

Rapidez del flujo de volumen		Línea de succión			Línea de descarga		
		Tamaño de la tubería	Velocidad		Tamaño de la tubería	Velocidad	
gal/min	m^3/h	(in)	ft/s	m/s	(in)	ft/s	m/s
10	2.3	1	3.7	1.1	¾	6.0	1.8
100	22.7	2½	6.7	2.0	2	9.6	2.9
500	114	5	8.0	2.4	3½	16.2	4.9
2000	454	8	12.8	3.9	6	22.2	6.8

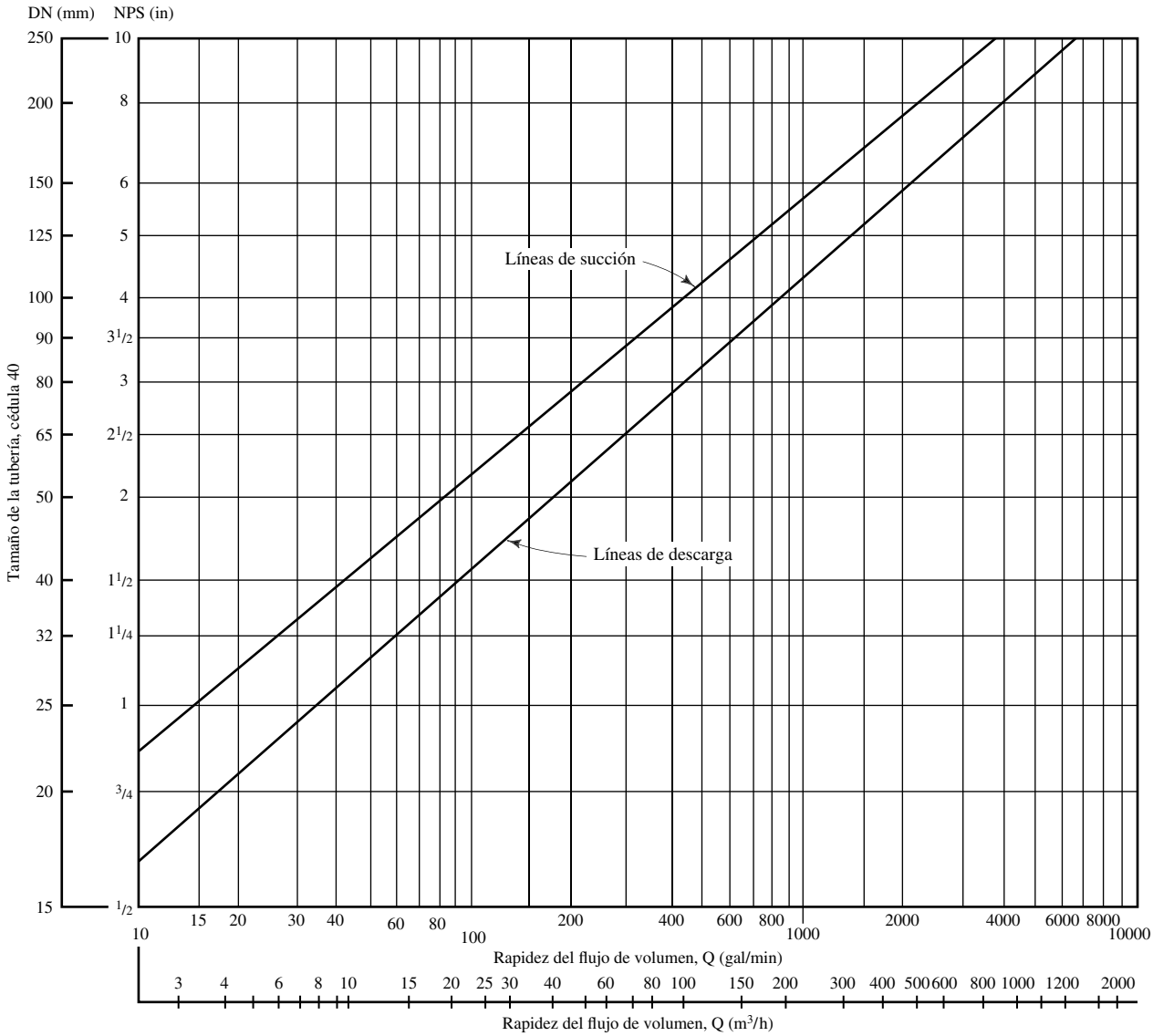


FIGURA 6.3 Ayuda para la selección del tamaño de tubería.

El diseñador del sistema tienen la responsabilidad de especificar los tamaños finales de tubería que proporcionarán un desempeño razonablemente óptimo teniendo en cuenta las pérdidas de energía, presiones en los puntos críticos del sistema, la potencia que requiere la bomba y el costo del ciclo de vida.

Los datos para la rapidez del flujo de volumen incluidos en la figura 6.3 se dan en gal/min para el sistema de uso común en Estados Unidos y en m^3/h para el sistema SI porque la mayoría de los fabricantes clasifican sus bombas en dichas unidades. Antes de utilizar la rapidez del flujo en los cálculos de este libro, es necesario realizar las conversiones a las unidades estándar de ft^3/s y m^3/s.

Velocidades de flujo recomendadas para sistemas especializados Los datos de la figura 6.3 son aplicables a sistemas de distribución de fluidos en general. Se recomienda buscar información adicional sobre las prácticas industriales predominantes en los campos específicos para los que usted esté diseñando sistemas de flujo de fluidos.

Por ejemplo, a continuación se presentan algunas velocidades de flujo recomendadas para sistemas de fluidos (vea los recursos de internet 11 y 15):

	Rango de velocidad recomendado	
Tipo de servicio	**ft/s**	**m/s**
Líneas de succión	2-4	0.6-1.2
Líneas de retorno	4-13	1.5-4.0
Líneas de descarga	7-25	2.1-7.6

La línea de succión suministra el fluido hidráulico desde el depósito hasta el puerto de entrada de la bomba. Una línea de descarga conduce el fluido a alta presión desde la salida de la bomba hasta los componentes de trabajo, como actuadores o motores de fluido. Una línea de retorno lleva el fluido desde los actuadores, las válvulas de alivio de presión o los motores de fluido de regreso al depósito.

El manual *Liquid Process Piping*, del U. S. Army Corps of Engineers, recomienda que para aplicaciones de servicio con líquidos normales, la velocidad de flujo debe estar en el rango de 1.2 m/s a 3.0 m/s (3.9 ft/s a 9.8 ft/s). Aplicaciones específicas pueden permitir mayores velocidades. Vea la referencia 6.

Problema de ejemplo 6.6

Determine la rapidez del flujo de volumen máxima permisible en L/min que puede presentarse en un tubo de acero estándar con diámetro exterior de 32 mm y espesor de pared de 1.5 mm si la velocidad máxima debe ser de 3.0 m/s.

Solución

De acuerdo con la definición de la rapidez del flujo de volumen, se tiene

$$Q = Av$$

$$A = 6.605 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 \text{ (según el apéndice G.2)}$$

Entonces, se encuentra la rapidez del flujo

$$Q = (6.605 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)(3.0\ \text{m/s}) = 1.982 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s}$$

Al convertir a L/min, se tiene

$$Q = 1.982 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}\left(\frac{60\,000\ \text{L/min}}{1.0\ \text{m}^3/\text{s}}\right) = 119\ \text{L/min}$$

Problema de ejemplo 6.7

Determine el tamaño requerido de tubería estándar de acero cédula 40 para conducir 192 m^3/h de agua con una velocidad máxima de 6.0 m/s.

Solución

Puesto que Q y v son conocidos, el área requerida puede encontrarse a partir de

$$Q = Av$$

$$A = Q/v$$

Primero, es necesario convertir la rapidez del flujo de volumen a las unidades de m^3/s:

$$Q = 192\ \text{m}^3/\text{h}(1\ \text{h}/3600\ \text{s}) = 0.0533\ \text{m}^3/\text{s}$$

Entonces, se tiene

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.0533\ \text{m}^3/\text{s}}{6.0\ \text{m/s}} = 0.008\,88\ \text{m}^2 = 8.88 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Esto se debe interpretar como el área *mínima* permitida porque cualquier área más pequeña podría producir una velocidad mayor que 6.0 m/s. Por lo tanto, es necesario buscar en el apéndice F una tubería estándar DN con un área de flujo justo mayor que $8.88 \times 10^{-3}\ \text{m}^2$. Se requiere una tubería estándar de acero cédula 40 DN de 125 mm, con un área de flujo de $1.291 \times 10^{-2}\ \text{m}^2$. La velocidad de flujo real cuando este tubo conduce 0.0533 m^3/s de agua es:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0533\ \text{m}^3/\text{s}}{1.291 \times 10^{-2}\text{m}^2} = 4.13\ \text{m/s}$$

Si se utiliza la siguiente tubería más pequeña (una tubería cédula 40 DN de 100 mm), la velocidad es

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0533\ \text{m}^3/\text{s}}{8.213 \times 10^{-3}\text{m}^2} = 6.49\ \text{m/s (demasiado alta)}$$

Problema de ejemplo 6.8

Se está diseñando un sistema de distribución de fluidos bombeados para suministrar 400 gal/min de agua a un sistema de enfriamiento en una planta de generación de energía. Utilice la figura 6.3 para hacer una selección inicial de diámetros de tubería cédula 40 para las líneas de succión y descarga implementadas en este sistema. Después calcule la velocidad de flujo media real para cada tubería.

Solución

Con referencia a la figura 6.3, con $Q = 400$ gal/min, se selecciona lo siguiente:

Tubería de succión, 4 in cédula 40: $A_s = 0.08840\ \text{ft}^2$ (según el apéndice F)

Tubería de descarga, 3 in cédula 40: $A_d = 0.05132\ \text{ft}^2$ (según el apéndice F)

La velocidad de flujo media real en cada tubería es

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{400 \text{ gal/min}}{0.08840 \text{ ft}^2} \frac{1 \text{ ft}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}} = 10.08 \text{ ft/s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{400 \text{ gal/min}}{0.05132 \text{ ft}^2} \frac{1 \text{ ft}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}} = 17.36 \text{ ft/s}$$

Comentario Aunque estos tamaños de tuberías y velocidades deben ser aceptables en el servicio normal, hay situaciones en las que se desean velocidades más bajas para limitar las pérdidas de energía en el sistema. Calcule las velocidades resultantes cuando se selecciona el tamaño más grande siguiente de tubería estándar cédula 40 para las líneas de succión y descarga:

Tubería de succión, 5 in cédula 40: $A_s = 0.1390 \text{ ft}^2$ (según el apéndice F)

Tubería de descarga, 3 1/2 in cédula 40: $A_d = 0.06868 \text{ ft}^2$ (según el apéndice F)

La velocidad de flujo media real en cada tubería es

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{400 \text{ gal/min}}{0.1390 \text{ ft}^2} \frac{1 \text{ ft}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}} = 6.41 \text{ ft/s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{400 \text{ gal/min}}{0.06868 \text{ ft}^2} \frac{1 \text{ ft}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}} = 12.97 \text{ ft/s}$$

Si las conexiones de la bomba tienen tamaños de 4 y 3 in desde la selección inicial, podrían diseñarse un reductor gradual y una ampliación progresiva para conectar estas tuberías a la bomba.

6.5 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA—ECUACIÓN DE BERNOULLI

El análisis de un problema de tuberías como el ilustrado en la figura 6.2 toma en cuenta la totalidad de la energía presente dentro del sistema. En física usted aprendió que la energía no se crea ni se destruye, sino que puede transformarse de una forma a otra. Éste es un enunciado de la *ley de conservación de la energía*.

Existen tres formas de energía que siempre se consideran en el análisis de un problema de flujo en tuberías. Considere un elemento de fluido, como se muestra en la figura 6.4, dentro de una tubería en un sistema de flujo. Éste se encuentra a cierta elevación z, tiene velocidad v y presión p. El elemento de fluido posee las siguientes formas de energía:

1. *Energía potencial*. Debido a su elevación, la energía potencial del elemento, en relación con algún nivel de referencia, es

$$\text{PE} = wz \qquad \textbf{(6-6)}$$

donde w es el peso del elemento.

2. *Energía cinética*. Debido a su velocidad, la energía cinética del elemento es

$$\text{KE} = wv^2/2g \qquad \textbf{(6-7)}$$

3. *Energía de flujo*. En ocasiones llamada *energía de presión* o *flujo de trabajo*, representa la cantidad de trabajo necesaria para mover el elemento de fluido a través de una sección determinada contra la presión p. La energía de flujo se abrevia FE y se calcula a partir de

$$\text{FE} = wp/\gamma \qquad \textbf{(6-8)}$$

La ecuación (6-8) se puede deducir como sigue. La figura 6.5 muestra el elemento de fluido en la tubería, el cual se desplaza a través de una sección. La fuerza ejercida sobre el elemento es pA, donde p es la presión en la sección y A es el área de la sección. Al desplazar el elemento a lo largo de la sección, la fuerza se desplaza una distancia L igual a la longitud del elemento. Por lo tanto, el trabajo realizado es

$$\text{Trabajo} = pAL = pV$$

donde V es el volumen del elemento. El peso del elemento w es

$$w = \gamma V$$

donde γ representa el peso específico del fluido. Entonces, el volumen del elemento es

$$V = w/\gamma$$

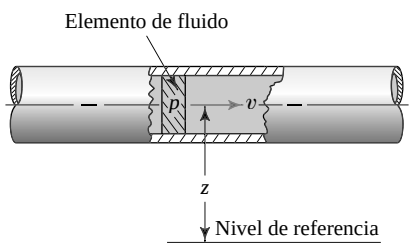


FIGURA 6.4 Elemento de un fluido en una tubería.

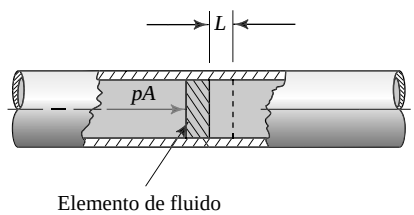


FIGURA 6.5 Energía de flujo.

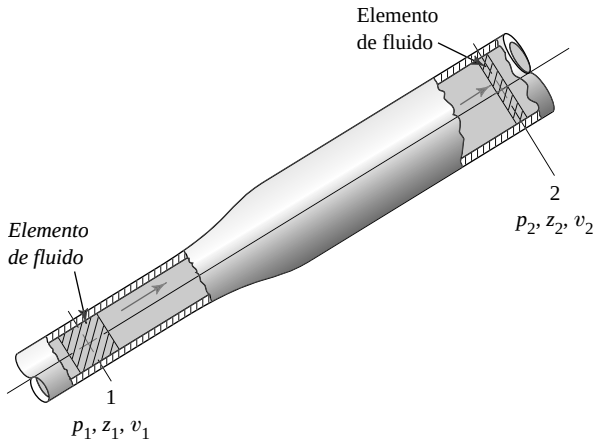


FIGURA 6.6 Elemento de fluido utilizado en la ecuación de Bernoulli.

y se tiene

$$\text{Trabajo} = pV = pw/\gamma$$

lo cual se denomina energía de flujo en la ecuación (6-8).

La cantidad total de energía de estas tres formas poseídas por el elemento de fluido es la suma E,

$$E = \text{FE} + \text{PE} + \text{KE}$$
$$E = wp/\gamma + wz + wv^2/2g$$

Cada uno de estos términos se expresa en unidades de energía, que son newton-metros (N · m) en el sistema de unidades SI y libras-pie (ft-lb) en el sistema de uso común en Estados Unidos.

Considere ahora el elemento de fluido de la figura 6.6, el cual va de la sección 1 a la sección 2. Los valores de p, z y v son diferentes en las dos secciones. En la sección 1, la energía total es

$$E_1 = \frac{wp_1}{\gamma} + wz_1 + \frac{wv_1^2}{2g}$$

En la sección 2, la energía total es

$$E_2 = \frac{wp_2}{\gamma} + wz_2 + \frac{wv_2^2}{2g}$$

Si no se añade energía al fluido ni se pierde energía entre las secciones 1 y 2, entonces el principio de conservación de la energía exige que

$$E_1 = E_2$$
$$\frac{wp_1}{\gamma} + wz_1 + \frac{wv_1^2}{2g} = \frac{wp_2}{\gamma} + wz_2 + \frac{wv_2^2}{2g}$$

El peso del elemento w es común a todos los términos y se puede realizar su división. Así, la ecuación se convierte en

➪ Ecuación de Bernoulli

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \qquad \textbf{(6-9)}$$

Esto se conoce como *ecuación de Bernoulli*.

6.6 INTERPRETACIÓN DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI

Cada término de la ecuación de Bernoulli, ecuación (6-9), resultó de dividir una expresión dada para la energía entre el peso de un elemento del fluido. Por lo tanto,

En la ecuación de Bernoulli, cada término es una forma de la energía que posee un fluido por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema.

Las unidades para cada término son "energía por unidad de peso". En el sistema SI, las unidades son N·m/N y en el sistema de uso común en Estados Unidos las unidades son lb·ft/lb.

Sin embargo, tenga en cuenta que la unidad de fuerza (o peso) aparece en el numerador y el denominador y es posible cancelarla. La unidad resultante es simplemente el metro (m) o el pie (ft) y puede ser interpretada como una altura. En el análisis del flujo de fluidos, los términos se expresan normalmente como "carga", refiriéndose a una altura situada por encima de un nivel de referencia. En forma específica,

P/γ se llama carga de presión.

z se llama carga de elevación.

$v^2/2g$ se llama carga de velocidad.

La suma de estos tres términos se denomina carga total.

Debido a que cada término de la ecuación de Bernoulli representa una altura, un diagrama similar al mostrado en la figura 6.7 ayuda a visualizar la relación que hay entre los tres tipos de energía. A medida que el fluido se desplaza del punto 1 al punto 2, la magnitud de cada término puede cambiar de valor. Sin embargo, si no se pierde ni se añade energía al fluido, la carga total se mantiene en un nivel constante. La ecuación de Bernoulli se utiliza para determinar la forma en que los valores de la carga de presión, la carga de elevación y la carga de velocidad cambian a medida que el fluido se desplaza a través del sistema.

En la figura 6.7 se puede ver que la carga de velocidad en la sección 2 será menor que en la sección 1. Es posible demostrar esto mediante la ecuación de continuidad,

$$A_1v_1 = A_2v_2$$
$$v_2 = v_1(A_1/A_2)$$

Puesto que $A_1 < A_2$, v_2 debe ser menor que v_1. Y debido a que la velocidad se eleva al cuadrado en el término de la carga de velocidad, $v_2^2/2g$ es mucho menor que $v_1^2/2g$.

Por lo general, cuando el tamaño de la sección se expande, como lo hace en la figura 6.7, la carga de presión aumenta debido a que la carga de velocidad disminuye. Así es como se construyó la figura 6.7. Sin embargo, el cambio real también se ve afectado por el cambio en la carga de elevación; en este caso, la carga de elevación aumentó entre los puntos 1 y 2.

En resumen,

la ecuación de Bernoulli explica los cambios en la carga de elevación, la carga de presión y la carga de velocidad entre dos puntos de un sistema de flujo de fluidos. Se supone que no hay pérdidas ni adiciones de energía entre los dos puntos, por lo que la carga total permanece constante.

Al escribir la ecuación de Bernoulli, es esencial que las presiones existentes en los dos puntos de referencia se expresen ambas como presiones absolutas o bien ambas como presiones

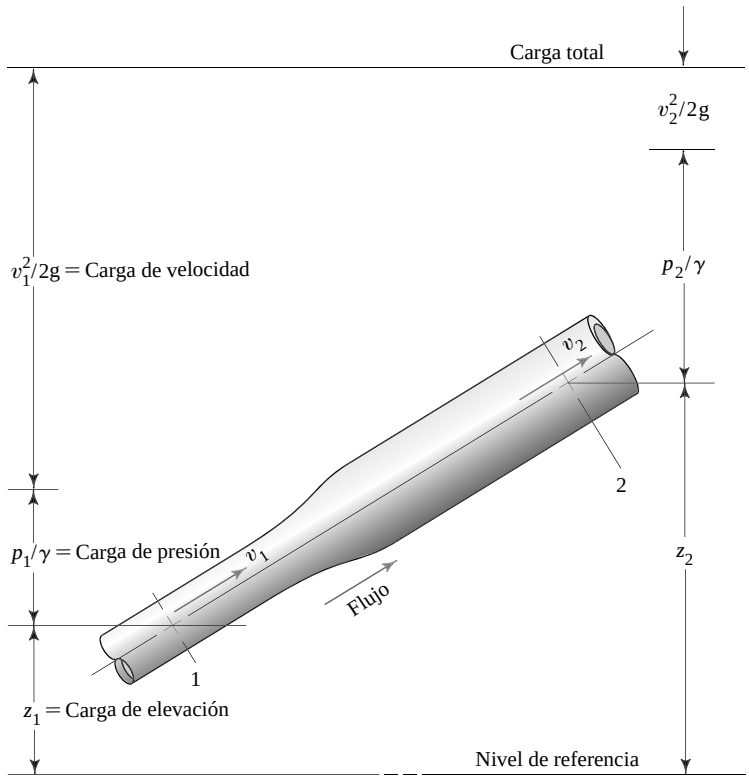


FIGURA 6.7 Carga de presión, carga de elevación, carga de velocidad y carga total.

manométricas. Es decir, ambas deben tener la misma presión de referencia. En la mayoría de los problemas será conveniente utilizar la presión manométrica porque las partes del sistema de fluidos expuestas a la atmósfera tendrán entonces presión cero. Además, la mayoría de las presiones se miden por medio de un manómetro en relación con la presión atmosférica local.

6.7 RESTRICCIONES A LA ECUACIÓN DE BERNOULLI

Aunque la ecuación de Bernoulli es aplicable a un gran número de problemas prácticos, existen varias limitaciones que deben ser entendidas para poder aplicarla correctamente.

1. Es válida sólo para fluidos incompresibles porque se supone que el peso específico del fluido es el mismo en las dos secciones de interés.
2. No puede haber dispositivos mecánicos entre las dos secciones de interés que agreguen o retiren energía del sistema, pues la ecuación establece que en el fluido la energía total permanece constante.
3. No puede haber transferencia de calor hacia el fluido o fuera de él.
4. No puede haber pérdida de energía debido a la fricción.

En realidad ningún sistema satisface todas estas restricciones. Sin embargo, existen muchos sistemas para los que se obtendrá sólo un error insignificante al utilizar la ecuación de Bernoulli. Además, el uso de esta ecuación permite realizar un cálculo rápido si sólo se requiere una estimación aproximada. En el capítulo 7, las limitaciones 2 y 4 se eliminarán mediante la ampliación de la ecuación de Bernoulli para obtener la *ecuación general de la energía*.

6.8 APLICACIONES DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI

Se presentarán varios problemas de ejemplo programados para ilustrar el uso de la ecuación de Bernoulli. Aunque no es posible cubrir todos los tipos de problemas con un determinado método de solución, el enfoque general para los problemas de flujo de fluidos se describe a continuación.

Procedimiento para aplicar la ecuación de Bernoulli

1. Decida qué elementos son conocidos y cuáles se deben encontrar.
2. Defina las dos secciones del sistema que se utilizarán para escribir la ecuación de Bernoulli. Una sección se elige por la cantidad de valores de datos que se conocen. La segunda sección suele ser aquella en la que se debe calcular algo.
3. Escriba la ecuación de Bernoulli para las dos secciones seleccionadas en el sistema. Es importante que la ecuación se escriba *en la dirección del flujo*. Es decir, el flujo debe proceder *de* la sección ubicada en el lado izquierdo de la ecuación *hacia* la sección del lado derecho.
4. Sea explícito al etiquetar los subíndices para los términos de la carga de presión, la carga de elevación y la carga de velocidad en la ecuación de Bernoulli. Debe tener en cuenta dónde se ubican los puntos de referencia del sistema en un bosquejo.
5. Simplifique la ecuación, si es posible, mediante la cancelación de términos que sean cero o de los que sean iguales en ambos lados de la ecuación.
6. Resuelva la ecuación algebraica y despeje el término deseado.
7. Sustituya las cantidades conocidas y calcule el resultado, teniendo cuidado de usar unidades consistentes durante todo el cálculo.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 6.9

En la figura 6.7, el agua a 10 °C fluye de la sección 1 a la sección 2. En la sección 1, que tiene 25 mm de diámetro, la presión manométrica es de 345 kPa y la velocidad de flujo es de 3.0 m/s. La sección 2, que tiene 50 mm de diámetro, está a 2.0 m por encima de la sección 1. Suponiendo que no hay pérdidas de energía en el sistema, calcule la presión p_2.

Liste los elementos que se conocen a partir del planteamiento del problema antes de ver el siguiente panel.

$D_1 = 25$ mm $\quad v_1 = 3.0$ m/s $\quad z_2 - z_1 = 2.0$ m

$D_2 = 50$ mm $\quad p_1 = 345$ kPa(man)

Se debe encontrar la presión p_2. En otras palabras, se pide calcular la presión existente en la sección 2, que es diferente de la presión de la sección 1 porque hay un cambio en la elevación y en el área de flujo entre las dos secciones.

Se utilizará la ecuación de Bernoulli para resolver el problema. ¿Cuáles son las dos secciones que deben usarse para escribir la ecuación?

En este caso, las opciones para las secciones 1 y 2 son obvias. En la sección 1, se conoce p_1, v_1 y z_1. La presión desconocida, p_2, está en la sección 2.

Ahora escriba la ecuación de Bernoulli. [Vea la ecuación (6-9)].

La ecuación debería verse así:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Los tres términos de la izquierda se refieren a la sección 1 y los tres de la derecha se refieren a la sección 2.

Despeje p_2 en términos de las demás variables.

La solución algebraica para p_2 podría verse de la siguiente manera:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - z_2 - \frac{v_2^2}{2g}$$

$$p_2 = \gamma\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - z_2 - \frac{v_2^2}{2g}\right)$$

Esto es correcto. Sin embargo, es conveniente agrupar las cargas de elevación y las cargas de velocidad de manera que se consideren las diferencias en los valores de cantidades similares. Además, puesto que $\gamma(p_1/\gamma) = p_1$, la solución final para p_2 debe ser

$$p_2 = p_1 + \gamma\left(z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right) \qquad \textbf{(6-10)}$$

¿Se conocen todos los valores de los términos ubicados en el lado derecho de esta ecuación?

Todo está dado, a excepción de γ, v_2 y g. Por supuesto, $g = 9.81$ m/s^2. Como en el sistema fluye agua a 10 °C, $\gamma = 9.81$ kN/m^3. ¿Cómo se puede determinar v_2?

Utilizando la ecuación de continuidad:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

$$v_2 = v_1(A_1/A_2)$$

Ahora calcule v_2.

Se debe obtener $v_2 = 0.75$ m/s, lo cual se encuentra a partir de

$$A_1 = \pi D_1^2/4 = \pi(25\text{ mm})^2/4 = 491\text{ mm}^2$$
$$A_2 = \pi D_2^2/4 = \pi(50\text{ mm})^2/4 = 1963\text{ mm}^2$$
$$v_2 = v_1(A_1/A_2) = 3.0\text{ m/s}(491\text{ mm}^2/1963\text{ mm}^2) = 0.75\text{ m/s}$$

Ahora sustituya los valores conocidos en la ecuación (6-10).

$$p_2 = 345\text{ kPa} + \frac{9.81\text{ kN}}{\text{m}^3}\left(-2.0\text{ m} + \frac{(3.0\text{ m/s})^2 - (0.75\text{ m/s})^2}{2(9.81\text{ m/s}^2)}\right)$$

Observe que $z_1 - z_2 = -2.0$ m. No se conocen z_1 ni z_2, pero se sabe que z_2 es 2.0 m mayor que z_1. Por lo tanto, la diferencia $z_1 - z_2$ debe ser negativa.

Ahora complete el cálculo de p_2.

La respuesta final es $p_2 = 329.6$ kPa. Esto es, 15.4 kPa menos que p_1. Los detalles de la solución son:

$$p_2 = 345\text{ kPa} + \frac{9.81\text{ kN}}{\text{m}^3}\left(-2.0\text{ m} + \frac{(9.0 - 0.563)\text{m}^2/\text{s}^2}{2(9.81)\text{m/s}^2}\right)$$

$$p_2 = 345\text{ kPa} + \frac{9.81\text{ kN}}{\text{m}^3}(-2.0\text{ m} + 0.43\text{ m})$$
$$p_2 = 345\text{ kPa} - 15.4\text{ kN/m}^2 = 345\text{ kPa} - 15.4\text{ kPa}$$
$$p_2 = 329.6\text{ kPa}$$

La presión p_2 es una presión manométrica porque se calculó en relación con p_1, que también es una presión manométrica. En las soluciones a los problemas posteriores, siempre se supondrá que las presiones son manométricas a menos que se indique lo contrario.

6.8.1 Tanques, depósitos y boquillas expuestos a la atmósfera

En la figura 6.8 se muestra un sistema de flujo de fluidos en el que un sifón extrae el fluido de un tanque o depósito y lo entrega mediante una boquilla situada en el extremo de la tubería. Observe que la superficie del tanque (punto A) y la corriente de fluido libre que sale de la boquilla (sección F) no están limitadas por fronteras sólidas y sí están expuestas a la atmósfera presente. Por lo tanto, en dichas secciones la presión es la presión manométrica cero. En estos casos, se utiliza la siguiente regla:

Cuando en un punto de referencia el fluido está expuesto a la atmósfera, la presión es cero y el término de la carga de presión puede cancelarse en la ecuación de Bernoulli.

Se puede suponer que el depósito del que se está extrayendo el fluido es muy grande comparado con el tamaño del área de flujo que hay dentro de la tubería. Ahora bien, puesto que $v = Q/A$, en la superficie de un tanque de este tipo la velocidad será muy pequeña. Además, cuando se usa la velocidad para calcular la carga de velocidad, $v^2/2g$, la velocidad se eleva al *cuadrado*. El proceso de elevar al cuadrado un número pequeño mucho menor que 1.0 produce un número aún menor. Por estas razones, se adopta la siguiente regla:

Se considera que en la superficie de un tanque o depósito la carga de velocidad es cero y se puede cancelar en la ecuación de Bernoulli.

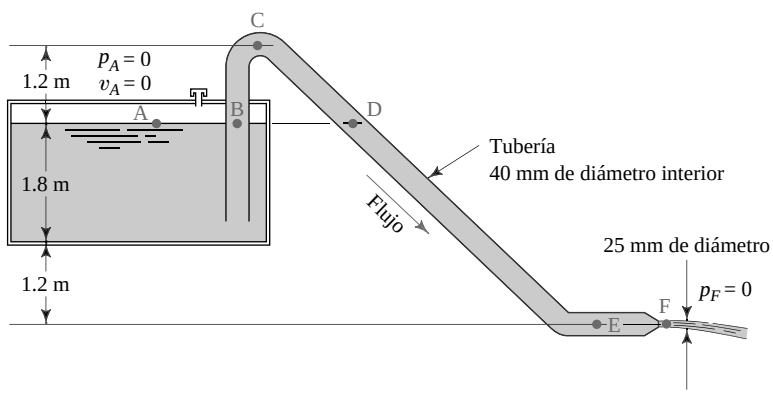


FIGURA 6.8 Sifón para el problema de ejemplo 6.10.

6.8.2 Cuando los dos puntos de referencia están en la misma tubería

En la figura 6.8, observe también que varios puntos de interés (los puntos de B a E) se encuentran dentro de la tubería, la cual tiene un área de flujo uniforme. Bajo las condiciones de flujo estable que se suponen para estos problemas, la velocidad será la misma a lo largo de la tubería. Entonces, al existir flujo estable, se aplica la siguiente regla:

Cuando los dos puntos de referencia para la ecuación de Bernoulli están dentro de una tubería del mismo tamaño, los términos de la carga de velocidad son iguales en ambos lados de la ecuación y pueden ser cancelados.

6.8.3 Cuando las elevaciones son iguales en los dos puntos de referencia

De manera similar, se aplica la regla siguiente cuando los puntos de referencia están en el mismo nivel:

Cuando los dos puntos de referencia para la ecuación de Bernoulli están a la misma altura, los términos de la carga de elevación z_1 y z_2 son iguales y pueden cancelarse.

Las cuatro observaciones realizadas en las secciones 6.8.1 a 6.8.3 permiten simplificar la ecuación de Bernoulli y facilitar las manipulaciones algebraicas. El problema de ejemplo 6.10 utiliza estas observaciones.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 6.10

La figura 6.8 muestra un sifón que se utiliza para sacar agua de una piscina. El tubo que forma el sifón tiene un diámetro interior de 40 mm y termina en una boquilla de 25 mm de diámetro. Si se supone que no hay pérdidas de energía en el sistema, calcule la rapidez del flujo de volumen a través del sifón y la presión en los puntos B a E.

El primer paso para la solución de este problema consiste en calcular la rapidez del flujo de volumen, Q, mediante la ecuación de Bernoulli. Los dos puntos más convenientes a utilizar en este cálculo son A y F. ¿Qué se conoce acerca del punto A?

El punto A es la superficie libre del agua en la piscina. Por lo tanto, $p_A = 0$ Pa. También, debido a que el área superficial de la piscina es muy grande, la velocidad del agua en la superficie es casi cero. Por lo tanto, se supondrá que $v_A = 0$.

¿Qué se sabe del punto F?

El punto F está en la corriente de agua que corre libre fuera de la boquilla. Debido a que la corriente está expuesta a la presión atmosférica, la presión $p_F = 0$ Pa, también sabemos que el punto F está a 3.0 m por debajo del punto A.

Ahora escriba la ecuación de Bernoulli para los puntos A y F.

Usted debe tener

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} = \frac{p_F}{\gamma} + z_F + \frac{v_F^2}{2g}$$

Si se toma en cuenta la información de los dos paneles anteriores, ¿cómo se puede simplificar esta ecuación?

Puesto que $p_A = 0$ Pa, $p_F = 0$ Pa y v_A es aproximadamente cero, estos términos se pueden cancelar en la ecuación. Lo restante es

$$\frac{\cancelto{0}{p_A}}{\gamma} + z_A + \frac{\cancelto{0}{v_A^2}}{2g} = \frac{\cancelto{0}{p_F}}{\gamma} + z_F + \frac{v_F^2}{2g}$$

$$z_A = z_F + \frac{v_F^2}{2g}$$

El objetivo es calcular la rapidez del flujo de volumen, la cual depende de la velocidad. Ahora despeje v_F.

Se debe obtener

$$v_F = \sqrt{(z_A - z_F)2g}$$

¿Qué valor tiene $z_A - z_F$?

En la figura 6.8 se ve que $z_A - z_F = 3.0$ m. Observe que la diferencia es positiva porque z_A es mayor que z_F. Ahora es posible obtener el valor de v_F.

El resultado es

$$v_F = \sqrt{(3.0\text{ m})(2)(9.81\text{ m/s}^2)} = \sqrt{58.9}\text{ m/s} = 7.67\text{ m/s}$$

Ahora, ¿cómo se puede calcular Q?

Calcule la rapidez del flujo de volumen a partir de su definición, $Q = Av$.

El resultado es

$$Q = A_F v_F$$
$$v_F = 7.67\text{ m/s}$$
$$A_F = \pi(25\text{ mm})^2/4 = 491\text{ mm}^2$$
$$Q = 491\text{ mm}^2\left(\frac{7.67\text{ m}}{\text{s}}\right)\left(\frac{1\text{ m}^2}{10^6\text{ mm}^2}\right) = 3.77 \times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$$

Con esto se ha completado la primera parte del problema. Ahora use la ecuación de Bernoulli para determinar p_B. ¿Cuáles son los dos puntos que se deben utilizar?

Los puntos A y B son los mejores. Tal como se mostró en los paneles anteriores, el uso del punto A permite simplificar la ecuación en gran medida; y como se está buscando p_B, es necesario elegir el punto B.

Escriba la ecuación de Bernoulli para los puntos A y B, simplifíquela como antes y despeje p_B.

El siguiente es un posible procedimiento de solución:

$$\frac{p_A}{\gamma}^{0} + z_A + \frac{v_A^2}{2g}^{0} = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

Puesto que $p_A = 0$ Pa y $v_A = 0$, se tiene

$$z_A = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$
$$p_B = \gamma[(z_A - z_B) - v_B^2/2g] \qquad \textbf{(6-11)}$$

¿A qué es igual $z_A - z_B$?

Es igual a cero. Debido a que los dos puntos están al mismo nivel, sus elevaciones son iguales. ¿Se puede encontrar v_B?

Podemos calcular v_B mediante la ecuación de continuidad:

$$Q = A_B v_B$$
$$v_B = Q/A_B$$

El área de un tubo con diámetro de 40 mm puede encontrarse en el apéndice J. Complete el cálculo de v_B.

El resultado es

$$v_B = Q/A_B$$
$$Q = 3.77 \times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$$
$$A_B = 1.257 \times 10^{-3}\text{ m}^2 \quad \text{(de acuerdo con el apéndice J)}$$
$$v_B = \frac{3.77 \times 10^{-3}\text{ m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{1.257 \times 10^{-3}\text{ m}^2} = 3.00\text{ m/s}$$

Ahora se tienen todos los datos necesarios para calcular p_B a partir de la ecuación (6-11).

La presión en el punto B es

$$p_B = \gamma[(z_A - z_B) - v_B^2/2g]$$
$$\frac{v_B^2}{2g} = \frac{(3.00)^2 \text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{\text{s}^2}{(2)(9.81)\text{m}} = 0.459 \text{ m}$$
$$p_B = (9.81 \text{ kN/m}^3)(0 - 0.459 \text{ m})$$
$$p_B = -4.50 \text{ kN/m}^2$$
$$p_B = -4.50 \text{ kPa}$$

El signo negativo indica que p_B está 4.50 kPa por debajo de la presión atmosférica. Observe que cuando se trata con fluidos en movimiento, *no* es aplicable el concepto de que los puntos ubicados en el mismo nivel tienen la misma presión, como sí se hace al tratar con fluidos en reposo.

Los siguientes tres paneles presentan las soluciones para las presiones p_C, p_D y p_E, las cuales pueden encontrarse de una manera muy similar a la utilizada para p_B. Complete la solución para p_C antes de ver el siguiente panel.

La respuesta es $p_C = -16.27$ kPa. Se utiliza la ecuación de Bernoulli.

$$\frac{p_A}{\gamma}^{0} + z_A + \frac{v_A^2}{2g}^{0} = \frac{p_C}{\gamma} + z_C + \frac{v_C^2}{2g}$$

Como $p_A = 0$ y $v_A = 0$, calculamos la presión en el punto C mediante el siguiente proceso.

$$z_A = \frac{p_C}{\gamma} + z_C + \frac{v_C^2}{2g}$$
$$p_C = \gamma[(z_A - z_C) - v_C^2/2g]$$
$$z_A - z_C = -1.2 \text{ m} \quad \text{(negativa, porque } z_C \text{ es mayor que } z_A\text{)}$$
$$v_C = v_B = 3.00 \text{ m/s} \quad (\text{porque } A_C = A_B)$$
$$\frac{v_C^2}{2g} = \frac{v_B^2}{2g} = 0.459 \text{ m}$$
$$p_C = (9.81 \text{ kN/m}^3)(-1.2 \text{ m} - 0.459 \text{ m})$$
$$p_C = -16.27 \text{ kN/m}^2$$
$$p_C = -16.27 \text{ kPa}$$

Complete el cálculo de p_D antes de ver el panel siguiente.

La respuesta es $p_D = -4.50$ kPa. Esto es igual que en el caso de p_B porque la elevación y la velocidad en los puntos B y D son iguales. La solución mediante la ecuación de Bernoulli probaría esto.

Ahora encuentre p_E.

La presión en el punto E es de 24.93 kPa. Se utiliza la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{p_A}{\gamma}^{0} + z_A + \frac{v_A^2}{2g}^{0} = \frac{p_E}{\gamma} + z_E + \frac{v_E^2}{2g}$$

Puesto que $p_A = 0$ y $v_A = 0$, se tiene

$$z_A = \frac{p_E}{\gamma} + z_E + \frac{v_E^2}{2g}$$
$$p_E = \gamma[(z_A - z_E) - v_E^2/2g]$$
$$z_A - z_E = +3.0 \text{ m}$$
$$v_E = v_B = 3.00 \text{ m/s}$$
$$\frac{v_E^2}{2g} = \frac{v_B^2}{2g} = 0.459 \text{ m}$$
$$p_E = (9.81 \text{ kN/m}^3)(3.0 \text{ m} - 0.459 \text{ m})$$
$$p_E = 24.93 \text{ kN/m}^2$$
$$p_E = 24.93 \text{ kPa}$$

Resumen de los resultados del problema de ejemplo 6.10

1. La velocidad del flujo a partir de la boquilla y, por lo tanto, la rapidez del flujo de volumen entregado por el sifón, dependen de la diferencia de elevación que haya entre la superficie libre del fluido y la salida de la boquilla.
2. En el punto B la presión está por debajo de la presión atmosférica a pesar de ubicarse al mismo nivel que el punto A, el cual se encuentra expuesto a la atmósfera. En la ecuación (6-11), la ecuación de Bernoulli muestra que la carga de presión en B disminuye por el tamaño de la carga de velocidad. Es decir, parte de la energía se convierte en energía cinética, lo que resulta en una presión más baja en B.
3. Cuando existe flujo estable, la velocidad de flujo es la misma en todos los puntos donde el tamaño del tubo es igual.
4. La presión en el punto C es la más baja del sistema, puesto que el punto C se encuentra en la elevación más alta.
5. En el punto D la presión es la misma que en el punto B porque ambos se encuentran a la misma elevación y la carga de velocidad en los dos puntos es igual.
6. En el punto E la presión es la más alta del sistema porque el punto E se encuentra en la elevación más pequeña.

6.8.4 Medidores Venturi y otros sistemas cerrados con velocidades desconocidas

La figura 6.9 muestra un dispositivo llamado *medidor Venturi* que puede utilizarse para medir la velocidad de flujo en un sistema de flujo de fluidos. En el capítulo 15 se proporciona una descripción más completa del medidor Venturi. Sin embargo, el análisis de un dispositivo de este tipo se basa en la aplicación de la ecuación de Bernoulli. La sección con diámetro reducido mostrada en el punto B hace que la velocidad de flujo aumente ahí con la correspondiente disminución en la presión. Se demostrará que la velocidad de flujo depende de la *diferencia* de presión entre los puntos A y B. Por lo tanto, resulta conveniente usar un manómetro diferencial como el mostrado.

En la solución del siguiente problema, también se demostrará que es necesario combinar la ecuación de continuidad con la ecuación de Bernoulli para obtener la velocidad de flujo deseada.

Problema de ejemplo 6.11

El medidor Venturi que se muestra en la figura 6.9 conduce agua a 60 °C. Las dimensiones interiores se maquinan a los tamaños mostrados en la figura. La gravedad específica del fluido de medición del manómetro es de 1.25. Calcule la velocidad de flujo en la sección A y la rapidez del flujo de volumen del agua.

Solución

La solución del problema se mostrará siguiendo los pasos indicados al principio de esta sección, pero no se utilizará la técnica programada.

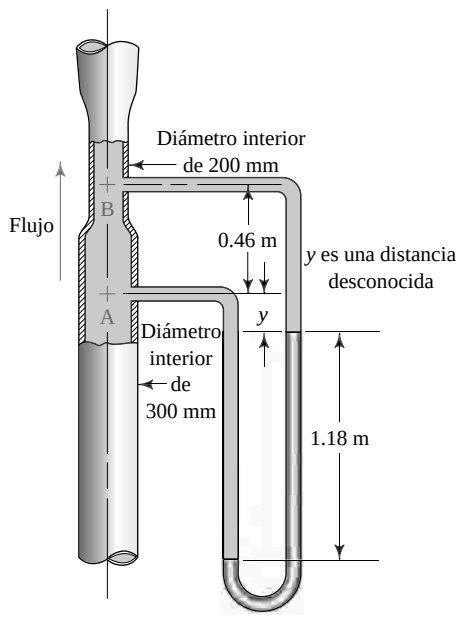


FIGURA 6.9 Sistema del medidor Venturi para el problema de ejemplo 6.11.

1. *Decida cuáles elementos se conocen y cuáles deben encontrarse*. Se conoce la diferencia de elevación entre los puntos A y B. El manómetro permite determinar la diferencia de presión entre los puntos A y B. En A y B los tamaños de las secciones son conocidos.

   La velocidad no se conoce en ningún punto del sistema y se pide específicamente encontrar la velocidad en el punto A.

2. *Decida cuáles son las secciones de interés*. Los puntos A y B son las opciones obvias.

3. *Escriba la ecuación de Bernoulli* entre los puntos A y B:

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

   El peso específico γ es para el agua a 60 °C, que es de 9.65 kN/m^3 (apéndice A).

4. *Simplifique la ecuación*, si es posible, mediante la eliminación de los términos que sean cero o los términos que sean iguales en ambos lados de la ecuación. Aquí no puede hacerse ninguna simplificación.

5. *Resuelva la ecuación en forma algebraica para obtener el término deseado*. Este paso requerirá un esfuerzo significativo. En primer lugar, note que las dos velocidades son desconocidas. Sin embargo, es posible encontrar la diferencia de presiones entre A y B y la diferencia de elevación es conocida. Por lo tanto, resulta conveniente llevar tanto los términos de presión como los de elevación al lado izquierdo de la ecuación en la forma de diferencias. Después, los dos términos de velocidad pueden trasladarse al lado derecho. El resultado es

$$\frac{p_A - p_B}{\gamma} + (z_A - z_B) = \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} \qquad \textbf{(6-12)}$$

6. *Calcule el resultado*. Se requieren varios pasos. La diferencia de elevación es

$$z_A - z_B = -0.46 \text{ m} \qquad \textbf{(6-13)}$$

   El valor es negativo porque B es mayor que A. Este valor se utilizará posteriormente en la ecuación (6-12).

   El término de la diferencia en la carga de presión puede evaluarse al escribir la ecuación para el manómetro. Se usará γ_g para el peso específico del fluido de medición, donde

$$\gamma_g = 1.25(\gamma_w \text{ a } 4\ ^\circ\text{C}) = 1.25(9.81 \text{ kN/m}^3) = 12.26 \text{ kN/m}^3$$

   Aquí se produce un nuevo problema porque los datos de la figura 6.9 no incluyen la distancia vertical desde el punto A hasta el nivel del fluido de medición ubicado en el brazo derecho del manómetro. Se demostrará que este problema se elimina simplemente al denominar esta distancia desconocida con *y* o con cualquier otro nombre de variable.

   Ahora es posible escribir la ecuación del manómetro empezando en A:

$$p_A + \gamma(y) + \gamma(1.18 \text{ m}) - \gamma_g(1.18 \text{ m}) - \gamma(y) - \gamma(0.46 \text{ m}) = p_B$$

   Note que los dos términos que contienen la variable desconocida *y* se pueden cancelar.

   Al despejar la diferencia de presión $p_A - p_B$, se encuentra que

$$p_A - p_B = \gamma(0.46 \text{ m} - 1.18 \text{ m}) + \gamma_g(1.18 \text{ m})$$
$$p_A - p_B = \gamma(-0.72 \text{ m}) + \gamma_g(1.18 \text{ m})$$

   Sin embargo, observe en la ecuación (6-12) que en realidad se requiere $(p_A - p_B)/\gamma$. Al dividir ambos lados de la ecuación anterior entre γ, se obtiene el término deseado:

$$\frac{p_A - p_B}{\gamma} = -0.72 \text{ m} + \frac{\gamma_g(1.18 \text{ m})}{\gamma}$$
$$= -0.72 \text{ m} + \frac{12.26 \text{ kN/m}^3(1.18 \text{ m})}{9.65 \text{ kN/m}^3}$$
$$(p_A - p_B)/\gamma = -0.72 \text{ m} + 1.50 \text{ m} = 0.78 \text{ m} \qquad \textbf{(6-14)}$$

   Ahora ya se ha evaluado todo el lado izquierdo de la ecuación (6-12). No obstante, observe que todavía hay *dos* incógnitas en el lado derecho, v_A y v_B. Puede eliminarse una incógnita al encontrar otra ecuación independiente que relacione esas dos variables. Para ello, una ecuación conveniente es la *ecuación de continuidad*,

$$A_A v_A = A_B v_B$$

Al expresar v_B en términos de v_A, se obtiene

$$v_B = v_A(A_A/A_B)$$

Las áreas para las secciones con 200 mm y 300 mm de diámetro pueden encontrarse en el apéndice J. Entonces,

$$v_B = v_A(7.069 \times 10^{-2}/3.142 \times 10^{-2}) = 2.25v_A$$

Pero se necesita v_B^2:

$$v_B^2 = 5.06\ v_A^2$$

Entonces,

$$v_B^2 - v_A^2 = 5.06\ v_A^2 - v_A^2 = 4.06\ v_A^2 \qquad \textbf{(6-15)}$$

Ahora se pueden introducir estos resultados, la diferencia de la carga de elevación [ecuación (6-13)] y la diferencia de la carga de presión [ecuación (6-14)], de nuevo en la ecuación (6-12) y completar la solución. La ecuación (6-12) se convierte en

$$0.78\ \text{m} - 0.46\ \text{m} = 4.06\ v_A^2/2g$$

Al despejar v_A se obtiene

$$v_A = \sqrt{\frac{2g(0.32\ \text{m})}{4.06}} = \sqrt{\frac{2(9.81\ \text{m/s}^2)(0.32\ \text{m})}{4.06}}$$
$$v_A = 1.24\ \text{m/s}$$

El planteamiento del problema también pidió la rapidez del flujo de volumen, la cual se puede calcular a partir de

$$Q = A_A v_A = (7.069 \times 10^{-2}\ \text{m}^2)(1.24\ \text{m/s}) = 8.77 \times 10^{-2}\ \text{m}^3\text{/s}$$

Con lo que se completa este problema de ejemplo.

6.9 TEOREMA DE TORRICELLI

En el sifón analizado en el problema de ejemplo 6.10, se observó que la velocidad de flujo desde el sifón depende de la diferencia de elevación que haya entre la superficie libre del fluido y la salida del sifón. La figura 6.10 muestra una aplicación clásica de esta observación. El fluido fluye desde el lado del tanque por una boquilla lisa y redondeada. Para determinar la velocidad de flujo desde la boquilla, escriba la ecuación de Bernoulli entre un punto de referencia en la superficie del fluido y un punto en el chorro que sale de la boquilla:

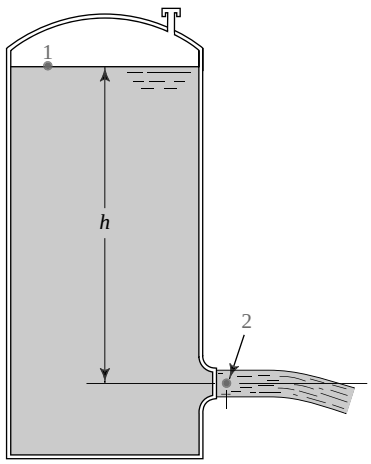


FIGURA 6.10 Flujo desde un tanque.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Sin embargo, $p_1 = p_2 = 0$ y v_1 es aproximadamente cero. Por lo tanto,

$$\frac{\cancel{p_1}^{\,0}}{\gamma} + z_1 + \frac{\cancel{v_1}^{\,0}}{2g} = \frac{\cancel{p_2}^{\,0}}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Entonces, al despejar v_2 se obtiene

$$v_2 = \sqrt{2g(z_1 - z_2)}$$

Sea $h = (z_1 - z_2)$; entonces se tiene

⇨ Teorema de Torricelli

$$v_2 = \sqrt{2gh} \qquad \textbf{(6-16)}$$

La ecuación (6-16) se llama *teorema de Torricelli* en honor a Evangelista Torricelli, quien lo descubrió hacia 1645. Vea el recurso de internet 1.

Problema de ejemplo 6.12

Para el tanque mostrado en la figura 6.10, calcule la velocidad de flujo desde la boquilla para un fluido con profundidad h de 3.00 m.

Solución

Esta es una aplicación directa del teorema de Torricelli:

$$v_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{(2)(9.81 \text{ m/s}^2)(3.0 \text{ m})} = 7.67 \text{ m/s}$$

Problema de ejemplo 6.13

Para el tanque mostrado en la figura 6.10, calcule la velocidad de flujo desde la boquilla y la rapidez del flujo de volumen para un rango de profundidad entre 3.0 m y 0.50 m a intervalos de 0.50 m. En la boquilla, el diámetro del chorro es de 50 mm.

Solución

Se puede aplicar el mismo procedimiento utilizado en el problema de ejemplo 6.12 para determinar la velocidad a cualquier profundidad. Así, en $h = 3.0$ m, $v_2 = 7.67$ m/s. La rapidez del flujo de volumen se calcula multiplicando esta velocidad por el área del chorro:

$$A_j = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ (de acuerdo con el apéndice J)}$$

Entonces,

$$Q = A_j v_2 = (1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2)(7.67 \text{ m/s}) = 1.51 \times 10^{-2} \text{ m}^3/2$$

Al utilizar el mismo procedimiento, es posible calcular los siguientes datos:

Profundidad h (m)	v_2(m/s)	Q(m^3/s)
3.0	7.67	1.51×10^{-2}
2.5	7.00	1.38×10^{-2}
2.0	6.26	1.23×10^{-2}
1.5	5.42	1.07×10^{-2}
1.0	4.43	0.87×10^{-2}
0.5	3.12	0.61×10^{-2}

La figura 6.11 presenta una gráfica de la velocidad y de la rapidez del flujo de volumen contra la profundidad.

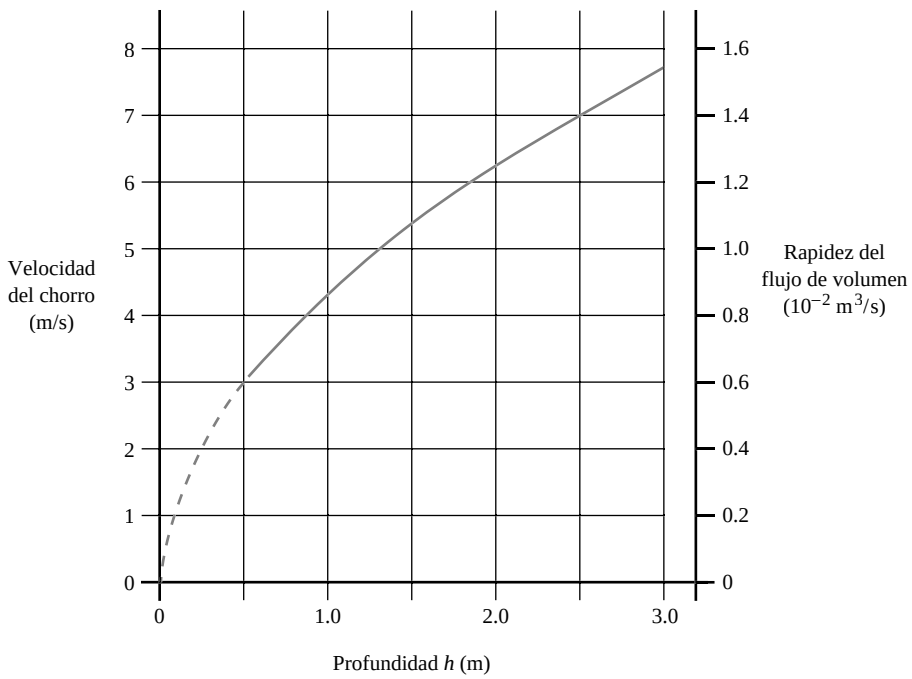
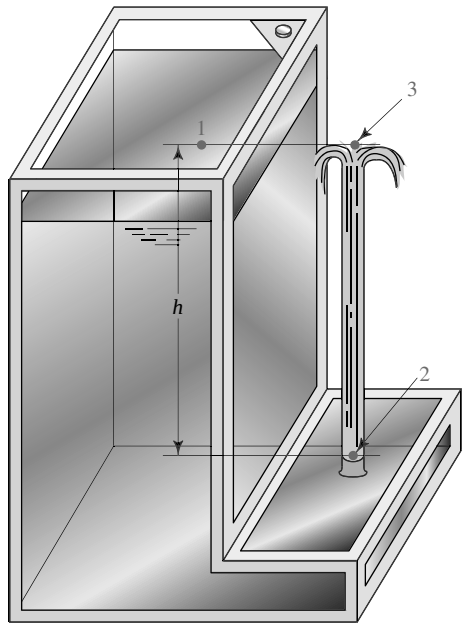


FIGURA 6.11 Velocidad del chorro y rapidez del flujo de volumen contra la profundidad de fluido.

FIGURA 6.12 Chorro vertical.



La figura 6.12 muestra otra aplicación interesante del teorema de Torricelli, en la cual un chorro de fluido se dispara hacia arriba. Si no se producen pérdidas de energía, el chorro alcanzará una altura igual a la elevación de la superficie libre del fluido en el tanque. Por supuesto, a esta altura la velocidad en el chorro es cero. Esto se puede demostrar usando la ecuación de Bernoulli. Primero, obtenga una expresión para la velocidad del chorro en el punto 2:

$$\cancel{\frac{p_1}{\gamma}}^{0} + z_1 + \cancel{\frac{v_1^2}{2g}}^{0} = \cancel{\frac{p_2}{\gamma}}^{0} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Ésta es una situación idéntica a la encontrada en el desarrollo inicial del teorema de Torricelli. Entonces, como en la ecuación (6-16),

$$v_2 = \sqrt{2gh}$$

Ahora, escriba la ecuación de Bernoulli entre el punto 2 y el punto 3 al nivel de la superficie libre del fluido, pero en la corriente del fluido:

$$\cancel{\frac{p_2}{\gamma}}^{0} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} = \cancel{\frac{p_3}{\gamma}}^{0} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g}$$

Sin embargo, $p_2 = p_3 = 0$. Entonces, al despejar v_3, se tiene

$$v_3 = \sqrt{v_2^2 + 2g(z_2 - z_3)}$$

De la ecuación (6-16), $v_2^2 = 2gh$. Además, $(z_2 - z_3) = -h$. Entonces,

$$v_3 = \sqrt{2gh + 2g(-h)} = 0$$

Este resultado verifica que la corriente sólo llega hasta la altura de la superficie libre del fluido que hay en el tanque.

Para hacer que un chorro vaya más alto (como ocurre con algunas fuentes decorativas, por ejemplo), es posible desarrollar mayor presión encima del fluido que hay en el depósito, también puede usarse una bomba para lograr una presión más alta.

Problema de ejemplo 6.14 Con base en un sistema similar al que se muestra en la figura 6.13, calcule la presión del aire requerida por encima del agua para hacer que el chorro se eleve hasta 40.0 pies desde la boquilla. La profundidad $h = 6.0$ ft.

Solución Primero, utilice la ecuación de Bernoulli para obtener una expresión de la velocidad de flujo desde la boquilla como una función de la presión del aire.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \cancel{\frac{v_1^2}{2g}}^{0} = \cancel{\frac{p_2}{\gamma}}^{0} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

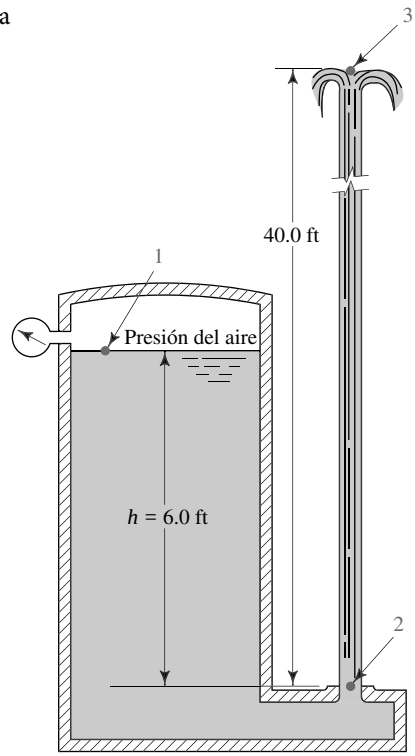


FIGURA 6.13 Tanque presurizado que suministra un chorro vertical. También se utiliza para los problemas 6.93 y 6.94.

Aquí, se puede ver que $v_1 = 0$ y $p_2 = 0$. Al despejar v_2 se obtiene

$$v_2 = \sqrt{2g[(p_1/\gamma) + (z_1 - z_2)]}$$

Igual que antes, si $h = (z_1 - z_2)$, se tiene

$$v_2 = \sqrt{2g[(p_1/\gamma) + h]} \qquad \textbf{(6-17)}$$

Esto es similar al teorema de Torricelli. Se ha demostrado anteriormente que para $v = \sqrt{2gh}$, el chorro se eleva a una altura h. Por analogía, el sistema presurizado haría que el chorro se elevara hasta una altura de $[(p_1/\gamma) + h]$. Entones, en este problema, si se desea alcanzar una altura de 40.0 ft y $h = 6.0$ ft,

$$p_1/\gamma + h = 40.0 \text{ ft}$$
$$p_1/\gamma = 40.0 \text{ ft} - h = 40.0 \text{ ft} - 6.0 \text{ ft} = 34.0 \text{ ft}$$

y

$$p_1 = \gamma(34.0 \text{ ft})$$
$$p_1 = (62.4 \text{ lb/ft}^3)(34.0 \text{ ft})(1 \text{ ft}^2)/(144 \text{ in}^2)$$
$$p_1 = 14.73 \text{ psig}$$

En el capítulo 4, la carga de presión p/γ en este tipo de aplicaciones se definió como *carga piezométrica*. Entonces, la *carga total* encima de la boquilla es $p_1/\gamma + h$.

6.10 FLUJO DEBIDO A UNA CARGA DESCENDENTE

Tal como se estableció antes, la mayoría de los problemas considerados en este libro son para situaciones en las que la rapidez del flujo es constante. Sin embargo, en la sección 6.9 se demostró que la rapidez del flujo depende de la carga de presión disponible para ocasionar el flujo. Los resultados del problema de ejemplo 6.13, representados en la figura 6.11, muestran que la velocidad de flujo y la rapidez del flujo de volumen calculadas a partir de un orificio localizado en un tanque disminuyen en forma no lineal a medida que el fluido fluye desde el tanque y la profundidad del fluido disminuye.

En esta sección, se desarrollará un método útil para calcular el tiempo requerido para vaciar un tanque, considerando la variación de la velocidad a medida que disminuye la profundidad. La figura 6.14 muestra un tanque con una boquilla lisa y redondeada en el fondo por la cual se descarga el fluido. Para una profundidad dada h del fluido, el teorema de Torricelli establece que la velocidad del flujo en el chorro es

$$v_j = \sqrt{2gh}$$

La rapidez del flujo de volumen a través de la boquilla es $Q = A_j v_j$ en unidades como metros cúbicos por segundo (m^3/s) o pies

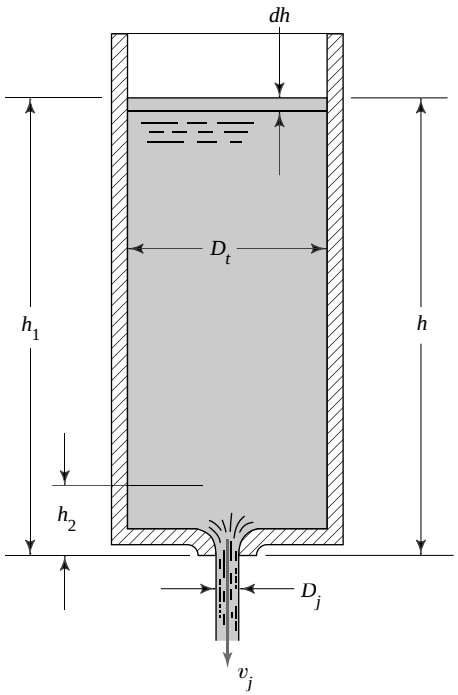


FIGURA 6.14 Flujo desde un tanque con carga descendente. También se usa en los problemas 6.95 a 6.106.

cúbicos por segundo (ft^3/s). En una pequeña cantidad de tiempo *dt*, el volumen de fluido que fluye por la boquilla es

$$\text{Volumen que fluye} = Q(dt) = A_j v_j(dt) \qquad \textbf{(6-18)}$$

Mientras tanto, debido a que el fluido está saliendo del tanque, el nivel de dicho fluido está disminuyendo. Durante el pequeño incremento de tiempo *dt*, el nivel del fluido disminuye una pequeña distancia *dh*. Así, el volumen de fluido extraído del tanque es

$$\text{Volumen extraído} = -A_t dh \qquad \textbf{(6-19)}$$

Estos dos volúmenes deben ser iguales. Entonces,

$$A_j v_j(dt) = -A_t dh \qquad \textbf{(6-20)}$$

Al despejar el tiempo *dt*, se tiene

$$dt = \frac{-(A_t/A_j)}{v_j} dh \qquad \textbf{(6-21)}$$

Con base en el teorema de Torricelli, es posible sustituir $v_j = \sqrt{2gh}$. Por lo tanto,

$$dt = \frac{-(A_t/A_j)}{\sqrt{2gh}}\, dh \qquad \textbf{(6-22)}$$

Al reescribir la expresión para separar los términos que incluyen *h*, resulta

$$dt = \frac{-(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}} h^{-1/2} dh \qquad \textbf{(6-23)}$$

El tiempo requerido para que el nivel de fluido disminuya desde una profundidad h_1 hasta una profundidad h_2 puede encontrarse al integrar la ecuación (6-23):

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \frac{-(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}} \int_{h_1}^{h_2} h^{-1/2} dh \qquad \textbf{(6-24)}$$

$$t_2 - t_1 = \frac{-(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}} \frac{(h_2^{1/2} - h_1^{1/2})}{\frac{1}{2}} \qquad \textbf{(6-25)}$$

Es posible revertir los dos términos que incluyen a *h* y retirar el signo menos. Al mismo tiempo, si se quita $\frac{1}{2}$ del denominador, resulta

➪ Tiempo requerido para drenar un tanque

$$t_2 - t_1 = \frac{2(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}} (h_1^{1/2} - h_2^{1/2}) \qquad \textbf{(6-26)}$$

La ecuación (6-26) se puede utilizar con el fin de calcular el tiempo requerido para drenar un tanque desde h_1 hasta h_2.

Problema de ejemplo 6.15 Para el tanque mostrado en la figura 6.14, encuentre el tiempo necesario para vaciarlo desde un nivel de 3.0 m hasta 0.50 m. El tanque tiene un diámetro de 1.50 m y la boquilla tiene un diámetro de 50 mm.

Solución Para utilizar la ecuación (6-26), las áreas requeridas son

$$A_t = \pi(1.50\text{ m})^2/4 = 1.767\text{ m}^2$$
$$A_j = \pi(0.05\text{ m})^2/4 = 0.001963\text{ m}^2$$

Se requiere la relación de estas dos áreas:

$$\frac{A_t}{A_j} = \frac{1.767\text{ m}^2}{0.001963\text{ m}^2} = 900$$

Ahora, en la ecuación (6-26),

$$t_2 - t_1 = \frac{2(A_t/A_j)}{\sqrt{2g}} (h_1^{1/2} - h_2^{1/2})$$

$$t_2 - t_1 = \frac{2(900)}{\sqrt{2(9.81\text{ m/s}^2)}} [(3.0\text{ m})^{1/2} - (0.5\text{ m})^{1/2}]$$

$$t_2 - t_1 = 417\text{ s}$$

Esto es equivalente a 6 min y 57 s.

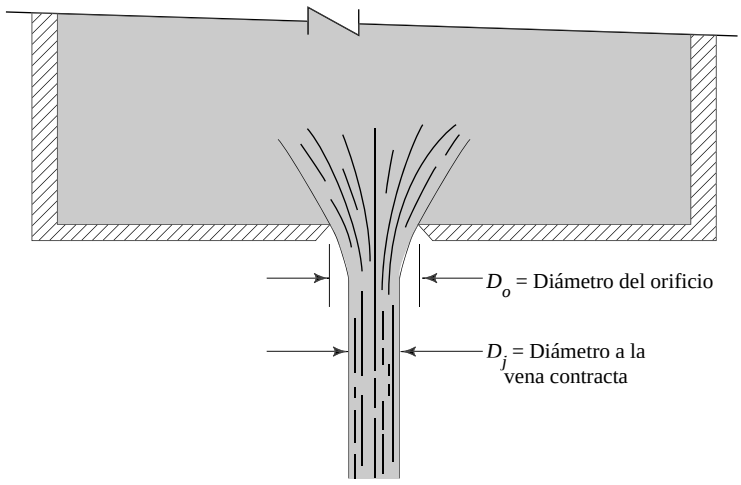


FIGURA 6.15 Flujo a través de un orificio de borde afilado.

6.10.1 Drenado de un tanque presurizado

Si el tanque de la figura 6.14 está sellado con una presión encima del fluido, es necesario añadir la carga piezométrica p/γ a la profundidad real del fluido antes de completar los cálculos solicitados en la ecuación (6-25).

6.10.2 Efecto del tipo de boquilla

El desarrollo de la ecuación (6-26) supone que el diámetro del chorro de fluido que fluye desde la boquilla es igual al diámetro de la propia boquilla. Esto es casi cierto para las boquillas bien redondeadas que se representan en las figuras 6.10, 6.12 y 6.14. Sin embargo, cuando la boquilla es más aguda, el diámetro mínimo del chorro es significativamente menor que el diámetro de la abertura. Por ejemplo, la figura 6.15 muestra el flujo de un tanque a través de un orificio de borde afilado. El área adecuada a utilizar para A_j en la ecuación (6-26) es aquella que tenga el diámetro más pequeño. Este punto, llamado *vena contracta*, se produce un poco fuera del orificio. Para este orificio con borde afilado, $A_j = 0.62A_o$ es una buena aproximación.

REFERENCIAS

1. American Society of Mechanical Engineers. 2012. *ANSI/ASME Standard B31.1-2012: Power Piping*. Nueva York: Autor.
2. Menon, E. Shashi. 2005. *Piping Calculations Manual*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
3. Nayyar, Mohinder. 2002. *Piping Databook*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
4. Nayyar, Mohinder. 2000. *Piping Handbook*, 7a. ed. Clinton, NC: Construction Trades Press.
5. Silowash, Brian. 2010. *Piping Systems Manual*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
6. U. S. Army Corps of Engineers. 1999. *Liquid Process Piping* (Engineer Manual 1110-1-4008). Washington, DC: Autor.

RECURSOS DE INTERNET

1. **MacTutor History of Mathematics Archive:** Archivo con más de 1000 biografías y temas de historia, incluyendo las biografías de Daniel Bernoulli y Evangelista Torricelli. En la página principal, seleccione *Biographies Index*, a continuación, la primera letra del apellido y después busque en la lista el nombre específico de la persona.
2. **TubeNet.org:** Listado de dimensiones, propiedades y proveedores de tubos y tuberías de acero junto con muchos otros tipos de datos relacionados con el flujo de fluidos. En el lado izquierdo de la página de inicio, seleccione la región de interés: Estados Unidos, Europa o Asia.
3. **Copper Development Association:** Asociación de profesionales de la industria del cobre; el sitio ofrece una gran cantidad de datos sobre el tamaño, los niveles de presión y las características físicas de la tubería de cobre. En el sitio se puede descargar el *Copper Tube Handbook* o partes de éste.
4. **Ductile Iron Pipe Research Association:** Información técnica sobre la tubería de hierro dúctil incluyendo dimensiones, datos del desempeño del flujo y comparaciones con otros tipos de tubería.
5. **Stainless Tubular Products:** Proveedor de tubos, tuberías, accesorios, bridas y existencias de material de acero inoxidable.
6. **Plastics Pipe Institute:** Asociación que representa a todos los segmentos de la industria de las tuberías de plástico; promueve el uso eficaz de las tuberías plásticas para la distribución de agua y gas, alcantarillado y aguas residuales, producción de petróleo y gas, usos industriales y mineros, energía y comunicaciones, conductos y riego. Incluye una lista de miembros que fabrican tubos de plástico y a partir de la cual se pueden encontrar muchos datos sobre los tamaños e información acerca de las aplicaciones.
7. **Charter Plastics:** Proveedor de tuberías de plástico de polietileno y tubos para muchas aplicaciones, incluyendo usos industriales y municipales, como la distribución de agua, aplicaciones de alcantarillado y servicios químicos.
8. **Expert Piping Supply:** Proveedor de tuberías de polietileno, polipropileno, PVC, CPVC, cobre y acero en una amplia gama de diámetros y espesores de pared.
9. **Independent Pipe Products, Inc.:** Listados de proveedores de accesorios de tubería de polietileno de alta densidad en muchas clasificaciones de tamaño que coinciden con los diámetros exteriores de tuberías de acero, tuberías de hierro dúctil y tubos de cobre. También aparecen proveedores de otros tipos y materiales de tubos y tuberías.
10. **Piping Tool Box:** Sitio que contiene datos e información básica para el diseño de sistemas de tuberías. Incluye datos estadounidenses y métricos para las dimensiones de tuberías, flujo de fluidos y pérdida de presión en las tuberías, normas de las tuberías, estrategias para el diseño de tuberías y muchos otros temas relacionados. Forma parte del sitio Engineering Toolbox. Seleccione *Piping Systems*.
11. **Hydraulic Supermarket.com:** En la página de inicio, seleccione *Technical Library* para tener acceso a un amplio conjunto de artículos y datos técnicos relacionados con los sistemas hidráulicos y sus

componentes, mantenimiento y resolución de problemas, lineamientos y fórmulas de aplicación. Desde la página de inicio, seleccione *Product Library* para obtener listas de proveedores de productos para sistemas hidráulicos, como bombas, válvulas y actuadores.

12. **Eaton Hydraulics:** Fabricante de sistemas y componentes hidráulicos, incluyendo mangueras hidráulicas e industriales bajo los nombres de marca Aeroquip y Weatherhead. En la página de inicio, seleccione *Products & Solutions* y después *Hydraulics*.
13. **Parker Steel Company:** Productor de tubería hidráulica redonda y sin costura hecha de acero al carbono, acero inoxidable, aleación de acero, aluminio, latón, cobre, titanio y aleaciones de níquel.
14. **Epco Plastics:** Proveedor de plásticos industriales, incluyendo cañerías, tuberías, accesorios y válvulas, en unidades métricas y de uso común en Estados Unidos. También incluye la línea de productos Comer Spa de ABS, PVC, PE y tubería plástica métrica PP.
15. **Industrial Hydraulic Service, Inc.:** Este sitio incluye tablas de datos para dimensionar la tubería de los sistemas hidráulicos, con tamaños en unidades métricas y de uso común en Estados Unidos, considerando los caudales y las presiones nominales.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Factores de conversión

6.1 Convierta una rapidez del flujo de volumen de 3.0 gal/min a m^3/s.
6.2 Convierta 459 gal/min a m^3/s.
6.3 Convierta 8720 gal/min a m^3/s.
6.4 Convierta 84.3 gal/min a m^3/s.
6.5 Convierta una rapidez del flujo de volumen de 125 L/min a m^3/s.
6.6 Convierta 4500 L/min a m^3/s.
6.7 Convierta 15 000 L/min a m^3/s.
6.8 Convierta 459 gal/min a L/min.
6.9 Convierta 8720 gal/min a L/min.
6.10 Convierta 23.5 cm^3/s a m^3/s.
6.11 Convierta 0.296 cm^3/s a m^3/s.
6.12 Convierta 0.105 m^3/s a L/min.
6.13 Convierta 3.58×10^{-3} m^3/s a L/min.
6.14 Convierta 5.26×10^{-6} m^3/s a L/min.
6.15 Convierta 459 gal/min a ft^3/s.
6.16 Convierta 20 gal/min a ft^3/s.
6.17 Convierta 2500 gal/min a ft^3/s.
6.18 Convierta 2.50 gal/min a ft^3/s.
6.19 Convierta 125 ft^3/s a gal/min.
6.20 Convierta 0.060 ft^3/s a gal/min.
6.21 Convierta 7.50 ft^3/s a gal/min.
6.22 Convierta 0.008 ft^3/s a gal/min.
6.23 En la tabla 6.2 se muestra que el rango de caudales volumétricos típicos para las bombas centrífugas contra incendios se ubica entre 500 y 2500 gal/min. Exprese este rango en unidades de ft^3/s y m^3/s.
6.24 En la tabla 6.2 se muestra que el intervalo de caudales volumétricos típicos de las bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos de aceite industrial va de 3 a 30 gal/min. Exprese este rango en unidades de ft^3/s y m^3/s.
6.25 Cierta bomba para el pozo profundo de una residencia debe suministrar agua a 745 gal/h. Exprese este caudal en ft^3/s.
6.26 Una bomba pequeña suministra 0.85 gal/h de fertilizante líquido. Exprese esta rapidez del flujo en ft^3/s.
6.27 Una pequeña bomba dosificadora entrega 11.4 gal de un producto químico para el tratamiento de agua en un lapso de 24 horas. Exprese esta rapidez del flujo en ft^3/s.
6.28 Una pequeña bomba dosificadora suministra 19.5 mL/min de agua para diluir una corriente de residuos. Exprese esta rapidez del flujo en m^3/s.

Nota: En los siguientes problemas se le puede pedir que consulte un apéndice en busca de propiedades del fluido, dimensiones de tubos y tuberías o factores de conversión. En todos los problemas, suponga que no hay pérdidas de energía. Y a menos que se indique lo contrario, los tamaños de las tuberías indicadas son diámetros interiores reales.

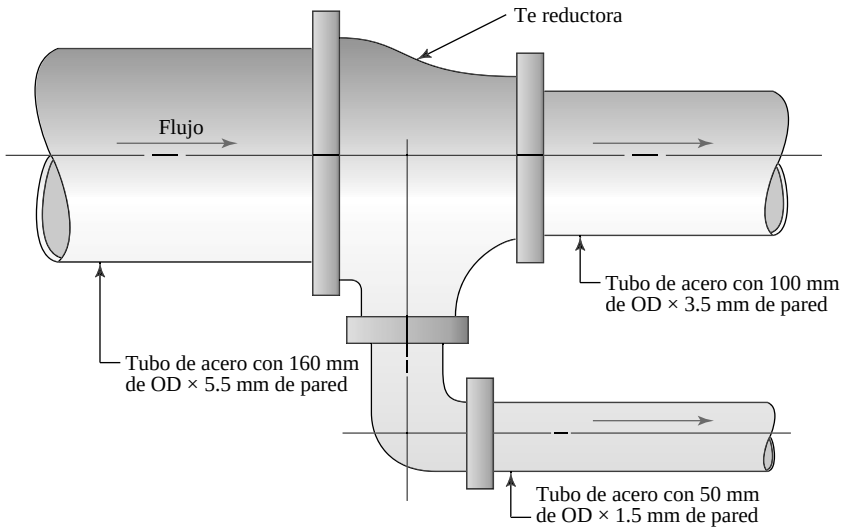
Rapidez del flujo de fluido

6.29 Agua a 10 °C fluye a 0.075 m^3/s. Calcule la rapidez del flujo de peso y la rapidez del flujo de masa.
6.30 El aceite de un sistema hidráulico (sg = 0.90) fluye a 2.35×10^{-3} m^3/s. Calcule la rapidez del flujo de peso y la rapidez del flujo de masa.
6.31 Un refrigerante líquido (sg = 1.08) fluye con una rapidez del flujo de peso de 28.5 N/h. Calcule la rapidez del flujo de volumen y la rapidez del flujo de masa.
6.32 Después de que el refrigerante del problema 6.31 se quema en un vapor, su peso específico es de 12.50 N/m^3. Si la rapidez del flujo de peso se mantiene en 28.5 N/h, calcule la rapidez del flujo de volumen.
6.33 Un ventilador suministra 640 ft^3/min de aire. Si la densidad del aire es de 1.20 kg/m^3, calcule la rapidez del flujo de masa en slug/s y la rapidez del flujo de peso en lb/h.
6.34 Un gran soplador para un horno suministra 47 000 ft^3/min de aire con un peso específico de 0.075 lb/ft^3. Calcule la rapidez del flujo de peso y la rapidez del flujo de masa.
6.35 Un horno necesita 1200 lb/h de aire para realizar una combustión eficiente. Si el aire tiene un peso específico de 0.062 lb/ft^3, calcule la rapidez del flujo de volumen requerida.
6.36 Si una bomba retira 1.65 gal/min de agua de un tanque, ¿cuánto tiempo se tardará en vaciar el tanque si éste contiene 7425 lb de agua?

Ecuación de continuidad

6.37 Calcule el diámetro de una tubería que debe conducir 75.0 ft^3/s de cierto líquido a una velocidad promedio de 10.0 ft/s.
6.38 Si la velocidad de un líquido es de 1.65 ft/s en una tubería especial con diámetro interior de 12 in, ¿cuál es la velocidad de un chorro de 3 in de diámetro que sale de una boquilla conectada a la tubería?
6.39 Cuando 2000 L/min de agua fluyen a través de una sección circular con diámetro interior de 300 mm, que después se reduce a un diámetro de 150 mm, calcule la velocidad promedio de flujo en cada sección.
6.40 Fluye agua a 1.20 m/s en una sección circular con diámetro interior de 150 mm. Calcule la velocidad de flujo en una sección de 300 mm de diámetro que está conectada a dicha sección.
6.41 En la figura 6.16 se muestra un ensamble fabricado a partir de tres tamaños diferentes de tubería de acero estándar que se listan en el apéndice G.2. La tubería más grande de la izquierda conduce 0.072 m^3/s de agua. La "te" se ramifica en dos secciones más pequeñas. Si en la tubería de 50 mm la velocidad es de 12.0 m/s, ¿cuál es la velocidad en la tubería de 100 mm?
6.42 Se debe seleccionar una tubería estándar de acero cédula 40 para conducir 10 gal/min de agua con una velocidad máxima de 1.0 ft/s. ¿Qué tamaño de tubería debe utilizarse?
6.43 Si a 180 °F el agua fluye a una velocidad de 4.50 ft/s en una tubería estándar de 6 in cédula 40, calcule la rapidez del flujo de peso en lb/h.
6.44 Un tubo de acero estándar, de 25 mm de OD × 1.5 mm de pared (apéndice G.2), conduce 19.7 L/min de aceite. Calcule la velocidad de flujo.
6.45 La velocidad de flujo recomendada en la línea de descarga de un sistema hidráulico de aceite está en el intervalo de 8.0 a 25.0 ft/s. Si la bomba suministra 30 gal/min de aceite, especi-

FIGURA 6.16 Problema 6.41.



fique los tamaños mínimo y máximo adecuados de la tubería de acero necesaria de acuerdo con el apéndice G.1.

6.46 Repita el problema 6.45, pero ahora especifique los tamaños adecuados para las líneas de succión con el fin de mantener la velocidad entre 2.0 ft/s y 7.0 ft/s para un flujo de 30 gal/min.

6.47 La tabla 6.2 muestra que la rapidez del flujo de volumen típica para bombas centrífugas de extinción de incendios está en el intervalo de 1800 L/min a 9500 L/min. Especifique el tamaño DN mínimo adecuado de tubería de acero cédula 40 para cada caudal que mantenga la velocidad máxima de flujo a 2.0 m/s.

6.48 Repita el problema 6.47, pero use tubería DN cédula 80.

6.49 Calcule la velocidad de flujo resultante si fluyen 400 L/min de cierto líquido por una tubería DN 50 cédula 40.

6.50 Repita el problema 6.49 para una tubería DN 50 cédula 80.

6.51 Calcule la velocidad de flujo resultante si fluyen 400 gal/min de líquido por una tubería de 4 in cédula 40.

6.52 Repita el problema 6.51 para una tubería de 4 in cédula 80.

6.53 A partir de la lista de tubos de acero hidráulico estándar incluida en el apéndice G.2, seleccione el tamaño mínimo que conduciría 2.80 L/min de aceite con una velocidad máxima de 0.30 m/s.

6.54 Una tubería estándar de acero de 6 in cédula 40 conduce 95 gal/min de agua. La tubería se ramifica en dos tuberías estándar de 3 in. Si el flujo se divide uniformemente en la ramificación, calcule la velocidad de flujo en las tres tuberías.

En los problemas 6.55 a 6.57, utilice la figura 6.3 para especificar los tamaños de tubería cédula 40 adecuados para conducir agua a la rapidez del flujo de volumen dada en la línea de succión y en la línea de descarga de un sistema de distribución bombeado. Seleccione los tamaños de tubería tanto por encima como por debajo de la curva indicada para la velocidad de flujo dada y después calcule la velocidad de flujo real en cada tamaño.

6.55 Use $Q = 800$ gal/min.

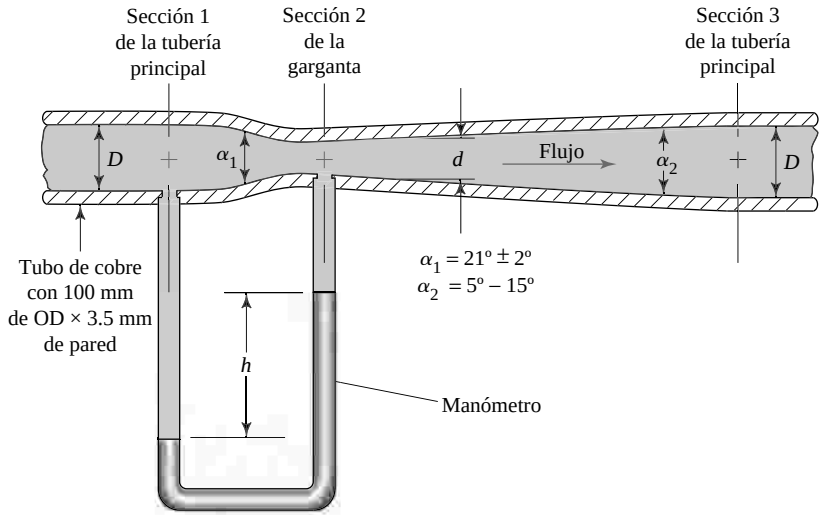
6.56 Use $Q = 2000$ gal/min.

6.57 Use $Q = 60$ m^3/h.

6.58 Un medidor Venturi es un dispositivo que utiliza una constricción localizada en un sistema de flujo para medir la velocidad de flujo. En la figura 6.17 se ilustra un tipo de diseño. Si la sección principal de la tubería es un tubo de cobre hidráulico estándar que tiene 100 mm de diámetro exterior × un espesor de pared de 3.5 mm, calcule la rapidez del flujo de volumen cuando la velocidad ahí es de 3.0 m/s. Después, para esa rapidez de flujo volumétrico, especifique el tamaño requerido de la garganta que haría que la velocidad fuera al menos de 15.0 m/s.

6.59 Una boquilla de flujo, que se muestra en la figura 6.18, se utiliza para medir la velocidad de flujo. Si la boquilla se instala dentro de una tubería de 14 in cédula 40 y el diámetro de la boquilla es de 4.60 in, calcule la velocidad de flujo en la sección 1 y la garganta de la boquilla en la sección 2 cuando fluyen 7.50 ft^3/s de agua a lo largo del sistema.

FIGURA 6.17 Medidor Venturi para el problema 6.58.



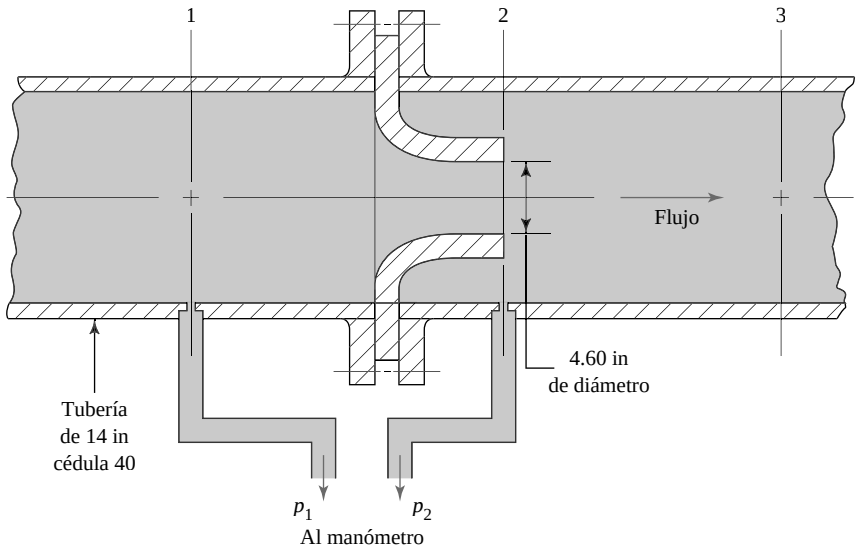


FIGURA 6.18 Medidor de boquilla para el problema 6.59.

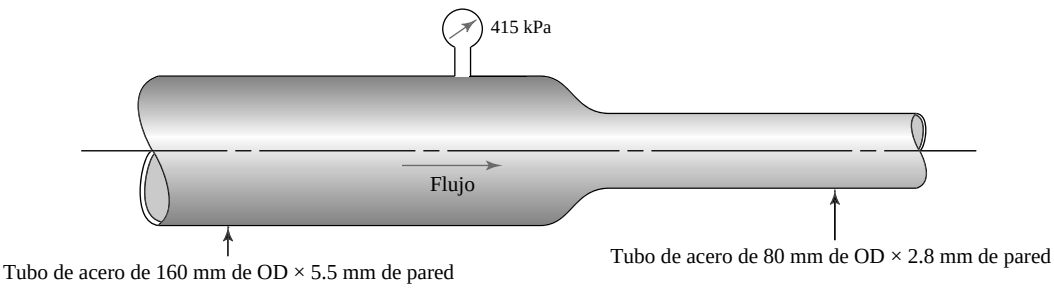


FIGURA 6.19 Problema 6.60.

Nota: En todos los problemas restantes, suponga que las pérdidas de energía son iguales a cero. Los sistemas con pérdidas de energía se cubren en los capítulos del 7 al 13.

Ecuación de Bernoulli

6.60 La gasolina (sg = 0.67) fluye a 0.11 m^3/s en el tubo fabricado que se muestra en la figura 6.19. Si la presión antes de la contracción es de 415 kPa, calcule la presión en el área más pequeña del tubo.

6.61 El agua a 10 °C fluye desde el punto A hasta el punto B por la sección fabricada que se muestra en la figura 6.20 a razón de 0.37 m^3/s. Si la presión en A es de 66.2 kPa, calcule la presión en B.

6.62 Calcule la rapidez del flujo de volumen del agua a 5 °C cuando fluye por el sistema mostrado en la figura 6.21.

6.63 Calcule la presión requerida en la sección más grande ubicada justo delante de la boquilla que muestra la figura 6.22 para producir una velocidad del chorro de 75 ft/s. El fluido es agua a 180 °F.

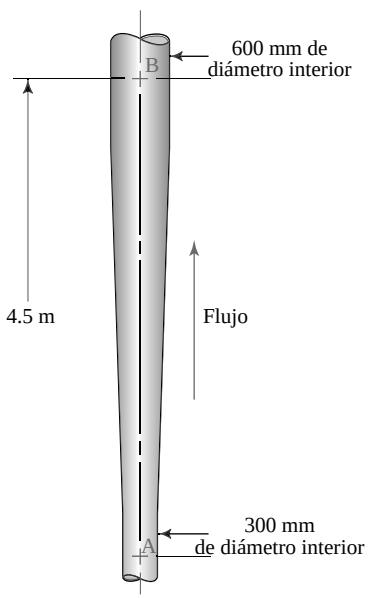


FIGURA 6.20 Problema 6.61.

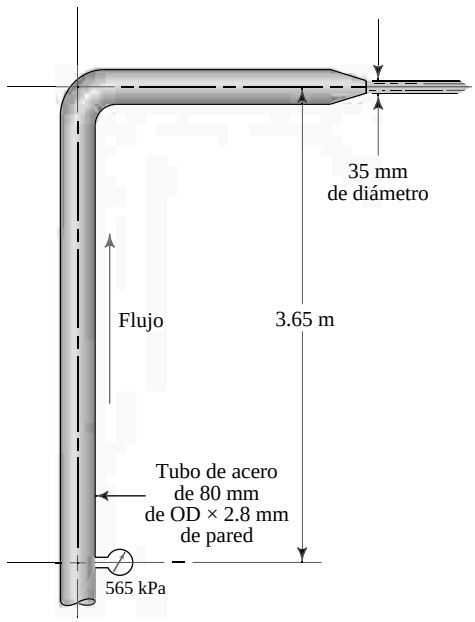


FIGURA 6.21 Problema 6.62.

FIGURA 6.22 Problema 6.63.

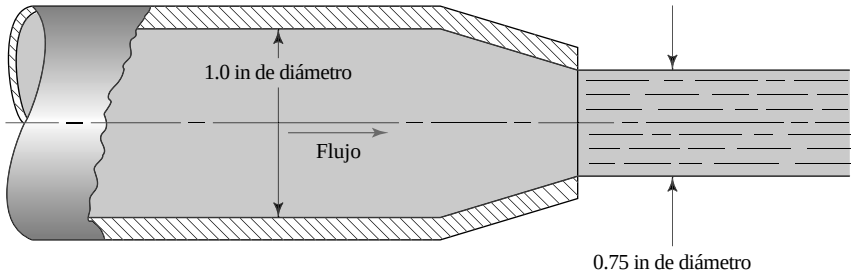


FIGURA 6.23 Problema 6.65.

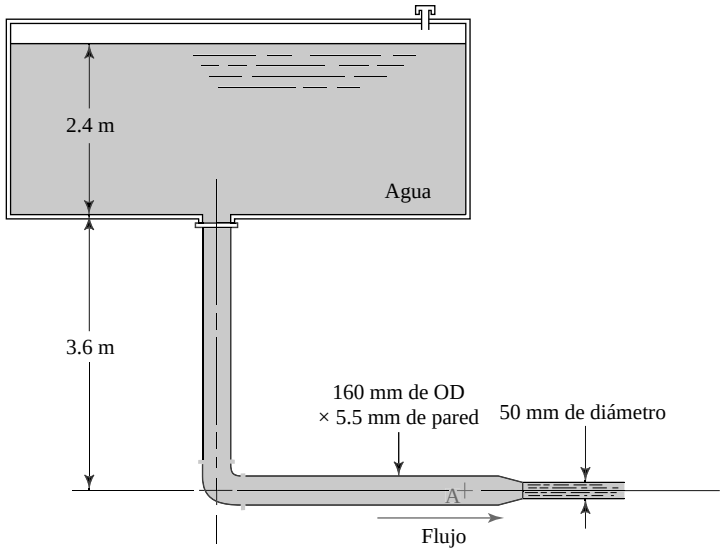
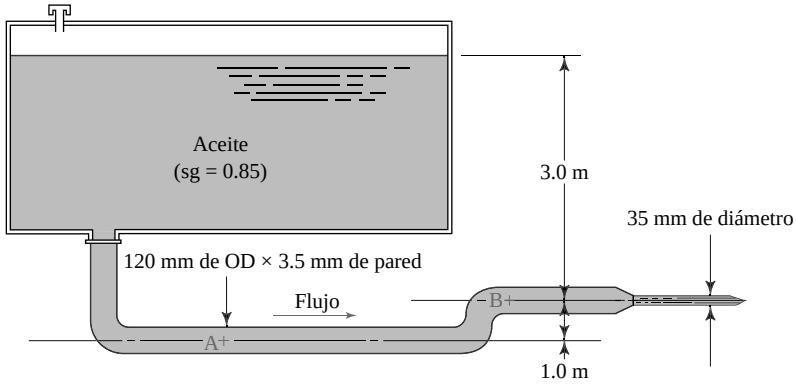


FIGURA 6.24 Problema 6.66.



6.64 Queroseno con peso específico de 50.0 lb/ft^3 fluye a razón de 10 gal/min desde una tubería de acero estándar de 1 in cédula 40 hasta una tubería de acero estándar de 2 in cédula 40. Calcule la diferencia de presión en las dos tuberías.

6.65 Para el sistema que muestra la figura 6.23, calcule (a) la rapidez del flujo de volumen de agua desde la boquilla y (b) la presión en el punto A.

6.66 Para el sistema que muestra la figura 6.24, calcule (a) la rapidez del flujo de volumen desde la boquilla y (b) las presiones en A y B.

6.67 Para el tanque mostrado en la figura 6.25, calcule la rapidez del flujo de volumen del agua desde la boquilla. El tanque está sellado con una presión de 20 psig por encima del agua. La profundidad h es de 8 ft.

6.68 Para el tanque sellado que muestra la figura 6.25, calcule la presión del aire que causaría que la velocidad del flujo fuera de 20 ft/s desde la boquilla. La profundidad h es de 10 ft.

6.69 Para el sifón de la figura 6.26, calcule (a) la rapidez del flujo de volumen de agua a través de la boquilla y (b) la presión en los puntos A y B. Las distancias son X = 4.6 m y Y = 0.90 m.

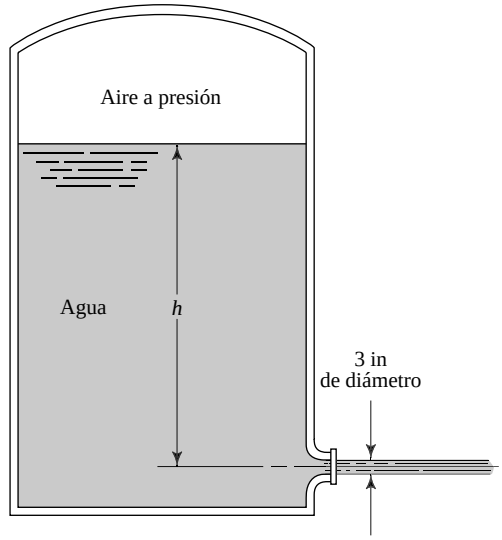


FIGURA 6.25 Problemas 6.67 y 6.68.

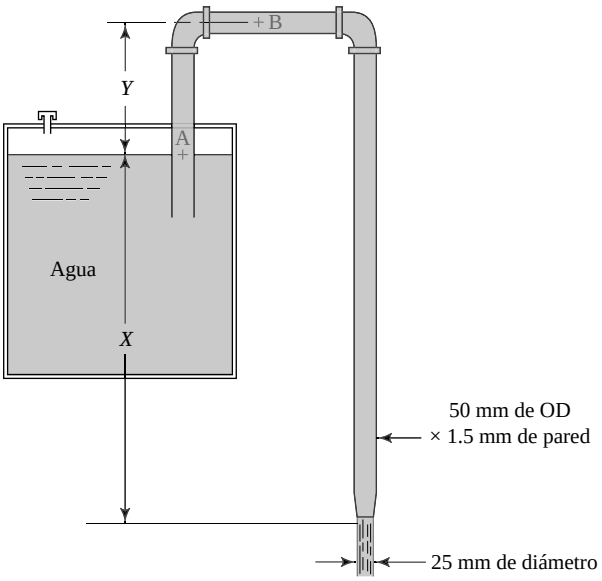


FIGURA 6.26 Problemas 6.69, 6.70 y 6.71.

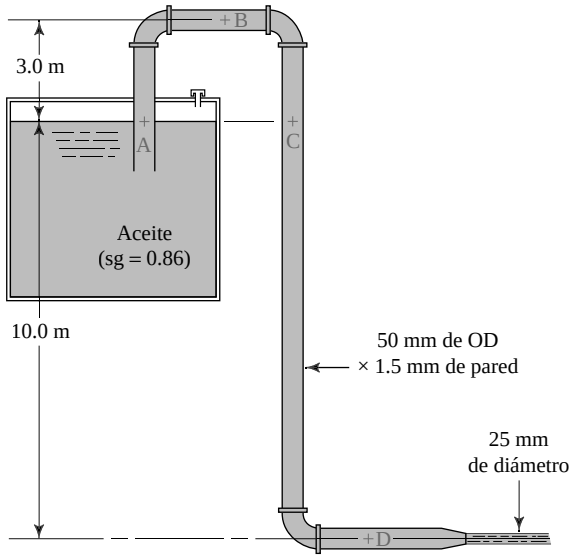


FIGURA 6.27 Problemas 6.72 y 6.83.

6.70 En el caso del sifón de la figura 6.26, calcule la distancia X necesaria para obtener una rapidez del flujo de volumen de 7.1×10^{-3} m^3/s.

6.71 Para el sifón de la figura 6.26, suponga que la rapidez del flujo de volumen es de 5.6×10^{-3} m^3/s. Determine la máxima distancia Y permisible si la presión mínima admisible en el sistema es de −18 kPa (man).

6.72 Para el sifón mostrado en la figura 6.27, calcule (a) la rapidez del flujo de volumen de aceite desde el tanque y (b) las presiones en los puntos A, B, C y D.

6.73 Para el reductor fabricado especialmente que se muestra en la figura 6.28, la presión en A es de 50.0 psig y en B es de 42.0 psig. Calcule la velocidad de flujo del agua en el punto B.

6.74 En la ampliación fabricada que se muestra en la figura 6.29, la presión en A es de 25.6 psig y en B es de 28.2 psig. Calcule la rapidez del flujo de volumen del aceite (sg = 0.90).

6.75 La figura 6.30 muestra un manómetro que se utiliza para indicar la diferencia de presión entre dos puntos en un sistema fabricado. Calcule la rapidez del flujo de volumen de agua en el sistema si la deflexión *h* del manómetro es de 250 mm.

6.76 Para el medidor Venturi que se muestra en la figura 6.30, calcule la deflexión *h* del manómetro si la velocidad del flujo de agua en la sección con 25 mm de diámetro es de 10 m/s.

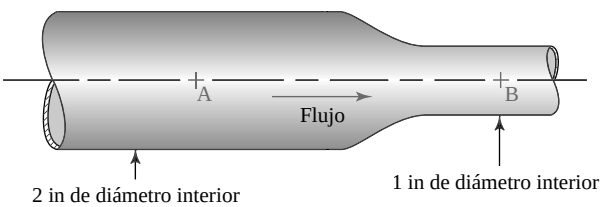


FIGURA 6.28 Problemas 6.73 y 6.84.

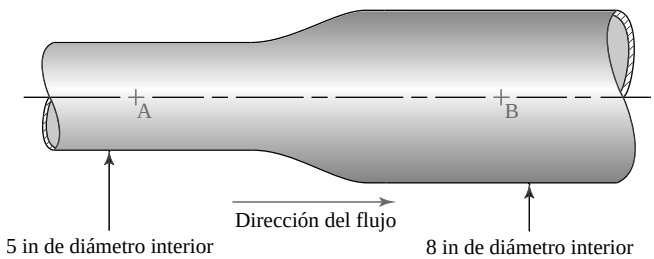
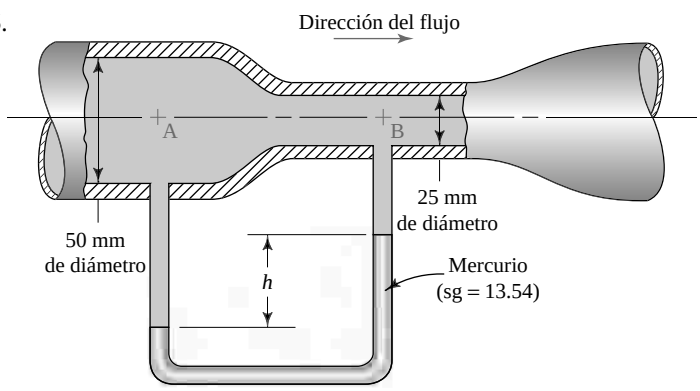


FIGURA 6.29 Problema 6.74.

FIGURA 6.30 Problemas 6.75 y 6.76.



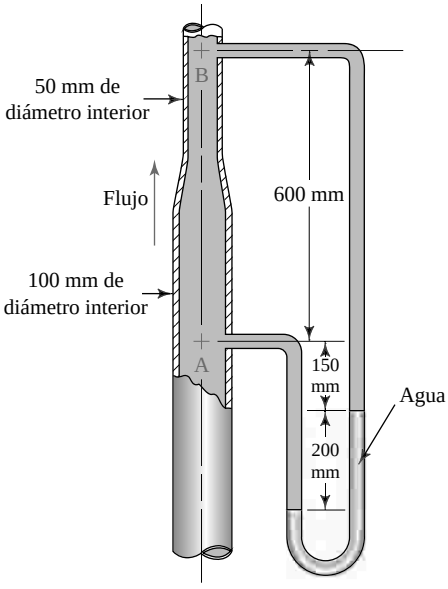


FIGURA 6.31 Problema 6.77.

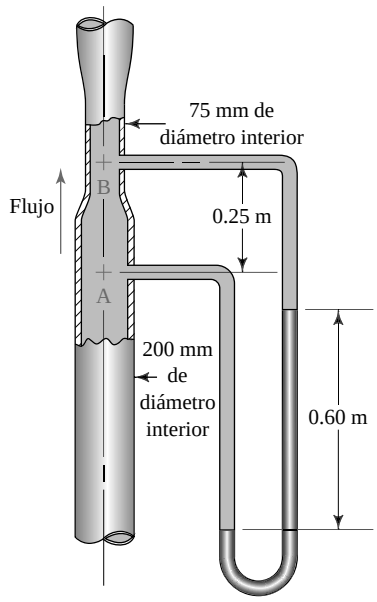


FIGURA 6.32 Problema 6.78.

6.77 Cierto aceite con peso específico de 8.64 kN/m^3 fluye desde A hasta B por el sistema fabricado especialmente que se muestra en la figura 6.3l. Calcule la rapidez del flujo de volumen del aceite.

6.78 El medidor Venturi que se muestra en la figura 6.32 conduce aceite (sg = 0.90). La gravedad específica del fluido de medición contenido en el manómetro es de 1.40. Calcule la rapidez del flujo de volumen del aceite.

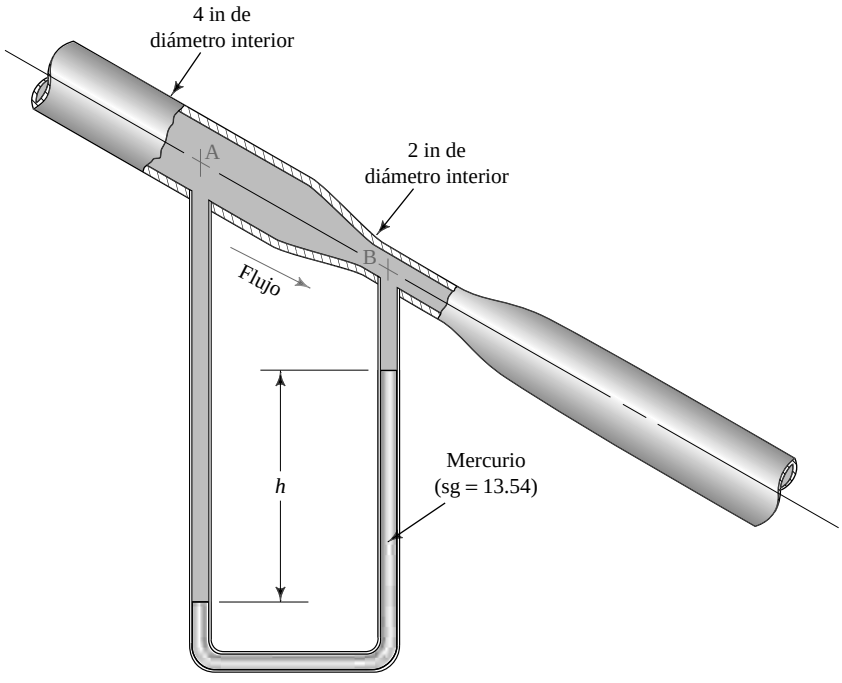
6.79 Cierto aceite con gravedad específica de 0.90 fluye hacia abajo a través del medidor Venturi que se muestra en la figura 6.33. Si la deflexión *h* del manómetro es de 28 in, calcule la rapidez del flujo de volumen del aceite.

6.80 Cierto aceite con gravedad específica de 0.90 fluye hacia abajo a través del medidor Venturi que se muestra en la figura 6.33. Si la velocidad de flujo en la sección de 2 in de diámetro es de 10.0 ft/s, calcule la deflexión *h* del manómetro.

6.81 La gasolina (sg = 0.67) fluye a 4.0 ft^3/s en el reductor fabricado que muestra la figura 6.34. Si la presión antes de la reducción es de 60 psig, calcule la presión en la sección de 3 in de diámetro.

6.82 Cierto aceite con peso específico de 55.0 lb/ft^3 fluye de A a B a través del sistema que se muestra en la figura 6.35. Calcule la rapidez del flujo de volumen del aceite.

FIGURA 6.33 Problemas 6.79 y 6.80.



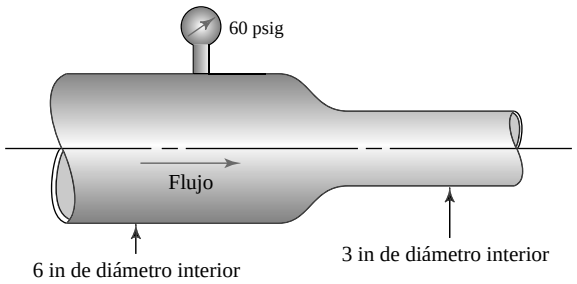


FIGURA 6.34 Problema 6.81.

6.83 Dibuje una gráfica que incluya la carga de elevación, la carga de presión, la carga de velocidad y la carga total para el sistema de sifón que se muestra en la figura 6.27 y se analiza en el problema 6.72.

6.84 Dibuje una gráfica que incluya la carga de elevación, la carga de presión, la carga de velocidad y la carga total del reductor fabricado que se muestra en la figura 6.28 y se analiza en el problema 6.73.

6.85 La figura 6.36 muestra un sistema en el que fluye agua desde un tanque a través de un sistema de tuberías con diferentes tamaños y elevaciones. Para los puntos del A al G, calcule la carga de elevación, la carga de presión, la carga de velocidad y la carga total. Grafique estos valores en un bosquejo similar al mostrado en la figura 6.7.

6.86 En la figura 6.37 se muestra un medidor Venturi con un manómetro tubular en U para medir la velocidad de flujo. Cuando no existe flujo, la columna de mercurio está en equilibrio y su parte superior queda 300 mm por debajo de la garganta. Calcule la rapidez del flujo de volumen a través del medidor que hará que el mercurio fluya hacia la garganta. Tenga en cuenta que para determinada deflexión h del manómetro, el lado izquierdo descendería $h/2$ y el lado derecho se elevaría $h/2$.

6.87 Para el tanque ilustrado en la figura 6.38, calcule la velocidad de flujo desde la boquilla de salida a diferentes profundidades que varían desde 10.0 ft hasta 2.0 ft en incrementos de 2.0 ft. Después, utilice incrementos de 0.5 ft hasta cero. Grafique la velocidad contra la profundidad.

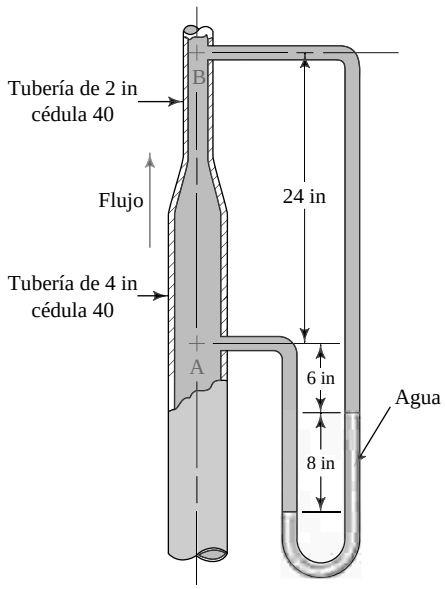


FIGURA 6.35 Problema 6.82.

6.88 ¿Qué profundidad de fluido por encima de la boquilla de salida se requiere para suministrar 200 gal/min de agua desde el tanque que se muestra en la figura 6.37? La boquilla tiene un diámetro de 3 in.

Teorema de Torricelli

6.89 Deduzca el teorema de Torricelli para la velocidad de flujo desde un tanque, a través de una abertura hacia la atmósfera, bajo una profundidad dada de fluido.

6.90 Resuelva el problema 6.88 utilizando la aplicación directa del teorema de Torricelli.

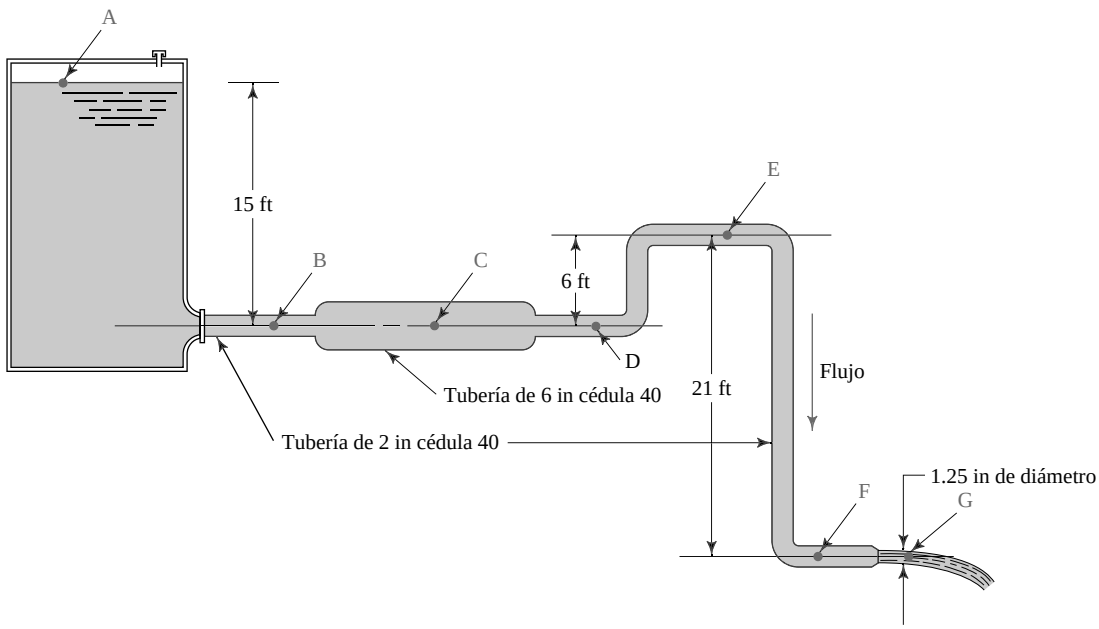
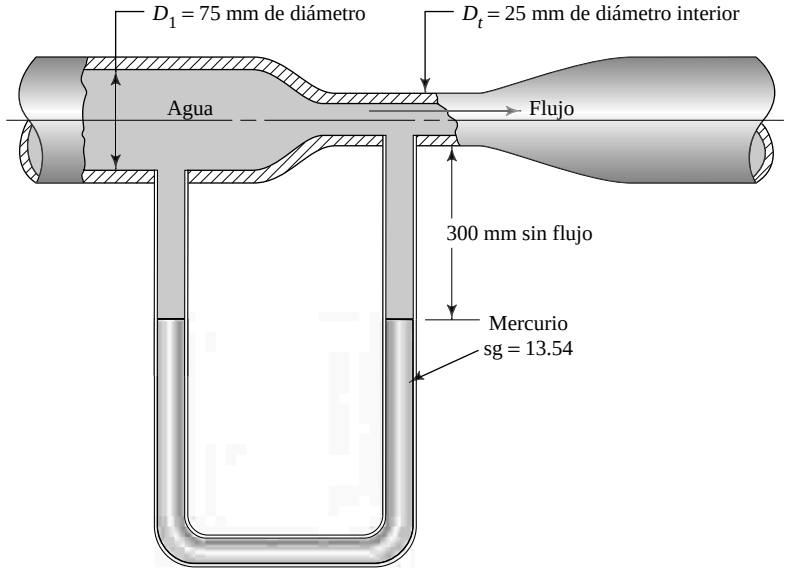


FIGURA 6.36 Sistema de flujo para el problema 6.85.

FIGURA 6.37 Medidor Venturi para el problema 6.86.



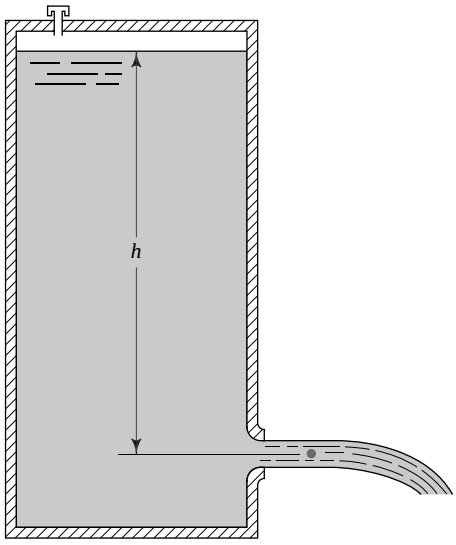


FIGURA 6.38 Tanque para los problemas 6.87 y 6.88.

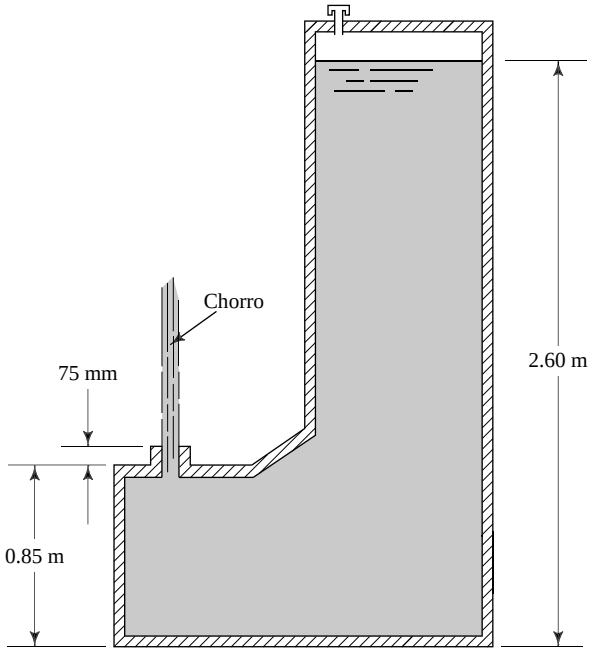


FIGURA 6.39 Problema 6.91.

6.91 ¿Hasta qué altura se elevará el chorro de fluido de acuerdo con las condiciones mostradas en la figura 6.39?

6.92 ¿Hasta qué altura se elevará el chorro de fluido de acuerdo con las condiciones mostradas en la figura 6.40?

6.93 ¿Qué presión se requiere por encima del agua de la figura 6.12 para hacer que el chorro llegue a una altura de 28.0 ft? La profundidad del agua es de 4.50 ft.

6.94 ¿Qué presión se requiere por encima del agua de la figura 6.13 para hacer que el chorro llegue a una altura de 9.50 m? La profundidad del agua es de 1.50 m.

Flujo debido a una carga descendente

6.95 Calcule el tiempo necesario para vaciar el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 2.68 m. El diámetro del tanque es de 3.00 m y el diámetro del orificio mide 150 mm.

6.96 Calcule el tiempo necesario para vaciar el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 55 mm. El diámetro del tanque es de 300 mm y el diámetro del orificio mide 20 mm.

6.97 Calcule el tiempo necesario para vaciar el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 15 ft. El diámetro del tanque es de 12 ft y el diámetro del orificio mide 6 in.

6.98 Calcule el tiempo necesario para vaciar el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 18.5 in. El diámetro del tanque es de 22.0 in y el diámetro del orificio mide 0.50 in.

6.99 Calcule el tiempo necesario para reducir en 1.50 m la profundidad en el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 2.68 m. El diámetro del tanque es de 2.25 m y el diámetro del orificio mide 50 mm.

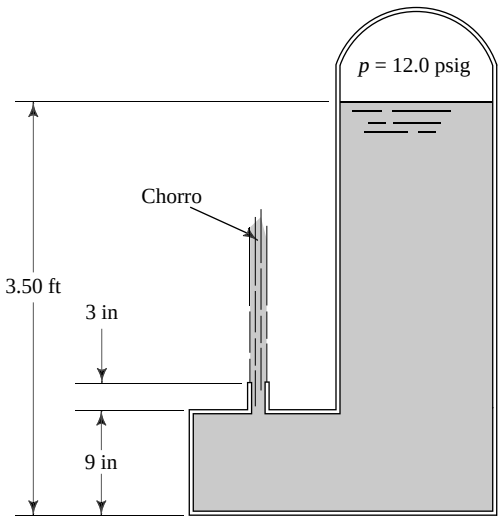


FIGURA 6.40 Problema 6.92.

6.100 Calcule el tiempo necesario para reducir en 225 mm la profundidad en el depósito mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 1.38 m. El diámetro del tanque es de 1.25 m y el diámetro del orificio mide 25 mm.

6.101 Calcule el tiempo necesario para reducir en 12.5 in la profundidad en el depósito mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 38 in. El diámetro del tanque es de 6.25 ft y el diámetro del orificio mide 0.625 in.

6.102 Calcule el tiempo necesario para reducir en 21.0 ft la profundidad en el tanque mostrado en la figura 6.14 si la profundidad original es de 23.0 ft. El diámetro del tanque es de 46.5 ft y el diámetro del orificio mide 8.75 in.

6.103 Repita el problema 6.97 si el tanque está sellado y existe una presión de 5.0 psig por encima del agua del tanque.

6.104 Repita el problema 6.101 si el tanque está sellado y existe una presión de 2.8 psig por encima del agua del tanque.

6.105 Repita el problema 6.96 si el tanque está sellado y existe una presión de 20 kPa (man) por encima del agua del tanque.

6.106 Repita el problema 6.100 si el tanque está sellado y existe una presión de 35 kPa(man) por encima del agua del tanque.

Problemas suplementarios

6.107 En la actualidad, los habitantes de un pueblo llevan agua manualmente desde un lago que está a 1200 m del centro del pueblo. Se ha determinado que la superficie del lago está a 3 m por encima de la elevación del pueblo, por lo que alguien empezó a preguntarse si se podría conducir el agua mediante una línea de fontanería simple. Si es posible instalar una línea de plástico flexible con 20 mm de diámetro interior desde el lago hasta el pueblo, ¿cuál es el caudal teórico posible si no se toman en cuenta las pérdidas?

6.108 Durante una remodelación, se debe diseñar una "tina de spa" que sustituya a las tinas de baño existentes. Se deben tener 6 boquillas de salida, cada una con diámetro de 12 mm, y cada una debe tener una velocidad de salida de 12 m/s. ¿Cuál es la rapidez del flujo requerida desde la única bomba que alimenta a todas estas boquillas? Si hay una línea de succión que conduce a la bomba, ¿cuál es el diámetro mínimo necesario para limitar la velocidad en la entrada de la bomba a 2.5 m/s?

6.109 Un sistema sencillo para servir bebidas refrescantes se basa en CO_2 presurizado que se introduce en la bebida (sg = 1.08) desde un tanque asentado en el piso hasta la salida donde se llenan los vasos. Determine la presión necesaria en el CO_2 para permitir que un vaso de 16 oz se llene en 6 s, cuando el tanque de bebida está casi vacío, como se observa en la figura 6.41.

6.110 Un equipo conceptual de una empresa juguetera está considerando diseñar una nueva pistola de agua. Tiene la idea de una que podría disparar un flujo vertical hasta una altura de 7 m desde una boquilla con 5 mm de diámetro. A las personas les ha gustado disparar pistolas de agua desde hace mucho tiempo, pero no les gusta que los tanques de almacenamiento sean demasiado grandes o pesados. Si el tanque de esta pistola de agua puede contener 3 L, ¿durante cuánto tiempo puede dispararse la pistola?

6.111 El principio de Bernoulli se aplica a los tubos Venturi que se utilizan en muchos dispositivos prácticos, tales como las máquinas de pintura con aire, los sistemas al vacío, los carburadores, desagües de las camas de agua y muchos otros dis-

FIGURA 6.41 Problema 6.109.

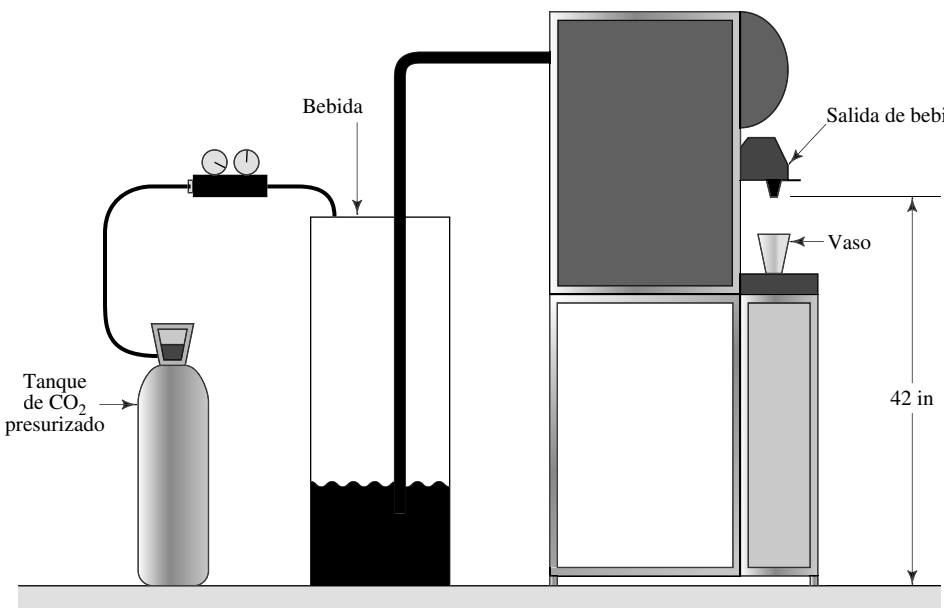
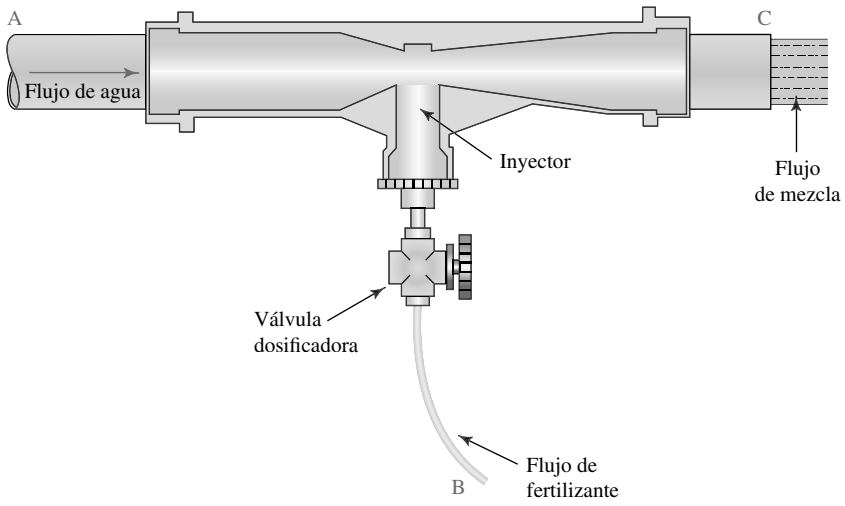


FIGURA 6.42 Problema 6.111.



positivos. La figura 6.42 muestra uno de tales sistemas que es usado para rociar fertilizantes. El puerto A está conectado a un suministro de agua que se dirige a través del Venturi. En la garganta del Venturi, el puerto B se conecta al suministro de concentrado de fertilizantes desde un recipiente inferior. El puerto C es la boquilla de rocío que dirige la solución de fertilizante diluida hacia las plantas. El puerto A, con 10 mm de diámetro, está conectado a un suministro de agua que registra 180 kPa mientras fluye a 12 L/min. Determine la presión de vacío en la garganta de 3.5 mm de diámetro si la válvula dosificadora está completamente cerrada. Explique lo que sucederá con el concentrado de fertilizantes en el contenedor inferior a medida que se abre la válvula dosificadora.

6.112 Se debe diseñar una fuente decorativa para las oficinas centrales de un corporativo internacional con un chorro de agua que se dispare verticalmente en el aire. Si los diseñadores quieren que el chorro llegue por lo menos hasta 50 ft en el aire, ¿qué presión debe existir en la entrada de la boquilla? La boquilla tiene diámetro de entrada de 5.0 in y diámetro de salida de 2.0 in.

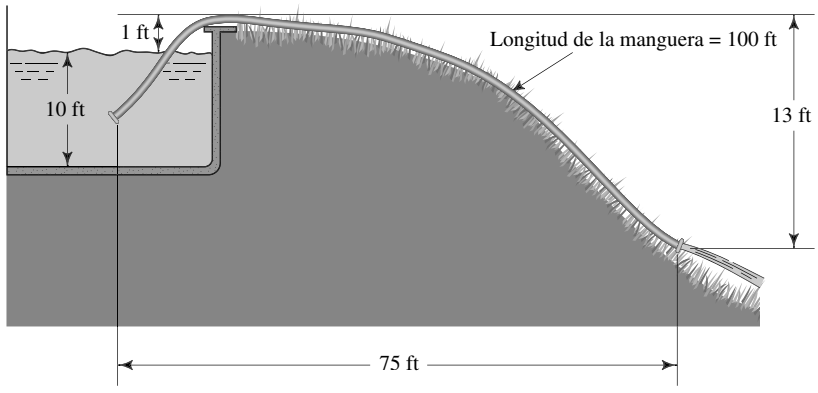
6.113 Usted debe desarrollar una válvula mezcladora para ser utilizada en una planta de procesamiento de lácteos. La potencia nominal de la válvula debe ser de 10 gal/min de leche con chocolate. Habrá dos líneas de entrada separadas, una para la leche y otra para el jarabe de chocolate. La válvula debe asegurar el logro de una proporción adecuada de leche a jarabe de chocolate de 16:1. Como punto de partida para su diseño, determine los diámetros mínimos de los accesorios utilizados para la leche, el jarabe y la leche con chocolate si deben limitar la velocidad en cada línea a un máximo de 8.0 ft/s.

6.114 Mientras maniobraba en el lugar de un incendio, un camión retrocedió accidentalmente sobre un hidrante para incendios y lo rompió. El diámetro de la línea de agua conectada al hidrante es de 6 in, pero debido a las tuberías internas, el diámetro efectivo en la salida de agua es de 4 in. Si la velocidad de flujo del agua que salió del hidrante fue de 1000 gal/min, ¿hasta qué altura llegó el agua desperdiciada?

6.115 Usted desea vaciar la piscina excavada en su patio trasero, pero el drenaje instalado en el fondo de la piscina ya no funciona. Dadas las dimensiones que se muestran en la figura 6.43, determine la rapidez del flujo proveniente de la piscina en el instante mostrado si la manguera tiene un diámetro interior de 0.5 in. ¿Qué tendría que suceder para iniciar el flujo por la manguera de desagüe? ¿Qué pasará con la rapidez del flujo a medida que disminuya el nivel de la piscina?

6.116 Una lavadora a presión, disponible para uso doméstico, tiene entre sus especificaciones 1300 psi y 2 gpm. Sin embargo, se sabe que la presión real del agua es la atmosférica (0 man) una vez que sale de la boquilla. Entonces, la característica clave de la llamada lavadora a presión es, en realidad, la velocidad con la que sale el agua de la boquilla. Ignorando las pérdidas, ¿cuál sería la velocidad de la corriente a partir de esta máquina si alcanza la rapidez de flujo especificada a través de una boquilla de salida con diámetro de 0.062 in?

FIGURA 6.43 Problema 6.115.



PROYECTOS DE ANÁLISIS MEDIANTE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI Y EL TEOREMA DE TORRICELLI

1. Cree una hoja de cálculo para determinar los valores de la carga de presión, la carga de velocidad, la carga de elevación y la carga total para valores dados de presión, velocidad y elevación.
2. Mejore la hoja de cálculo del proyecto 1 al listar varias combinaciones de los diversos componentes de la carga con el fin de compararlos entre sí como se hace al utilizar la ecuación de Bernoulli.
3. En la hoja de cálculo del proyecto 1, incluya la capacidad de calcular la velocidad de flujo a partir de datos dados para la rapidez del flujo de volumen y el tamaño de la tubería.
4. Cree una hoja de cálculo para determinar, a partir de la ecuación (6-26), el tiempo necesario para disminuir de un valor a otro el nivel de fluido en un tanque para cualquier combinación de tamaño del tanque y diámetro de la boquilla. Aplíquela en los problemas 6.95 a 6.102.
5. Añada a la hoja de cálculo del proyecto 4 la capacidad de presurizar el sistema. Aplíquela en los problemas 6.103 a 6.106.
6. Cree una hoja de cálculo para determinar la velocidad del flujo desde un orificio, a partir del teorema de Torricelli, para cualquier profundidad de fluido y cantidad de presión por encima del fluido. Aplíquela en los problemas 6.90 a 6.94.

CAPÍTULO
SIETE

ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA

PANORAMA GENERAL

Ahora usted ampliará su capacidad de análisis de la energía en los sistemas de flujo de fluidos al añadir términos a la ecuación de Bernoulli que se introdujo en el capítulo 6. Tomará en cuenta una variedad de formas de energía que antes fueron ignoradas, tales como:

- La energía perdida en un sistema debido a la fricción generada mientras el fluido fluye por las tuberías.
- La energía perdida mientras el fluido fluye por válvulas o accesorios donde tiene que recorrer trayectorias complejas, acelerar, desacelerar o cambiar de dirección.
- La energía añadida al sistema por una bomba mientras proporciona impulso para que el fluido se desplace y aumente su presión.
- La energía eliminada del sistema por medio de motores o turbinas que utilizan energía para conducir otros sistemas mecánicos.

La incorporación de estos términos a la ecuación de Bernoulli elimina muchas de las restricciones que fueron identificadas en la sección 6.7 y la transforma en la *ecuación general de la energía* que será aplicada durante el estudio de los capítulos 7 a 13.

Como ejemplo de un sistema en el que se producen pérdidas y ganancias de energía, revise ahora la figura 7.1 que muestra una parte de un sistema industrial de distribución de fluido. El fluido entra desde la izquierda, donde la línea de succión extrae líquido de un tanque de almacenamiento. La bomba montada en línea añade energía al fluido y hace que fluya hacia la línea de descarga y luego a través del resto del sistema de tuberías. Observe que la tubería de succión es más grande que el tubo de descarga. Si los tamaños de la boca de succión de la bomba y los puertos de descarga que ofrece el fabricante de la bomba son diferentes a los tamaños de las tuberías, quizá sea necesario implementar una reducción o ampliación gradual. Esto ocurre con frecuencia. Después, el fluido pasa directamente por una te, donde se puede abrir una válvula en el ramal para dejar salir un poco de líquido a otro punto del sistema. Después de salir de la te, el fluido pasa por una válvula que puede ser utilizada para cortar la línea de descarga. Justo aguas abajo de la válvula está otra te donde el fluido adopta entonces la trayectoria del ramal, pasa alrededor de un codo de 90°, y fluye a través de otra válvula. Más allá de la válvula, el tubo de descarga se aísla y el fluido circula por la línea de tubería larga y recta hasta su destino final.

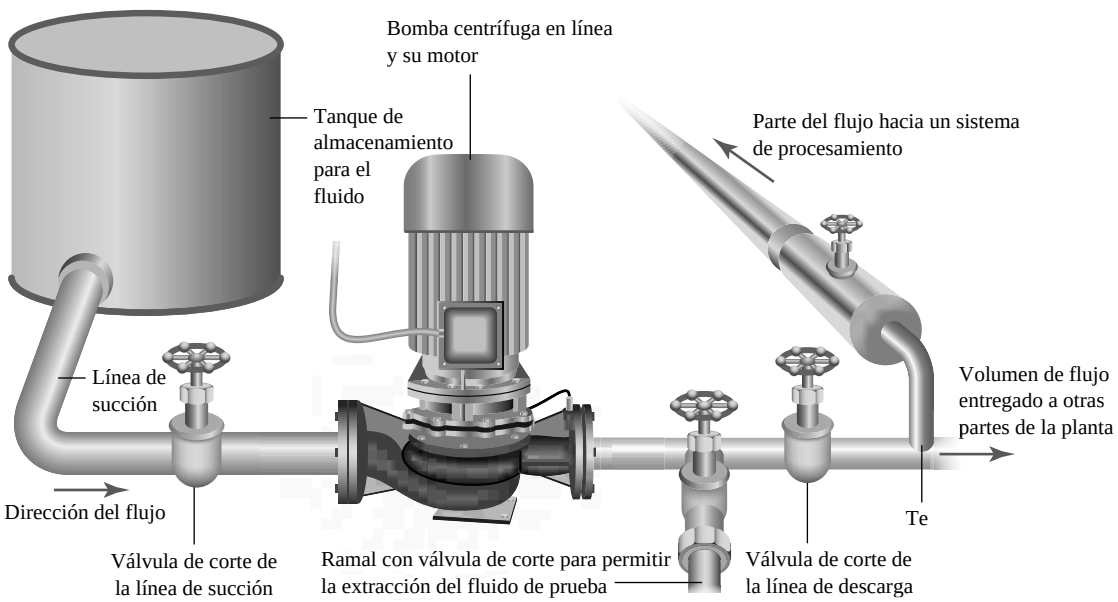


FIGURA 7.1
En sistemas como esta instalación de tubería industrial típica, que muestra una bomba, válvulas, tes y otros accesorios, se debe utilizar la ecuación general de la energía para analizar su desempeño.

Cada válvula, te, codo, reducción y ampliación hacen que se pierda energía desde el fluido. Además, como el fluido fluye por longitudes rectas de tubería, también se pierde energía debido a la fricción. Su tarea aquí podría ser diseñar el sistema, especificar los tamaños de las tuberías y los tipos de válvulas y accesorios, analizar la presión en varios puntos localizados dentro del sistema, determinar las demandas impuestas a la bomba y especificar la bomba adecuada para el sistema. La información proporcionada en los capítulos del 7 al 13 le dará las herramientas necesarias para realizar estas tareas. En este capítulo usted aprenderá cómo analizar los cambios en la energía que se producen en todo el sistema, los correspondientes cambios en la presión, la potencia que una bomba proporciona a un fluido y la eficiencia de la bomba. Para los sistemas que emplean un motor de fluido o una turbina, aprenderá a analizar la energía retirada del fluido, la potencia suministrada al motor de fluido o a la turbina y su eficiencia.

Exploración

Piense de nuevo en los sistemas de flujo de fluidos analizados en la sección "Panorama General" del capítulo 6. También quizás alguna vez haya examinado el sistema de distribución de agua instalado en su casa, un sistema de aspersión para el césped, las tuberías de un sistema de transmisión hidráulica y neumática o los sistemas de distribución de fluidos en una industria manufacturera. Trate de responder las siguientes preguntas acerca de cada sistema:

- ¿De qué manera esos sistemas incluyen pérdidas de energía causadas por válvulas u otros dispositivos de control del flujo?
- ¿Cómo tiene el fluido cambios de dirección a medida que recorre el sistema?
- ¿Hay lugares en los que el tamaño de la trayectoria del flujo cambia, ya sea para reducirse o agrandarse?
- ¿Algunos de los sistemas incluyen bombas para suministrar la energía que causa el flujo y aumenta la presión en el fluido?
- ¿Hay un motor de fluido o una turbina que extraiga energía del fluido para accionar un eje que realiza el trabajo?

También tenga en cuenta que siempre habrá pérdidas de energía cuando el fluido fluya a lo largo de tuberías rectas y tubos que reduzcan la presión.

Conceptos introductorios

Con base en su trabajo del capítulo 6, ahora usted debe tener cierto conocimiento básico sobre cómo analizar los sistemas de flujo de fluidos. Debe ser capaz de calcular la rapidez del flujo de volumen o gasto volumétrico, la rapidez del flujo de peso y la rapidez del flujo de masa o gasto másico. Debe sentirse cómodo con los diversos usos del principio de continuidad, el cual establece que la rapidez del flujo de masa es la misma en todo un sistema de flujo estable. La siguiente forma de la ecuación de continuidad que involucra la rapidez del flujo de volumen se utiliza con mayor frecuencia cuando existen líquidos fluyendo en el sistema:

$$Q_1 = Q_2$$

Debido a que $Q = Av$, esto se puede escribir como

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

Estas relaciones permiten determinar la velocidad del flujo en cualquier punto de un sistema si se conoce la rapidez del flujo de volumen y las áreas de las tuberías en las secciones de interés.

Usted también debe estar familiarizado con los términos que expresan la energía que posee un fluido por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema:

p/γ es la carga de presión.

z es la carga de elevación.

$v^2/2g$ es la carga de velocidad.

La suma de estos tres términos se denomina carga total. Todo esto confluye en la ecuación de Bernoulli,

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

donde los subíndices 1 y 2 se refieren a dos puntos diferentes de interés ubicados en el sistema de flujo de fluidos. Sin embargo, como usted aprendió en la sección 6.7, existen varias restricciones sobre el uso de la ecuación de Bernoulli.

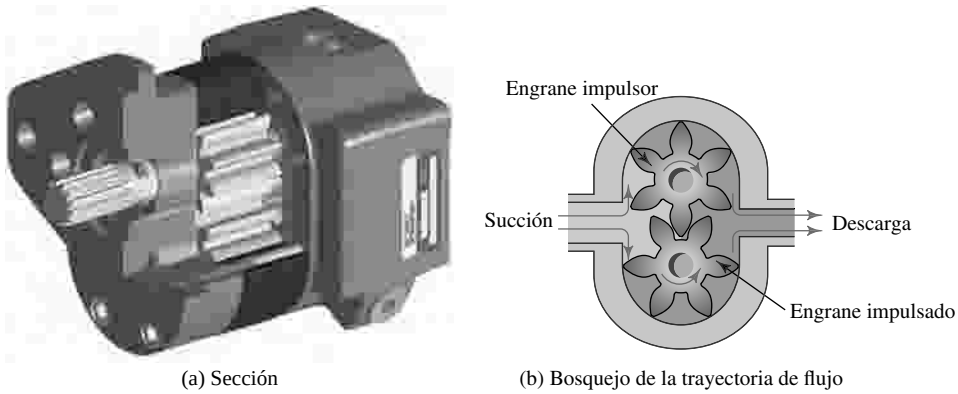
1. Es válida sólo para fluidos incompresibles.
2. No puede haber dispositivos mecánicos como bombas, motores de fluidos o turbinas entre las dos secciones de interés.
3. No puede haber pérdida de energía debida a la fricción o a turbulencia creada por válvulas y accesorios instalados en el sistema de flujo.
4. No puede haber calor transferido hacia o desde el fluido.

En realidad, no existe un sistema que satisfaga todas estas restricciones, por lo que ahora se desarrollará la ecuación general de la energía al añadir términos apropiados para manejar las pérdidas de energía de todo tipo, las ganancias de energía debidas a bombas y la eliminación de energía debida a motores de fluidos o turbinas.

7.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Identificar las condiciones bajo las cuales se producen pérdidas de energía en los sistemas de flujo de fluidos.
2. Identificar los medios por los cuales se puede añadir energía a un sistema de flujo de fluidos.
3. Identificar los medios por los cuales se puede eliminar energía de un sistema de flujo de fluidos.
4. Ampliar la ecuación de Bernoulli para formar la ecuación general de la energía, la cual considera las pérdidas, ganancias y eliminaciones de energía, y aplicarla a una variedad de problemas prácticos.



(a) Sección (b) Bosquejo de la trayectoria de flujo

FIGURA 7.2 Bomba de engranes. (a) Vista seccional de la bomba (*Fuente:* Danfoss Power Solutions, Ames, IA); (b) Bosquejo de los engranes dentados y trayectoria de flujo del fluido. (*Fuente:* Machine Design Magazine)

5. Calcular la potencia añadida a un fluido por medio de bombas, la potencia necesaria para impulsarlas y su eficiencia.
6. Calcular la potencia suministrada por un fluido a un motor de fluido, la potencia real utilizada por el motor para accionar un sistema mecánico y la eficiencia del motor de fluido.

7.2 PÉRDIDAS Y GANANCIAS DE ENERGÍA

El objetivo de esta sección es describir en términos generales los distintos tipos de dispositivos y componentes de los sistemas de flujo de fluidos. Todos están presentes en la mayoría de los sistemas de flujo de fluidos y añaden, eliminan o causan pérdidas indeseables de energía en el fluido.

En este punto sólo se describirán estos dispositivos en términos conceptuales. Se estudiarán las bombas, los motores de fluido, las pérdidas por fricción cuando los fluidos fluyen por tuberías y tubos, las pérdidas de energía por cambios en el tamaño de la trayectoria de flujo y las pérdidas de energía causadas por válvulas y accesorios.

En los capítulos siguientes, usted aprenderá de manera más detallada cómo se calcula la magnitud de las pérdidas de energía en tuberías y ciertos tipos específicos de válvulas y accesorios. Conocerá un método en el que se usan curvas de rendimiento para seleccionar y aplicar las bombas en forma correcta.

7.2.1 Bombas

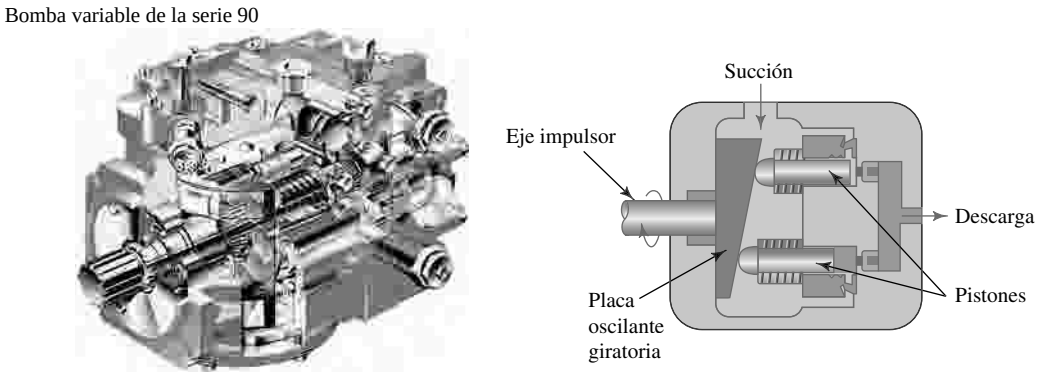
Una bomba es un ejemplo común de un dispositivo mecánico que añade energía a un fluido. Un motor eléctrico o algún otro dispositivo de potencia primaria impulsan un eje giratorio en la bomba. Entonces la bomba adquiere esta energía cinética y la suministra al fluido, lo que da como resultado el flujo del fluido y el incremento de su presión.

En los diseños de bombas se utilizan muchas configuraciones. El sistema que se muestra en la figura 7.1 contiene una bomba centrífuga montada en línea con la tubería del proceso. En las figuras 7.2 y 7.3 se presentan dos tipos de bombas de potencia de fluidos capaces de producir presiones muy altas en el rango de 1500 a 5000 psi (10.3 a 34.5 MPa). En el capítulo 13, éstos y otros diversos tipos de bombas van a ser analizados de manera extensa junto con su selección y aplicación.

7.2.2 Motores de fluido

Los motores de fluido, las turbinas, los actuadores giratorios y los actuadores lineales son ejemplos de dispositivos que toman energía de un fluido y la entregan en forma de trabajo, lo que ocasiona la rotación de un eje o el movimiento lineal de un pistón.

Muchos motores de fluido tienen las mismas configuraciones básicas que las bombas mostradas en las figuras 7.2 y 7.3. La principal diferencia entre una bomba y un motor de fluido es que, cuando actúa como un motor, el fluido impulsa los elementos giratorios del dispositivo. Con las bombas ocurre lo contrario. Para algunos diseños, como el tipo de engrane sobre engrane que se muestra en la figura 7.2, una bomba podría actuar como un motor al forzar el flujo de un fluido a través del dispositivo. En otros tipos, se requeriría un cambio en la disposición de la válvula o en la configuración de los elementos giratorios.



(a) Sección (b) Bosquejo de la trayectoria de flujo

FIGURA 7.3 Bomba de pistón. (a) Vista seccional de la bomba. (*Fuente:* Danfoss Power Solutions, Ames, IA); (b) Bosquejo de la sección transversal de la bomba y de la trayectoria de flujo del fluido. (*Fuente:* Machine Design Magazine)

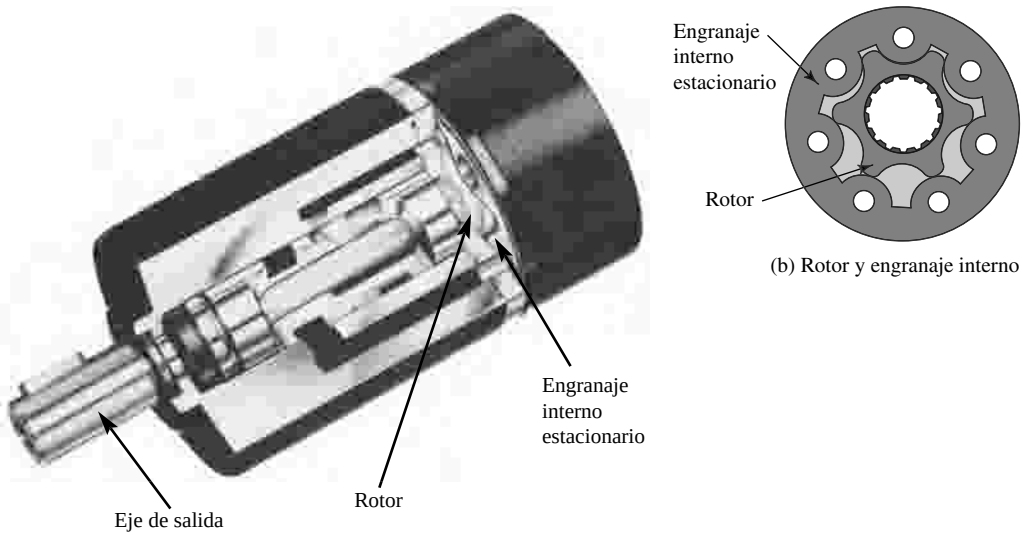


FIGURA 7.4 Motor hidráulico. (a) Vista seccional del motor. (*Fuente:* Danfoss Power Solutions, Ames, IA); (b) Rotor y engranaje interno. (*Fuente:* Machine Design Magazine).

El motor hidráulico mostrado en la figura 7.4 se utiliza a menudo como impulsor para las ruedas de la maquinaria y los camiones de construcción, así como para los componentes giratorios de los sistemas de transferencia de materiales, transportadores, equipo agrícola, máquinas especiales y equipo de automatización. El diseño incorpora un engranaje interno estacionario con una forma especial. El componente de rotación es como un engranaje externo, en ocasiones llamado *gerotor*, que tiene unos cuantos dientes menos que el engranaje interno. El engranaje externo gira en una órbita circular alrededor del centro del engranaje interno. El fluido a alta presión que entra en la cavidad que hay entre los dos engranajes actúa sobre el rotor y desarrolla un par motriz que ocasiona la rotación del eje de salida. La magnitud del par de salida depende de la diferencia de presión entre los lados de entrada y de salida del engranaje giratorio. La velocidad de rotación es una función del desplazamiento del motor (volumen por revolución) y la rapidez del flujo de volumen del fluido a través del motor.

La figura 7.5 presenta la fotografía de un modelo seccionado de un cilindro de potencia de fluido o actuador lineal.

7.2.3 Fricción del fluido

Un fluido en movimiento ofrece resistencia a fluir debido a la fricción. Parte de la energía presente en el sistema se convierte en *energía térmica* (calor), la cual se disipa a través de las paredes de la tubería en la que el fluido está fluyendo. La magnitud de la pérdida de energía depende de las propiedades del fluido, la velocidad de flujo, el tamaño de la tubería, lo liso de la pared de la tubería y la longitud de ésta. En capítulos posteriores

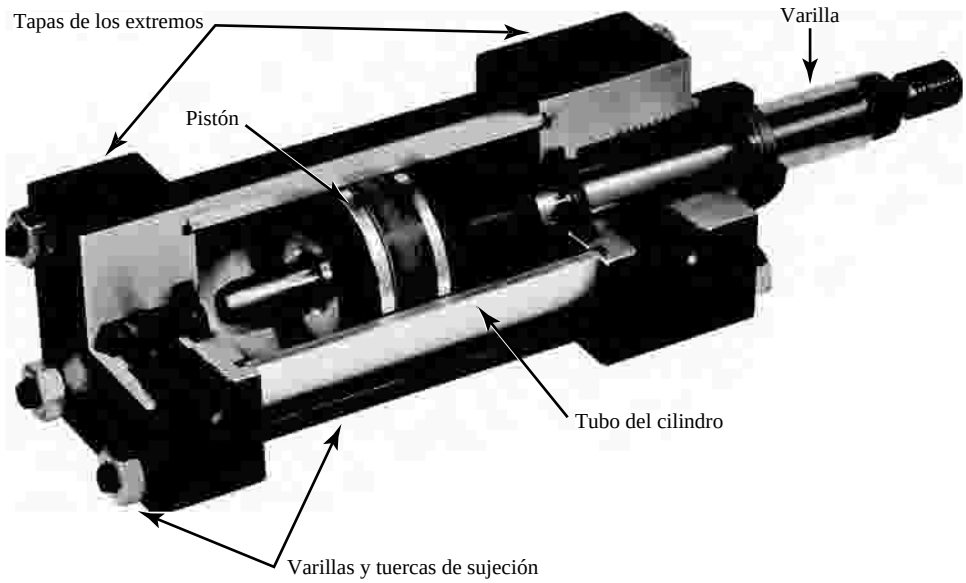


FIGURA 7.5 Cilindro de potencia de fluido. (*Fuente:* Norgren, Inc.)

se desarrollarán métodos para calcular esta pérdida de energía por fricción.

7.2.4 Válvulas y accesorios

Por lo general, los elementos que controlan la dirección o la rapidez de flujo de un fluido en un sistema ocasionan turbulencia local en el fluido, lo cual da lugar a la disipación de energía en forma de calor. Siempre que hay una restricción, un cambio en la velocidad de flujo o un cambio en la dirección del flujo, se producen estas pérdidas de energía. En un sistema grande, la magnitud de las pérdidas debidas a válvulas y accesorios suele ser pequeña en comparación con las pérdidas por fricción ocurridas en las tuberías. Por lo tanto, dichas pérdidas se denominan *pérdidas menores*.

7.3 NOMENCLATURA DE LAS PÉRDIDAS Y GANANCIAS DE ENERGÍA

Las pérdidas y ganancias de energía producidas en un sistema se considerarán en términos de la energía por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema. Esto se conoce también como "carga", según fue descrito en el capítulo 6. Como una abreviatura de carga (*head*, en inglés), se utilizará el símbolo h para indicar las pérdidas y ganancias de energía. En forma específica, se utilizarán los siguientes términos en los próximos capítulos:

h_A = *Energía añadida* al fluido mediante un dispositivo mecánico como una bomba; con frecuencia, a esto se le denomina *carga total* de la bomba.

h_R = *Energía removida* del fluido mediante un dispositivo mecánico como un motor de fluido.

h_L = *Pérdidas de energía* del sistema debido a la fricción en tuberías o pérdidas menores debido a válvulas y accesorios.

En este momento no se considerarán los efectos del calor transferido desde o hacia el fluido, ya que son casi insignificantes en los tipos de problemas que se resolverán aquí. La energía calorífica se estudia en los cursos que tratan sobre termodinámica y transferencia de calor.

La magnitud de las pérdidas de energía producidas por la fricción de fluidos, las válvulas y los accesorios es directamente proporcional a la carga de velocidad del fluido. Matemáticamente, esto se puede expresar como

$$h_L = K(v^2/2g)$$

El término K representa el *coeficiente de resistencia*. Usted aprenderá cómo determinar el valor de K para la fricción del fluido en el capítulo 8, utilizando la ecuación de Darcy. En el capítulo 10, estudiará los métodos de determinación de K para muchos tipos de válvulas, conexiones y cambios en la sección transversal y la dirección del flujo. En la mayoría de los casos, K se determina a partir de datos experimentales.

7.4 ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA

En este texto, la ecuación general de la energía que se utiliza es una ampliación de la ecuación de Bernoulli, la cual permite resolver problemas en los que se producen pérdidas y ganancias de energía. La interpretación lógica de la ecuación de la energía se puede ver en la figura 7.6, que representa un sistema de flujo. Los términos E_1' y E_2' denotan la energía que posee el fluido por unidad de peso en las secciones 1 y 2, respectivamente. Se muestran las respectivas ganancias, remociones y pérdidas de energía: h_A, h_R y h_L. Para un sistema de este tipo, la expresión del principio de conservación de la energía es

$$E_1' + h_A - h_R - h_L = E_2' \qquad \textbf{(7-1)}$$

La energía poseída por el fluido por unidad de peso es

$$E' = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \qquad \textbf{(7-2)}$$

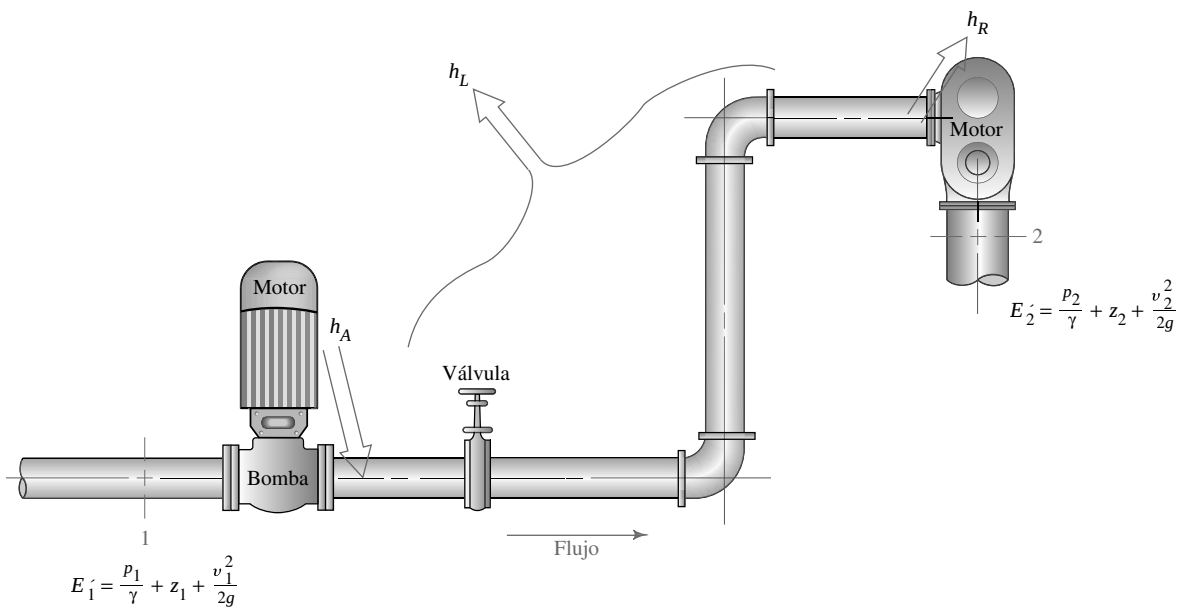


FIGURA 7.6 Sistema de flujo de fluidos que ilustra la ecuación general de la energía.

Entonces, la ecuación (7-1) se convierte en

➪ Ecuación general de la energía

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \qquad \textbf{(7-3)}$$

Ésta es la forma de la ecuación de la energía que se utilizará con más frecuencia en este libro. Igual que con la ecuación de Bernoulli, cada término de la ecuación (7-3) representa una cantidad de energía por unidad de peso de fluido que fluye en el sistema. Las unidades típicas del SI son N•m/N, o metros. Las unidades de uso común en Estados Unidos son lb-ft/lb, o pies.

Resulta esencial que la ecuación general de la energía pueda escribirse *en la dirección del flujo*, es decir, *desde* el punto de referencia del lado izquierdo de la ecuación *hasta* el lado derecho. Los signos algebraicos son de suma importancia porque el lado izquierdo de la ecuación (7-3) indica que un elemento del fluido que tiene cierta cantidad de energía por unidad de peso en la sección 1 puede tener energía añadida ($+h_A$), energía removida ($-h_R$) o energía perdida ($-h_L$) antes de llegar a la sección 2. Allí contiene una cantidad diferente de energía por unidad de peso, como lo indican los términos del lado derecho de la ecuación.

Por ejemplo, en la figura 7.6, los puntos de referencia se muestran como puntos 1 y 2 con la carga de presión, la carga de elevación y la carga de velocidad indicadas en cada punto. Después que el fluido abandona el punto 1 entra en la bomba, donde se añade energía. Un motor primario, por ejemplo un motor eléctrico, acciona la bomba y el impulsor de la bomba transfiere energía al fluido ($+h_A$). Después, el fluido fluye a través de un sistema de tuberías compuesto por una válvula, codos y los tramos de tubería donde se disipa y pierde energía a partir del fluido ($-h_L$). Antes de alcanzar el punto 2, el fluido fluye a través de un motor de fluido que remueve parte de la energía para accionar un dispositivo externo ($-h_R$). La ecuación general de la energía toma en cuenta todas estas energías.

En un problema particular, es posible que no se requiera utilizar todos los términos de la ecuación general de la energía. Por ejemplo, si no hay ningún dispositivo mecánico entre las secciones de interés, los términos h_A y h_R serán iguales a cero y pueden dejarse fuera de la ecuación. Si las pérdidas de energía son tan pequeñas que pueden ignorarse, el término h_L puede quedar fuera. Si existen ambas condiciones, puede verse que la ecuación (7-3) se reduce a la ecuación de Bernoulli.

PROBLEMAS DE EJEMPLO PROGRAMADOS

Problema de ejemplo 7.1

El agua fluye desde un gran depósito a un gasto volumétrico de 1.20 ft^3/s a lo largo de un sistema de tuberías como el que muestra la figura 7.7. Calcule la cantidad total de energía que se pierde en el sistema debido a la válvula, los codos, la entrada de la tubería y la fricción del fluido.

Con base en un enfoque similar al que utiliza la ecuación de Bernoulli, seleccione dos secciones de interés y escriba la ecuación general de la energía antes de ver el siguiente panel.

Las secciones en las que se conoce más información acerca de la presión, velocidad y elevación son la superficie del depósito y la corriente libre de fluido a la salida de la tubería. Estas secciones se llamarán 1 y 2, respectivamente. Entonces, la ecuación total general de la energía [ecuación (7-3)] es

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

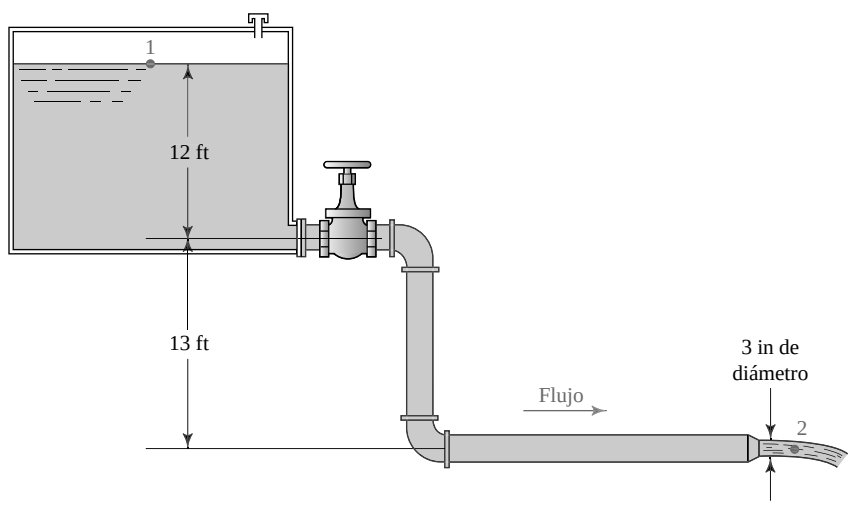


FIGURA 7.7 Sistema de tuberías para el problema de ejemplo 7.1.

El valor de algunos de estos términos es nulo. Determine cuáles son iguales a cero y, en consecuencia, simplifique la ecuación de la energía.

El valor de los siguientes términos es cero:

$p_1 = 0$ Superficie del depósito expuesta a la atmósfera

$p_2 = 0$ Corriente libre de fluido expuesta a la atmósfera

$v_1 = 0$ (Aproximadamente es nula) El área de la superficie del depósito es grande en comparación de la sección de salida

$h_A = h_R = 0$ No hay ningún dispositivo mecánico en el sistema

Entonces, la ecuación de la energía se convierte en

$$\frac{p_1}{\gamma}^{0} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}^{0} + h_A^{0} - h_R^{0} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}^{0} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$z_1 - h_L = z_2 + v_2^2/2g$$

Dado que se busca la energía total perdida en el sistema, despeje h_L de esta ecuación.

Usted debe tener

$$h_L = (z_1 - z_2) - v_2^2/2g$$

Ahora evalúe los términos del lado derecho de la ecuación para determinar h_L en unidades de lb-ft/lb.

La respuesta es $h_L = 15.75$ lb-ft/lb. A continuación, se muestra la manera de calcularla. Primero,

$$z_1 - z_2 = +25 \text{ ft}$$

$$v_2 = Q/A_2$$

Puesto que Q fue dado como 1.20 ft^3/s y el área de un chorro de 3 in de diámetro es 0.0491 ft^2, se tiene

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{1.20 \text{ ft}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{0.0491 \text{ ft}^2} = 24.4 \text{ ft/s}$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(24.4)^2 \text{ ft}^2}{\text{s}^2} \times \frac{\text{s}^2}{(2)(32.2) \text{ ft}} = 9.25 \text{ ft}$$

Entonces, la cantidad total de energía que se pierde en el sistema es

$$h_L = (z_1 - z_2) - v_2^2/2g = 25 \text{ ft} - 9.25 \text{ ft}$$

$$h_L = 15.75 \text{ ft, o } 15.75 \text{ lb-ft/lb}$$

Problema de ejemplo 7.2

La rapidez del flujo de volumen a través de la bomba que se muestra en la figura 7.8 es de 0.014 m^3/s. El fluido que se bombea es un aceite que tiene gravedad específica de 0.86. Calcule la energía que suministra la bomba al aceite por unidad de peso del aceite que fluye en el sistema. En el sistema, las pérdidas de energía son causadas por la fricción y la válvula de retención mientras el fluido fluye por la tubería. Se ha determinado que la magnitud de estas pérdidas es de 1.86 N•m/N.

Escriba la ecuación de la energía para el sistema incluyendo solamente los términos necesarios. Utilice lo puntos donde se ubican los manómetros como las secciones de interés.

Usted debe tener

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} + h_A - h_L = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

Observe que el término h_R se ha dejado fuera de la ecuación general de la energía porque en el sistema no existe un motor de fluido.

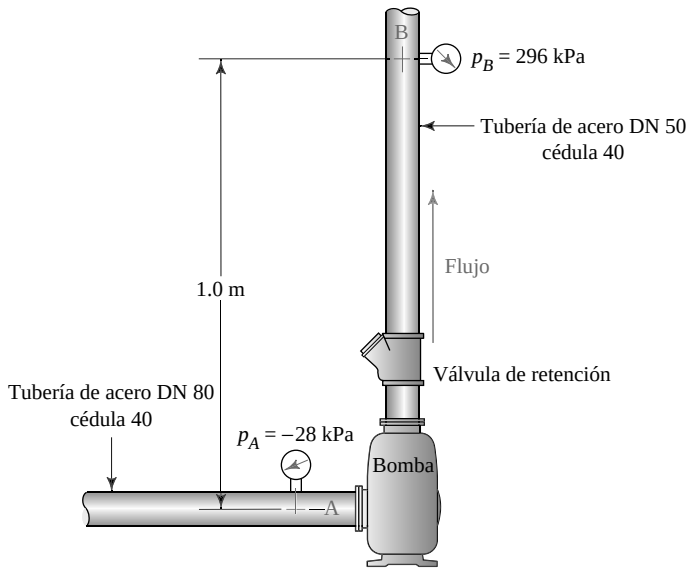


FIGURA 7.8 Sistema de bombeo para el problema de ejemplo 7.2.

El objetivo del problema es calcular la energía añadida al aceite por la bomba. Antes de ver el siguiente panel, despeje h_A.

Una solución correcta es

$$h_A = \frac{p_B - p_A}{\gamma} + (z_B - z_A) + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + h_L \qquad \textbf{(7-4)}$$

Observe que se han agrupado los términos semejantes. Esto será conveniente al realizar los cálculos.

La ecuación (7-4) debe ser bien estudiada. Indica que la carga total h_A sobre la bomba es una medida de todas las tareas que debe realizar la bomba en un sistema. Debe incrementar la presión que hay en el punto A (p_A) situado en la entrada de la bomba hasta la presión en el punto B (p_B). Debe elevar el fluido en una cantidad igual a la diferencia de elevación que haya entre los puntos A y B. Debe suministrar energía para aumentar la velocidad del fluido a partir de la velocidad existente en la tubería más grande localizada en la entrada de la bomba (llamada tubo de succión) hasta la velocidad existente en la tubería de sección más pequeña situada a la salida de la bomba (llamada tubo de descarga). Además, debe superar cualesquiera pérdidas de energía que se produzcan en el sistema, como las debidas a la válvula de retención y a la fricción generada en la tubería de descarga.

Se recomienda evaluar cada uno de los términos de la ecuación (7-4) por separado y luego combinarlos al final. El primer término representa la diferencia entre la carga de presión en el punto A y la que existe en el punto B. ¿Cuál es el valor de γ?

Recuerde que se debe utilizar el peso específico del fluido que está siendo bombeado. En este caso, el peso específico del aceite es

$$\gamma = (\text{sg})(\gamma_w) = (0.86)(9.81\ \text{kN/m}^3) = 8.44\ \text{kN/m}^3$$

Ahora complete la evaluación de $(p_B - p_A)/\gamma$.

Puesto que $p_B = 296$ kPa y $p_A = -28$ kPa, se tiene

$$\frac{p_B - p_A}{\gamma} = \frac{[296 - (-28)]\ \text{kN}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{8.44\ \text{kN}} = 38.4\ \text{m}$$

Ahora evalúe la diferencia de elevación, $z_B - z_A$.

Usted debe tener $z_B - z_A = 1.0$ m. Observe que el punto B está a una elevación más alta que el punto A y, por lo tanto, $z_B > z_A$. El resultado es que $z_B - z_A$ es un número positivo.

Ahora calcule el término de la diferencia en la carga de velocidad, $(v_B^2 - v_A^2)/2g$.

Para determinar cada velocidad, se puede utilizar la definición de la rapidez del flujo de volumen y la ecuación de continuidad:

$$Q = Av = A_A v_A = A_B v_B$$

Entonces, despejando las velocidades y usando las áreas de flujo para los tubos de succión (DN 80 cédula 40) y de descarga (DN 50 cédula 40) obtenidas en el apéndice F, resulta

$$v_A = Q/A_A = (0.014\ \text{m}^3/\text{s})/(4.768 \times 10^{-3}\ \text{m}^2) = 2.94\ \text{m/s}$$
$$v_B = Q/A_B = (0.014\ \text{m}^3/\text{s})/(2.168 \times 10^{-3}\text{m}^2) = 6.46\ \text{m/s}$$

Por último,

$$\frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} = \frac{[(6.46)^2 - (2.94)^2]\ \text{m}^2/\text{s}^2}{2(9.81\ \text{m/s}^2)} = 1.69\ \text{m}$$

El único término que resta en la ecuación (7-4) es la pérdida de energía h_L, que está dada como 1.86 N•m/N o 1.86 m. Ahora es posible combinar todos estos términos y completar el cálculo de h_A.

La energía añadida al sistema es

$$h_A = 38.4\ \text{m} + 1.0\ \text{m} + 1.69\ \text{m} + 1.86\ \text{m} = 42.9\ \text{m, o } 42.9\ \text{N•m/N}$$

Es decir, la bomba suministra 42.9 N•m de energía a cada newton de aceite que fluye por ella.

Con esto se completa la instrucción programada.

7.5 POTENCIA REQUERIDA POR LAS BOMBAS

La potencia se define como la rapidez con que se realiza el trabajo. En mecánica de fluidos se puede modificar este enunciado y considerar que la potencia es la rapidez a la que se transfiere energía. En primer lugar, se desarrollará el concepto básico de potencia en unidades del SI. Después se mostrarán las unidades para el sistema de uso común en Estados Unidos.

En el sistema SI, la unidad de energía es el joule (J) o N•m. La unidad de potencia es el watt (W), que equivale a 1.0 N•m/s o 1.0 J/s.

En el problema de ejemplo 7.2, se encontró que la bomba suministraba 42.9 N•m de energía a cada newton de aceite que fluía por la bomba. Para calcular la potencia proporcionada al aceite, se debe determinar cuántos newtons de aceite fluyen por la bomba en la cantidad de tiempo dada. Esto se conoce como *rapidez del flujo de peso W*, la cual se definió en el capítulo 6, y se expresa en unidades de N/s. La potencia se calcula al multiplicar la energía transferida a cada newton de fluido por la rapidez del flujo de peso. Esto es

$$P_A = h_A W$$

Como $W = \gamma Q$, también se puede escribir

➪ Potencia añadida a un fluido mediante una bomba

$$P_A = h_A \gamma Q \qquad \textbf{(7-5)}$$

donde P_A indica la potencia añadida al fluido, γ representa el peso específico del fluido que fluye por la bomba y Q es la rapidez del flujo de volumen o gasto volumétrico.

Si se utilizan los datos del problema de ejemplo 7.2, es posible encontrar la potencia que la bomba suministra al aceite de la manera siguiente:

$$P_A = h_A \gamma Q$$

Con base en el problema de ejemplo 7.2, se sabe que

$$h_A = 42.9\ \text{N•m/N}$$
$$\gamma = 8.44\ \text{kN/m}^3 = 8.44 \times 10^3\ \text{N/m}^3$$
$$Q = 0.014\ \text{m}^3/\text{s}$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (7-5), se obtiene

$$P_A = \frac{42.9\ \text{N•m}}{\text{N}} \times \frac{8.44 \times 10^3\ \text{N}}{\text{m}^3} \times \frac{0.014\ \text{m}^3}{\text{s}}$$
$$= 5069\ \text{N•m/s}$$

Dado que 1.0 W = 1.0 N•m/s, se puede expresar el resultado en watts:

$$P_A = 5069\ \text{W} = 5.07\ \text{kW}$$

7.5.1 Potencia en el sistema de uso común en Estados Unidos

En el sistema de uso común en Estados Unidos, la unidad estándar para la energía es la lb-ft. La unidad de potencia es lb-ft/s. Debido a que es práctica común referirse a la potencia en términos de caballos de potencia (hp), el factor de conversión que se requiere es

$$1\ \text{hp} = 550\ \text{lb-ft/s}$$

En la ecuación (7-5) la energía añadida h_A se expresa en pies del fluido que fluye por el sistema. Entonces, al expresar el peso específico del fluido en lb/ft^3 y la rapidez del flujo de volumen en ft^3/s, se obtiene la rapidez del flujo de peso γQ en lb/s. Por último, en la ecuación de la potencia $P_A = h_A \gamma Q$, la potencia se expresa en lb-ft/s.

Para convertir estas unidades al sistema SI se utilizan los factores

$$1\ \text{lb-ft/s} = 1.356\ \text{W}$$
$$1\ \text{hp} = 745.7\ \text{W}$$

7.5.2 Eficiencia mecánica de las bombas

El término *eficiencia* se utiliza para denotar la relación de la potencia suministrada por la bomba al fluido sobre la potencia suministrada a la bomba. Debido a las pérdidas de energía causadas por la fricción mecánica en los componentes de la bomba, la fricción del fluido en la bomba y la turbulencia excesiva del fluido en la bomba, no toda la potencia de entrada se suministra al fluido. Entonces, utilizando el símbolo e_M para indicar la eficiencia mecánica, se tiene

⇨ Eficiencia de la bomba

$$e_M = \frac{\text{Potencia suministrada al fluido}}{\text{Potencia de entrada a la bomba}} = \frac{P_A}{P_I} \qquad \textbf{(7-6)}$$

El valor de e_M siempre será menor que 1.0.

Con los datos del problema de ejemplo 7.2, se podría calcular la potencia de entrada a la bomba si se conoce e_M. Para las bombas disponibles comercialmente, el valor de e_M se publica como parte de los datos de rendimiento. Si en este problema se supone que la eficiencia para la bomba es de 82 por ciento, entonces

$$P_I = P_A/e_M = 5.07/0.82 = 6.18 \text{ kW}$$

El valor de la eficiencia mecánica de las bombas depende no sólo del diseño de la bomba, sino también de las condiciones bajo las cuales esté funcionando, particularmente la carga total y la rapidez del flujo. Para bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos, como las mostradas en las figuras 7.2 y 7.3, las eficiencias varían aproximadamente entre 70 y 90 por ciento. Para las bombas centrífugas utilizadas principalmente para transferir o hacer circular líquidos, las eficiencias varían entre 50 y 85 por ciento.

Consulte el capítulo 13 para ver más datos y análisis del desempeño de las bombas. Los valores de eficiencia para las bombas de potencia de fluido con desplazamiento positivo se reportan de manera diferente a los de las bombas centrífugas. Los valores utilizados con frecuencia son: *eficiencia global* e_o y *eficiencia volumétrica* e_v. El capítulo 13 contiene más detalles sobre estas eficiencias. En general, la eficiencia global es análoga a la eficiencia mecánica, la cual se expone en esta sección para otros tipos de bombas. La eficiencia volumétrica es una medida de la entrega real de la bomba comparada con la entrega ideal, ésta se encuentra a partir del desplazamiento por revolución multiplicado por la velocidad de rotación de la bomba. Se desea una alta eficiencia volumétrica debido a que la operación del sistema de fluidos depende de una rapidez de flujo casi uniforme del fluido en todas las condiciones operativas.

El siguiente problema de ejemplo programado ilustra una posible configuración para medir la eficiencia de la bomba.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 7.3

Para la disposición de prueba de una bomba que se muestra en la figura 7.9, determine la eficiencia mecánica de la bomba si la entrada de energía se mide como 3.85 hp cuando se bombean 500 gal/min de aceite ($\gamma = 56.0$ lb/ft^3).

Para empezar, escriba la ecuación de la energía para este sistema.

De acuerdo con los puntos identificados como 1 y 2 en la figura 7.9, se tiene

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

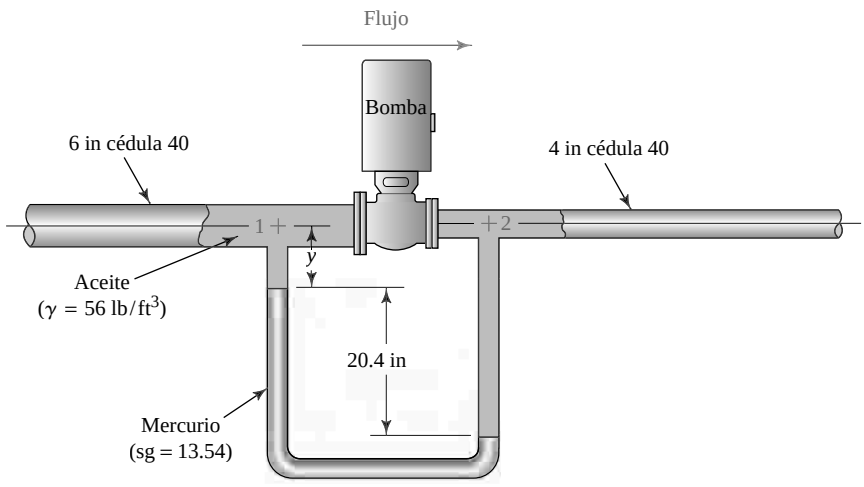


FIGURA 7.9 Sistema de prueba de una bomba para el problema de ejemplo 7.3.

Como se debe encontrar la potencia que suministra la bomba al fluido, ahora es necesario despejar h_A.

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_A = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \qquad \textbf{(7-7)}$$

Es conveniente despejar primero para cada uno de los términos en forma individual y después combinar los resultados. El manómetro permite calcular $(p_2 - p_1)/\gamma$ porque mide la diferencia de presión. Con base en el procedimiento descrito en el capítulo 3, escriba la ecuación del manómetro entre los puntos 1 y 2.

Comenzando en el punto 1, se tiene

$$p_1 + \gamma_o y + \gamma_m(20.4 \text{ in}) - \gamma_o(20.4 \text{ in}) - \gamma_o y = p_2$$

donde y representa la distancia desconocida desde el punto 1 hasta la parte superior de la columna de mercurio localizada en el brazo izquierdo del manómetro. Los términos que incluyen a y se cancelan. Además, en esta ecuación γ_o representa el peso específico del aceite y con γ_m se indica el peso específico del fluido de medición de mercurio.

El resultado que se busca para usarlo en la ecuación (7-7) es $(p_2 - p_1)/\gamma_o$. Ahora, despeje esta expresión y calcule el resultado.

La solución correcta es $(p_2 - p_1)/\gamma_o = 24.0$ ft. A continuación se presenta una manera de encontrarla:

$$\gamma_m = (13.54)(\gamma_w) = (13.54)(62.4 \text{ lb/ft}^3) = 844.9 \text{ lb/ft}^3$$

$$p_2 = p_1 + \gamma_m(20.4 \text{ in}) - \gamma_o(20.4 \text{ in})$$

$$p_2 - p_1 = \gamma_m(20.4 \text{ in}) - \gamma_o(20.4 \text{ in})$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma_o} = \frac{\gamma_m(20.4 \text{ in})}{\gamma_o} - 20.4 \text{ in} = \left(\frac{\gamma_m}{\gamma_o} - 1\right) 20.4 \text{ in}$$

$$= \left(\frac{844.9 \text{ lb/ft}^3}{56.0 \text{ lb/ft}^3} - 1\right) 20.4 \text{ in} = (15.1 - 1)(20.4 \text{ in})$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma_o} = (14.1)(20.4 \text{ in})\left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}\right) = 24.0 \text{ ft}$$

El siguiente término en la ecuación (7-7) es $z_2 - z_1$. ¿Cuál es su valor?

Es cero. Ambos puntos están a la misma elevación. Estos términos podrían haberse cancelado desde la ecuación original. Ahora encuentre $(v_2^2 - v_1^2)/2g$.

Usted debe tener $(v_2^2 - v_1^2)/2g = 1.99$ ft, que se calcula de la siguiente manera. En primer lugar, escriba

$$Q = (500 \text{ gal/min})\left(\frac{1 \text{ ft}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}}\right) = 1.11 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Al usar $A_1 = 0.2006$ ft^2 y $A_2 = 0.0884$ ft^2 a partir del apéndice F, resulta

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{1.11 \text{ ft}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{0.2006 \text{ ft}^2} = 5.55 \text{ ft/s}$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{1.11 \text{ ft}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{0.0884 \text{ ft}^2} = 12.6 \text{ ft/s}$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{(12.6)^2 - (5.55)^2}{(2)(32.2)} \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2} \frac{\text{s}^2}{\text{ft}} = 1.99 \text{ ft}$$

Ahora coloque estos resultados en la ecuación (7-7) y despeje h_A.

Al despejar h_A, se obtiene

$$h_A = 24.0 \text{ ft} + 0 + 1.99 \text{ ft} = 25.99 \text{ ft}$$

Ahora es posible calcular la potencia suministrada al aceite, P_A.

El resultado es $P_A = 2.95$ hp, que se encuentra de la siguiente manera:

$$P_A = h_a \gamma Q = 25.99 \text{ ft} \left(\frac{56.0 \text{ lb}}{\text{ft}^3}\right)\left(\frac{1.11 \text{ ft}^3}{\text{s}}\right)$$

$$P_A = 1620 \text{ lb-ft/s} \left(\frac{1 \text{ hp}}{550 \text{ lb-ft/s}}\right) = 2.95 \text{ hp}$$

El paso final consiste en calcular e_M, la eficiencia mecánica de la bomba.

A partir de la ecuación (7-6), se obtiene

$$e_M = P_A/P_I = 2.95/3.85 = 0.77$$

Expresada como porcentaje, la bomba tiene 77 por ciento de eficiencia mecánica en las condiciones establecidas.

Con esto se completa la instrucción programada.

7.6 POTENCIA SUMINISTRADA A MOTORES DE FLUIDO

La energía suministrada por el fluido a un dispositivo mecánico, como un motor de fluido o una turbina, se denota en la ecuación general de la energía mediante el término h_R. Ésta es una medida de la energía suministrada por cada unidad de peso del fluido cuando pasa por el dispositivo. La potencia suministrada se encuentra al multiplicar h_R por la rapidez del flujo de peso W:

⇨ Potencia suministrada por un fluido a un motor

$$P_R = h_R W = h_R \gamma Q \qquad \textbf{(7-8)}$$

donde P_R indica la potencia que proporciona el fluido al motor de fluido.

7.6.1 Eficiencia mecánica de los motores de fluido

Tal como se describió para las bombas, en un motor de fluido las pérdidas de energía se producen por fricción mecánica y fricción del fluido. Por lo tanto, no toda la potencia suministrada al motor se convierte en última instancia en una salida de potencia desde el dispositivo. Entonces, la eficiencia mecánica se define como

⇨ Eficiencia del motor

$$e_M = \frac{\text{Salida de potencia desde el motor}}{\text{Potencia suministrada por el fluido}} = \frac{P_O}{P_R} \qquad \textbf{(7-9)}$$

Aquí, de nuevo, el valor de e_M siempre es menor que 1.0.

Para ver las unidades de potencia, consulte la sección 7.5.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 7.4

A 10 °C, el agua fluye con una rapidez de 115 L/min por dentro del motor de fluido que se muestra en la figura 7.10. La presión en A es de 700 kPa y en B es de 125 kPa. Se estima que, debido a la fricción ocurrida en los tubos, hay una pérdida de energía de 4.0 N•m/N en el agua que fluye. En *A*, el tubo que entra en el motor de fluido es un tubo hidráulico de acero estándar que tiene un OD = 25 mm y espesor de pared de 2.0 mm. En *B*, el tubo que sale del motor tiene un OD = 80 mm y espesor de pared de 2.8 mm. Vea el apéndice G.2. (a) Calcule la potencia que suministra el agua al motor de fluido. (b) Si la eficiencia mecánica del motor de fluido es de 85 por ciento, calcule la salida de potencia.

Inicie la solución escribiendo la ecuación de la energía.

Si se eligen los puntos A y B como puntos de referencia, resulta

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_R - h_L = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

Se necesita el valor de h_R para determinar la salida de potencia. Despeje este término de la ecuación de la energía.

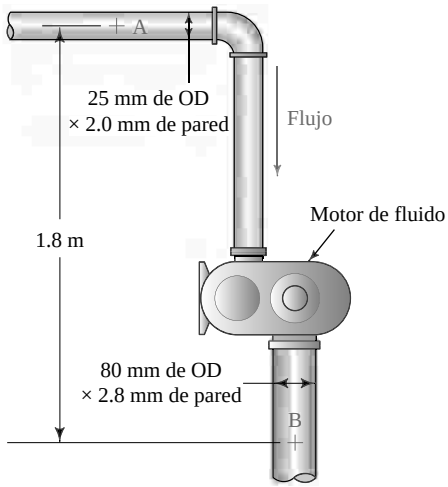


FIGURA 7.10 Motor de fluido para el problema de ejemplo 7.4.

Compare esta ecuación con su resultado:

$$h_R = \frac{p_A - p_B}{\gamma} + (z_A - z_B) + \frac{v_A^2 - v_B^2}{2g} - h_L \qquad \textbf{(7-10)}$$

Antes de ver el panel siguiente, despeje el valor de cada término de esta ecuación utilizando la unidad de N•m/N o m.

Los resultados correctos son como sigue:

1. $\dfrac{p_A - p_B}{\gamma} = \dfrac{(700 - 125)(10^3)\text{N}}{\text{m}^2} \times \dfrac{\text{m}^3}{9.81 \times 10^3\ \text{N}} = 58.6\ \text{m}$

2. $z_A - z_B = 1.8\ \text{m}$

3. Al despejar $(v_A^2 - v_B^2)/2g$, se obtiene

$$Q = 115\ \text{L/min} \times \frac{1.0\ \text{m}^3/\text{s}}{60\,000\ \text{L/min}} = 1.92 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s}$$

$$v_A = \frac{Q}{A_A} = \frac{1.92 \times 10^{-3}\ \text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{3.464 \times 10^{-4}\ \text{m}^2} = 5.543\ \text{m/s}$$

$$v_B = \frac{Q}{A_B} = \frac{1.92 \times 10^{-3}\ \text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{4.347 \times 10^{-3}\ \text{m}^2} = 0.442\ \text{m/s}$$

$$\frac{v_A^2 - v_B^2}{2g} = \frac{(5.543)^2 - (0.442)^2}{(2)(9.81)} \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \frac{\text{s}^2}{\text{m}} = 1.56\ \text{m}$$

4. $h_L = 4.0\ \text{m}$ (dado)

Ahora complete la solución de la ecuación (7-10) para h_R.

La energía suministrada por el agua a la turbina es

$$h_R = (58.6 + 1.8 + 1.56 - 4.0)\ \text{m} = 57.96\ \text{m}$$

Para completar el inciso (a) del problema, calcule P_R.

Al sustituir los valores conocidos en la ecuación (7-8), se obtiene

$$P_R = h_R \gamma Q$$

$$P_R = 57.96\ \text{m} \times \frac{9.81 \times 10^3\ \text{N}}{\text{m}^3} \times \frac{1.92 \times 10^{-3}\ \text{m}^3}{\text{s}} = 1092\ \text{W}$$

$$P_R = 1.092\ \text{kW}$$

Esta es la potencia que entrega el agua al motor de fluido. ¿Cuánta potencia útil puede proporcionar el motor?

Debido a que la eficiencia del motor es de 85 por ciento, se obtienen 0.928 kW de potencia. Con base en la ecuación (7-9), $e_M = P_O/P_R$, se tiene

$$P_O = e_M P_R$$
$$= (0.85)(1.092\ \text{kW})$$
$$P_O = 0.928\ \text{kW}$$

Con esto se completa el problema de ejemplo programado.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Quizá resulte necesario consultar los apéndices de este libro para obtener datos concernientes a las dimensiones de las tuberías o a propiedades de los fluidos. Suponga que no hay pérdidas de energía, a menos que se indique lo contrario.

7.1 Una tubería horizontal transporta aceite cuya gravedad específica es de 0.83. Si dos medidores de presión localizados a lo largo del tubo indican 74.6 psig y 62.2 psig, respectivamente, calcule la pérdida de energía que tiene lugar entre los dos medidores.

7.2 La figura 7.11 muestra un reductor fabricado por el cual fluye agua hacia abajo a 40 °F. En el punto A, la velocidad es de 10 ft/s y la presión de 60 psig. La pérdida de energía entre los puntos A y B es de 25 lb-ft/lb. Calcule la presión en el punto B.

7.3 Encuentre la rapidez del flujo de volumen o gasto volumétrico del agua que sale del tanque mostrado en la figura 7.12. El tanque está sellado con una presión de 140 kPa por encima del agua. Hay una pérdida de energía de 2.0 N·m/N mientras el agua fluye a través de la boquilla.

7.4 Una larga tubería de acero DN 150 cédula 40 descarga 0.085 m^3/s de agua desde un depósito hacia la atmósfera, como se muestra en la figura 7.13. Calcule la pérdida de energía que ocurre en la tubería.

7.5 La figura 7.14 muestra una preparación para determinar la pérdida de energía debida a cierta pieza del aparato. La entrada se da a través de una tubería de 2 in cédula 40 y la salida es por un tubo de 4 in cédula 40. Calcule la pérdida de energía entre los puntos A y B si el agua fluye hacia arriba con un gasto volumétrico de 0.20 ft^3/s. El fluido de medición es mercurio (sg = 13.54).

7.6 En la figura 7.15 se muestra una preparación de prueba para determinar la pérdida de energía mientras fluye agua a través de una válvula. Calcule la pérdida de energía si fluyen 0.10 ft^3/s de agua a 40 °C. También calcule el coeficiente de resistencia K si la pérdida de energía se expresa como $K(v^2/2g)$.

7.7 La preparación que se muestra en la figura 7.16 se utiliza para medir la pérdida de energía a través de una válvula. La rapidez de flujo del aceite es de 1.2 m/s. Calcule el valor de K si la pérdida de energía se expresa como $K(v^2/2g)$.

7.8 Una bomba se usa para transferir agua de un tanque abierto a otro tanque que tiene aire a 500 kPa por encima del agua, como se muestra en la figura 7.17. Si se bombean 2250 L/min, calcule la potencia que la bomba le suministra al agua. Suponga que el nivel de la superficie en cada tanque es el mismo.

7.9 Si en el problema 7.8 (figura 7.17) el tanque de la izquierda también está sellado y la presión del aire por encima del agua es de 68 kPa, calcule la potencia de la bomba.

7.10 Una bomba de tipo sumergible disponible en el mercado es capaz de generar 2800 gal/h de agua a lo largo de una elevación vertical de 20 ft. La entrada a la bomba está justo debajo de la superficie del agua y la descarga es hacia la atmósfera

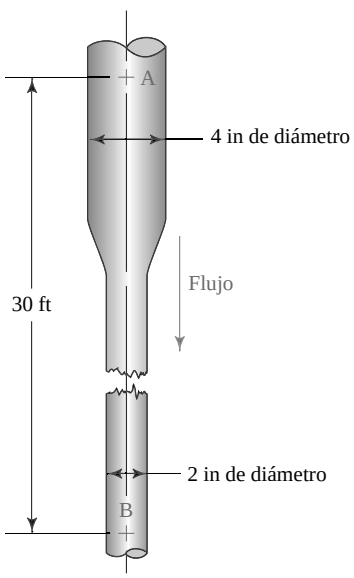


FIGURA 7.11 Problema 7.2.

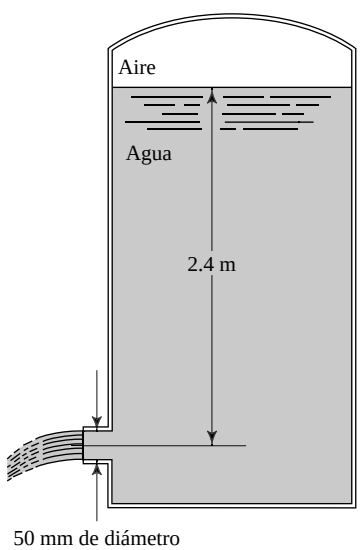


FIGURA 7.12 Problema 7.3.

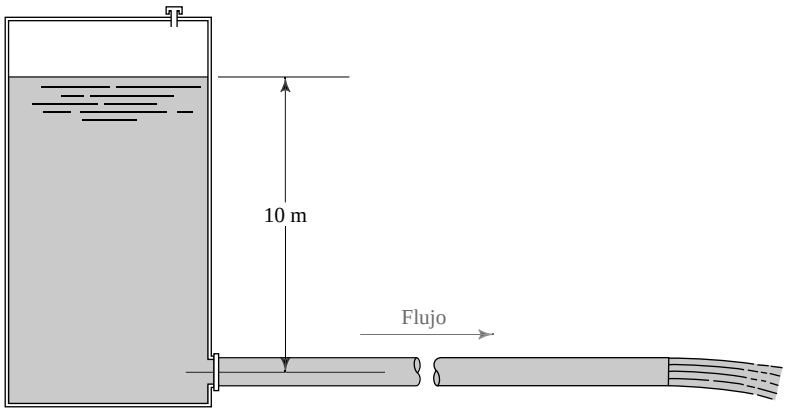


FIGURA 7.13 Problema 7.4.

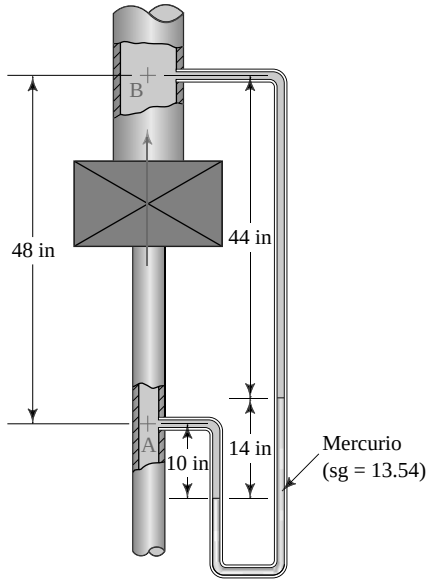


FIGURA 7.14 Problema 7.5.

por un tubo de 1¼ in cédula 40. (a) Calcule la potencia que suministra la bomba al agua. (b) Si la bomba ofrece 0.5 hp de potencia, calcule su eficiencia mecánica.

7.11 Una bomba sumergible de un pozo profundo entrega 745 gal/h de agua mediante una tubería de 1 in cédula 40 que opera de acuerdo con el sistema bosquejado en la figura 7.18. Se produce una pérdida de energía de 10.5 lb-ft/lb en el sistema de tuberías. (a) Calcule la potencia que le suministra la bomba al agua. (b) Si la bomba ofrece 1 hp de potencia, calcule su eficiencia mecánica.

7.12 En una bomba de prueba la presión de succión a la entrada de la bomba es de 30 kPa por debajo de la presión atmosférica. La presión de descarga en un punto situado a 750 mm por encima de la entrada es de 520 kPa. Se utilizan tubos de acero hidráulico tanto para las líneas de succión como para las de descarga con 80 mm de OD × 2.8 mm de pared. Si la rapidez del flujo de volumen de agua es de 75 L/min, calcule la potencia que le suministra la bomba al agua.

7.13 La bomba que muestra la figura 7.19 entrega aceite hidráulico con gravedad específica de 0.85 a razón de 75 L/min. La presión en A es de −275 kPa y en B es de 275 kPa. La pérdida de energía en el sistema es 2.5 veces la carga de velocidad presente en la tubería de descarga. Calcule la potencia que le suministra la bomba al aceite.

7.14 La bomba de la figura 7.20 suministra agua del depósito inferior al superior a razón de 2.0 ft^3/s. La pérdida de energía entre la entrada de la tubería de succión y la bomba es de 6 lb-ft/lb y la pérdida entre la salida de la bomba y el depósito superior es de 12 lb-ft/lb. Ambas tuberías constan de tubos de acero de 6 in cédula 40. Calcule (a) la presión en la entrada de la bomba, (b) la presión en la salida de la bomba, (c) la carga total de la bomba y (d) la potencia que le suministra la bomba al agua.

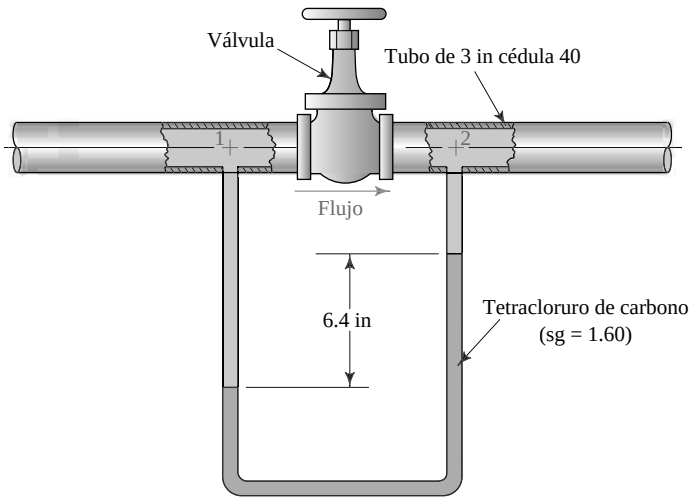


FIGURA 7.15 Problema 7.6.

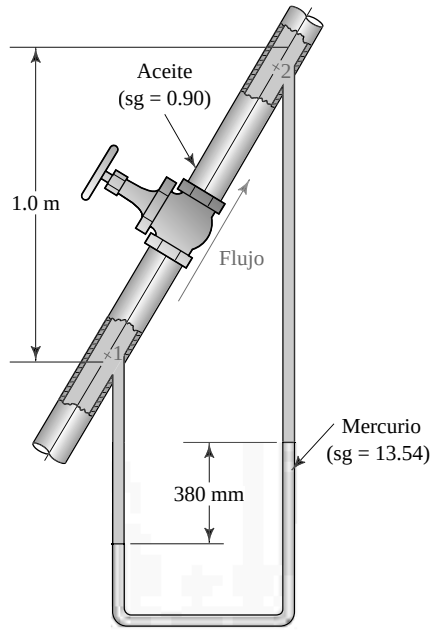


FIGURA 7.16 Problema 7.7.

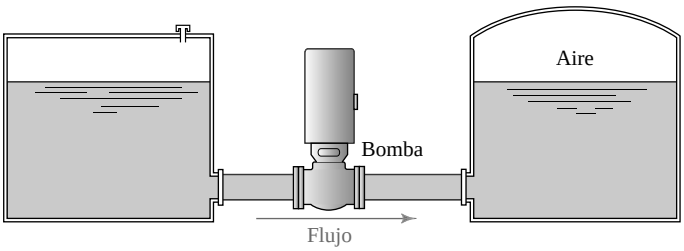


FIGURA 7.17 Problemas 7.8 y 7.9.

7.15 Repita el problema 7.14, pero suponga que el nivel del depósito inferior está a 10 ft por encima de la bomba y no por debajo de ella. Todos los demás datos siguen siendo los mismos.

7.16 En la figura 7.21 se muestra una bomba que entrega 840 L/min de petróleo crudo (sg = 0.85) desde un tambor de almacenamiento subterráneo hasta la primera etapa de un sistema de procesamiento. (a) Si la pérdida total de energía en el sistema es de 4.2 N•m/N del petróleo que fluye, calcule la potencia suministrada por la bomba. (b) Si la pérdida de energía en la tubería de succión es de 1.4 N•m/N del petróleo que fluye, calcule la presión que hay en la entrada de la bomba.

7.17 En la figura 7.22 se muestra una bomba sumergible usada para hacer circular 60 L/min de un refrigerante a base de agua (sg = 0.95) hacia la cortadora de una máquina de fresado. La salida ocurre por una tubería de acero DN 20 cédula 40. Suponiendo una pérdida total de energía debida a la tubería de 3.0 N•m/N, calcule la carga total desarrollada por la bomba y la potencia suministrada al refrigerante.

7.18 En la figura 7.23 se muestra la pequeña bomba de una lavadora automática que descarga a un lavadero. La tina de la lavadora tiene 525 mm de diámetro y 250 mm de profundidad. La carga promedio por encima de la bomba es de 375 mm, como se muestra. La manguera de descarga tiene un diámetro interior de 18 mm. La pérdida de energía en el sistema de mangueras es de 0.22 N•m/N. Si la bomba vacía la tina en 90 s, calcule la carga total promedio en la bomba.

7.19 El agua bombeada en el sistema que muestra la figura 7.24 se descarga en un tanque que está siendo pesado. Se ha encontrado que se colectan 556 lb de agua en 10 s. Si la presión en A es de 2.0 psi por debajo de la presión atmosférica, calcule la potencia que le suministra la bomba al agua. No tome en cuenta pérdidas de energía.

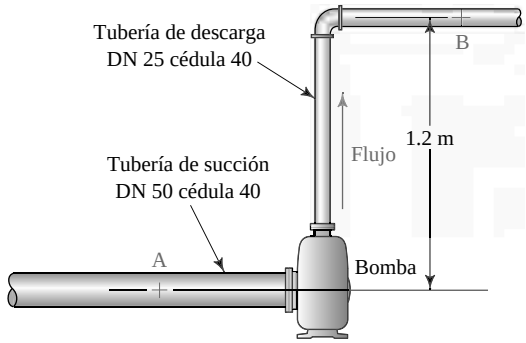


FIGURA 7.19 Problema 7.13.

7.20 El fabricante de una bomba de engranes establece que se requieren 0.85 hp para impulsar la bomba cuando bombea 9.1 gal/min de aceite (sg = 0.90) con una carga total de 257 ft. Calcule la eficiencia mecánica de la bomba.

7.21 Las especificaciones para la bomba de combustible de un automóvil establecen que debe bombear 1.0 L de gasolina en 40 s con una presión de succión de 150 mm de mercurio al vacío y una presión de descarga de 30 kPa. Suponiendo que la eficiencia de la bomba es de 60 por ciento, calcule la potencia absorbida desde el motor. Vea la figura 7.25. Las líneas de succión y descarga son del mismo tamaño. Los cambios de elevación pueden ignorarse.

7.22 La figura 7.26 muestra el arreglo de un circuito para un sistema hidráulico. La bomba extrae aceite —cuya gravedad específica es de 0.90— desde un depósito y lo entrega al cilindro hidráulico. El cilindro tiene diámetro interior de 5.0 in y el pistón debe recorrer 20 in en 15 s mientras ejerce una fuerza de 11 000 lb. Se estima que hay pérdidas de energía de 11.5 lb-ft/lb en la tubería de succión y de 35.0 lb-ft/lb en la tubería de descarga. Ambas tuberías son de acero de 3/8 in cédula 80. Calcule:

a. La rapidez del flujo de volumen a través de la bomba.
b. La presión en el cilindro.
c. La presión en la salida de la bomba.
d. La presión en la entrada a la bomba.
e. La potencia que la bomba suministra al aceite.

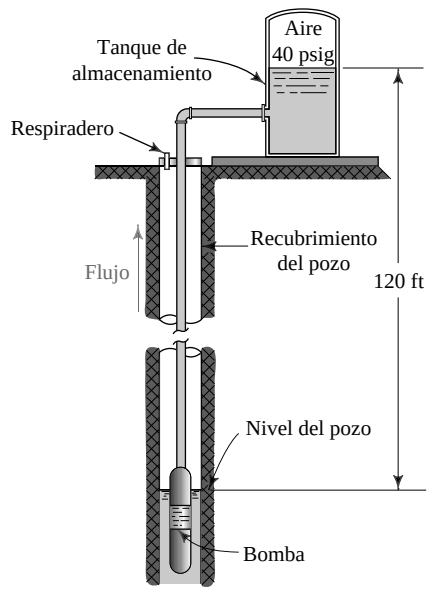


FIGURA 7.18 Problema 7.11.

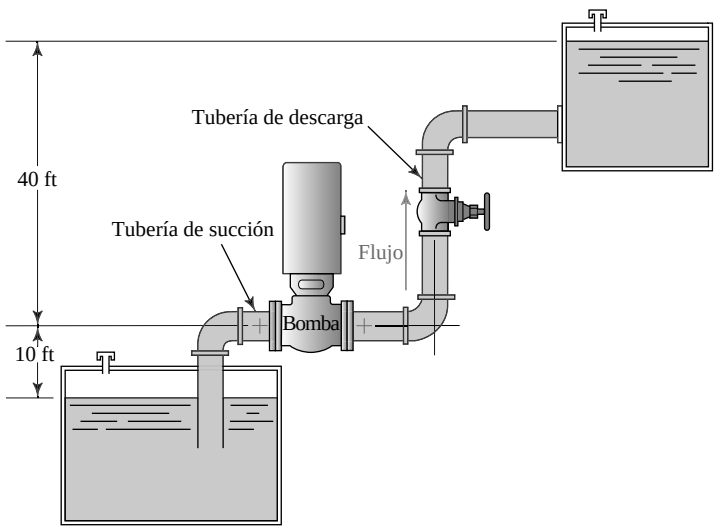


FIGURA 7.20 Problemas 7.14 y 7.15.

FIGURA 7.21 Problema 7.16.

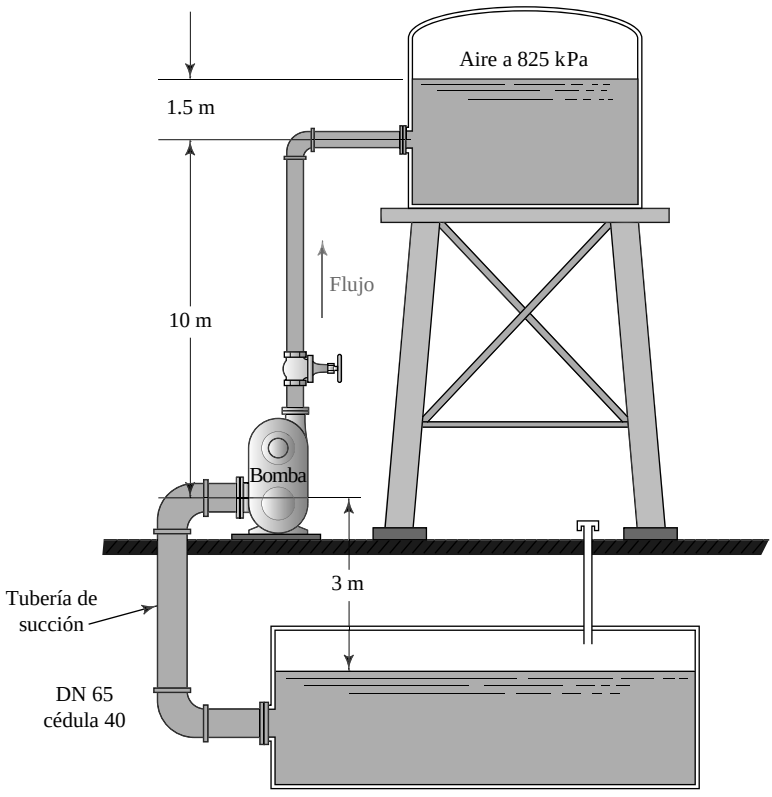


FIGURA 7.22 Problema 7.17.

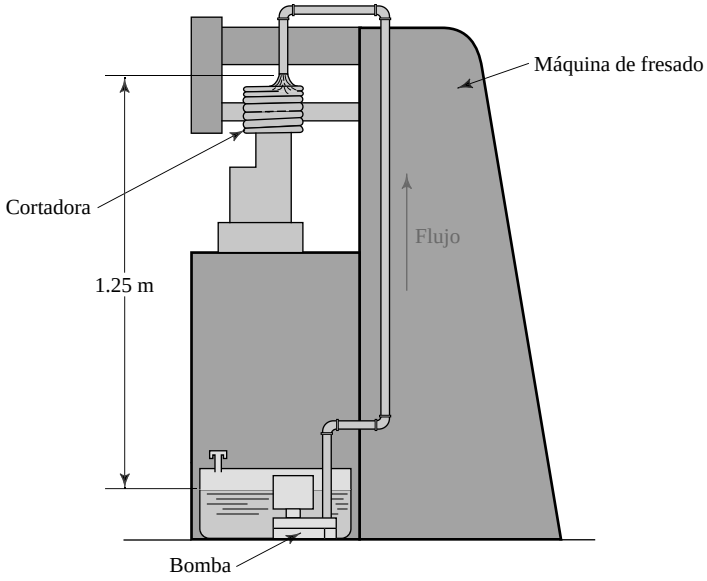


FIGURA 7.23 Problema 7.18.

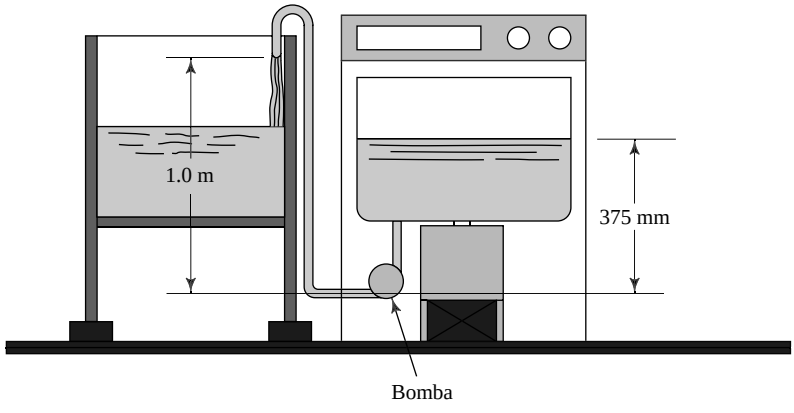


FIGURA 7.24 Problema 7.19.

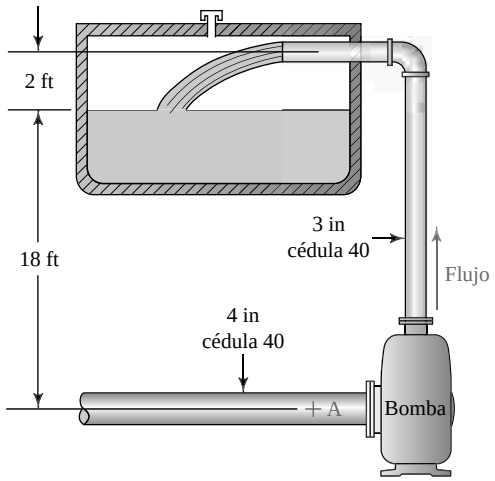


FIGURA 7.25 Bomba de combustible de un automóvil para el problema 7.21.

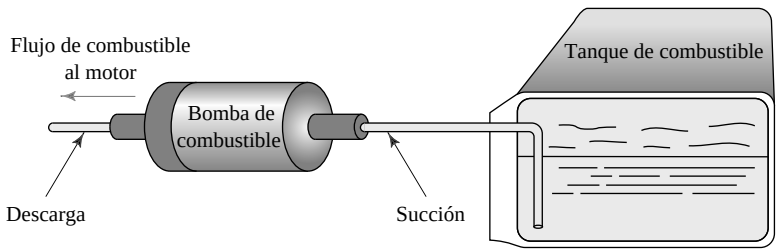
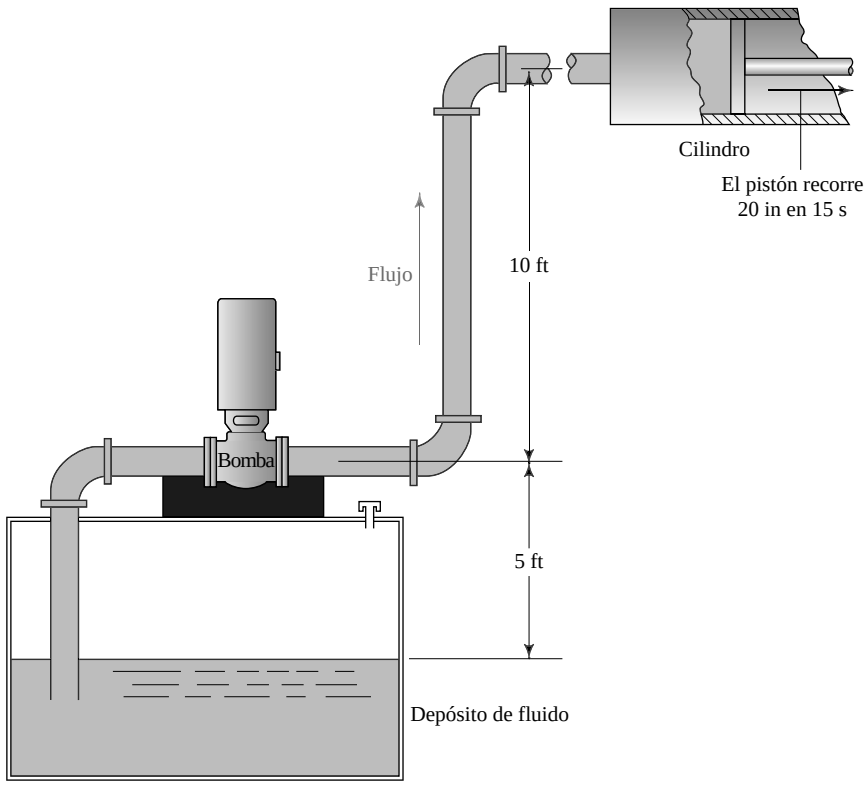


FIGURA 7.26 Problema 7.22.



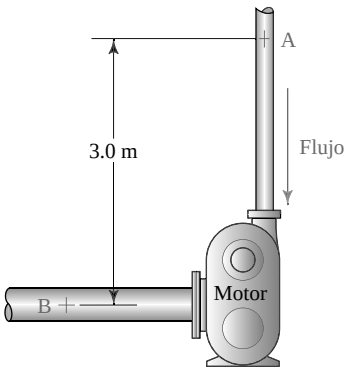


FIGURA 7.27 Problema 7.23.

7.23 Calcule la potencia suministrada al motor hidráulico de la figura 7.27 si la presión en A es de 6.8 MPa y en B es de 3.4 MPa. La entrada al motor es un tubo hidráulico de acero con 25 mm de OD × 1.5 mm de pared y la salida es un tubo de 50 mm de OD × 2.0 mm de pared. El fluido es aceite (sg = 0.90) y la velocidad de flujo es de 1.5 m/s en el punto B.

7.24 A través de la turbina que se muestra en la figura 7.28, fluye agua a razón de 3400 gal/min cuando la presión en A es de 21.4 psig y la presión en B es de −5 psig. La pérdida de energía por fricción entre A y B es el doble de la carga de velocidad presente en el tubo de 12 in. Determine la potencia que le suministra el agua a la turbina.

7.25 Calcule la potencia que le suministra el aceite al motor de fluido mostrado en la figura 7.29 si la rapidez del flujo de volumen es de 0.25 m^3/s. En el sistema de tuberías, hay una pérdida de energía de 1.4 N•m/N. Si el motor tiene una eficiencia del 75 por ciento, calcule la potencia de salida.

7.26 ¿Cuántos hp debe entregar la bomba mostrada en la figura 7.30 a un fluido que tiene peso específico de 60.0 lb/ft^3 si entre los puntos 1 y 2 se producen pérdidas de energía por 3.40 lb-ft/lb? La bomba suministra 40 gal/min de fluido.

7.27 Si la bomba del problema 7.26 opera con una eficiencia del 75 por ciento, ¿cuál es la entrada de potencia a la bomba?

7.28 El sistema que se muestra en la figura 7.31 suministra 600 L/min de agua. La salida se da directamente a la atmósfera. Determine las pérdidas de energía ocurridas en el sistema.

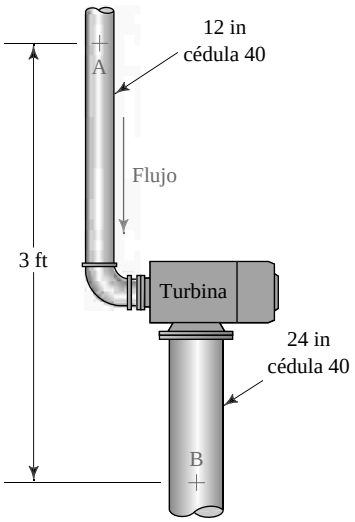


FIGURA 7.28 Problema 7.24.

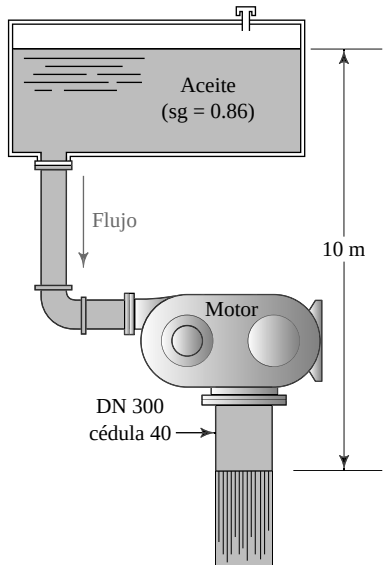


FIGURA 7.29 Problema 7.25.

7.29 Por la tubería que muestra la figura 7.32 fluye queroseno (sg = 0.823) el gasto volumétrico es 0.060 m^3/s. Calcule la presión en B si la pérdida total de energía en el sistema es de 4.60 N•m/N.

7.30 En el sistema que muestra la figura 7.33 fluye agua a 60 °F, desde un gran depósito, a través de un motor de fluido y a razón de 1000 gal/min. Si el motor recibe una potencia de 37 hp que remueve del fluido, calcule las pérdidas de energía ocurridas en el sistema.

7.31 La figura 7.34 muestra una parte de un sistema de protección contra incendios en el que una bomba extrae 1500 gal/min de agua a 50 °F desde un depósito y la entrega al punto B. La pérdida de energía entre el depósito y el punto A en la entrada a la bomba es de 0.65 lb-ft/lb. Especifique la profundidad *h* requerida para mantener al menos 5.0 psig de presión en el punto A.

7.32 Para las condiciones del problema 7.31, y suponiendo que la presión en el punto A es de 5.0 psig, calcule la potencia que

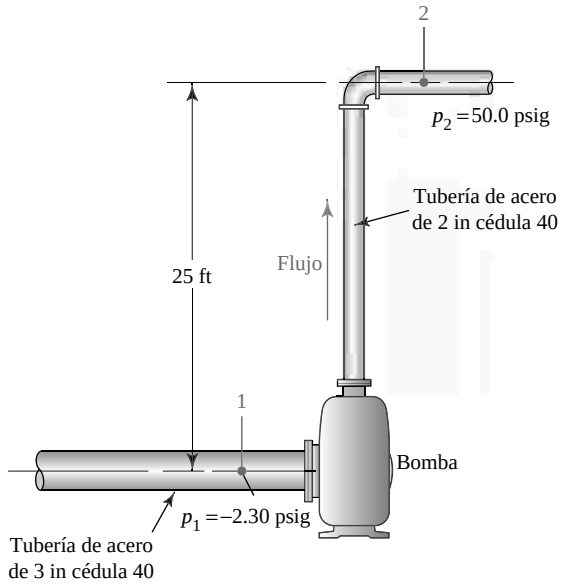


FIGURA 7.30 Problemas 7.26 y 7.27.

FIGURA 7.31 Problema 7.28.

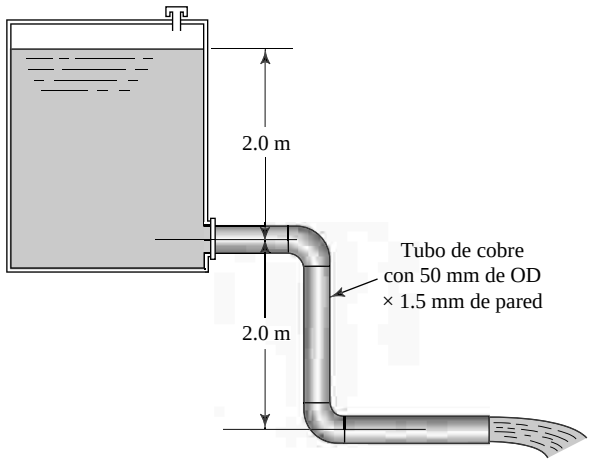


FIGURA 7.32 Problema 7.29.

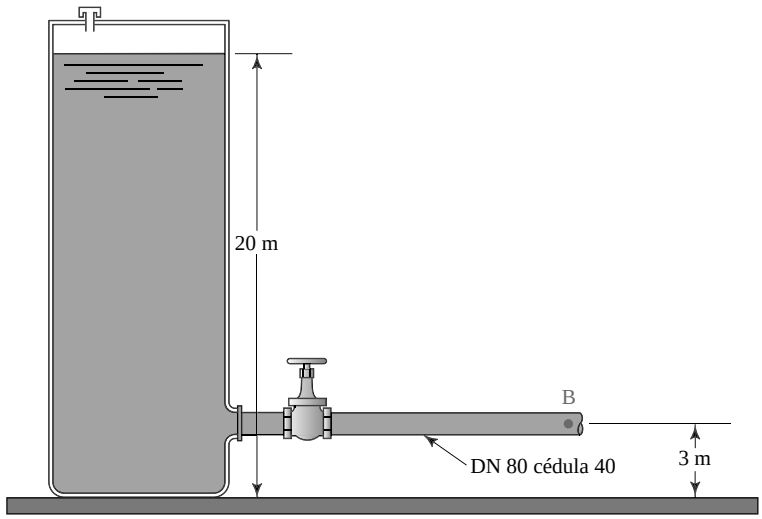
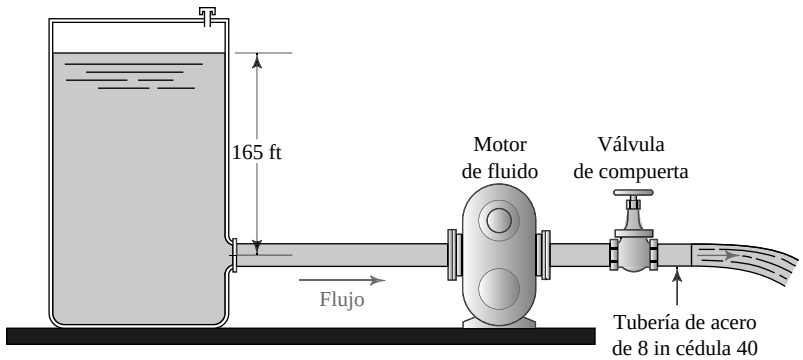


FIGURA 7.33 Problema 7.30.



le suministra la bomba al agua para mantener una presión de 85 psig en el punto B. Las pérdidas de energía entre la bomba y el punto B suman 28.0 lb-ft/lb.

7.33 En la figura 7.35 se muestra un tanque inferior que suministra queroseno a un tanque superior; a 25 °C, el queroseno fluye a razón de 500 L/min a lo largo de una tubería hidráulica de cobre (50 mm de OD × 1.5 mm de pared) y una válvula. Si encima del fluido la presión del aire es de 100 kPa (man), ¿qué cantidad de energía por unidad de peso de fluido suministrado se está perdiendo en el sistema en ese instante?

7.34 Para el sistema que muestra la figura 7.35 y se analizó en el problema 7.33, suponga que la pérdida de energía es proporcional a la carga de velocidad presente en los tubos. Calcule la presión requerida en el tanque para provocar un flujo de 1000 L/min.

Datos generales para los problemas 7.35 a 7.40

La figura 7.36 muestra el diagrama de un sistema de fluidos para una prensa hidráulica, la cual se utiliza para extruir piezas de caucho. Se conocen los siguientes datos:

1. El fluido es aceite (sg = 0.93).
2. La rapidez del flujo volumétrico es de 175 gal/min.
3. La potencia entregada a la bomba es de 28.4 hp.
4. La eficiencia de la bomba es de 80 por ciento.
5. La pérdida de energía del punto 1 al 2 es de 2.80 lb-ft/lb.
6. La pérdida de energía del punto 3 al 4 es de 28.50 lb-ft/lb.
7. La pérdida de energía del punto 5 al 6 es de 3.50 lb-ft/lb.

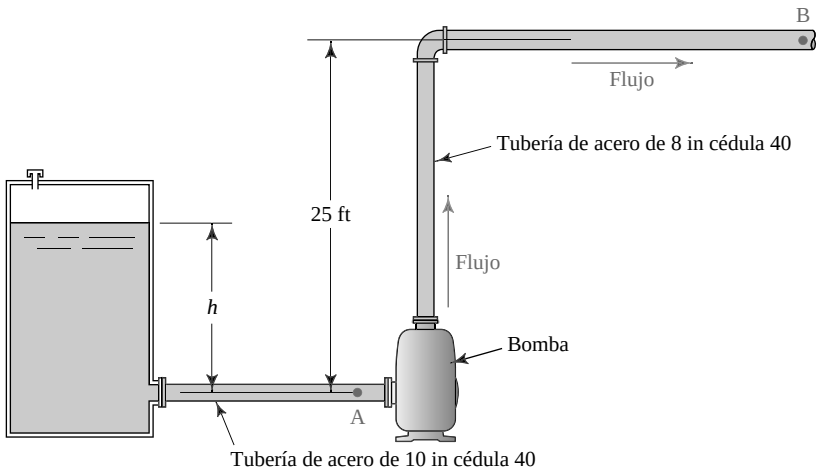


FIGURA 7.34 Problemas 7.31 y 7.32.

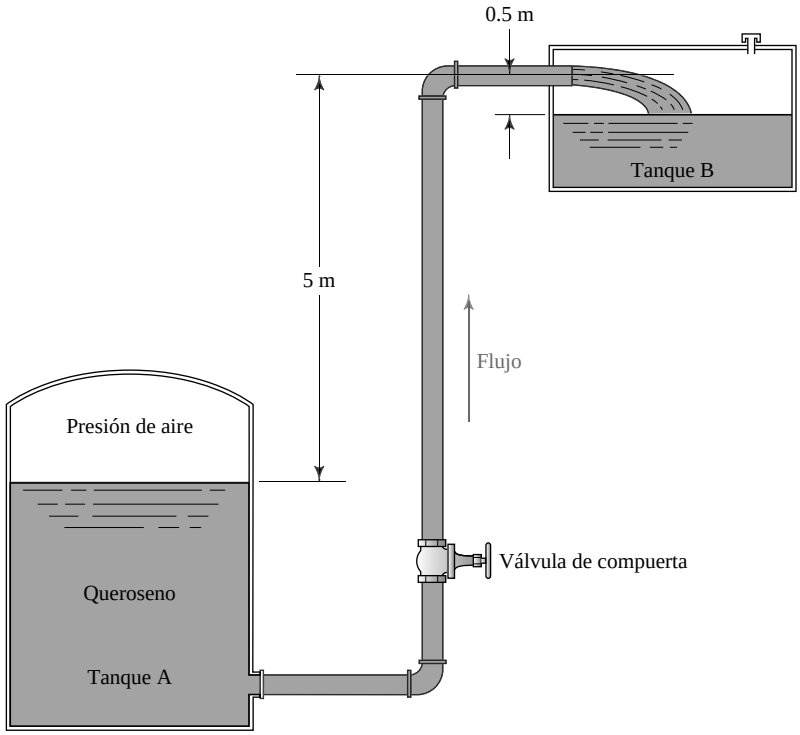


FIGURA 7.35 Problemas 7.33 y 7.34.

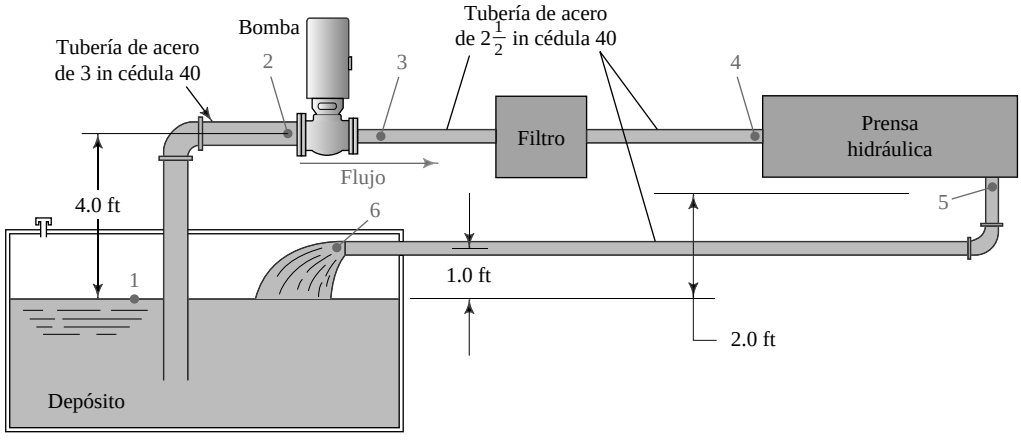
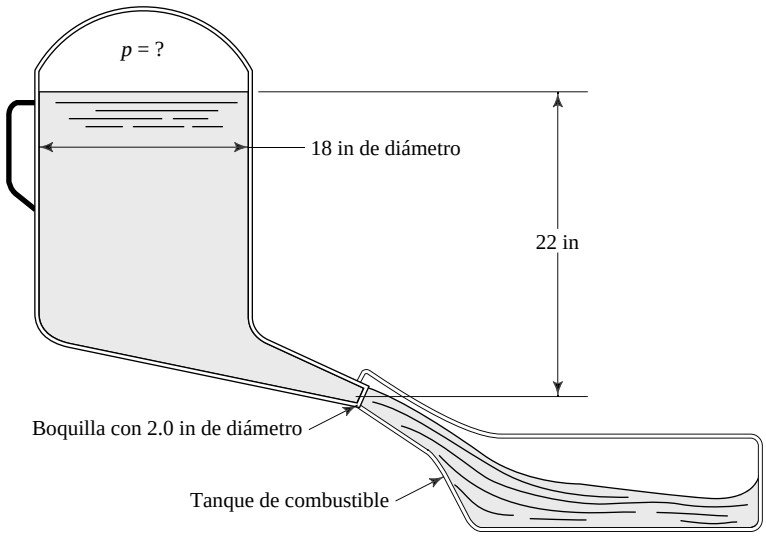


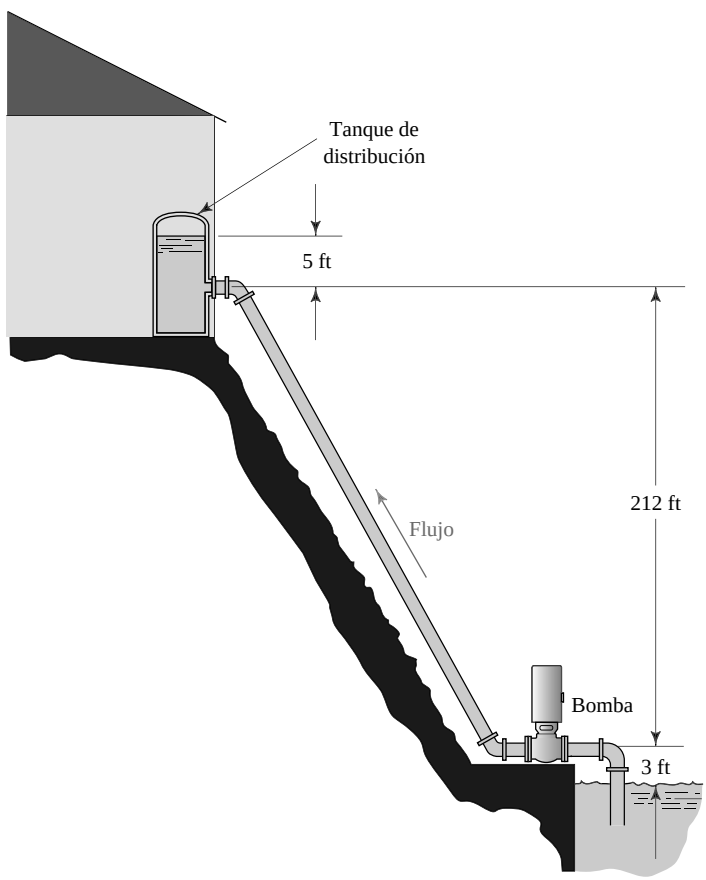
FIGURA 7.36 Problemas 7.35 a 7.40.

FIGURA 7.37 Problema 7.41.



7.35 Calcule la potencia eliminada del fluido por la prensa.
7.36 Calcule la presión en el punto 2 en la entrada de la bomba.
7.37 Calcule la presión en el punto 3 en la salida de la bomba.
7.38 Calcule la presión en el punto 4 en la entrada de la prensa.
7.39 Calcule la presión en el punto 5 en la salida de la prensa.
7.40 Evalúe la idoneidad de los tamaños de las líneas de succión y descarga instaladas en el sistema comparados con los de la figura 6.3 del capítulo 6 y los resultados de los problemas 7.35 a 7.39.
7.41 La lata presurizada y portátil de combustible que se muestra en la figura 7.37 es utilizada para suministrar combustible a un automóvil de carreras durante una parada en los "pits". ¿Qué presión debe haber por encima del combustible para entregar 40 gal en 8.0 s? La gravedad específica del combustible es 0.76. En la boquilla se produce una pérdida de energía de 4.75 lb-ft/lb.
7.42 El profesor Crocker construye una cabaña en una colina y ha propuesto el sistema de agua mostrado en la figura 7.38. El tanque de distribución instalado en la cabaña mantiene una presión de 30.0 psig encima del agua. Hay una pérdida de energía de 15.5 lb-ft/lb en la tubería. Si la bomba entrega 40 gal/min de agua, calcule la potencia que le suministra la bomba al agua bajo estas condiciones.

FIGURA 7.38 Problemas 7.42 y 7.43.



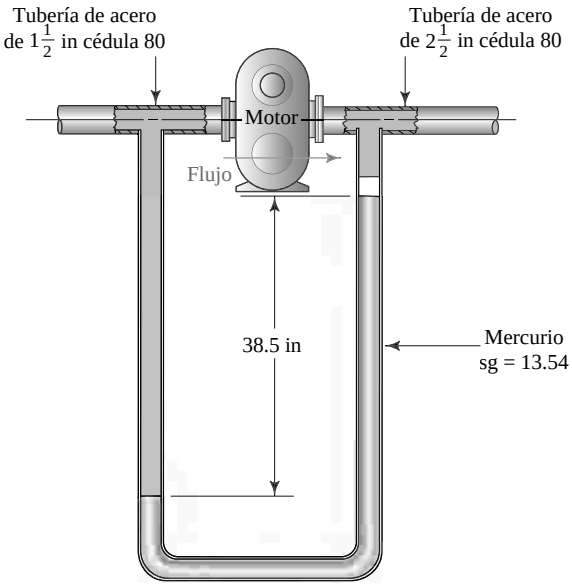


FIGURA 7.39 Problemas 7.44 y 7.45.

7.43 Si la bomba del profesor Crocker, descrita en el problema 7.42, tiene una eficiencia del 72 por ciento, ¿qué tamaño de motor se requiere para impulsarla?

7.44 La preparación de prueba de la figura 7.39 mide la diferencia de presión entre la entrada y la salida del motor de fluido. La rapidez de flujo del aceite hidráulico (sg = 0.90) es de 135 gal/min. Calcule la energía que es removida del fluido y recibida por el motor.

7.45 Si el motor de fluido del problema 7.44 tiene una eficiencia del 78 por ciento, ¿cuál es la potencia útil entregada por el motor?

Problemas suplementarios

7.46 Un pueblo que necesita un sistema de riego sencillo propone tener un estanque para recoger agua de lluvia y una bomba impulsada por fuerza humana y montada en un marco estático de bicicleta para suministrar agua a los cultivos durante los tiempos de sequía. Si la elevación requerida es de 2.5 m, como se muestra en la figura 7.40, y la pérdida total en la línea es de 1.8 m, determine el flujo en litros por minuto que puede lograrse si una persona puede entregar una potencia de 125 W al pedalear. Suponga que la estación de bombeo tiene 65 por ciento de eficiencia.

7.47 Como miembro del equipo de desarrollo para una nueva motocicleta de agua, usted prueba un prototipo que pesa 320 libras y está equipado con un motor de 70 caballos de potencia que impulsa la bomba. En el puesto estacionario de pruebas, la bomba toma agua de un tanque abierto, fijado al mismo nivel que la bomba, y la expulsa a través de una salida con 4.25 in de diámetro dirigida hacia el extremo posterior. Si el sistema tiene una eficiencia del 82 por ciento, ¿a qué velocidad, en mph, debe esperarse que salga el agua cuando el motor funciona a la potencia nominal?

7.48 Un camión de bomberos utiliza su motor para impulsar una bomba con 82 por ciento de eficiencia. El agua debe llegar hasta una elevación de 15 m por encima de la punta de la manguera, como se muestra en la figura 7.41. *Nota:* Sólo la componente vertical de la velocidad de salida contribuye a ganar la altura, y la componente vertical es cero en el extremo del chorro. Determine:

- **a.** La velocidad de salida requerida en la punta de la manguera para alcanzar la altura deseada.
- **b.** La rapidez de flujo resultante si la punta de la manguera tiene 45 mm de diámetro.
- **c.** La potencia añadida al agua por la bomba si el agua se extrae de un tanque abierto al nivel del suelo.
- **d.** La potencia que debe suministrar el motor a la bomba dada su ineficiencia.

7.49 Una casa tiene una bomba sumergible para manejar las aguas subterráneas acumuladas alrededor del cimiento, las cuales deben llevarse hacia una elevación más alta. Para conseguir un caudal de 1600 gal/h en el sistema que muestra la figura 7.42, ¿cuánta energía se necesita si las pérdidas suman 3.8 ft? En ocasiones, tormentas que traen consigo una gran cantidad de agua también cortan la energía eléctrica de la casa, por lo que esta unidad tiene una batería de respaldo de 12 V. ¿Cuánto tiempo podría funcionar el sistema con la batería de reserva si ésta es capaz de almacenar 800 watts-hora de energía?

7.50 En el problema 6.107, se hizo un cálculo inicial con respecto al suministro potencial de agua a un pueblo mediante un tubo desde una fuente cercana de agua. No se consideraron las pérdidas, y se determinó que el caudal teórico era de

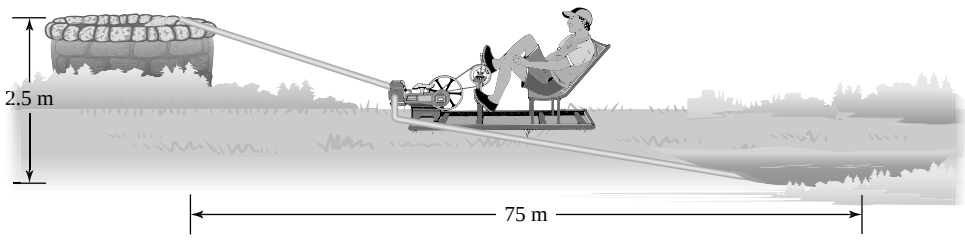
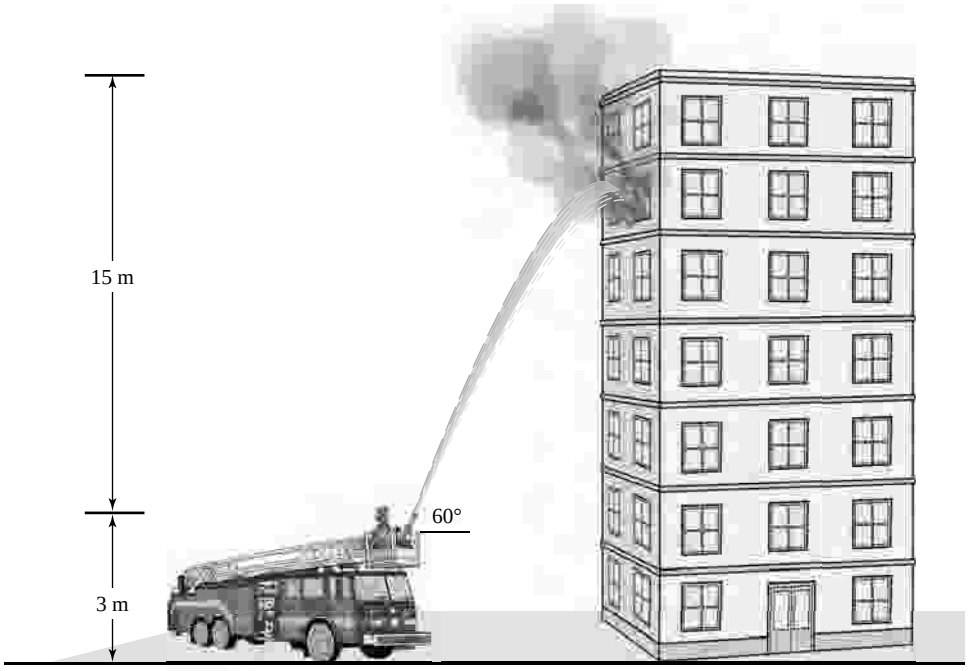


FIGURA 7.40 Problema 7.46.

FIGURA 7.41 Problema 7.48.



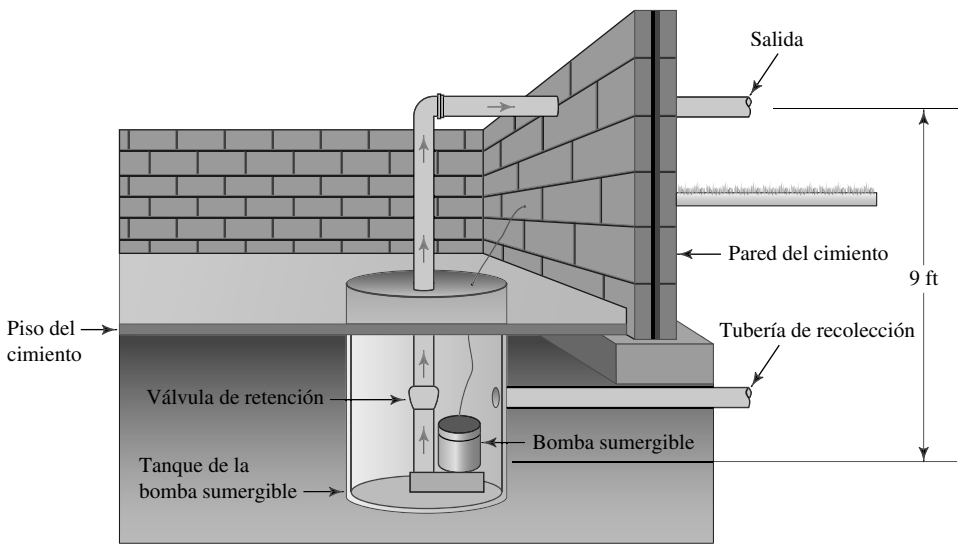
9.64×10^{-3} m^3/s. Resuelva de nuevo el problema, pero ahora incluya las pérdidas estimadas. El lago está a una altura de 3 m por encima del pueblo y la línea tendrá 20 mm de diámetro. Determine el caudal que se llevaría desde el lago hasta el pueblo si la pérdida de carga se estima en 2.8 m. ¿Qué conclusiones puede usted obtener?

7.51 Un arroyo corre a través de cierta parte de un campus, donde el agua desciende alrededor de 2.5 m en una distancia de solo 8 m; antes y después de la caída el arroyo tiene aproximadamente 3 m de ancho. El club estudiantil para la sustentabilidad se pregunta sobre el aprovechamiento potencial de esta energía. Es difícil medir el flujo con exactitud, pero una estimación aproximada en este sitio es de 150 L/min. Determine la potencia que podría generarse considerando una eficiencia global de 60 por ciento en el sistema. Bosqueje un arreglo que permita lograr esto.

7.52 Una tina especial de hidromasaje con agua caliente debe tener 40 salidas, cada una con 8 mm de diámetro, por las que salga agua a 7 m/s. Si se trata cada uno de estos puntos como si estuviera en la superficie del agua, con salida a la presión atmosférica, ¿sería adecuada una bomba de 1/2 hp? Si es así, ¿cuál es la eficiencia mínima que proporcionaría potencia suficiente considerando esta selección?

7.53 Se debe diseñar una astilladora/pulverizadora para ser utilizada por empresas comerciales que se dedican a la tala de árboles. Se montará en un remolque y será jalada por un camión grande. Las cuchillas giratorias de la unidad sobresaldrán de un gran volante inercial accionado por un motor de fluido, el cual opera como máquina herramienta por medio del aceite hidráulico de un sistema hidráulico. Ésta es una gran aplicación para un motor de fluido dadas las variaciones extremas y repentinas en el par de torsión y la velocidad. Se requiere un promedio de 80 hp del motor para accionar las cuchillas giratorias. ¿Cuál es el gasto volumétrico de aceite a 1200 psi que se requiere dado un motor con una eficiencia del 87 por ciento? Suponga que la salida del motor estará a la presión atmosférica y que tendrá el mismo tamaño que la entrada. Proporcione su respuesta en gal/min.

FIGURA 7.42 Problema 7.49.



CAPÍTULO
OCHO

NÚMERO DE REYNOLDS, FLUJO LAMINAR, FLUJO TURBULENTO Y PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR FRICCIÓN

PANORAMA GENERAL

En cualquier sistema de tuberías hay pérdida de energía debido a la fricción que se produce dentro del fluido que fluye, dicha pérdida se ve afectada por el tipo de fluido, la velocidad del flujo y la naturaleza de la superficie de la pared de la tubería estacionaria. Las pérdidas por fricción pueden ser bastante significativas, particularmente en un caso como el sistema geotérmico empleado para la calefacción y el enfriamiento de una casa como la que muestra la figura 8.1, donde el deseo de transferir calor conduce a la implementación de un diseño con tuberías largas de diámetro pequeño.

En este capítulo usted empezará a desarrollar sus habilidades para analizar las pérdidas de energía que se producen mientras los fluidos fluyen en sistemas de tuberías reales. El único tipo de pérdida de energía que se considera aquí es la *pérdida de energía debida a la fricción en tuberías o tubos circulares rectos*. En los capítulos siguientes, desarrollará las habilidades necesarias para agregar otros tipos de pérdidas de energía, tales como las creadas por válvulas, accesorios de tubería, cambios en las áreas de los tubos, diferentes formas de la trayectoria de flujo, etc. Después, en los capítulos 11, 12 y 13, aprenderá cómo analizar sistemas de tuberías más exhaustivos que, para desplazar un fluido, combinan con bombas estos diferentes tipos de pérdidas de energía.

En el cálculo de las pérdidas por fricción, el primer paso es caracterizar el flujo como laminar o turbulento. Usted debe ser capaz de determinar el *número de Reynolds*, que se presentará en este capítulo, el cual depende de la velocidad de flujo, del tamaño de la tubería y de la viscosidad del fluido. Los flujos con números de Reynolds bajos fluyen lenta y suavemente y se llaman *laminares*. Los flujos con números de Reynolds altos son rápidos, caóticos y desiguales y se denominan *turbulentos*. Dado que la viscosidad del fluido es un componente crítico del número de Reynolds, se le recomienda revisar el capítulo 2.

Las pérdidas por fricción provocan que la presión disminuya a lo largo de la tubería y aumentan la cantidad de potencia que una bomba debe suministrar al fluido. Posiblemente usted ha observado que la presión disminuye a medida que fluye desde un grifo hasta el extremo de un tramo largo de tubería, un tubo, una manguera de jardín o una manguera contra incendios.

Exploración

Al observar el flujo de agua proveniente de un simple grifo, es posible ver cómo el carácter del flujo cambia a medida que se modifica la velocidad.

- Describa cómo es la corriente de agua al abrir un grifo a una velocidad de flujo muy lenta.
- Después abra lentamente el grifo en su totalidad y observe cómo cambia el carácter de la corriente de flujo.

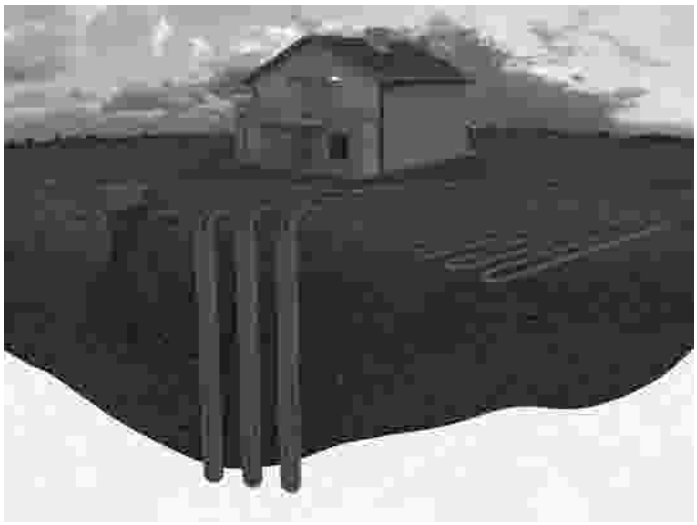


FIGURA 8.1 En este sistema de calefacción y enfriamiento geotérmico para una casa, usted debe conocer el comportamiento del fluido en los largos tramos de tubo para predecir con exactitud las pérdidas de energía y las caídas de presión ocurridas en el sistema.
(*Fuente:* Gunnar Assmy/Fotolia)

- Ahora cierre el grifo poco a poco y cuidadosamente mientras observa los cambios en la apariencia de la corriente a medida que la velocidad de flujo regresa a una rapidez (tasa) lenta.
- Considere otros tipos de sistemas de flujo de fluidos donde se pueda observar el carácter cambiante del flujo de lento a rápido.
- ¿Qué pasa cuando fluye aceite frío en comparación con el flujo de agua? Usted sabe que el aceite frío tiene una viscosidad mucho más alta que el agua y es posible observar que fluye más suavemente que el agua a velocidades comparables.
- Consulte el recurso de internet 1 para ver una gráfica de la caída de presión contra la rapidez de flujo y la longitud de una tubería.

Conceptos introductorios

Mientras el agua fluye desde un grifo a una velocidad muy baja, el flujo parece ser suave y constante. La corriente tiene un diámetro bastante uniforme y hay poca o ninguna evidencia de mezcla entre las diversas partes de la corriente. A esto se le llama *flujo laminar*, un término derivado de la palabra *capa*, porque el fluido parece estar fluyendo en capas continuas con poca o ninguna mezcla de una capa con las capas adyacentes. Cuando el grifo está abierto casi en su totalidad, el agua tiene una velocidad bastante alta. Entonces los elementos del fluido parecen estar mezclándose caóticamente dentro de la corriente. Esta es una descripción general del *flujo turbulento*.

De regreso al punto en que usted observó un flujo laminar y luego continuó abriendo el grifo lentamente, a medida que aumentó la velocidad del flujo, ¿se dio cuenta de que la corriente se volvió menos suave y desarrolló ondulaciones en toda su longitud? La sección transversal de la corriente de flujo podría parecer oscilar en una dirección y otra, incluso cuando el flujo sea generalmente suave. A esta región de flujo se le denomina *zona de transición* en la que el flujo cambia de laminar a turbulento. Las velocidades altas producen más oscilaciones hasta que, en un momento dado, el flujo llega a ser completamente turbulento. El ejemplo del flujo de agua desde un grifo ilustra la importancia que tiene la velocidad de flujo para determinar el carácter del flujo.

La *viscosidad del fluido* también es importante. En el capítulo 2, se definieron tanto la viscosidad dinámica η (letra griega eta) como la viscosidad cinemática ν (letra griega nu). Recuerde que $\nu = \eta/\rho$, donde ρ (rho) es la densidad del fluido. Una observación general que usted hizo fue que los fluidos de baja viscosidad fluyen con más facilidad que los de mayor viscosidad. Para ayudarle en su repaso, considere las siguientes preguntas.

- ¿Cuáles son algunos fluidos que tienen viscosidad relativamente baja?
- ¿Cuáles son algunos fluidos que tienen viscosidad alta?
- ¿Qué ocurre con respecto a la facilidad con que fluye un fluido de alta viscosidad cuando se aumenta la temperatura?
- ¿Qué pasa cuando se disminuye la temperatura de un fluido con alta viscosidad?

Al calentar un fluido de alta viscosidad, como un aceite lubricante para máquinas, su viscosidad se reduce y puede fluir con más facilidad. Esto sucede cuando se pone a calentar el motor de un automóvil antes de comenzar a avanzar. De manera inversa, al reducir la temperatura del aceite aumenta su viscosidad y fluye con más lentitud. Esto sucede luego de apagar el motor y dejarlo reposar toda la noche en un garaje frío. Estas observaciones ilustran el concepto de que el carácter del flujo depende también de la viscosidad del fluido. Es más probable que el flujo de fluidos viscosos pesados, como el aceite frío, sea laminar. Asimismo, es más probable que el flujo de fluidos de baja viscosidad, como el agua, sea turbulento.

En este capítulo, usted verá también que el tamaño de la trayectoria de flujo afecta el carácter del flujo. Mucho del trabajo profesional se ocupará del flujo de fluidos que tiene lugar a lo largo de tuberías y tubos circulares, tal como se expuso en el capítulo 6. Al interior de la tubería, el diámetro de flujo desempeña un papel importante en cuanto a la caracterización del flujo.

En la figura 8.2 se muestra una forma de visualizar el flujo laminar en una tubería circular. Los anillos concéntricos del fluido fluyen en una trayectoria recta y lisa. Existe poca o ninguna mezcla del fluido en los "límites" de cada capa mientras el fluido fluye a lo largo de la tubería. Por supuesto, en fluidos reales, el flujo lo compone un número infinito de capas.

Otra manera de visualizar el flujo laminar se representa en la figura 8.3, donde aparece un fluido transparente, como el agua, fluyendo en un tubo de vidrio claro. Cuando en el flujo se inyecta una corriente de fluido oscuro, como una tinta, la corriente permanece intacta siempre que el flujo siga siendo laminar. La corriente de tinta no se mezclará con el volumen del fluido.

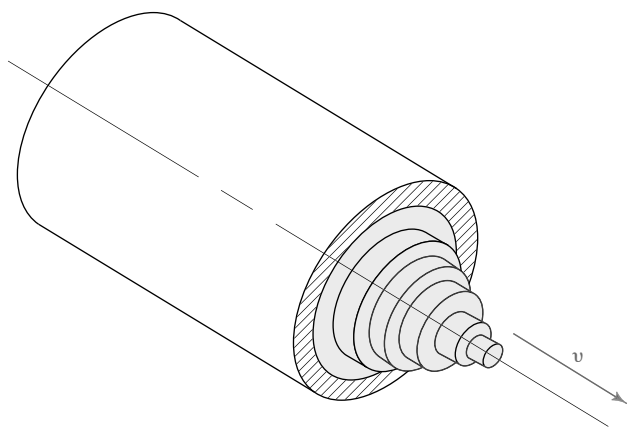


FIGURA 8.2 Ilustración del flujo laminar en una tubería circular.

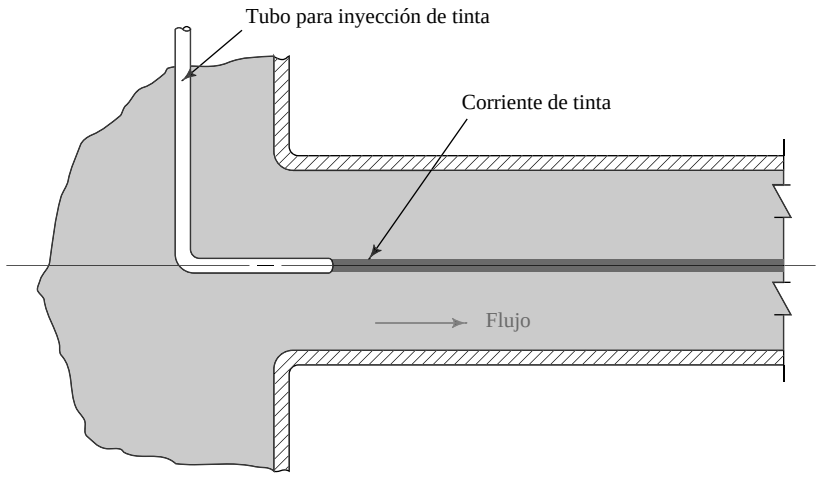


FIGURA 8.3 Corriente de tinta en un flujo laminar.

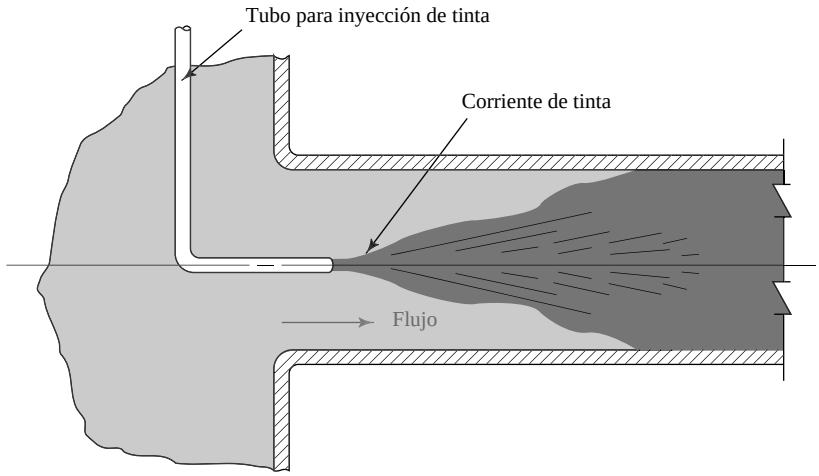


FIGURA 8.4 Corriente de tinta que se mezcla con el flujo turbulento.

En contraste con el flujo laminar, el flujo turbulento parece caótico y desigual con mucha entremezcla del fluido. La figura 8.4 muestra que cuando se introduce una corriente de tinta en un flujo turbulento, ésta se disipa inmediatamente en todo el fluido primario. De hecho, una razón importante para crear un flujo turbulento es promover la mezcla en aplicaciones como:

1. Combinación de dos o más fluidos.
2. Aceleración de reacciones químicas.
3. Aumento de la transferencia de calor hacia o desde un fluido.

El flujo en canal abierto es el tipo de flujo en el que una superficie del fluido está expuesta a la atmósfera. La figura 8.5 muestra un depósito que descarga fluido en un canal abierto que finalmente hace caer el flujo en un estanque inferior. ¿Ha visto usted fuentes que tienen esta característica? Aquí, tal como sucede con el flujo en una tubería circular, el flujo laminar parece ser suave y en capas. La descarga del canal al estanque sería como una lámina lisa. Un flujo turbulento parecería caótico. ¿Ha visto las Cataratas del Niágara o algún otro sitio donde el agua cae a gran velocidad? El flujo a canal abierto se estudia en el capítulo 14.

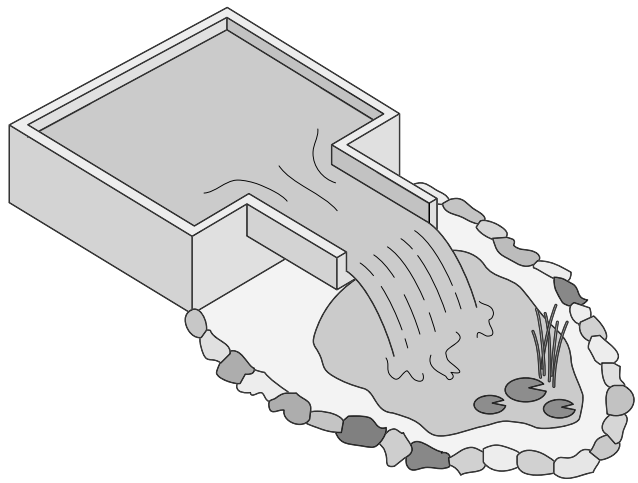


FIGURA 8.5 Flujo tranquilo (laminar) sobre una superficie lisa.

8.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Describir la apariencia del flujo laminar y del flujo turbulento.
2. Establecer la relación utilizada para calcular el número de Reynolds.
3. Identificar los valores límite del número de Reynolds mediante los que es posible predecir si el flujo es laminar o turbulento.
4. Calcular el número de Reynolds para el flujo de fluidos en tuberías y tubos redondos.
5. Establecer la *ecuación de Darcy* para calcular la pérdida de energía debida a la fricción, ya sea en el caso del flujo laminar o del turbulento.
6. Establecer la *ecuación de Hagen-Poiseuille* para calcular la pérdida de energía debida a la fricción en un flujo laminar.
7. Definir el *factor de fricción* tal como se utiliza en la ecuación de Darcy.
8. Determinar el factor de fricción usando el diagrama de Moody para valores específicos del número de Reynolds y rugosidad relativa de la tubería.
9. Calcular el factor de fricción usando ecuaciones desarrolladas por Swamee y Jain.
10. Calcular la pérdida de energía debida a la fricción para el flujo de fluidos en tuberías circulares, mangueras y tubos y utilizar la pérdida de energía en la ecuación general de la energía.
11. Utilizar la fórmula de *Hazen-Williams* para calcular la pérdida de energía debida a la fricción para el caso especial del flujo de agua en tuberías circulares.

8.2 NÚMERO DE REYNOLDS

El comportamiento de un fluido, particularmente con respecto a las pérdidas de energía, resulta ser bastante dependiente de si el flujo es laminar o turbulento, como se demostrará más adelante en este capítulo. Por esta razón, se requiere un medio adecuado para predecir el tipo de flujo sin tener que observarlo. De hecho, la observación directa es imposible de realizar en fluidos que fluyen por tuberías opacas. Es posible demostrar en forma experimental y verificar de manera analítica que, en un tubo redondo, el carácter del flujo depende de cuatro variables: la densidad ρ del fluido, la viscosidad η del fluido, el diámetro D de la tubería y la velocidad promedio del flujo. Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible predecir si el flujo es laminar o turbulento siempre que se conozca la magnitud de un número adimensional, éste se conoce ahora como número de Reynolds (N_R). Vea el recurso de internet 1. La siguiente ecuación muestra la definición básica del número de Reynolds:

⇨ Número de Reynolds—Secciones circulares

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu} \qquad \textbf{(8-1)}$$

Estas dos formas de la ecuación son equivalentes porque $\nu = \eta/\rho$, tal como se analizó en el capítulo 2.

Se debe utilizar un conjunto consistente de unidades de medición para garantizar que el número de Reynolds sea adimensional. En la tabla 8.1 se listan las unidades requeridas, tanto en el sistema SI como en unidades de uso común en Estados Unidos. Se recomienda la conversión a estas unidades estándar antes de introducir los datos para calcular el N_R. Por supuesto, podrían introducirse los datos con las unidades dadas en el cálculo y realizar las conversiones apropiadas al finalizar las operaciones. Revise las secciones 2.1 y 2.2 del capítulo 2 para ver el estudio de la viscosidad. Consulte los factores de conversión del apéndice K.

Es posible demostrar que el número de Reynolds es adimensional sustituyendo las unidades estándar del SI en la ecuación (8-1):

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = v \times D \times \rho \times \frac{1}{\eta}$$

$$N_R = \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \text{m} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m·s}}{\text{kg}}$$

Dado que todas las unidades se pueden cancelar, el N_R no tiene dimensiones.

El número de Reynolds es uno de varios números adimensionales que son útiles en el estudio de la mecánica de fluidos y de la transferencia de calor. Los números adimensionales pueden ser determinados mediante el proceso llamado *análisis dimensional* (vea la referencia 1).

El número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia presente en un elemento de fluido sobre la fuerza viscosa. La fuerza de inercia se desarrolla a partir de la segunda ley del movimiento de Newton, $F = ma$. Como se estudió en el capítulo 2, la fuerza viscosa se relaciona con el producto del esfuerzo cortante por el área.

Los flujos que tienen un número de Reynolds grande, por lo general debido a su alta velocidad y/o baja viscosidad, tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos que tienen alta viscosidad y/o se mueven a bajas velocidades tendrán números de Reynolds bajos y tenderán a ser laminares. En la siguiente sección se proporcionan algunos datos cuantitativos con los cuales se puede predecir si un sistema de flujo dado será laminar o turbulento.

TABLA 8.1 Unidades estándar para cantidades usadas en el cálculo del número de Reynolds para asegurar que sea adimensional

Cantidad	Unidades del SI	Unidades de uso común en Estados Unidos
Velocidad	m/s	ft/s
Diámetro	M	ft
Densidad	kg/m^3 o N·s^2/m^4	slugs/ft^3 o lb·s^2/ft^4
Viscosidad dinámica	N·s/m^2 o Pa·s o kg/m·s	lb·s/ft^2 o slugs/ft·s
Viscosidad cinemática	m^2/s	ft^2/s

La fórmula del número de Reynolds toma una forma diferente cuando se consideran secciones transversales no circulares, canales abiertos y flujo de fluidos alrededor de cuerpos sumergidos. Tales situaciones se analizan en otra parte de este libro.

8.3 NÚMEROS DE REYNOLDS CRÍTICOS

Para las aplicaciones prácticas en cuanto al flujo en tuberías, se encuentra que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, el flujo será laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, se puede suponer que el flujo es turbulento. En el rango de números de Reynolds comprendidos entre 2000 y 4000, resulta imposible predecir qué tipo de flujo existe; por lo tanto, a este rango se le llama *región crítica*. Las aplicaciones típicas incluyen flujos muy bien ubicados dentro del rango laminar o dentro del rango turbulento, por lo que la existencia de esta región de incertidumbre no causa gran dificultad. Cuando en un sistema se encuentra que el flujo está en la región crítica, la práctica habitual es cambiar la velocidad de flujo o el diámetro del tubo para hacer que el flujo sea laminar o turbulento en forma definitiva. Así, es posible realizar un análisis más preciso.

Al minimizar de manera cuidadosa las perturbaciones externas, es posible mantener un flujo laminar para números de Reynolds tan altos como 50 000. Sin embargo, cuando el N_R es mayor que aproximadamente 4000, una perturbación menor de la corriente de flujo hará que éste cambie en forma repentina de laminar a turbulento. Por esta razón, y debido a que en este libro se tratan aplicaciones prácticas, se supondrá lo siguiente:

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar.

Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento.

Problema de ejemplo 8.1 Determine si el flujo es laminar o turbulento en un pasaje circular por el que fluye glicerina a 25 °C dentro de un dispositivo fabricado para procesamiento químico. El diámetro del pasaje es de 150 mm. La velocidad promedio del flujo es de 3.6 m/s.

Solución Primero se debe evaluar el número de Reynolds mediante la ecuación (8-1):

$$N_R = vD\rho/\eta$$
$$v = 3.6 \text{ m/s}$$
$$D = 0.15 \text{ m}$$
$$\rho = 1258 \text{ kg/m}^3 \quad \text{(según el apéndice B)}$$
$$\eta = 9.60 \times 10^{-1} \text{ Pa·s} \quad \text{(según el apéndice B)}$$

Así que se tiene

$$N_R = \frac{(3.6)(0.15)(1258)}{9.60 \times 10^{-1}} = 708$$

Debido a que $N_R = 708$, lo cual es menor que 2000, el flujo es laminar. Observe que cada término se expresó en unidades consistentes del SI antes de evaluar el N_R.

Problema de ejemplo 8.2 Determine si el flujo es laminar o turbulento en un tubo hidráulico de cobre con diámetro exterior (OD) de 32 mm × 2.0 mm de pared cuando por él fluye agua a 70 °C. La rapidez de flujo es de 285 L/min.

Solución Evalúe el número de Reynolds mediante la ecuación (8-1):

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu}$$

Para el tubo de cobre, $D = 28 \text{ mm} = 0.028 \text{ m}$ y $A = 6.158 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ (de acuerdo con el apéndice G.2). Entonces se tiene

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{285 \text{ L/min}}{6.158 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \times \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{60\,000 \text{ L/min}} = 7.71 \text{ m/s}$$

$$\nu = 4.11 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{(según el apéndice A)}$$

$$N_R = \frac{(7.71)(0.028)}{4.11 \times 10^{-7}} = 5.25 \times 10^5$$

Debido a que el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo es turbulento.

Problema de ejemplo 8.3 Determine el rango de la velocidad de flujo promedio para el cual el flujo estaría en la región crítica si, por una tubería de acero de 2 in cédula 40, fluye aceite SAE 10 a 60 °F. El aceite tiene una gravedad específica de 0.89.

Solución El flujo estaría en la región crítica si $2000 < N_R < 4000$. Primero, se utiliza el número de Reynolds y se despeja la velocidad:

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

$$v = \frac{N_R\eta}{D\rho} \qquad \textbf{(8-2)}$$

Después se encuentran los valores de η, D y ρ:

$$D = 0.1723 \text{ ft} \quad \text{(según el apéndice F)}$$

$$\eta = 2.10 \times 10^{-3} \text{ lb-s/ft}^2 \quad \text{(según el apéndice D)}$$

$$\rho = (\text{sg})(1.94 \text{ slugs/ft}^3) = (0.89)(1.94 \text{ slugs/ft}^3) = 1.73 \text{ slugs/ft}^3$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (8-2), se obtiene

$$v = \frac{N_R(2.10 \times 10^{-3})}{(0.1723)(1.73)} = (7.05 \times 10^{-3})N_R$$

Para $N_R = 2000$, se tiene

$$v = (7.05 \times 10^{-3})(2 \times 10^3) = 14.1 \text{ ft/s}$$

Para $N_R = 4000$, se tiene

$$v = (7.05 \times 10^{-3})(4 \times 10^3) = 28.2 \text{ ft/s}$$

Por lo tanto, si $14.1 < v < 28.2$ ft/s, el flujo estará en la región crítica.

8.4 ECUACIÓN DE DARCY

En la ecuación general de la energía

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

el término h_L se define como la pérdida de energía en el sistema. Un componente de la pérdida de energía se debe a la fricción en el fluido que fluye. Para el caso del flujo en tuberías y tubos, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud sobre el diámetro de la corriente de flujo. Esto se expresa matemáticamente como la ecuación de Darcy:

➪ Ecuación de Darcy para la pérdida de energía

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \qquad \textbf{(8-3)}$$

donde

$h_L =$ pérdida de energía debida a la fricción (N•m/N, m, lb-ft/lb o ft)
$L =$ longitud de la corriente de flujo (m o ft)
$D =$ diámetro de la tubería (m o ft)
$v =$ velocidad de flujo promedio (m/s o ft/s)
$f =$ factor de fricción (adimensional)

La ecuación de Darcy puede utilizarse para calcular la pérdida de energía debida a la fricción en las secciones rectas y largas de tubería redonda, tanto para el flujo laminar como para el turbulento. La diferencia entre los dos flujos reside en la evaluación del factor de fricción adimensional f, tal como se explica en las siguientes dos secciones. Tenga en cuenta que el cálculo de la velocidad de flujo para una rapidez del flujo de volumen dada mediante determinado tamaño de tubería requiere el uso de la ecuación $Q = Av$, como se explicó en el capítulo 6. Ahora que usted domina el uso de esta ecuación, es posible que el sitio web indicado en el recurso de internet 2 le resulte una herramienta útil.

8.5 PÉRDIDA POR FRICCIÓN EN EL FLUJO LAMINAR

Cuando existe flujo laminar, el fluido parece fluir en varias capas, una sobre otra. Dada la viscosidad del fluido, se crea entonces un esfuerzo cortante entre las capas de fluido. Así, en el fluido se pierde energía debido a la acción de superar las fuerzas de fricción producidas por el esfuerzo cortante. Sin embargo, como el flujo laminar es tan regular y ordenado, es posible deducir una relación entre la pérdida de energía y los parámetros medibles del sistema de flujo. Esta relación se conoce como *ecuación de Hagen-Poiseuille*:

➪ Ecuación de Hagen-Poiseuille

$$h_L = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2} \qquad \textbf{(8-4)}$$

Los parámetros involucrados son las propiedades de viscosidad y el peso específico del fluido, las características geométricas de longitud y diámetro de la tubería, y la dinámica del flujo caracterizada por la velocidad promedio. La ecuación de Hagen-Poiseuille se ha comprobado de manera experimental en muchas ocasiones.

En la ecuación (8-4) puede observarse que la pérdida de energía en el flujo laminar es independiente de la condición de la superficie de la tubería. Las pérdidas por fricción viscosa dentro del fluido determinan la magnitud de la pérdida de energía.

La ecuación de Hagen-Poiseuille es válida sólo para el flujo laminar ($N_R < 2000$). Sin embargo, ya se estableció que la ecuación de Darcy, ecuación (8-3), también podría utilizarse para calcular la pérdida por fricción en el flujo laminar. Si las dos relaciones para h_L se igualan entre sí, es posible despejar el valor del factor de fricción:

$$f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2}$$

$$f = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2} \times \frac{D2g}{Lv^2} = \frac{64\eta g}{vD\gamma}$$

Puesto que $\rho = \gamma/g$, se obtiene

$$f = \frac{64\eta}{vD\rho}$$

El número de Reynolds se define como $N_R = vD\rho/\eta$. Entonces se tiene

➪ Factor de fricción para el flujo laminar

$$f = \frac{64}{N_R} \qquad \textbf{(8-5)}$$

En resumen, para el *flujo laminar*, la pérdida de energía debida a la fricción se puede calcular a partir de la ecuación de Hagen-Poiseuille,

$$h_L = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2}$$

o bien a partir de la ecuación de Darcy,

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

donde $f = 64/N_R$.

Problema de ejemplo 8.4 Determine la pérdida de energía si a través de una tubería estándar DN de 150 mm cédula 80 fluye glicerina a 25 °C a lo largo de 30 m con una velocidad promedio de 4.0 m/s.

Solución Primero, se debe determinar si el flujo es laminar o turbulento mediante la evaluación del número de Reynolds:

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

En el apéndice B se encuentra que, para la glicerina a 25 °C,

$$\rho = 1258 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 9.60 \times 10^{-1} \text{ Pa·s}$$

Entonces, se tiene

$$N_R = \frac{(4.0)(0.1463)(1258)}{9.60 \times 10^{-1}} = 767$$

Puesto que $N_R < 2000$, el flujo es laminar.

Con base en la ecuación de Darcy, se obtiene

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$f = \frac{64}{N_R} = \frac{64}{767} = 0.0835$$

$$h_L = 0.0835 \times \frac{30}{0.1463} \times \frac{(4.0)^2}{2(9.81)}\text{m} = 13.96 \text{ m}$$

Observe que en cada ecuación se expresa cada término en las unidades del sistema SI. Por lo tanto, las unidades resultantes para h_L son m o N·m/N. Esto significa que se pierden 13.96 N·m de energía por cada newton de glicerina mientras ésta fluye a lo largo de 30 m de tubería.

8.6 PÉRDIDA POR FRICCIÓN EN EL FLUJO TURBULENTO

Para el flujo turbulento de fluidos en tuberías circulares, se recomienda usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debida a la fricción. El flujo turbulento es bastante caótico y varía en forma constante. Por estas razones, resulta necesario confiar en datos experimentales para determinar el valor de f.

Las pruebas han mostrado que el número adimensional f depende de otros dos números adimensionales, que son el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación que hay entre el diámetro de la tubería D

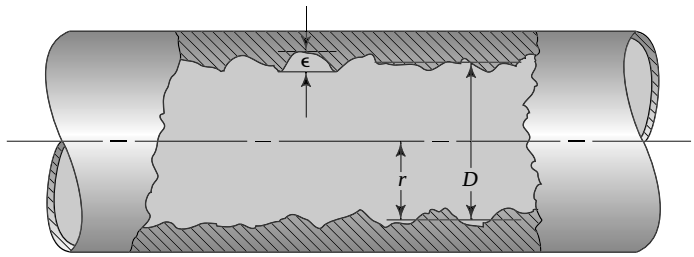


FIGURA 8.6 Rugosidad (exagerada) de la pared de una tubería.

y la rugosidad promedio ε (letra griega épsilon) de la pared de la tubería. En la figura 8.6 se ilustra la rugosidad (exagerada) de la pared del tubo como la altura de los picos de las irregularidades de la superficie. La condición de la superficie de la tubería depende en gran medida del material de ésta y del método de fabricación. Debido a que la rugosidad es un tanto irregular, para medir su valor global se utilizan técnicas de promedio.

Para los tubos y las tuberías disponibles comercialmente, el valor de diseño de la rugosidad promedio ε de la pared de la tubería se ha determinado como indica la tabla 8.2. *Estos son sólo valores promedio para tuberías nuevas y limpias. Se debe esperar alguna variación. Después de que una tubería ha estado en servicio durante cierto tiempo, la rugosidad puede cambiar debido a la formación de depósitos en la pared o a la corrosión.*

Los tubos de vidrio tienen una superficie interior que es casi hidráulicamente lisa, lo que indica un valor muy pequeño de rugosidad. Por lo tanto, la rugosidad relativa, D/ε, tiende a infinito. Los tubos y las tuberías de plástico son casi tan lisos como el cristal, y en este libro se utiliza el valor indicado para esa rugosidad. Se deben esperar variaciones. Durante su proceso de fabricación, las tuberías de cobre, latón y algunas de acero se estiran hasta darles su forma y tamaño finales sobre un mandril interno, lo que deja una superficie bastante lisa. Para tuberías de acero estándar (como las de los anexos 40 y 80) y tubos de acero soldado, se utiliza el valor de rugosidad indicado para el acero comercial o el acero soldado. El hierro galvanizado tiene un recubrimiento de zinc unido metalúrgicamente para resistir la corrosión. Por lo general, la tubería de hierro dúctil está revestida en su interior con un mortero de cemento para protegerla contra la corrosión y disminuir la rugosidad de la superficie. En este libro, se usan los valores de rugosidad para el hierro dúctil recubierto a menos que se indique lo contrario. La tubería de hierro dúctil de algunos fabricantes tiene una superficie interior suave, que se acerca a la del acero. La tubería de concreto de buena calidad puede tener valores de rugosidad similares a los valores del hierro dúctil recubierto indicados en la tabla 8.2. Sin embargo, existe un rango amplio de valores y los datos deben obtenerse a partir del fabricante. En algunas nuevas líneas tubulares grandes y en ciertas instalaciones actuales se utiliza el acero remachado.

8.6.1 Diagrama de Moody

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody que se muestra en la figura 8.7. Este diagrama presenta el factor de fricción f graficado contra el número de Reynolds N_R, con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa D/ε. Estas curvas se generaron a partir de datos experimentales de L. F. Moody (vea la referencia 2).

Tanto f como N_R se grafican sobre escalas logarítmicas debido al amplio rango de valores encontrados. En el extremo izquierdo de la gráfica, para los números de Reynolds menores a 2000, la línea recta muestra la relación $f = 64/N_R$ para el flujo laminar. Para $2000 < N_R < 4{,}000$, no se trazan curvas porque ésta es la zona crítica existente entre el flujo laminar y el turbulento y no es posible predecir el tipo de flujo. El cambio de flujo de laminar a turbulento resulta en valores para los factores de fricción ubicados dentro de la banda sombreada. Más allá de $N_R = 4000$, se grafica la familia de curvas relacionadas con los diferentes valores de D/ε. Es posible hacer varias observaciones importantes a partir de estas curvas:

1. Para un número de Reynolds del flujo en particular, a medida que aumenta la rugosidad relativa D/ε, el factor de fricción f disminuye.
2. Para una rugosidad relativa D/ε dada, el factor de fricción f disminuye con el aumento del número de Reynolds hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.
3. Dentro de la zona de turbulencia completa, el número de Reynolds no tiene ningún efecto sobre el factor de fricción.

TABLA 8.2 Rugosidad de la tubería —valores de diseño

Material	Rugosidad ε (m)	Rugosidad ε (ft)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo estirado; cobre, latón, acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil —revestido	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil —sin revestir	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien hecho	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

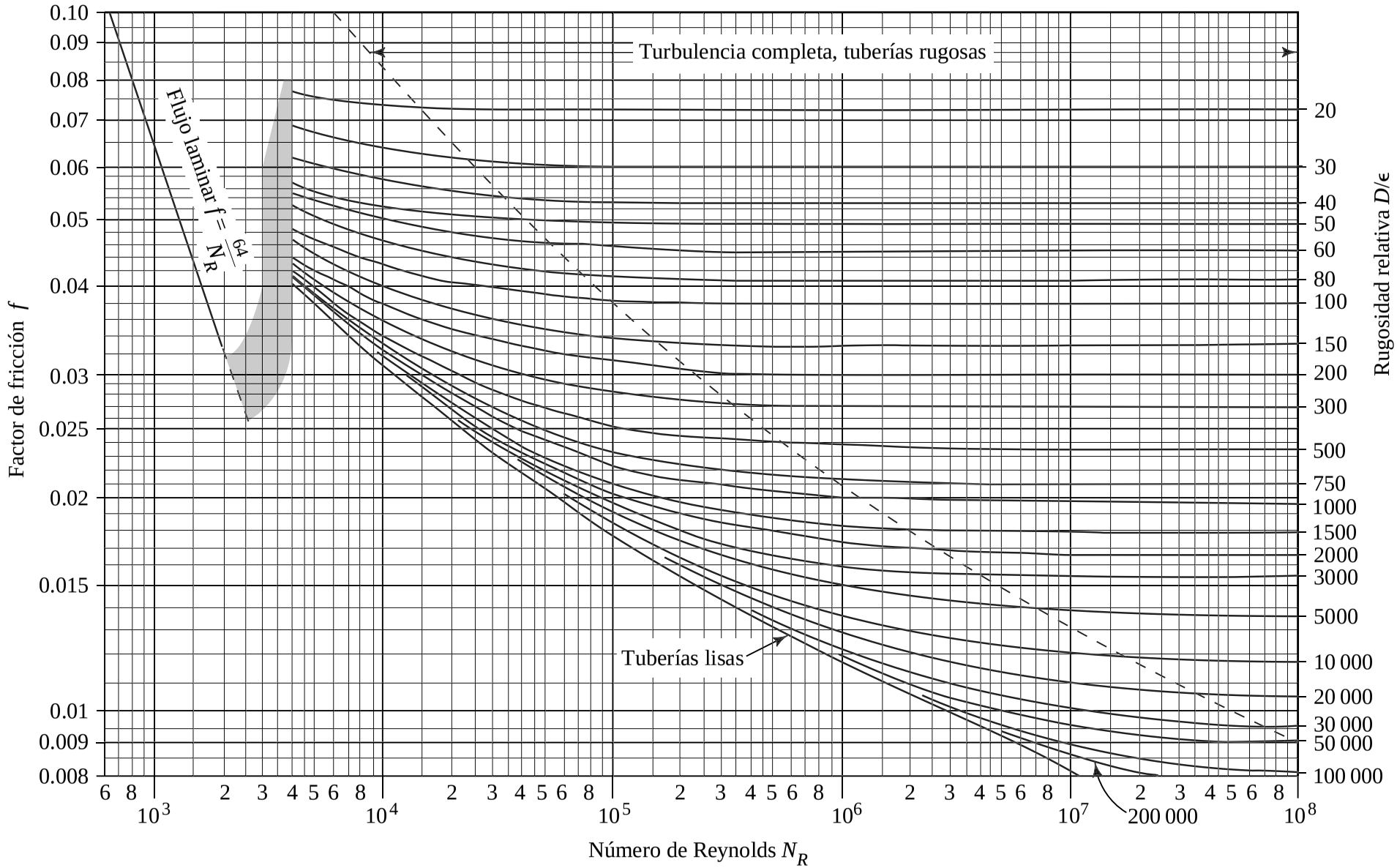


FIGURA 8.7 Diagrama de Moody. (*Fuente:* Pao, R. H. E. *Fluid Mechanics*, p. 284. Derechos reservados 9c. 1961. Reproducido con autorización del autor).

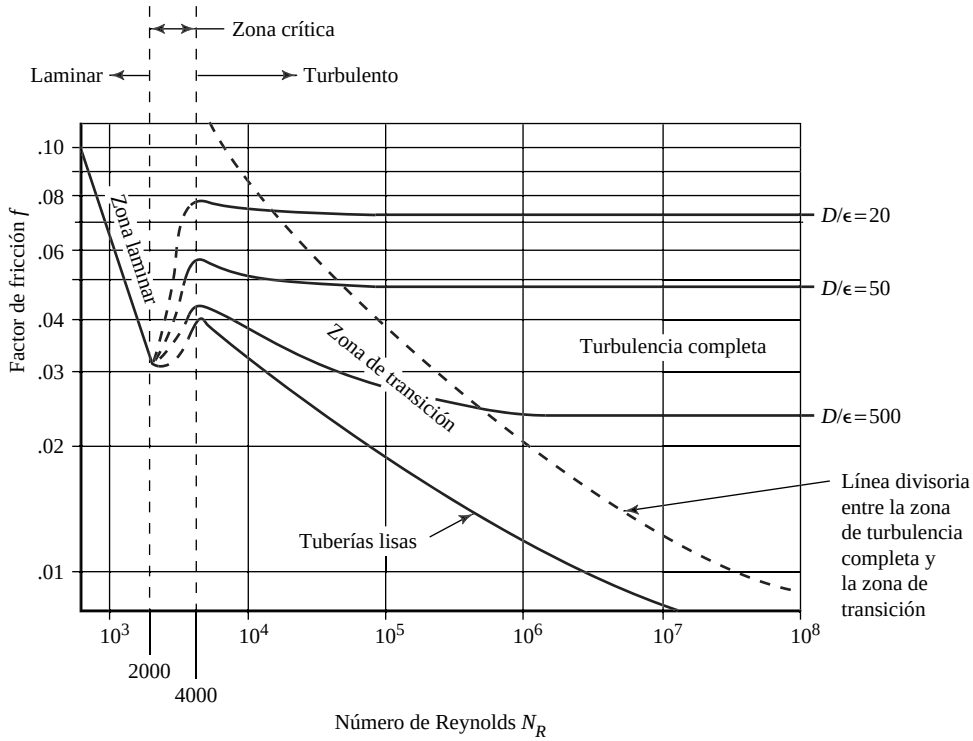


FIGURA 8.8 Explicación de las partes del diagrama de Moody.

4. A medida que se incrementa la rugosidad relativa D/ε, también aumenta el valor del número de Reynolds en el que comienza la zona de turbulencia completa.

La figura 8.8 es un esquema simplificado del diagrama de Moody en el que se identifican las distintas zonas. Ya se ha analizado la *zona laminar* de la izquierda. A la derecha de la línea discontinua descendente y a lo largo de todo el diagrama está la *zona de turbulencia completa*. El factor de fricción más bajo posible para un número de Reynolds dado en flujo turbulento se indica mediante la línea de *tuberías lisas*.

Entre la línea de las tuberías lisas y la línea que marca el inicio de la zona de turbulencia completa está la *zona de transición*. Aquí, las distintas líneas D/ε son curvas y se debe tener cuidado para evaluar el factor de fricción en forma correcta. Por ejemplo, se puede ver que el valor del factor de fricción para una rugosidad relativa de 500 disminuye desde 0.0420 en $N_R = 4000$ hasta 0.0240 en $N_R = 6.0 \times 10^5$, donde comienza la zona de turbulencia completa.

Revise su capacidad de leer el diagrama de Moody correctamente al verificar los siguientes valores dados para los factores de fricción contra los valores dados del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, para ello utilice la figura 8.7.

Si es posible, se debe evitar la zona crítica situada entre los números de Reynolds de 2000 y 4000 porque dentro de este rango el tipo de flujo no se puede predecir. La banda sombreada muestra cómo podría cambiar el factor de fricción de acuerdo con el valor de la rugosidad relativa. Para valores bajos de D/ε (lo cual indica una rugosidad grande de la pared de la tubería), el incremento del factor de fricción es grande a medida que el flujo cambia de laminar a turbulento. Por ejemplo, para el flujo en una tubería con $D/\varepsilon = 20$, el factor de fricción se incrementaría desde 0.032 para $N_R = 2000$ en el extremo del rango laminar hasta aproximadamente 0.077 para $N_R = 4000$ al inicio del rango turbulento, lo cual significa un aumento de 240 por ciento. Además, donde ocurre esto, el valor del número de Reynolds no se puede predecir. Debido a que la pérdida de energía es directamente proporcional al factor de fricción, los cambios de tal magnitud son significativos.

Es necesario señalar que, debido a que la rugosidad relativa se define como D/ε, una rugosidad relativa alta indica un valor bajo de ε; es decir, una tubería más lisa. De hecho, la curva denominada *tuberías lisas* se utiliza para materiales como el vidrio, los cuales tienen una rugosidad tan baja que D/ε sería un número extremadamente grande, tendiente infinito.

Algunos textos y referencias utilizan otras convenciones para reportar las rugosidades relativas, como ε/D, ε/r o r/ε, donde r es el radio de la tubería. Se considera que la convención utilizada en este libro facilita los cálculos y las interpolaciones.

N_R	D/ε	f
6.7×10^3	150	0.0430
1.6×10^4	2000	0.0284
1.6×10^6	2000	0.0171
2.5×10^5	733	0.0233

8.6.2 Uso del diagrama de Moody

El diagrama de Moody se utiliza para ayudar a determinar el valor del factor de fricción f para el flujo turbulento. El valor del número de Reynolds y la rugosidad relativa deben ser conocidos. Por lo tanto, los datos básicos necesarios son el diámetro interior de la tubería (ID), el material de la tubería, la velocidad de flujo y el tipo de fluido y su temperatura, a partir de lo cual es posible encontrar la viscosidad. Los siguientes problemas de ejemplo ilustran el procedimiento para encontrar f.

Problema de ejemplo 8.5

Determine el factor de fricción f si fluye agua a 160 °F y 30.0 ft/s en una tubería de acero cédula 40.

Solución

Primero se debe evaluar el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar o turbulento:

$$N_R = \frac{vD}{\nu}$$

De acuerdo con el apéndice F: $D = 1.049$ in $= 0.0874$ ft. Para el agua, según el apéndice A.2, $\nu = 4.38 \times 10^{-6}$ ft^2/s, entonces

$$N_R = \frac{(30.0)(0.0874)}{4.38 \times 10^{-6}} = 5.98 \times 10^5$$

Por lo tanto, el flujo es turbulento. Ahora se debe evaluar la rugosidad relativa. A partir de la tabla 8.2 se encuentra que $\varepsilon = 1.5 \times 10^{-4}$ ft. Entonces, la rugosidad relativa es

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.0874 \text{ ft}}{1.5 \times 10^{-4} \text{ ft}} = 583$$

Observe que para que D/ε sea una relación adimensional, tanto D como ε deben tener las mismas unidades.

Los pasos finales en el procedimiento a seguir son los siguientes:

1. Busque el número de Reynolds en la abscisa del diagrama de Moody:
$$N_R = 5.98 \times 10^5$$
2. Proyecte verticalmente hasta llegar a la curva para $D/\varepsilon = 583$. Se debe interpolar entre la curva para 500 y la curva para 750 sobre la línea vertical de $N_R = 5.98 \times 10^5$.
3. Proyecte horizontalmente hacia la izquierda y, ahí, lea $f = 0.023$.

Problema de ejemplo 8.6

Si en el problema 8.5 la velocidad de flujo del agua fuese de 0.45 ft/s y todas las demás condiciones se conservaran igual, determine el factor de fricción f.

Solución

$$N_R = \frac{vD}{\nu} = \frac{(0.45)(0.0874)}{4.38 \times 10^{-6}} = 8.98 \times 10^3$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.0874}{1.5 \times 10^{-4}} = 583$$

Entonces, a partir de la figura 8.7, $f = 0.0343$. Observe que esto se encuentra en la porción curva de la línea D/ε y que ahí existe un incremento del factor de fricción superior al encontrado en el problema de ejemplo 8.5.

Problema de ejemplo 8.7

Determine el factor de fricción f para una tubería de acero estándar DN 40 cédula 80 si por ahí fluye alcohol etílico a 25 °C y a 5.3 m/s.

Solución

Para evaluar el número de Reynolds, se utiliza la ecuación

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

De acuerdo con el apéndice B, $\rho = 787$ kg/m^3 y $\eta = 1.00 \times 10^3$ Pa•s. Además, para una tubería DN 40 cédula 80, $D = 0.0381$ m. Entonces se tiene

$$N_R = \frac{(5.3)(0.0381)(787)}{1.00 \times 10^{-3}} = 1.59 \times 10^5$$

Por lo tanto, el flujo es turbulento. Para una tubería de acero, $\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5}$ m, por lo que la rugosidad relativa es

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.0381 \text{ m}}{4.6 \times 10^{-5} \text{ m}} = 828$$

A partir de la figura 8.7, $f = 0.0225$. Es necesario interpolar tanto en N_R como en D/ε para determinar este valor, y puede esperarse alguna variación. Sin embargo, en esta parte de la gráfica, usted debe ser capaz de leer el valor del factor de fricción f con una precisión de ± 0.0005.

El siguiente es un problema de ejemplo programado que ilustra una situación típica de las tuberías para fluidos. La pérdida de energía debida a la fricción debe calcularse como parte de la solución.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 8.8

La figura 8.9 muestra un tanque de almacenamiento industrial desde donde una tubería horizontal de 100 m de largo conduce agua a 25 °C hasta un proceso en el que se prepara un producto alimenticio a gran escala. La tubería es de acero DN 50 cédula 40 y el caudal de entrega hacia el proceso es de 520 L/min. Determine cuánta caída de presión se presenta en la tubería desde el tanque de almacenamiento hasta el sistema de procesamiento.

Primero, diseñe un plan para resolver este problema.

Aquí se presenta uno de los métodos:

1. Definir el punto A en la tubería donde sale del tanque de almacenamiento y el punto B donde el tanque suministra el agua al sistema de procesamiento. El objetivo del problema es calcular $p_A - p_B$, que es la caída de presión entre los puntos A y B.
2. Utilizar la ecuación de la energía para determinar la caída de presión, considerando la pérdida de energía debida a la fricción en la tubería.
3. Calcular la pérdida de energía con base en la ecuación de Darcy.

Ahora escriba la ecuación de la energía entre los puntos A y B y despeje algebraicamente la caída de presión.

La ecuación de la energía es:

$$p_A/\gamma + z_A + v_A^2/2g - h_L = p_B/\gamma + z_B + v_B^2/2g$$

Observe que $z_A = z_B$ y $v_A = v_B$; por lo tanto, esos términos se pueden cancelar en la ecuación. Ahora es posible despejar la caída de presión.

$$p_A - p_B = \gamma h_L$$

¿Cómo se puede calcular la pérdida de energía debida a la fricción en la tubería?

Es posible usar la ecuación de Darcy:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Determine los datos necesarios para completar el cálculo.

A partir de los datos dados, es posible mostrar que $L = 100$ m, $Q = 520$ L/min, la tubería es de acero DN 50 cédula 40, $g = 9.81$ m/s^2 y el fluido es agua a 25 °C, para lo cual se indica en el apéndice A que

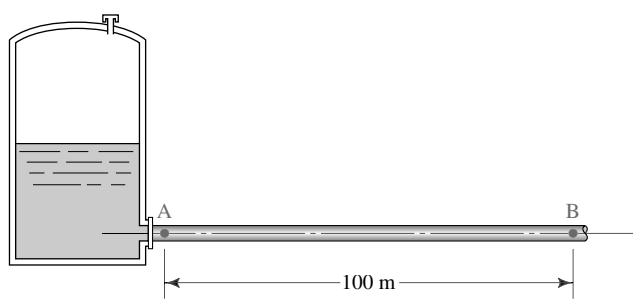
$$\gamma = 9.78 \text{ kN/m}^3 \text{ y la viscosidad cinemática es } \nu = 8.94 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Según el apéndice F, para una tubería de acero DN 50, $D = 52.5$ mm $= 0.0525$ m y $A = 2.168 \times 10^{-3}$ m^2.

Ahora es posible calcular la velocidad de flujo.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{520 \text{ L/min}}{2.168 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \times \frac{1.0 \text{ m}^3/\text{s}}{60\,000 \text{ L/min}} = 4.00 \text{ m/s}$$

FIGURA 8.9 Problema de ejemplo 8.8.



Para determinar el factor de fricción, f, es necesario calcular el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{vD}{\nu} = \frac{(4.00 \text{ m/s})(0.0525 \text{ m})}{8.94 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 2.349 \times 10^5$$

Entonces el flujo es turbulento y se utiliza el diagrama de Moody para encontrar f. En la tabla 8.2, se encuentra que para una tubería de acero limpia la rugosidad es $\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5}$ m. Entonces,

$$D/\varepsilon = 0.0525 \text{ m}/4.6 \times 10^{-5} \text{ m} = 1141$$

De acuerdo con el diagrama de Moody, se puede leer que $f = 0.0203$. Ahora complete el cálculo para h_L.

Aquí está el resultado:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} = 0.0203 \times \frac{100}{0.0525} \times \frac{(4.00)^2}{2(9.81)} = 31.53 \text{ m}$$

Ahora complete el cálculo de la caída de presión en la tubería.

Usted debe obtener $p_A - p_B = 308.4$ kPa. A continuación se muestran los detalles:

$$p_A - p_B = \gamma h_L = (9.78 \text{ kN/m}^3)(31.53 \text{ m}) = 308.4 \text{ kN/m}^2 = 308.4 \text{ kPa}$$

Con esto se completa el problema de ejemplo.

8.7 USO DE SOFTWARE PARA RESOLVER PROBLEMAS DE FLUJO EN TUBERÍAS

Los cálculos necesarios para lograr la comprensión completa de los sistemas de fluidos pueden ser tediosos y repetitivos, por lo que este proceso es un buen candidato para ser resuelto mediante software. Uno de los programas que automatizan los cálculos presentados en este texto se llama PIPE-FLO®, de Engineered Software Incorporated. El uso de un software poderoso viene siempre acompañado de la responsabilidad de entender completamente los cálculos que se están realizando, y esta aplicación no es diferente. Muchos de los problemas incluidos en este libro pueden resolverse de manera eficaz y eficiente con el software en cuestión, y se presentarán en las secciones adecuadas del capítulo 13 de este texto. El uso de software como un complemento a los cálculos manuales, mientras se aprenden los principios, no sólo ayuda en la comprensión, sino que también sirve como preparación para el uso responsable de este tipo de software a lo largo de una carrera.

En este punto del curso, los estudiantes deben ir a:
http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics
Descargue la versión de prueba gratuita del software.

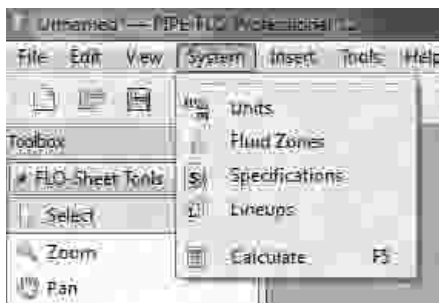
Las instrucciones para la descarga y el material útil para el curso están disponibles en el sitio. La versión de prueba del software limita el número de tubos y los tipos de fluidos que se pueden encontrar, pero los límites están más allá de lo que se necesita para resolver la mayoría de los problemas que se presentan en este texto, por lo que el software funcionará igual que la versión profesional completa a lo largo del curso. Los resultados que se imprimen para cada solución son los mismos que podrían obtenerse con el cálculo manual. Instrucciones, tutoriales y funciones de ayuda disponibles a través del software reducen la necesidad de abundar en instrucciones escritas en este texto; pero para cada función nueva e importante, el texto proporciona un problema de ejemplo que guía el proceso y aporta respuestas de control para confirmar su tratamiento correcto. La versión de prueba también actuará como un "lector" para cualquier modelo de tubería, por lo que usted puede abrir cualquier sistema con la versión demo, incluso los grandes y complejos sistemas disponibles en el sitio web ya indicado.

Problema de ejemplo 8.9

Use el software PIPE-FLO® para determinar la caída de presión en una tubería horizontal de 100 m DN 50 cédula 40, la cual conduce agua a 25 °C a una velocidad de 4 m/s. Reporte todos los valores aplicables que se relacionan con la solución, como el número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución

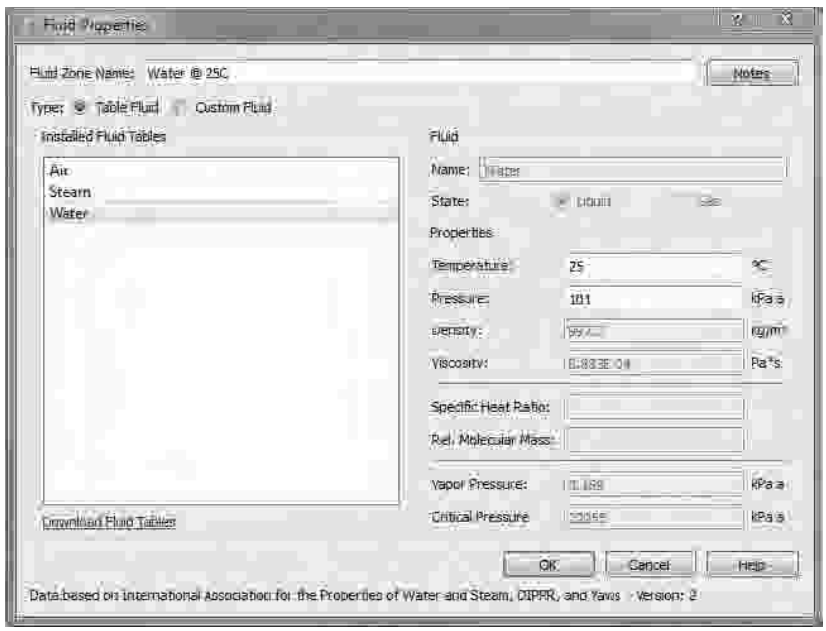
1. Abra un nuevo proyecto en PIPE-FLO® y seleccione el menú "System" en la barra de herramientas para inicializar todos los datos clave, como unidades, zonas de fluido y especificaciones de la tubería.



2. El menú "Units" permite definir las unidades deseadas para todo el sistema de tuberías. En este problema, seleccione las unidades típicas del SI como se muestra a continuación. Observe que PIPE-FLO® tiene unidades inglesas predefinidas al inicio de un nuevo proyecto, pero siempre es posible seleccionar las unidades mediante este menú. Para cualquier parámetro individual, las unidades pueden cambiarse fácilmente utilizando los menús desplegables en cualquier momento mientras se trabaja con el modelo.

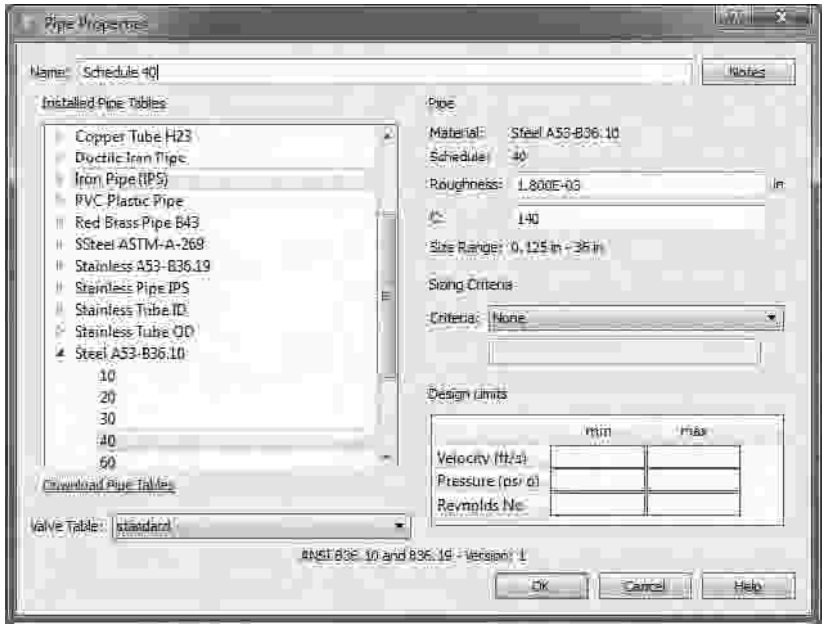


3. El menú "Fluid Zone" permite definir el fluido que se desea utilizar en el sistema. Todos los problemas resueltos mediante PIPE-FLO® en este texto cumplirán con la restricción de la versión de prueba de tener acceso a una sola zona de fluido, lo cual significa trabajar con solamente un fluido en el sistema. Bajo el menú "System", seleccione "Fluid Zone", luego "New" y después "Water". Al seleccionar un fluido en el cuadro de la izquierda e introducir la temperatura inicial y la información de la presión, PIPE-FLO® llenará la información restante de acuerdo con su base de datos interna, la cual refleja los valores que se buscarían manualmente en el apéndice de este libro o en referencias externas. Este enfoque de incluir las propiedades en una base de datos resulta muy conveniente y eficaz, asimismo permite editar el estado de un fluido, tal como su temperatura, y todas las propiedades asociadas se actualizan en forma automática. Para este problema, introduzca 25 °C y 101 kPa(abs), lo cual designa la presión atmosférica. Tenga en cuenta que en PIPE-FLO®, la presión absoluta se escribe como "kPa a". Por conveniencia y para mayor claridad, también es posible cambiar el nombre del fluido. Cambie el nombre de esta zona de fluido a "Water @ 25C" de la manera mostrada, lo cual será importante más adelante en el ejemplo.

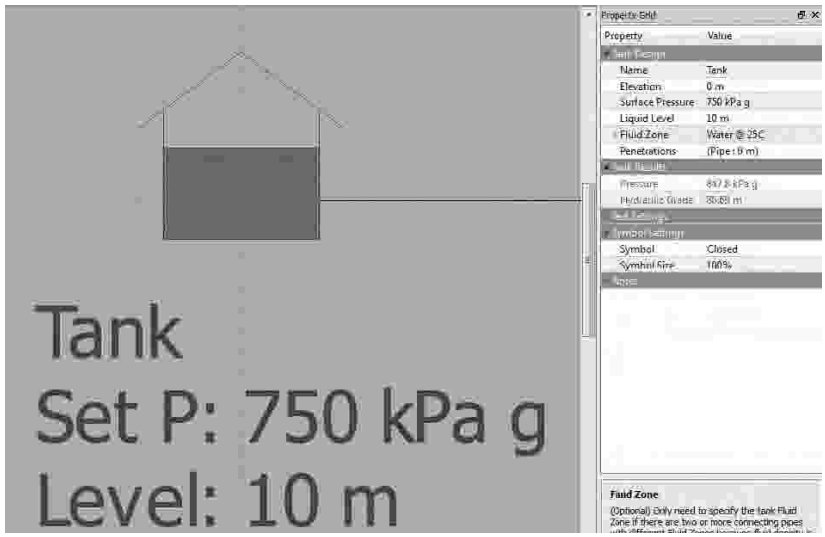


4. Ahora designe el tipo de tubería. Para este problema, pulse "New" en el menú principal de la especificación de tubería, desplácese hasta "Steel A53-B36.10" para indicar tubería de acero comercial y luego el número "40" para indicar la cédula. Asegúrese de utilizar el pequeño triángulo situado a la izquierda de las palabras para exponer el menú desplegable que lista las diferentes cédulas disponibles. El factor de rugosidad mostrado corresponde a valores incluidos en la tabla 8.2 de este capítulo. Tenga en cuenta que para casos especiales, el usuario simplemente puede introducir un factor de rugosidad de manera directa. Igual que

en las zonas de fluido, también se pueden cambiar los nombres de las tuberías, en el ejemplo siguiente éstas aparecen como "Schedule 40". Usted notará que todavía no se ha elegido un tamaño de tubería en particular y no hay opción de hacerlo empleando el presente menú. El tamaño de la tubería se indicará más adelante en el problema. Aquí simplemente se establece el tipo.



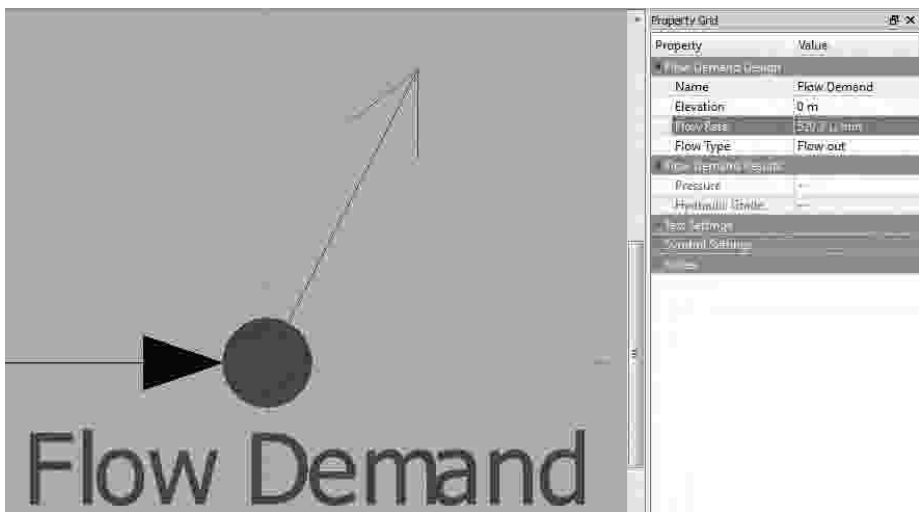
5. Con todos los datos del sistema inicializados, empiece la construcción del sistema. Hay muchas maneras de modelar una tubería horizontal con flujo para determinar la caída de presión. Aquí se hará con un tanque de suministro en un extremo y un "Flow Demand" en el otro. Haga clic y arrastre un "Tank" desde la caja de herramientas de la izquierda hasta el espacio abierto denominado FLO-Sheet®. El tanque se utiliza como una fuente de presión arbitraria para modelar la trayectoria horizontal de la tubería. Haga clic en el tanque sobre FLO-Sheet® para mostrar "Property Grid" al lado derecho de la página. Introduzca una elevación de 0 m para el tanque, una presión superficial de 750 kPa, un nivel de líquido de 10 m y la zona de fluido que se nombró anteriormente como "Water @ 25C". Observe que estos valores son arbitrarios para este problema porque simplemente se pide el cálculo de la pérdida de presión en 100 m de tubería. En futuras secciones de este texto se explicarán más detalles sobre estos valores individuales a medida que se construyan modelos más completos. Note que el icono del tanque muestra en forma predeterminada un tanque abierto. Cambie ese icono por el de un tanque presurizado al seleccionar "Symbol Settings" en la cuadrícula "Property Grid", y elegir un icono de tanque cerrado, como se muestra a continuación. De nuevo, se darán mayores detalles más adelante con modelos de sistemas más completos, por ahora tenga en cuenta que los iconos deben cambiarse cuando sea necesario para reflejar con mayor precisión el modelo que se está construyendo. Por ejemplo, no se debe permitir que un icono de tanque abierto represente a un tanque presurizado.



6. Enseguida, añada la tubería al modelo. Elija "Pipe" en el menú de herramientas de la izquierda, luego haga clic en el tanque de FLO-Sheet®, a continuación arrastre la tubería situada a la derecha y de nuevo haga clic en FLO-Sheet®. No se preocupe por la colocación inicial; después que la tubería ha sido colocada, sus propiedades pueden modificarse fácilmente de manera similar al proceso utilizado para el tanque. Elija la misma zona de fluido. Seleccione el tipo de tubería establecido anteriormente y especifique el tamaño. Este problema requiere DN 50 cédula 40, y el tamaño real se puede verificar al desplegar la columna "Size" en la cuadrícula de propiedades que muestra el identificador de la tubería como 52.5 mm. Introduzca una longitud de 100 m para esta sección de la tubería. Recuerde del capítulo 6 que la tubería DN 50 cédula 40 es idéntica a la tubería de 2 in cédula 40.



7. Por supuesto, PIPE-FLO® puede construir sistemas completos, pero también proporciona maneras de modelar segmentos de un sistema. En este caso, únicamente se tiene interés en la caída de presión que ocurre en una línea de tubería. En lugar de los componentes del modelo aguas abajo, sólo introduzca "Flow Demand" en el extremo de la tubería indicando el flujo aguas abajo sin necesidad de dar detalles del sistema. La demanda de flujo se encuentra en la caja de herramientas bajo la sección "Basic Devices". Después de colocar la demanda en el extremo de la tubería, es necesario introducir los valores de la elevación, el caudal y el tipo de flujo de la demanda. Para este ejemplo, utilice una elevación de cero, suponiendo que la tubería es horizontal. Calcule el caudal correspondiente a una velocidad de 4 m/s. Introduzca esa rapidez de flujo, 520.3 L/min. Como esta demanda representa el flujo que sale del sistema, seleccione la opción de "Flow out" en el tipo de flujo.



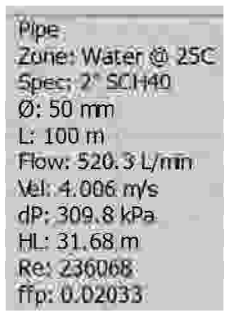
8. El paso final en este problema es calcular los resultados del sistema. Haga clic en el botón que muestra una calculadora en la barra de herramientas.



Para ver la información que se ha calculado sobre un elemento particular en FLO-Sheet®, seleccione ese elemento en la cuadrícula "Property Grid", bajo "Device View Options". Simplemente marque la casilla de cada elemento que desea mostrar y los valores aparecerán en FLO-Sheet® para ese elemento en particular. En este problema introductorio seleccione todos los datos que se desplegarán. Nota: para encontrar el cuadro "Device View Options" en la cuadrícula de propiedades, primero debe hacer clic en el fondo de FLO-Sheet® y asegurarse de que no se ha seleccionado ningún componente del sistema.



Los resultados finales se muestran debajo de la tubería en forma de texto. En este caso, la caída de presión a lo largo de esta longitud de tubería es de 309.8 kPa, con un número de Reynolds de 236 068 y un factor de fricción de 0.02 033, lo que resulta en una pérdida de carga de 31.68 m.



L = Longitud de tubería
Flow = Rapidez del flujo de volumen, Q
Vel = Velocidad de flujo, v
dP = Caída de presión, Δp
HL = Pérdida de carga, h_L
Re = Número de Reynolds, N_R
ffp = Factor de fricción, f

8.8 ECUACIONES PARA EL FACTOR DE FRICCIÓN

El diagrama de Moody que aparece en la figura 8.7 es un medio conveniente y lo suficientemente preciso como para determinar el valor del factor de fricción en la resolución de problemas mediante cálculos manuales. Sin embargo, cuando los cálculos son automatizados para resolver problemas en una computadora o calculadora programable, se necesitan ecuaciones para el factor de fricción.

Las ecuaciones utilizadas en el trabajo de Moody constituyen la base del método computacional.* Pero esas ecuaciones eran tan intrincadas que requerían un enfoque iterativo. Aquí se

* El trabajo inicial para desarrollar estas ecuaciones fue realizado por varios investigadores, de manera notable por C. F. Colebrook, L. Prandtl, H. Rouse, T. van Karman y J. Nikuradse, cuyos artículos se listan en la bibliografía de la referencia 2.

muestran dos ecuaciones que permiten la solución directa del factor de fricción; una cubre el flujo laminar y la otra el flujo turbulento.

En la *zona de flujo laminar*, para valores por debajo de 2000, f se puede encontrar a partir de la ecuación (8-5),

$$f = 64/N_R$$

Esta relación, desarrollada en la sección 8.4, se grafica en el diagrama de Moody como una línea recta en el lado izquierdo de la gráfica.

Por supuesto, para los números de Reynolds ubicados entre 2000 y 4000, el flujo está en el rango crítico y es imposible predecir el valor de f.

La siguiente ecuación, que permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para el flujo turbulento, fue desarrollada por P. K. Swamee y A. K. Jain y se presenta en la referencia 3:

Factor de fricción para el flujo turbulento

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7\,(D/\varepsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}}\right)\right]^2} \qquad \textbf{(8-7)}$$

La ecuación (8-7) produce valores para f que están dentro de ±1.0 por ciento dentro del rango de rugosidad relativa D/ε a partir de 100 hasta 1×10^6 y para números de Reynolds desde 5×10^3 hasta 1×10^8. Ésta es prácticamente la totalidad de la zona turbulenta del diagrama de Moody. Existe otra investigación publicada que proporciona ecuaciones alternativas para calcular los factores de fricción. La referencia 5 incluye una revisión de algunos de estos trabajos de investigación.

Resumen En este libro, para calcular el valor del factor de fricción f cuando se conocen el número de Reynolds y la rugosidad relativa, utilice la ecuación (8-5) para el flujo laminar y la ecuación (8-7) para el flujo turbulento.

Problema de ejemplo 8.10 Calcule el valor del factor de fricción si el número de Reynolds para el flujo es de 1×10^5 y la rugosidad relativa es de 2000.

Solución Debido a que estos datos corresponden a la zona turbulenta, se utiliza la ecuación (8-7),

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7(2000)} + \frac{5.74}{(1 \times 10^5)^{0.9}}\right)\right]^2}$$

$$f = 0.0204$$

Este valor es muy similar al que puede leerse en la figura 8.7.

8.9 FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS PARA EL FLUJO DE AGUA

La ecuación de Darcy que se presenta en este capítulo para calcular la pérdida de energía debida a la fricción es aplicable a cualquier fluido newtoniano. Para el caso especial del flujo de agua en sistemas de tuberías resulta conveniente utilizar un enfoque alternativo.

La *fórmula de Hazen-Williams* es una de las fórmulas más populares para diseñar y analizar sistemas de agua. Su aplicación se limita al flujo de agua en tuberías con diámetros más grandes que 2.0 in y menores a 6.0 ft. La velocidad de flujo no debe exceder de 10.0 ft/s. También se ha desarrollado para el agua a 60 °F. Su uso a temperaturas mucho más bajas o más altas daría lugar a algún error.

La fórmula de Hazen-Williams es específica para cada unidad. En el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos, toma la forma

Fórmula de Hazen-Williams, unidades de uso común en Estados Unidos

$$v = 1.32 C_h R^{0.63} s^{0.54} \qquad \textbf{(8-8)}$$

donde

v = Velocidad de flujo promedio (ft/s)
C_h = Coeficiente de Hazen-Williams (adimensional)
R = Radio hidráulico del conducto de flujo (ft)
s = Razón de h_L/L: pérdida de energía/longitud del conducto (ft/ft)

El uso del radio hidráulico en la fórmula permite su aplicación tanto en secciones no circulares como en tuberías circulares. Use $R = D/4$ para las tuberías circulares. Esto se analiza en el capítulo 9.

El coeficiente C_h depende sólo de la condición de la superficie de la tubería o conducto. En la tabla 8.3 se proporcionan los valores típicos. Observe que algunos valores se describen para una tubería limpia y nueva, mientras que los valores de diseño toman en cuenta la acumulación de depósitos que se desarrolla en la superficie interna de la tubería después de un tiempo, incluso cuando por ellos fluye agua limpia. Tuberías más lisas tienen valores más altos de C_h que tuberías más rugosas.

La fórmula de Hazen-Williams para las unidades del SI es

Fórmula de Hazen-Williams, unidades del SI

$$v = 0.85 C_h R^{0.63} s^{0.54} \qquad \textbf{(8-9)}$$

donde

v = Velocidad promedio del flujo (m/s)
C_h = Coeficiente de Hazen-Williams (adimensional)
R = Radio hidráulico del conducto de flujo (m)
s = Relación h_L/L: pérdida de energía/longitud del conducto (m/m)

Como antes, la rapidez del flujo de volumen puede calcularse a partir de $Q = Av$.

TABLA 8.3 Coeficiente de Hazen-Williams C_h

Tipo de tubería	C_h Promedio para tubería nueva y limpia	C_h Valor de diseño
Acero, hierro dúctil o hierro fundido con cemento aplicado en forma centrífuga o revestimiento bituminoso	150	140
Plástico, cobre, latón, vidrio	140	130
Acero, hierro fundido, sin revestir	130	100
Concreto	120	100
Acero corrugado	60	60

Problema de ejemplo 8.11 ¿Para qué velocidad de flujo de agua en una tubería de acero de 6 in cédula 40, nueva y limpia, ocurriría una pérdida de energía de 20 ft de carga en una longitud de 1000 ft? Calcule la rapidez del flujo de volumen a esa velocidad. Después vuelva a calcular la velocidad utilizando el valor de diseño de C_h para tubería de acero.

Solución Se puede utilizar la ecuación (8-8). Escriba

$$s = h_L/L = (20\text{ ft})/(1000\text{ ft}) = 0.02$$
$$R = D/4 = (0.5054\text{ ft})/4 = 0.126\text{ ft}$$
$$C_h = 130$$

Entonces,

$$v = 1.32\, C_h R^{0.63} s^{0.54}$$
$$v = (1.32)(130)(0.126)^{0.63}(0.02)^{0.54} = 5.64\text{ ft/s}$$
$$Q = Av = (0.2006\text{ ft}^2)(5.64\text{ ft/s}) = 1.13\text{ ft}^3/\text{s}$$

Ahora es posible ajustar el resultado para el valor de diseño de C_h.

Observe que tanto la velocidad como la rapidez del flujo de volumen son directamente proporcionales al valor de C_h. Si la tubería se degrada después de usarla de modo que el valor de diseño $C_h = 100$, la rapidez del flujo de volumen permisible para limitar la pérdida de energía al mismo valor de 20 ft por 1000 ft de longitud de tubería sería

$$v = (5.64\text{ ft/s})(100/130) = 4.34\text{ ft/s}$$
$$Q = (1.13\text{ ft}^3/\text{s})(100/130) = 0.869\text{ ft}^3/\text{s}$$

8.10 OTRAS FORMAS DE LA FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS

Las ecuaciones (8-8) y (8-9) permiten el cálculo directo de la velocidad de flujo para un tipo y un tamaño de conducto de flujo dados cuando se conoce o especifica la pérdida de energía por unidad de longitud. La rapidez del flujo de volumen se puede calcular simplemente mediante el uso de $Q = Av$. Otros tipos de cálculos que se requieren a menudo son:

1. Determinar el tamaño requerido de la tubería que debe conducir un caudal dado mientras limita la pérdida de energía a un valor especificado.
2. Determinar la pérdida de energía para un caudal dado a lo largo de un determinado tipo y tamaño de tubería con longitud conocida.

En la tabla 8.4 se muestran varias formas de la fórmula de Hazen-Williams que facilitan tales cálculos.

8.11 NOMOGRAMA PARA RESOLVER LA FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS

El nomograma que muestra la figura. 8.10 permite obtener la solución de la fórmula de Hazen-Williams simplemente al alinear las cantidades conocidas con un borde recto y leer las incógnitas deseadas en la intersección del borde recto con el eje vertical apropiado. *Observe que este nomograma se construye para el valor del coeficiente de Hazen-Williams de $C_h = 100$.* Si la condición real de la tubería garantiza el uso de un valor diferente de C_h, se pueden utilizar las siguientes fórmulas para ajustar los resultados. El subíndice "100" se refiere al valor leído en el nomograma para $C_h = 100$. El subíndice "c" se refiere al valor para el C_h dado.

$$v_c = v_{100}(C_h/100) \quad \text{[velocidad]} \qquad \textbf{(8-10)}$$
$$Q_c = Q_{100}(C_h/100) \quad \text{[rapidez del flujo de volumen]} \qquad \textbf{(8-11)}$$

TABLA 8.4 Formas alternativas de la fórmula de Hazen-Williams

Unidades de uso común en Estados Unidos	Unidades del SI
$v = 1.32 C_h R^{0.63} s^{0.54}$	$v = 0.85 C_h R^{0.63} s^{0.54}$
$Q = 1.32 A C_h R^{0.63} s^{0.54}$	$Q = 0.85 A C_h R^{0.63} s^{0.54}$
$h_L = L\left[\dfrac{Q}{1.32 A C_h R^{0.63}}\right]^{1.852}$	$h_L = L\left[\dfrac{Q}{0.85 A C_h R^{0.63}}\right]^{1.852}$
$D = \left[\dfrac{2.31 Q}{C_h s^{0.54}}\right]^{0.380}$	$D = \left[\dfrac{3.59 Q}{C_h s^{0.54}}\right]^{0.380}$
Nota: Las unidades deben ser consistentes:	
v en ft/s	v en m/s
Q en ft^3/s	Q en m^3/s
A en ft^2	A en m^2
h_L, L, R y D en ft	h_L, L, R y D en m
s en ft/ft (adimensional)	s en m/m (adimensional)

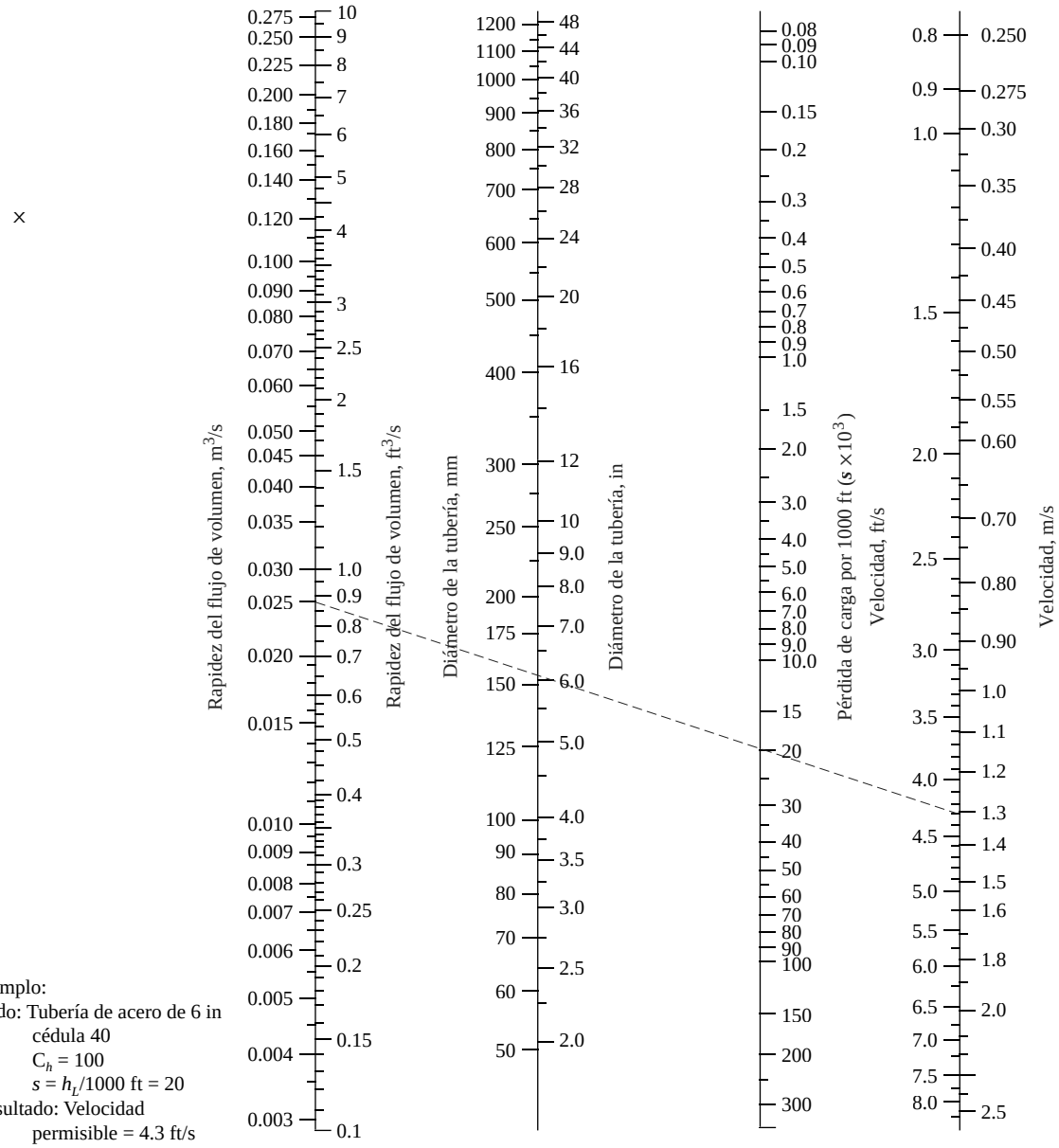


FIGURA 8.10 Nomograma para resolver la fórmula de Hazen-Williams con $C_h = 100$.

$$D_c = D_{100}(100/C_h)^{0.38}\text{[diámetro de la tubería]} \quad \textbf{(8-12)}$$

$$s_c = s_{100}(100/C_h)^{1.85}\text{[pérdida de carga/longitud]} \quad \textbf{(8-13)}$$

La línea discontinua trazada en la gráfica muestra el uso del nomograma empleando los datos del problema de ejemplo 8.11 para el caso de $C_h = 100$.

Con frecuencia, un nomograma como el de la figura 8.10 se utiliza en la determinación del tamaño requerido de tubería para conducir un fluido a una rapidez de flujo dada mientras limita la pérdida de energía a un valor especificado. Por lo tanto, es una herramienta de diseño conveniente. Vea la referencia 4.

Problema de ejemplo 8.12 Con base en la figura 8.10, especifique el tamaño requerido de tubería de acero cédula 40 para conducir agua a una tasa de 1.20 ft^3/s, con no más de 4.0 ft de pérdida de carga, en una longitud de 1000 ft de tubería. Utilice el valor de diseño de C_h.

Solución La tabla 8.3 sugiere $C_h = 100$. Ahora, usando la figura 8.10, es posible colocar un borde recto desde $Q = 1.20$ ft^3/s sobre la línea del caudal volumétrico hasta el valor de $s = (4.0\text{ ft})/(1000\text{ ft})$ en la línea de pérdida de energía. Entonces, el borde recto interseca la línea del tamaño de tubería en aproximadamente 9.7 in. El tamaño siguiente de tubería estándar cédula 40 más grande que aparece en el apéndice F es la tubería nominal de 10 in con ID de 10.02 in.

De regreso a la gráfica de la figura 8.10 y al realinear ligeramente $Q = 1.20$ ft^3/s con $D = 10.02$ in, se lee una velocidad promedio de $v = 2.25$ ft/s. Esto es relativamente bajo para un sistema de distribución de agua, y el tubo es bastante grande. Si la tubería es larga, el costo de instalación de la tubería sería excesivamente alto.

Si se deja que la velocidad de flujo se incremente hasta aproximadamente 6.0 ft/s para el mismo caudal volumétrico, es posible usar la gráfica para mostrar que se puede emplear una tubería que tenga una pérdida de carga aproximada de 37 ft por cada 1000 ft de tubería. El costo más bajo de la tubería —comparado con la tubería de 10 in— tendría que cotejarse contra el más alto costo de la energía requerida para vencer la pérdida de carga adicional.

REFERENCIAS

1. Mory, Mathieu, 2011. *Fluid Mechanics for Chemical Engineering*. Nueva York: John Wiley & Sons.
2. Moody, L. F. 1944. Friction Factors for Pipe Flow. *Transactions of the ASME* 66(8): 671-684. Nueva York: American Society of Mechanical Engineers.
3. Swamee, P. K. y A. K. Jain. 1976. Explicit Equations for Pipeflow Problems. *Journal of the Hydraulics Division* 102(HY5): 657-664. Nueva York. American Society of Civil Engineers.
4. McGhee, T. J., T. McGhee y E. W. Steel. 1990. *Water Supply and Sewerage*, 6a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
5. Avci, Atakan e Irfan Karagoz. 2009. A Novel Explicit Equation for Friction Factor in Smooth and Rough Pipes, *ASME Journal of Fluids Engineering* 131(061203).

RECURSOS DE INTERNET

1. **MacTutor History of Mathematics Archive**: Archivo con más de 1000 biografías y temas de historia, incluyendo la biografía de Osborne Reynolds. En la página principal, seleccione *Biographies Index*, después, la primera letra del apellido y enseguida busque en la lista el nombre específico de la persona.
2. **1728 Software Systems-Flowrate**: Calculadora en línea que resuelve la ecuación de la rapidez del flujo, $Q = Av$, para una incógnita cuando se introducen dos de tres variables, el diámetro de la tubería, la velocidad de flujo o el caudal. El sitio incluye muchas otras calculadoras y recursos técnicos generales.
3. **Engineered Software, Inc. (ESI)**: www.eng-software.com. Desarrollador del software PIPE-FLO® para calcular el desempeño de los sistemas de tuberías como una ayuda para comprender la interacción de tuberías, bombas, componentes y controles, así como para diseñar, optimizar y solucionar problemas en los sistemas de tuberías. Los usuarios de este libro pueden tener acceso a una versión de prueba de PIPE-FLO® creada especialmente para este libro en http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Los siguientes problemas requieren el uso de los datos de referencia que se indican a continuación:

- Apéndices A a C: Propiedades de los líquidos
- Apéndice D: Viscosidad dinámica de fluidos
- Apéndices F a J: Dimensiones de tuberías y tubos
- Apéndice K: Factores de conversión
- Apéndice L: Propiedades de las áreas

Números de Reynolds

8.1 Una tubería de hierro dúctil de 4 in conduce 0.20 ft^3/s de glicerina (sg = 1.26) a 100 °F. ¿El flujo es laminar o turbulento?

8.2 Calcule la velocidad mínima de flujo en ft/s del agua a 160 °F en un tubo de acero de 2 in con espesor de pared de 0.065 in y para la cual el flujo es turbulento.

8.3 Calcule la máxima rapidez del flujo de volumen del aceite combustible, a 45 °C, con la que el flujo se mantendría laminar en un tubo de acero DN 100 cédula 80. Para el aceite combustible, utilice sg = 0.895 y viscosidad dinámica $= 4.0 \times 10^{-2}$ Pa•s.

8.4 Calcule el número Reynolds para el flujo de cada uno de los siguientes fluidos, en una tubería de acero de 2 in cédula 40, si la rapidez del flujo de volumen es de 0.25 ft^3/s: (a) agua a 60 °F, (b) acetona a 77 °F, (c) aceite de ricino a 77 °F y (d) aceite SAE 10 a 210 °F (sg = 0.87).

8.5 Determine el tamaño métrico más pequeño del tubo hidráulico de cobre que conduciría 4 L/min de los siguientes fluidos mientras mantiene flujo laminar: (a) agua a 40 °C, (b) gasolina (sg = 0.68) a 25 °C, (c) alcohol etílico (sg = 0.79) a 0 °C y (d) aceite combustible pesado a 25 °C.

8.6 En una instalación existente, se debe conducir aceite SAE 10 (sg = 0.89) en una tubería de acero DN 80 cédula 40 a razón de 850 L/min. La operación eficiente de un determinado proceso requiere que el número de Reynolds del flujo sea de aproximadamente 5×10^4. ¿A qué temperatura debe calentarse el aceite para lograr esto?

8.7 En los datos del apéndice C puede verse que el aceite hidráulico automotriz y el aceite hidráulico medio para máquina herramienta tienen casi la misma viscosidad cinemática a 212 °F. Sin embargo, debido a su distinto índice de viscosidad, sus viscosidades a 104 °F son bastante diferentes. Calcule el número de Reynolds para el flujo de cada aceite a cada temperatura citada en una tubería de acero de 5 in cédula 80 a una velocidad de 10 ft/s. ¿Los flujos son laminares o turbulentos?

8.8 Calcule el número de Reynolds para un flujo de 325 L/min de agua a 10 °C en un tubo hidráulico de acero estándar, con 50 mm de OD × 1.5 mm de espesor de pared. ¿El flujo es laminar o turbulento?

8.9 El benceno (sg = 0.86) a 60 °C fluye a 25 L/min en una tubería de acero DN 25 cédula 80. ¿El flujo es laminar o turbulento?

8.10 Agua a 80 °C fluye hacia un lavavajillas a razón de 15.0 L/min a través de un tubo de cobre hidráulico estándar, con 15 mm de OD × 1.2 mm de pared. ¿El flujo es laminar o turbulento?

8.11 Una tubería principal importante para la conducción de agua es de hierro dúctil de 18 in. Calcule el número de Reynolds si la tubería conduce 16.5 ft^3/s de agua a 50 °F.

8.12 Una protección para motor contiene aceite SAE 10 (sg = 0.88). El aceite se distribuye a otras partes del motor, mediante una bomba de aceite, a través de un tubo de acero de $\frac{1}{8}$ in y espesor de pared de 0.032 in. Por supuesto, la facilidad con la que el aceite es bombeado se ve afectada por su viscosidad. Calcule el número de Reynolds para el flujo de 0.40 gal/h del aceite a 40 °F.

8.13 Repita el problema 8.12 para una temperatura del aceite de 160 °F.

8.14 ¿Aproximadamente a qué rapidez del flujo de volumen se volverá turbulento el alcohol propílico a 77 °F cuando fluye en un tubo de cobre tipo K de 3 in?

8.15 Aceite SAE 30 (sg = 0.89) fluye a 45 L/min a través de un tubo de acero hidráulico con 20 mm de OD × 1.2 mm de pared. Si el aceite está a 110 °C, ¿el flujo es laminar o turbulento?

8.16 Repita el problema 8.15 para una temperatura del aceite de 0 °C.

8.17 Repita el problema 8.15, excepto que el tubo es ahora de 50 mm de OD × 1.5 mm de espesor de pared.

8.18 Repita el problema 8.17 para una temperatura del aceite de 0 °C.

8.19 El sistema de lubricación para una prensa de troquelado suministra 1.65 gal/min de un aceite lubricante ligero (vea el apéndice C) a través de tubos de acero de 5/16 in y espesor de pared de 0.049 in. Poco después de encender la prensa, la temperatura del aceite es de 104 °F. Calcule el número de Reynolds para el flujo de aceite.

8.20 Después de que la prensa ha funcionado durante algún tiempo, el aceite lubricante descrito en el problema 8.19 se calienta hasta 212 °F. Calcule el número de Reynolds para el flujo de aceite a esta temperatura. Analice la posible dificultad de operación que puede presentarse a medida que el aceite se calienta.

8.21 Se está diseñando un sistema para conducir 500 gal/min de etilenglicol a 77 °F a una velocidad máxima de 10.0 ft/s. Especifique la tubería de acero estándar cédula 40 más pequeña que cumpliría con esta condición. Después, para el tubo seleccionado, calcule el número de Reynolds del flujo.

8.22 El rango de números de Reynolds comprendido entre 2000 y 4000 se describe como la *región crítica* porque ahí no es posible predecir si el flujo será laminar o turbulento. Se recomienda evitar el funcionamiento de sistemas de flujo de fluidos que estén en este rango. Calcule el rango de caudales volumétricos de agua a 60 °F, en gal/min, en los que el flujo estaría en la región crítica para un tubo de cobre tipo K de ¾ in.

8.23 La línea de agua descrita en el problema 8.22 era una línea de distribución de agua fría. En otro punto del sistema, un tubo del mismo tamaño suministra agua a 180 °F. Calcule el rango de caudales volumétricos para los que el flujo estaría en la región crítica.

8.24 En una cremería, se reporta que la leche a 100 °F tiene una viscosidad cinemática de 1.30 centistokes. Calcule el número de Reynolds para un flujo de leche a 45 gal/min a través de un tubo de acero de 1¼ in y grosor de pared de 0.065 in.

8.25 En una planta embotelladora de bebidas refrescantes, el jarabe concentrado que se usa para hacer la bebida tiene una viscosidad cinemática de 17.0 centistokes a 80 °F. Calcule el número de Reynolds para un flujo de 215 L/min del jarabe a través de un tubo de cobre tipo K de 1 in.

8.26 Cierto combustible para aviones tiene viscosidad cinemática de 1.20 centistokes. Si el combustible se suministra al motor a 200 L/min a través de un tubo de acero con espesor de pared de 0.065 in, calcule el número de Reynolds para el flujo.

Pérdidas de energía

8.27 Petróleo crudo fluye verticalmente hacia abajo a lo largo de 60 m de tubería de acero DN 25 cédula 80 a una velocidad de 0.64 m/s. El aceite tiene gravedad específica de 0.86 y está a 0 °C. Calcule la diferencia de presión entre las partes superior e inferior de la tubería.

8.28 Fluye agua a 75 °C por un tubo de cobre hidráulico estándar, con 15 mm de OD × 1.2 mm de pared, a una velocidad de 12.9 L/min. Calcule la diferencia de presión entre dos puntos separados por 45 m de distancia si el tubo es horizontal.

8.29 Aceite combustible fluye por una tubería de acero de 4 in cédula 40 a la razón máxima para la que el flujo es laminar. Si el aceite tiene gravedad específica de 0.895 y viscosidad dinámica de 8.3×10^{-4} lb-s/ft^2, calcule la pérdida de energía por cada 100 pies de tubería.

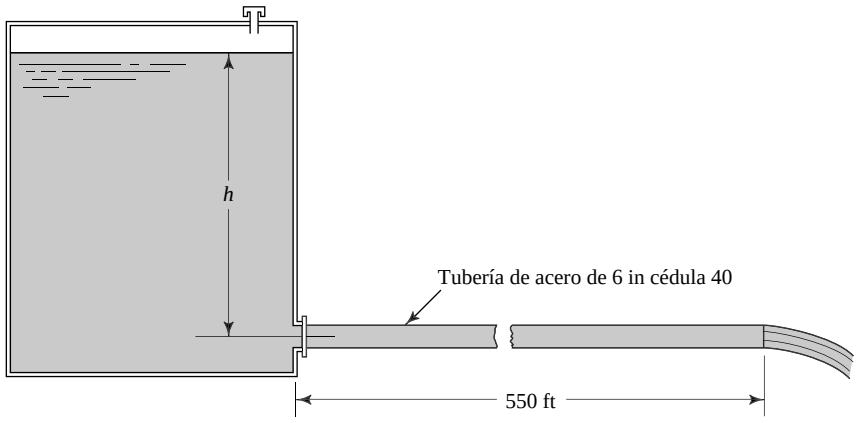
8.30 Una tubería de acero de 3 in cédula 40 tiene 5000 ft de largo y conduce aceite lubricante entre dos puntos, A y B, de modo que el número de Reynolds es de 800. El punto B es 20 ft más alto que A. El aceite tiene gravedad específica de 0.90 y viscosidad dinámica de 4×10^{-4} lb-s/ft^2. Si la presión en A es de 50 psig, calcule la presión en B.

8.31 Benceno a 60 °C fluye por una tubería de acero DN 25 cédula 80 a razón de 20 L/min. El peso específico del benceno es de 8.62 kN/m^3. Calcule la diferencia de presión entre dos puntos separados por 100 m de distancia si la tubería es horizontal.

8.32 Como una prueba para determinar la rugosidad de pared efectiva de una instalación de tubería existente, se bombea agua a 10 °C y velocidad de 225 L/min en dicha tubería. La tubería es de acero estándar con 40 mm de OD × 2.0 mm de pared. En dos manómetros separados por 30 m de distancia en un recorrido horizontal de la tubería, se lee 1035 kPa y 669 kPa. Determine la rugosidad efectiva de la pared de la tubería.

8.33 Desde un tanque de almacenamiento, fluye agua a 80 °C a lo largo de 550 ft de tubería de acero de 6 in cédula 40, como se muestra en la figura 8.11. Considere la pérdida de energía debida a la fricción y calcule la carga h requerida por encima de la entrada de la tubería para producir una rapidez del flujo de volumen de 2.50 ft^3/s.

FIGURA 8.11 Problema 8.33.



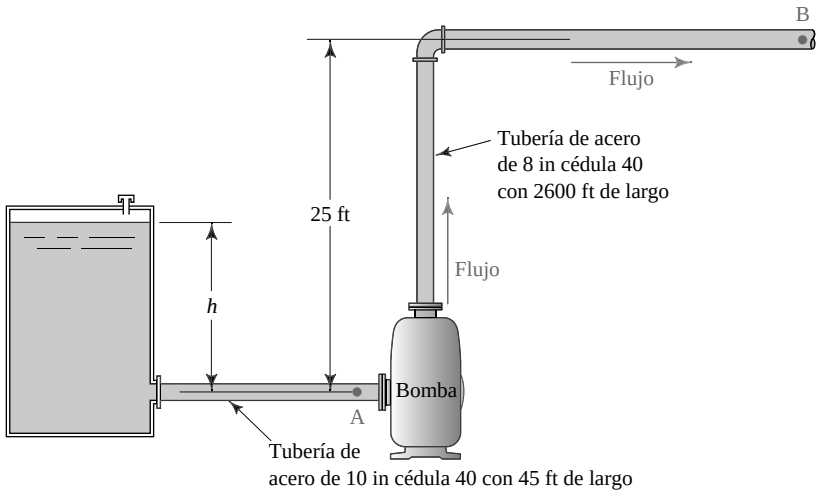
8.34 Una conducción principal de agua consiste en una tubería de concreto a presión con 18 in de diámetro. Calcule la caída de presión debida a la fricción en una longitud de 1 mi (milla) de tubería si ésta conduce 15 ft^3/s de agua a 5 °F.

8.35 La figura 8.12 muestra una parte de un sistema de protección contra incendios en el que una bomba extrae agua a 60 °F desde un depósito y lo entrega a un punto B a razón de 1500 gal/min.

a. Calcule la altura *h* requerida del nivel del agua en el tanque para mantener la presión de 5.0 psig en el punto A.

b. Suponga que la presión en el punto A es de 5.0 psig y calcule la potencia suministrada por la bomba al agua con el fin de mantener la presión en el punto B en 85 psig. Incluya las pérdidas de energía debidas a la fricción, pero ignore cualquier otra pérdida de energía.

FIGURA 8.12 Problema 8.35.



8.36 Una bomba sumergible para pozo profundo suministra 745 gal/h de agua a 60 °F por una tubería de acero de 1 in cédula 40 cuando opera en el sistema mostrado en la figura 8.13. Si la longitud total de la tubería es de 140 ft, calcule la potencia que le proporciona la bomba al agua.

8.37 En una granja, se entrega agua a 60 °C desde un tanque de almacenamiento presurizado hasta un abrevadero de animales a lo largo de 300 pies de tubería de acero de 1½ in cédula 40, como se muestra en la figura 8.14. Calcule la presión de aire requerida por encima del agua en el tanque para producir una rapidez de flujo de 75 gal/min.

8.38 La figura 8.15 muestra un sistema para suministrar fertilizante líquido para césped. La boquilla instalada al final de la manguera requiere 140 kPa de presión para funcionar con eficacia. La manguera es de plástico suave con ID de 25 mm. La solución de fertilizante tiene gravedad específica de 1.10 y viscosidad dinámica de 2.0×10^{-3} Pa•s. Si la longitud de la manguera es de 85 m, determine (a) la potencia que le proporciona la bomba a la solución fertilizante y (b) la presión que hay a la salida de la bomba. Ignore las pérdidas de energía en el lado de succión de la bomba. El caudal es de 95 L/min.

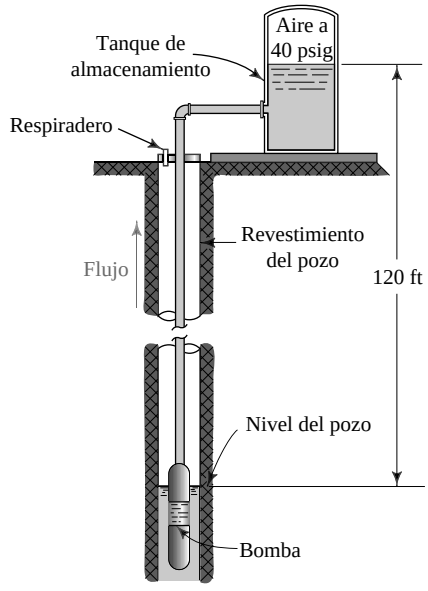


FIGURA 8.13 Problema 8.36.

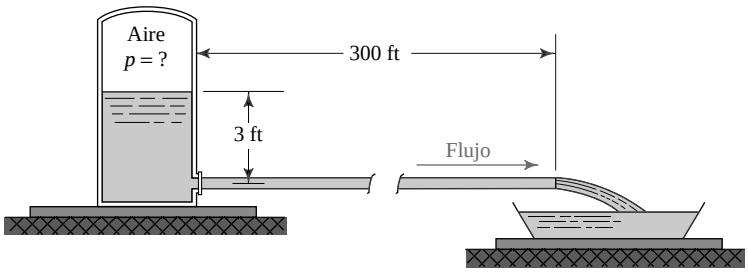


FIGURA 8.14 Problema 8.37.

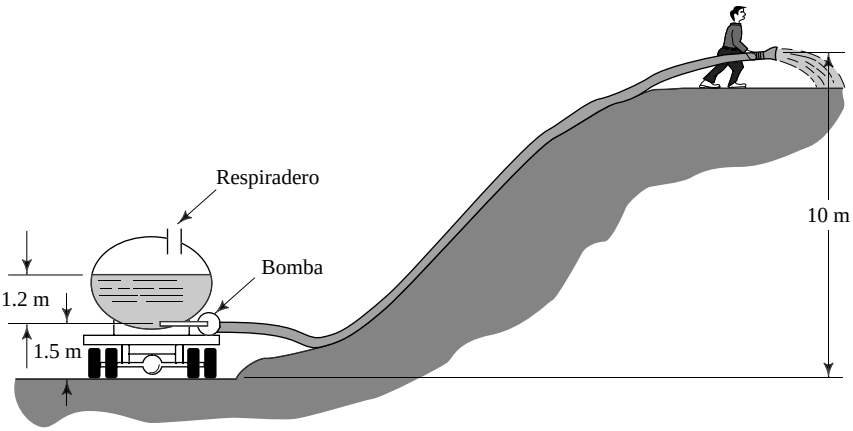


FIGURA 8.15 Problema 8.38.

8.39 Una línea que conduce petróleo crudo (sg = 0.93) a 1200 L/min está hecha de tubería de acero DN 150 cédula 80. Las estaciones de bombeo están separadas por 3.2 km de distancia. Si el aceite está a 10 °C, calcule (a) la caída de presión entre las estaciones y (b) la potencia requerida para mantener la misma presión a la entrada de cada bomba.

8.40 Para el oleoducto descrito en el problema 8.39, considere que el crudo se calienta a 100 °C para disminuir su viscosidad.
- **a.** ¿Cómo afecta esto a la demanda de potencia de la bomba?
- **b.** ¿A qué distancia entre sí podrían colocarse las bombas con la misma caída de presión que en el problema 8.39?

8.41 Agua a 10 °C fluye a razón de 900 L/min desde un depósito y a lo largo de la tubería mostrada en la figura 8.16. Calcule la presión que hay en el punto B considerando la pérdida de energía debida a la fricción, pero ignore las demás pérdidas.

8.42 Para el sistema que muestra la figura 8.17, calcule la potencia suministrada por la bomba para bombear 50 gal/min de agua a 60 °F hacia el tanque. En el depósito el aire está a 40 psig. Considere la pérdida por fricción en la tubería de descarga de 225 ft de largo, pero ignore las demás pérdidas. Después, rediseñe el sistema empleando un tamaño de tubería más grande para reducir la pérdida de energía y la potencia requerida a no más de 5.0 hp.

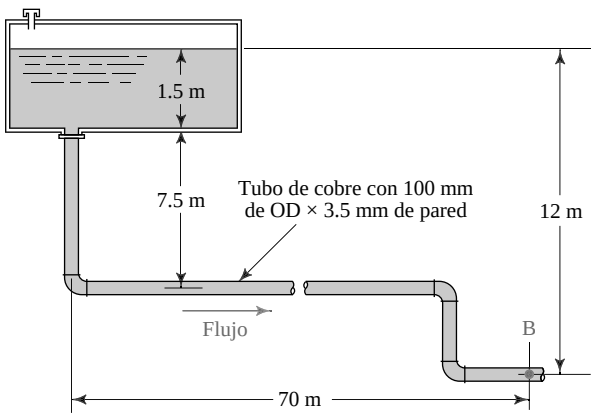


FIGURA 8.16 Problema 8.41.

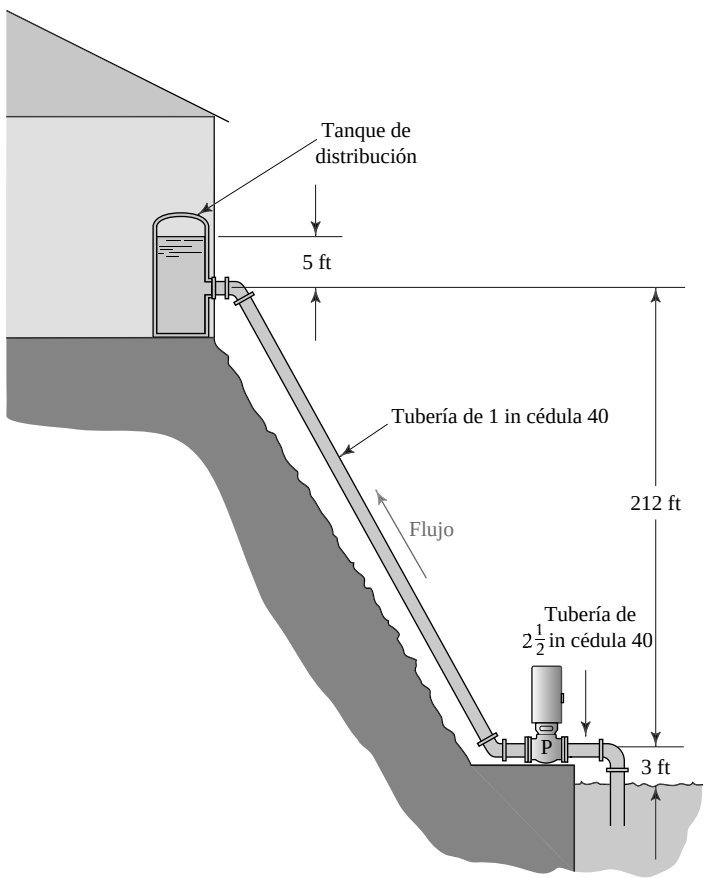


FIGURA 8.17 Problema 8.42.

8.43 Se suministra aceite combustible (sg = 0.94) hacia un horno, a razón de 60 gal/min, a través de una tubería de acero de 1½ in cédula 40. Calcule la diferencia de presión entre dos puntos separados por 40.0 ft de distancia si el tubo es horizontal y el aceite está a 85 °F.

8.44 En la figura 8.18 se muestra un sistema utilizado para rociar agua contaminada en el aire con el propósito de aumentar el contenido de oxígeno en el agua y hacer que los solventes volátiles impregnados en ésta se vaporicen. La presión en el punto B justo adelante de la boquilla debe ser de 25.0 psig para lograr una correcta operación de la boquilla. La presión en el punto A (entrada de la bomba) es de −3.50 psig. La rapidez del flujo de volumen es de 0.50 ft^3/s. La viscosidad dinámica del fluido es de 4.0×10^{-5} lb•s/ft^2. La gravedad específica del fluido es de 1.026. Calcule la potencia que le proporciona la bomba al fluido; considere la pérdida de energía por fricción en la línea de descarga.

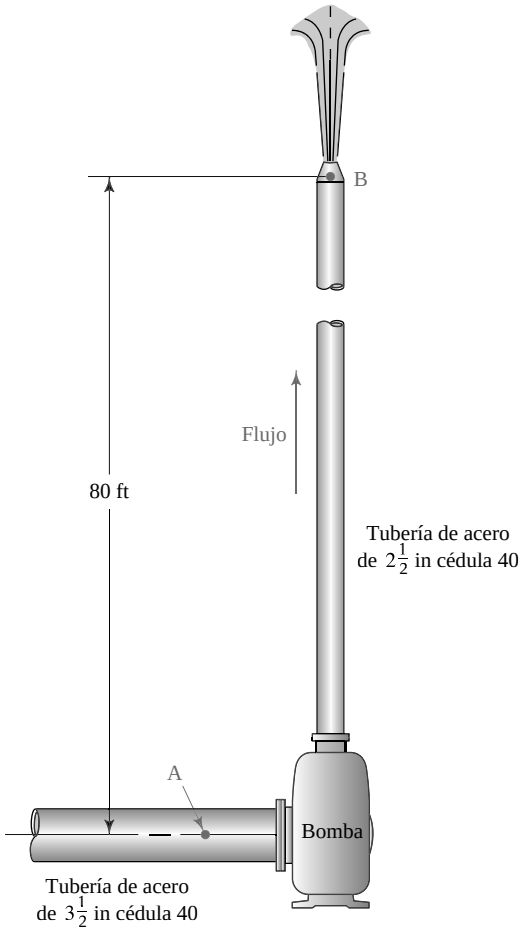


FIGURA 8.18 Problema 8.44.

8.45 En un sistema de procesamiento químico, el flujo de glicerina a 60 °F (sg = 1.24) en un tubo de cobre debe permanecer laminar con un número de Reynolds aproximadamente igual, pero no superior, a 300. Especifique el tubo estándar de cobre tipo K más pequeño que conduciría un caudal de 0.90 ft^3/s. Después, para un caudal de 0.90 ft^3/s en el tubo que ha especificado, calcule la caída de presión entre dos puntos que están separados por 55.0 ft si el tubo es horizontal.

8.46 Agua a 60 °C se bombea desde un arroyo hasta un depósito cuya superficie está 210 ft por encima de la bomba. Vea la figura 8.19. La línea que va de la bomba al depósito es una tubería de acero de 8 in cédula 40 de 2500 ft de largo. Si se bombean 4.00 ft^3/s, calcule la presión a la salida de la bomba. Tome en cuenta la pérdida por fricción en la tubería de descarga, pero ignore las demás pérdidas.

8.47 Para la bomba descrita en el problema 8.46, si la presión a la entrada de la bomba es de −2.36 psig, calcule la potencia que le proporciona la bomba al agua.

8.48 Gasolina a 50 °F fluye desde el punto A hasta el punto B a lo largo de 3200 ft de tubería de acero estándar de 10 in cédula 40 a razón de 4.25 ft^3/s. El punto B está 85 pies por encima del punto A y la presión en B debe ser de 40.0 psig. Tomando en cuenta la pérdida por fricción en la tubería, calcule la presión requerida en A.

8.49 En la figura 8.20 se muestra una bomba que recircula 300 gal/min de aceite lubricante para máquinas herramientas pesadas a 104 °F con el fin de probar la estabilidad del aceite. La longitud total de la tubería de 4 in es de 25.0 ft y la longitud total de la tubería de 3 in es de 75.0 ft. Calcule la potencia que le proporciona la bomba al aceite.

8.50 El aceite de linaza a 25 °C fluye a 3.65 m/s en un tubo de cobre hidráulico estándar, con 20 mm de OD × 1.2 mm de pared. Calcule la diferencia de presión entre dos puntos del tubo que se encuentran separados por una distancia de 17.5 m si el primer punto está 1.88 m por encima del segundo.

8.51 Glicerina a 25 °C fluye por un tubo de cobre hidráulico recto, con 80 mm de OD × 2.8 mm de pared, a una rapidez de flujo de 180 L/min. Calcule la diferencia de presión entre dos puntos separados por una distancia de 25.8 m si el primer punto está 0.68 m por debajo del segundo.

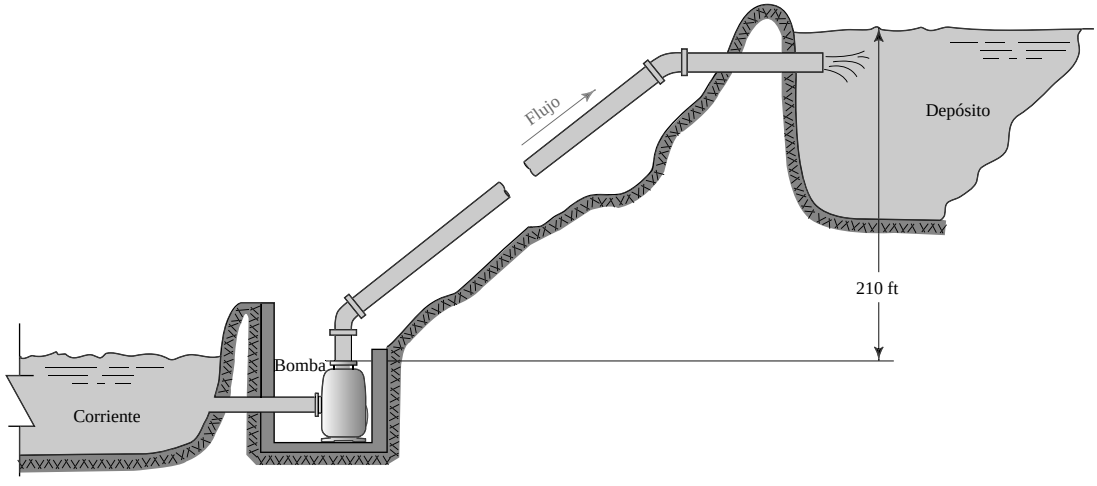
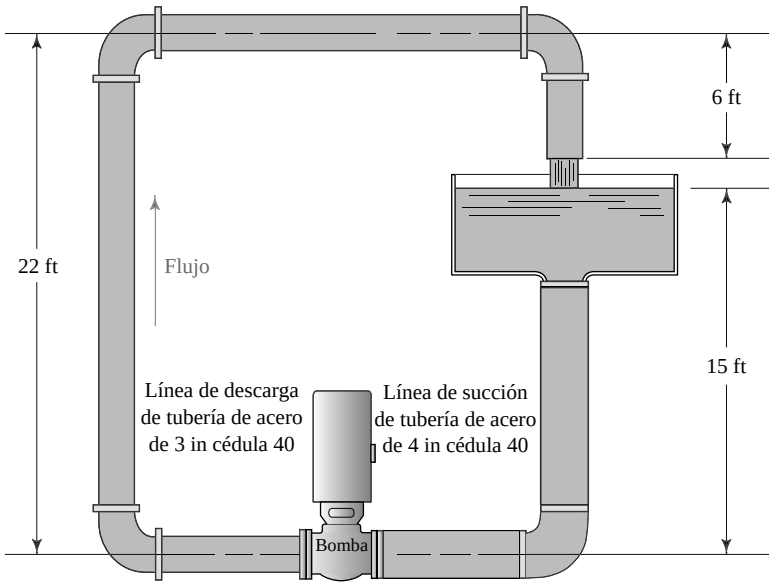


FIGURA 8.19 Problemas 8.46 y 8.47.

FIGURA 8.20 Problema 8.49.



Nota: En los problemas 8.52 a 8.62, utilice las ecuaciones de la sección 8.7 para calcular el factor de fricción.

8.52 El agua a 75 °C fluye en un tubo de cobre hidráulico estándar, con 15 mm de OD × 1.2 mm de pared, a razón de 12.9 L/min.

8.53 El benceno (sg = 0.88) a 60 °C fluye en una tubería de acero DN 25 cédula 80 a razón de 20 L/min.

8.54 El agua a 80 °F fluye en una tubería de hierro dúctil recubierta de 6 in a una tasa de 2.50 ft^3/s.

8.55 El agua a 50 °F fluye a razón de 15.0 ft^3/s en una tubería de concreto con diámetro interior de 18.0 in.

8.56 El agua a 60 °F fluye a razón de 1500 gal/min en una tubería de acero de 10 in cédula 40.

8.57 Una solución de fertilizante líquido (sg = 1.10) con viscosidad dinámica de 2.0×10^{-3} Pa•s fluye a 95 L/min a lo largo de una manguera de plástico lisa con 25 mm de diámetro.

8.58 El petróleo crudo (sg = 0.93) a 100 °C fluye a razón de 1200 L/min en una tubería de acero DN 150 cédula 80.

8.59 El agua a 65 °C fluye en una tubería de acero DN 40 cédula 40 a razón de 10 m/s.

8.60 El alcohol propílico a 25 °C fluye en un tubo de cobre hidráulico estándar, con 80 mm de OD × 2.8 mm de pared, a razón de 0.026 m^3/s.

8.61 El agua a 70 °F fluye en una tubería de concreto de 12 in de diámetro a razón de 3.0 ft^3/s.

8.62 Aceite combustible pesado a 77 °F fluye por una tubería de acero de 6 in cédula 40 a razón de 12 ft/s.

Pérdida de energía utilizando la fórmula de Hazen-Williams

Utilice los valores de diseño dados en la tabla 8.3 para el coeficiente C_h, a menos que se indique lo contrario. Use cualquiera de las diversas formas de la fórmula o el nomograma de la figura 8.10 según se le asigne.

8.63 Fluye agua a razón de 1.50 ft^3/s a lo largo de 550 ft de tubería de hierro dúctil de 6 in revestida de cemento. Calcule la pérdida de energía.

8.64 Calcule la pérdida de energía que ocurre a medida que el agua fluye por un tubo de cobre hidráulico estándar, con 120 mm de OD × 3.5 mm de pared, a razón de 1000 L/min en una longitud de 45 m.

8.65 Una conducción principal de agua consiste en una tubería a presión de concreto con 18 in de diámetro. Calcule la pérdida de energía en una longitud de 1 milla si la tubería conduce 7.50 ft^3/s de agua.

8.66 Un sistema de protección contra incendios incluye 1500 ft de tubería de acero de 10 in cédula 40. Calcule la pérdida de energía que tiene lugar en la tubería cuando ésta conduce 1500 gal/min de agua.

8.67 Un tubo de cobre hidráulico estándar, con 120 mm de OD × 3.5 mm de pared, conduce 900 L/min de agua en una longitud de 80 m. Calcule la pérdida de energía.

8.68 Calcule la pérdida de energía a medida que fluyen 0.20 ft^3/s de agua por una longitud de 80 ft de tubería de acero de 2½ in cédula 40.

8.69 Se desea que fluyan 2.0 ft^3/s de agua a lo largo de 2500 ft de tubería con tamaño nominal de 8 in. Calcule la pérdida de carga tanto para tubería de acero cédula 40 como para tubería de hierro dúctil revestida con cemento aplicado en forma centrífuga.

8.70 Especifique un tamaño adecuado de tubería de acero cédula 40, nueva y limpia, que conducirá 300 gal/min de agua a lo largo de 1200 ft con no más de 10 ft de pérdida de carga. Para la tubería seleccionada, calcule la pérdida de carga real esperada.

8.71 Para la tubería seleccionada en el problema 8.70, calcule la pérdida de carga utilizando el valor de diseño para C_h en vez del valor para la tubería nueva y limpia.

8.72 Compare la pérdida de carga que resultaría del flujo de 100 gal/min de agua a lo largo de 1000 ft de tubería de acero cédula 40 nueva y limpia con tamaños de 2 y 3 in.

Problemas suplementarios

8.73 En el problema 6.107 se calculó una rapidez de flujo teórica de agua hacia una aldea, sin tener en cuenta las pérdidas ocurridas en la línea de conducción. En el problema 7.50 se incluyó un valor supuesto de 2.8 m como estimación de las pérdidas en la línea y la rapidez de flujo resultante fue de sólo 6.22×10^{-4} m^3/s. Ahora resuelva de nuevo el problema 6.107 y determine las pérdidas reales que se producirían. Utilice agua corriente a 25 °C en un tubo liso flexible que tiene 1200 m de largo y el mismo diámetro de 20 mm. Ahora se verificará el valor supuesto para las pérdidas. Con una rapidez de flujo de 6.22×10^{-4} m^3/s, ¿cuáles serían las pérdidas reales? ¿Qué conclusiones se pueden obtener acerca de la propuesta original para instalar esta línea? ¿Por qué es tan importante el cálculo de las pérdidas?

8.74 Se necesita un oleoducto para transportar aceite combustible medio a 77 °F. El oleoducto debe recorrer 80 km en total, y la propuesta inicial es que las estaciones de bombeo se encuentren a 2 mi de distancia entre sí. La línea debe conducir 750 gal/min y estará hecha de tubería de acero de 6 in cédula 80. Calcule la caída de presión entre las estaciones y la potencia requerida para mantener la misma presión a la entrada de cada bomba. Opine sobre el diseño.

8.75 Se debe bombear aceite combustible medio a 25 °C, a razón de 200 m^3/h, mediante una tubería DN 125 cédula 40, a lo largo de una distancia horizontal total de 15 km. La presión manométrica máxima de trabajo para la tubería debe limitarse a 4800 kPa y las bombas que se utilizan requieren una presión absoluta de entrada de al menos 70 kPa. Determine el número de estaciones de bombeo necesarias para cruzar la distancia total. Dibuje su diseño. ¿Cuál sería una ventaja de cambiar la tubería a cédula 80 o a cédula 160?

8.76 Se ha realizado una enorme cantidad de estudios acerca de los efectos del aire sobre los fluidos en diversos ámbitos dado el impacto que tienen en el deporte y la recreación. Las pelotas de golf, por ejemplo, poseen hoyuelos debido al enorme efecto que éstos ejercen sobre las características del flujo y por la fuerza de arrastre resultante. En el capítulo 17 se establece que, para un cuerpo esférico en movimiento a través de un fluido estático, se puede utilizar el número de Reynolds estándar, ecuación (8-1), si se toma el valor de D como el diámetro de la esfera. Calcule el número de Reynolds a través del aire en condiciones normales, a nivel del mar (vea el apéndice E), para las siguientes aplicaciones:

	Diámetro	Velocidad
Servicio en *voleibol*:	8.5 in	55 mph
Lanzamiento en *cricket*:	7 cm	135 km/h
Lanzamiento en *béisbol*:	2.88 in	95 mph
Tiro de bala de mosquete:	13 mm	440 m/s

8.77 En una instalación dada, se determina que el tamaño de la tubería usada para el proyecto fue tubería de 1 in cédula 40 y no la de 2 in especificada. Algunos han dicho que no va a presentarse ningún problema puesto que, de cualquier manera, en el sistema se construyó un factor de dos. Otros dicen que se debe cambiar. Si el recorrido es de 100 ft de tubería horizontal que conduce 150 gal/min de agua a 60 °F, encuentre la pérdida de carga para cada tamaño de tubería y emita sus comentarios acerca de la diferencia que resulta de este error en el sitio de construcción.

8.78 Las fuentes "laminares" se han vuelto muy populares debido a la estética deseable que resulta de un fluido terso que se mantiene unido con su propia tensión superficial durante el vuelo. Dé un vistazo a los videos de "fuente laminar" que encuentre en la *web*. Con frecuencia, para convertir de flujo turbulento a laminar, un conducto sufre una transición a un gran diámetro y se subdivide en otros conductos más pequeños llamados ocasionalmente alisadores. Calcule el número de Reynolds para una tubería que tiene originalmente 25 mm de diámetro y conduce 8 m^3/h de agua a 20 °C. Ese flujo se dirige después a una tubería de 75 mm y rellena con popotes de plástico de 3 mm de diámetro cada uno. ¿Cambia el flujo de turbulento en la tubería pequeña a laminar en la tubería más grande y subdividida?

8.79 Use PIPE-FLO® para modelar un recorrido recto horizontal de 100 ft de una tubería de 1 in cédula 40 que transporta 20 gal/min de agua a 75 °F desde un tanque con un nivel de agua de 25 ft. Despliegue en la FLO-Sheet® la caída de presión calculada en la tubería, el número de Reynolds y el factor de fricción.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Utilice las ecuaciones (8-5) y (8-7) y escriba un programa que calcule el factor de fricción para el flujo de cualquier fluido a lo largo de tuberías y tubos. El programa debe calcular el número de Reynolds y la rugosidad relativa. Después, las decisiones deben tomarse de la siguiente manera:
   a. Si $N_R < 2000$, use $f = 64/N_R$ [ecuación (8-5)].
   b. Si $2000 < N_R < 4000$, el flujo está en el rango crítico y no puede calcularse ningún valor confiable para f. Imprima un mensaje para el usuario del programa.
   c. Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento. Use la ecuación (8-7) para calcular f.
   d. Imprima N_R, D/ε y f.

2. Incorpore el programa 1 en un programa mejorado para calcular la caída de presión para el flujo de cualquier fluido a lo largo de una tubería de cualquier tamaño. Los dos puntos de interés pueden tener cualquier distancia entre sí, y uno de los extremos puede estar a cualquier elevación con respecto al otro. El programa debe ser capaz de completar este tipo de análisis según lo requieren los problemas 8.27, 8.28 y 8.31. También debe poder configurarse para determinar la pérdida de energía solamente con el fin de resolver problemas similares al problema 8.29.

3. Escriba un programa para resolver la fórmula de Hazen-Williams en cualquiera de sus formas listadas en la tabla 8.4. Permita que el operador del programa especifique el sistema de unidades que utilizará, qué valores se conocen y qué valores deben despejarse.

4. Cree una hoja de cálculo para resolver la fórmula de Hazen-Williams en cualquiera de sus formas listadas en la tabla 8.4. Las diferentes partes de una hoja de cálculo pueden calcular distintas cantidades: velocidad, pérdida de carga o diámetro de la tubería. Proporcione las soluciones tanto en unidades del SI como en las de uso común en Estados Unidos.

CAPÍTULO
NUEVE

PERFILES DE VELOCIDAD PARA SECCIONES CIRCULARES Y FLUJO EN SECCIONES NO CIRCULARES

PANORAMA GENERAL

En los capítulos 6 a 8 se consideró el flujo de fluidos en tuberías y tubos con secciones transversales circulares, tal como se hará en la mayor parte de este libro. Cuando se utilizó la velocidad de flujo en el análisis de las pérdidas de energía, se usó la velocidad promedio calculada a partir de $v = Q/A$. Esto es muy conveniente y muchos factores auxiliares, como el número de Reynolds y los coeficientes de resistencia (que se estudian en el capítulo 10), también se basan en la velocidad promedio. Además, no se le prestó ninguna atención a la velocidad de flujo en puntos específicos dentro de la tubería.

Ahora se tomarán en cuenta dos nuevos aspectos que se basan en temas de los capítulos 6 a 8 y tratan acerca de situaciones encontradas con menos frecuencia. Sin embargo, son importantes para ayudarle a obtener una mejor comprensión de la naturaleza del flujo de fluidos.

Cuando los fluidos fluyen en una tubería o en cualquier otra forma de conducto, la velocidad *no* es uniforme en toda la sección transversal. Usted aprenderá cómo es la naturaleza del perfil de la velocidad y cómo predecir ésta en cualquier punto localizado dentro de tuberías o tubos circulares tanto para el flujo laminar como para el turbulento.

¿Qué sucede con las trayectorias de flujo que *no* son circulares? Dentro del cuerpo humano existen ejemplos en los sistemas cardiovascular, circulatorio y respiratorio. En estos sistemas de fluidos, es necesario considerar las pérdidas de energía y la distribución de presión para poder formular un juicio sobre el estado general de salud. En el caso del sistema cardiovascular, el corazón, que actúa como una bomba, se esfuerza cuando las pérdidas en el sistema se vuelven excesivas, como indica la figura 9.1. La parte superior muestra la arteria sana con una sección transversal sustancialmente circular. A medida que

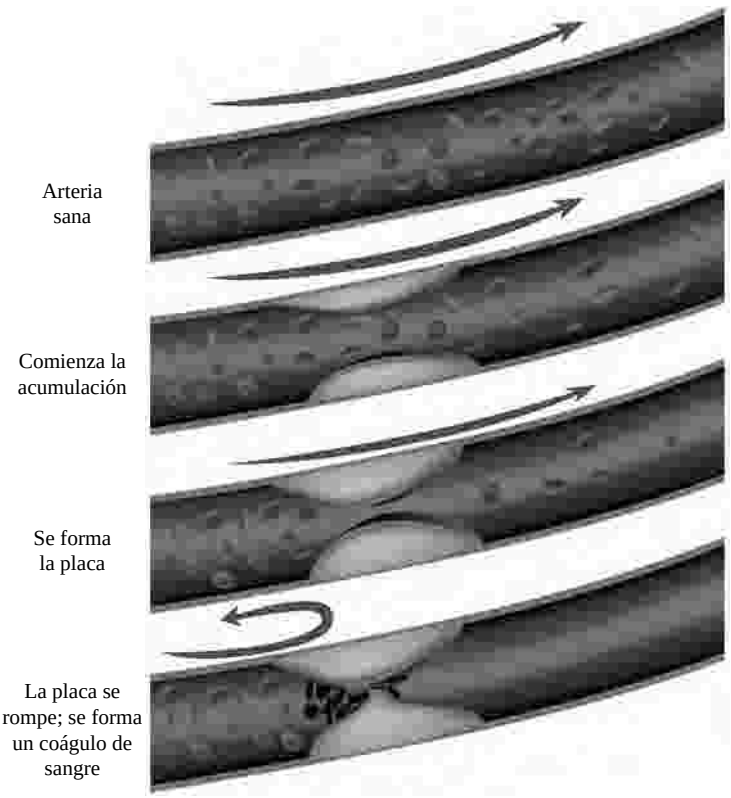


FIGURA 9.1 Aquí se muestra un problema médico muy común que involucra flujo de fluidos, donde el flujo de sangre a lo largo de una arteria es restringido por efectos de la acumulación de colesterol en las paredes arteriales. (*Fuente:* Alila Medical Images/Fotolia)

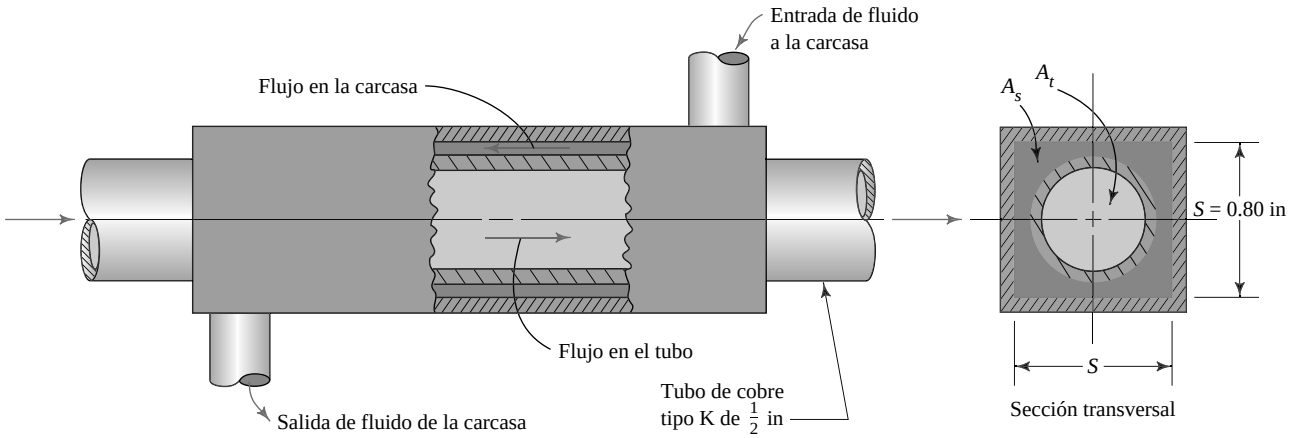


FIGURA 9.2 Intercambiador de calor entre carcasa y tubo.

se produce colesterol, éste tiende a almacenarse en áreas locales, pero no de manera uniforme, alrededor de la pared de la arteria. Por lo tanto, la trayectoria de flujo es decididamente *no circular*. La acumulación de colesterol reduce el área de la sección transversal de la arteria, causando un aumento en las pérdidas por restricción y por presión, de manera que el corazón debe dasarrollar una presión más alta para poder suministrar un flujo adecuado de sangre a todas las partes del cuerpo.

Muchos conductos instalados en edificios, automóviles y motores son cuadrados, rectangulares, ovales o tienen alguna forma única para adaptarse al espacio disponible. Algunos intercambiadores de calor son del tipo *tubo dentro de otro tubo*, donde un tubo se encuentra centrado en el interior de un tubo más grande que puede ser circular o cuadrado, como se ilustra en la figura 9.2. Un fluido de proceso caliente puede fluir en el interior del tubo más pequeño que tiene una sección transversal circular, pero en el espacio que hay entre la parte interna del tubo exterior y el tubo interior fluye agua de enfriamiento. En la figura 9.2, el área de flujo para el agua fría está sombreada de color gris oscuro. En este capítulo, usted aprenderá cómo analizar el flujo en secciones transversales no circulares llenas de fluido, calculando la velocidad, el número de Reynolds y las pérdidas de energía debidas a la fricción.

Exploración

Busque ejemplos de conductos de flujo que no tengan una sección transversal circular. Considere el sistema de climatización (HVAC) instalado en su hogar, universidad o trabajo; los conductos que se encuentran debajo del toldo o dentro del panel de instrumentos en el tablero de un automóvil, y los que llevan el aire húmedo de una secadora de ropa al exterior de la casa. Si usted trabaja en una industria o visita una planta manufacturera, busque ejemplos de sistemas de flujo no circulares instalados dentro de equipos de automatización, hornos, equipos de tratamiento térmico u otros sistemas de procesamiento.

Conceptos introductorios

En este capítulo se demuestra que, en una tubería circular, la velocidad de flujo varía de un punto a otro de la sección transversal. Justo al lado de la pared de la tubería, la velocidad es en realidad cero porque está en contacto con el tubo estacionario. En puntos separados de la pared, la velocidad aumenta, alcanzando un máximo en la línea central de la tubería.

¿Por qué querría usted saber cómo varía la velocidad? Una razón importante reside en el estudio de la transferencia de calor. Por ejemplo, cuando en su hogar fluye agua caliente a lo largo de un tubo de cobre, el calor se transfiere del agua a la pared del tubo y luego al aire circundante. La cantidad de calor transferido depende de la velocidad que tenga el agua en la capa delgada más cercana a la pared, llamada capa de frontera.

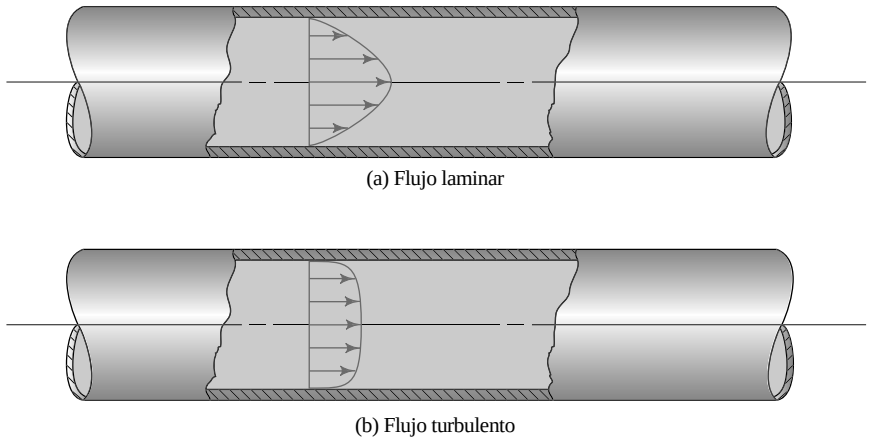
Otro ejemplo involucra la medición de la rapidez del flujo en un conducto. Algunos tipos de dispositivos de medición de flujo, que se estudiarán en el capítulo 15, en realidad detectan la velocidad local en un pequeño punto dentro del fluido. Para utilizar estos dispositivos con el propósito de determinar el caudal volumétrico, $Q = Av$, se necesita la velocidad promedio, no una velocidad local. Usted aprenderá que se debe atravesar todo el diámetro del conducto, haciendo varias mediciones de velocidad en lugares específicos para después calcular el promedio.

Muchos de los cálculos realizados en capítulos anteriores dependían del diámetro interior D de una tubería. En este capítulo, usted aprenderá que es posible caracterizar el tamaño de una sección transversal no circular mediante el cálculo del valor del *radio hidráulico*, R, tal como se explica en la sección 9.5.

9.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Describir el perfil de velocidad para el flujo laminar y el turbulento en tuberías, tubos o mangueras circulares.
2. Describir la capa de frontera laminar de acuerdo con la forma en que se presenta en el flujo turbulento.
3. Calcular la velocidad de flujo local en cualquier posición radial dada en una sección transversal circular.
4. Calcular la velocidad de flujo promedio en secciones transversales no circulares.
5. Calcular el número de Reynolds para el flujo en secciones transversales no circulares utilizando el *radio hidráulico* para caracterizar el tamaño de la sección transversal.


(a) Flujo laminar

(b) Flujo turbulento

FIGURA 9.3 Perfiles de velocidad para el flujo en tuberías.

6. Determinar la pérdida de energía para el flujo de un fluido en una sección transversal no circular, considerando formas especiales de la rugosidad relativa y la ecuación de Darcy.

9.2 PERFILES DE VELOCIDAD

La magnitud de la velocidad de flujo local es muy poco uniforme en toda la sección transversal de una tubería, un tubo o una manguera circular. En la figura 9.3 se muestra la forma general de los perfiles de velocidad para el flujo laminar y el turbulento. En el capítulo 2 vimos que la velocidad de un fluido que está en contacto con una frontera sólida estacionaria es igual a cero. Esto corresponde a la pared interior de cualquier conducto. Después, la velocidad aumenta en los puntos alejados de la pared, alcanzando un máximo en la línea central de una tubería circular.

En la figura 8.2, se mostró que el flujo laminar puede considerarse como una serie de capas concéntricas de fluido que se deslizan una junto a la otra. Este flujo suave da como resultado una forma parabólica del perfil de velocidad.

Por el contrario, al flujo turbulento se le ha descrito como caótico y con un entremezclamiento significativo de las partículas del fluido, lo que genera la consiguiente transferencia de cantidad de movimiento entre las partículas. El resultado es una velocidad más uniforme en gran parte de la sección transversal. Sin embargo, en la pared del tubo la velocidad es de cero. La velocidad local aumenta rápidamente hasta una corta distancia de la pared y luego más gradualmente hasta alcanzar una velocidad máxima en el centro.

9.3 PERFIL DE VELOCIDAD PARA FLUJO LAMINAR

Debido a la regularidad del perfil de velocidad en el flujo laminar, es posible definir una ecuación para la velocidad local en cualquier punto dentro de la trayectoria de flujo. Si la velocidad local en un radio r se denomina U, el radio máximo se llama r_o y la velocidad media es v, entonces

$$U = 2v\,[1 - (r/r_o)^2] \qquad \textbf{(9-1)}$$

Problema de ejemplo 9.1 En el problema de ejemplo 8.1, se encontró que el número de Reynolds es igual a 708 cuando glicerina a 25 °C fluye con velocidad de flujo media de 3.6 m/s por un pasaje circular que atraviesa un dispositivo de procesamiento químico y tiene diámetro interior de 150 mm. Por lo tanto, el flujo es laminar. Calcule los puntos sobre el perfil de velocidad desde la pared hasta la línea central del pasaje en incrementos de 15 mm. Grafique los datos de la velocidad local U contra el radio r.

Solución La ecuación (9-1) puede usarse para calcular U. Primero se calcula el radio máximo r_o:

$$r_o = D/2 = 150/2 = 75 \text{ mm}$$

En $r = 75$ mm $= r_o$ en la pared de la tubería, $r/r_o = 1$ y $U = 0$ a partir de la ecuación (9-1). Esto es consistente con la observación de que la velocidad de un fluido en una frontera sólida es igual a la velocidad de esa frontera.

En $r = 60$ mm,

$$U = 2(3.6 \text{ m/s})[1 - (60/75)^2] = 2.59 \text{ m/s}$$

Mediante una técnica similar, es posible calcular los siguientes valores:

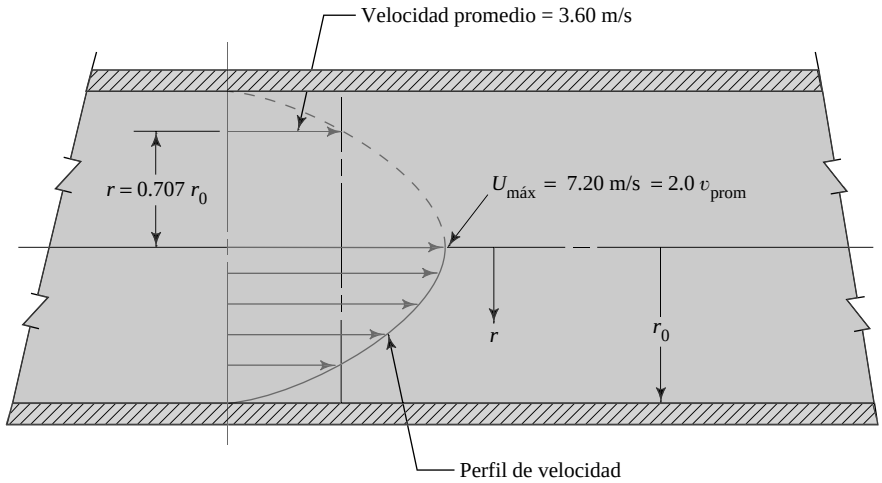


FIGURA 9.4 Resultados de los problemas de ejemplo 9.1 y 9.2. Perfil de velocidad para el flujo laminar.

r (mm)	r/r_o	U (m/s)	
75	1.0	0	(en la pared de la tubería)
60	0.8	2.59	
45	0.6	4.61	
30	0.4	6.05	
15	0.2	6.91	
0	0.0	7.20	(en el centro de la tubería)

Observe que la velocidad local en el centro de la tubería es 2.0 veces la velocidad promedio. En la figura 9.4 se muestra la gráfica de U contra r.

Problema de ejemplo 9.2

Calcule el radio en el que la velocidad local U sería igual a la velocidad promedio v para el flujo laminar y muestre su ubicación en la gráfica del perfil de velocidad.

Solución

En la ecuación (9-1), para la condición de que $U = v$, se puede dividir primero entre U y obtener

$$1 = 2[1 - (r/r_o)^2]$$

Ahora, al despejar r se obtiene

$$r = \sqrt{0.5}\, r_o = 0.707 r_o \qquad \textbf{(9-2)}$$

Para los datos del problema de ejemplo 9.1, la velocidad local es igual a la velocidad promedio de 3.6 m/s en

$$r = 0.707(75 \text{ mm}) = 53.0 \text{ mm}$$

La ubicación radial de la velocidad promedio se muestra en la figura 9.4.

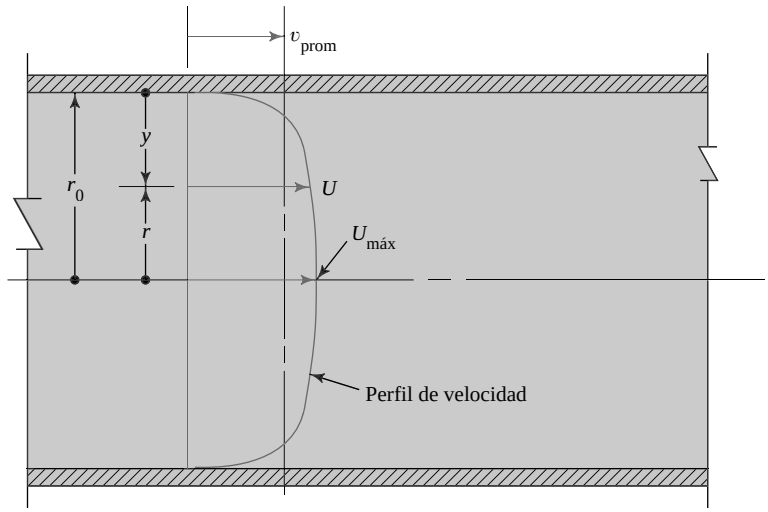


FIGURA 9.5 Forma general del perfil de velocidad para el flujo turbulento.

9.4 PERFIL DE VELOCIDAD PARA FLUJO TURBULENTO

El perfil de velocidad para el flujo turbulento es muy diferente a la distribución parabólica encontrada para el flujo laminar. Como se muestra en la figura 9.5, cerca de la pared de la tubería, la velocidad del fluido cambia rápidamente desde cero en la pared hasta una distribución de velocidad casi uniforme para todo el volumen en la sección transversal. La forma real del perfil de velocidad varía con el factor de fricción f, que a su vez varía con el número Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La ecuación que rige esta situación (según la referencia 1) es

$$U = v[\,1 + 1.43\sqrt{f} + 2.15\sqrt{f}\,\log_{10}(1 - r/r_o)\,] \quad \textbf{(9-2)}$$

En la figura 9.6 se comparan los perfiles de velocidad para el flujo laminar y para el flujo turbulento con una variedad de números de Reynolds.

Es posible desarrollar una forma alternativa de esta ecuación al definir la distancia medida desde la pared de la tubería como $y = r_o - r$.

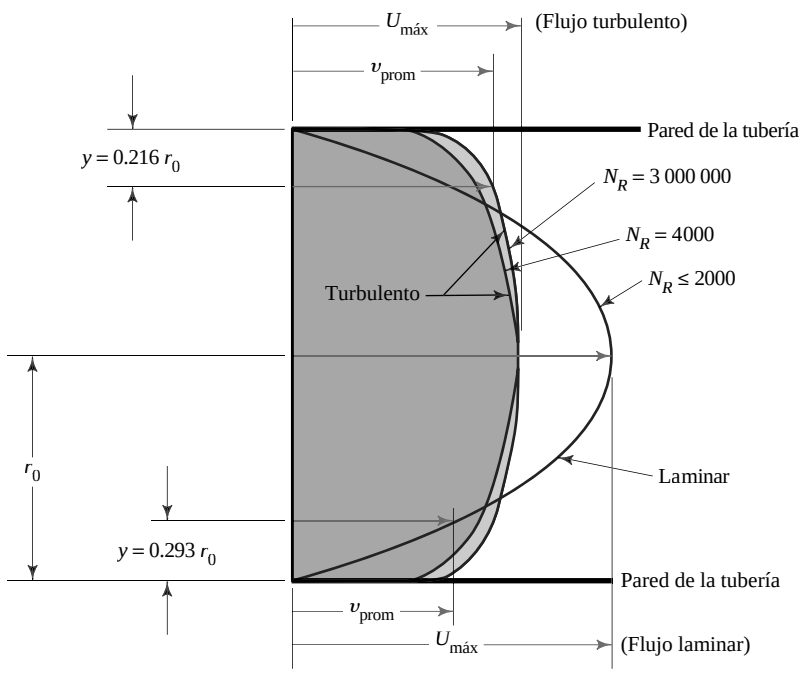


FIGURA 9.6 Perfiles de velocidad en flujo laminar y turbulento en una tubería lisa. (*Fuente:* Tomados de Miller, R. W. *Flow Measurement Engineering Handbook*, 3/e © 1983. Reimpreso con autorización de McGraw-Hill Companies, Inc.)

Así, el argumento del término logarítmico se convierte en

$$1 - \frac{r}{r_o} = \frac{r_o}{r_o} - \frac{r}{r_o} = \frac{r_o - r}{r_o} = \frac{y}{r_o}$$

Entonces la ecuación (9-2) es

$$U = v[\,1 + 1.43\sqrt{f} + 2.15\sqrt{f}\,\log_{10}(y/r_o)\,] \qquad \textbf{(9-3)}$$

Al evaluar las ecuaciones (9-2) o (9-3), recuerde que el logaritmo de cero no está definido. Se puede permitir que r se *aproxime* a r_o, pero no que se le iguale. De modo similar, y sólo puede aproximarse a cero.

La velocidad máxima se produce en el centro de la tubería ($r = 0$ o $y = r_o$), y su valor puede calcularse a partir de

$$U_{\text{máx}} = v(1 + 1.43\sqrt{f}) \qquad \textbf{(9-4)}$$

Problema de ejemplo 9.3 Un tubo de plástico fabricado especialmente tiene diámetro interior de 50.0 mm y conduce 110 L/min de benceno a 50 °C (sg = 0.86). Calcule la velocidad de flujo promedio, la velocidad de flujo máxima esperada y diversos puntos en el perfil de velocidad. Grafique la velocidad contra la distancia medida desde la pared del tubo y muestre dónde se produce la velocidad promedio.

Solución Dados los siguientes datos:

$$Q = 110 \text{ L/min}$$
$$D = 50.0 \text{ mm} = 0.050 \text{ m}$$
$$\text{Benceno a 50 °C (sg} = 0.86)$$

Con el fin de aplicar las ecuaciones (9-3) y (9-4), es necesario calcular el número de Reynolds y luego encontrar el factor de fricción para el tubo de plástico.

Para el benceno:

$$\rho = \text{sg} \times \rho_w = (0.86)(1000 \text{ kg/m}^3) = 860 \text{ kg/m}^3$$

De acuerdo con el apéndice D, la viscosidad dinámica es: $\eta = 4.2 \times 10^{-4}$ Pa•s.
La velocidad de flujo promedio es:

$$v = Q/A$$
$$Q = 110 \text{ L/min}\left[\frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{60\,000 \text{ L/min}}\right] = 1.83 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$
$$A = \pi D^2/4 = \pi(0.050 \text{ m})^2/4 = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Entonces la velocidad promedio es:

$$v = Q/A = (1.83 \times 10^{-3} \text{ m/s})/(1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2) = 0.932 \text{ m/s}$$

Ahora calcule el número de Reynolds, $N_R = \nu D\rho/\eta$.

$$N_R = \frac{(0.932)(0.050)(860)}{4.2 \times 10^{-4}} = 9.54 \times 10^4 \text{ (turbulento)}$$

Ahora se debe calcular la rugosidad relativa, D/ε. A partir de la tabla 8.2, se tiene que $\varepsilon = 3.0 \times 10^{-7}$ m. Entonces

$$D/\varepsilon = 0.050/3.0 \times 10^{-7} = 1.667 \times 10^5$$

En el diagrama de Moody, se encuentra que $f = 0.018$.
Ahora, a partir de la ecuación (9-4), se ve que la velocidad de flujo máxima es

$$U_{\text{máx}} = v(1 + 1.43\sqrt{f}) = (0.932 \text{ m/s})(1 + 1.43\sqrt{0.018})$$
$$U_{\text{máx}} = 1.111 \text{ m/s} \quad \text{en el centro del tubo}$$

La ecuación (9-3) se puede utilizar para determinar los puntos sobre el perfil de velocidad. Se sabe que la velocidad es igual a cero en la pared del tubo ($y = 0$). Además, la razón de cambio de la velocidad con la posición es mayor cerca de la pared que cerca del centro del tubo. Por lo tanto, se utilizarán incrementos de 0.5 mm desde $y = 0.5$ hasta $y = 2.5$ mm. Después, se utilizarán incrementos de 2.5 mm hasta $y = 10$ mm. Finalmente, con incrementos de 5.0 mm se obtendrá suficiente definición del perfil cerca del centro del tubo. En $y = 1.0$ mm y $r_o = 25$ mm,

$$U = v[\,1 + 1.43\sqrt{f} + 2.15\sqrt{f}\,\log_{10}(y/r_o)\,]$$
$$U = (0.932 \text{ m/s})[\,1 + 1.43\sqrt{0.018} + 2.15\sqrt{0.018}\,\log_{10}(1/25)\,]$$
$$U = 0.735 \text{ m/s}$$

Mediante cálculos similares, es posible determinar los valores siguientes:

y (mm)	y/r_o	U (m/s)
0.5	0.02	0.654
1.0	0.04	0.735
1.5	0.06	0.782
2.0	0.08	0.816
2.5	0.10	0.842
5.0	0.20	0.923
7.5	0.30	0.970
10.0	0.40	1.004
15.0	0.60	1.051
20.0	0.80	1.085
25.0	1.00	1.111 ($U_{máx}$ en el centro del tubo)

La figura 9.7 es la gráfica de y contra la velocidad en la forma en que normalmente se muestra el perfil de velocidad. Como la gráfica es simétrica, sólo se muestra la mitad del perfil. Observe que en esta gráfica la posición de la velocidad promedio es aproximadamente $y = 5.4$ mm desde la pared del tubo, cerca de 22 por ciento del radio.

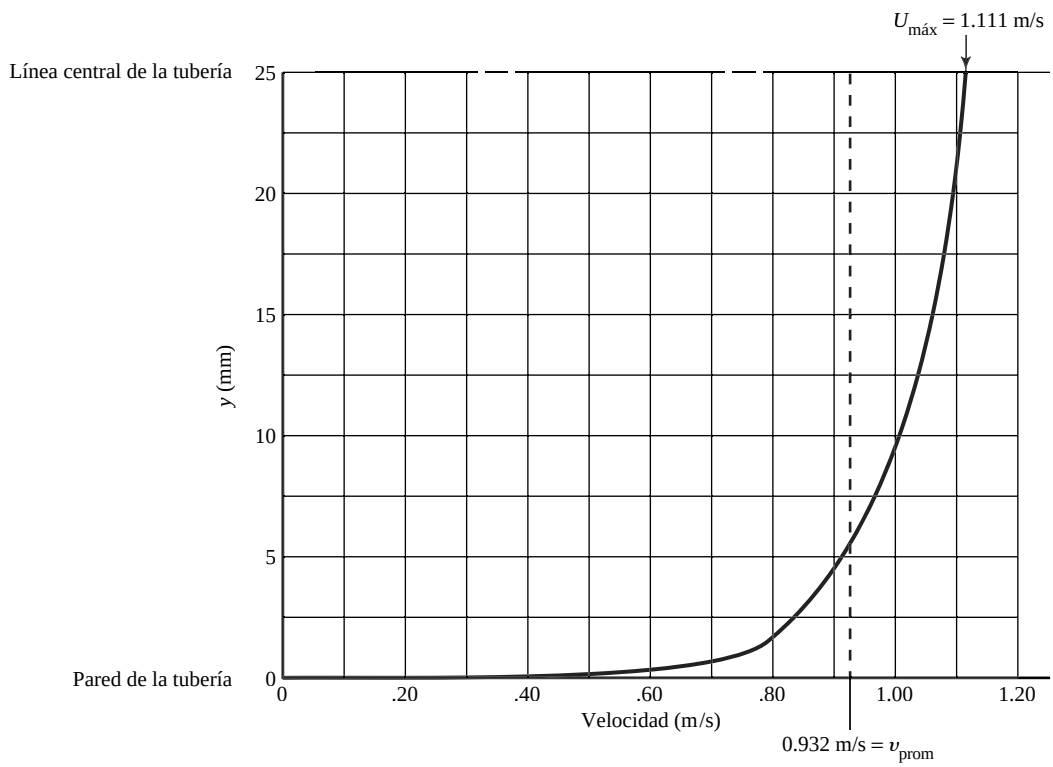


FIGURA 9.7 Perfil de velocidad para el flujo turbulento descrito en el problema de ejemplo 9.3.

9.5 FLUJO EN SECCIONES NO CIRCULARES

En esta sección se muestra cómo varían los cálculos del flujo de fluidos para el flujo en secciones no circulares de los desarrollados en los capítulos 6, 7 y 8. Se explica la velocidad promedio, el radio hidráulico utilizado como el tamaño característico de la sección, el número de Reynolds y la pérdida de energía debida a la fricción. Todas las secciones de conductos de flujo consideradas aquí están llenas de líquido. Secciones no circulares para flujo a canal abierto o secciones parcialmente llenas se exponen en el capítulo 14.

9.5.1 Velocidad promedio

La definición de la rapidez del flujo de volumen y la ecuación de continuidad, que se utilizaron por primera vez en el capítulo 6, son aplicables a las secciones no circulares, así como a las tuberías, los tubos y las mangueras circulares:

$$Q = Av$$
$$v = Q/A$$
$$A_1v_1 = A_2v_2$$

Se debe tener cuidado al calcular el área de la sección transversal neta para el flujo a partir de la geometría específica de la sección no circular.

Problema de ejemplo 9.4 En la figura 9.8 se muestra un intercambiador de calor usado para transferir calor desde el fluido que fluye dentro del tubo interior hasta el que fluye en el espacio existente entre el exterior del tubo y el interior de la carcasa cuadrada que rodea al tubo. Con frecuencia, a este dispositivo se le llama *intercambiador de calor de carcasa y tubo*. Calcule la rapidez del flujo de volumen en gal/min que produciría una velocidad de 8.0 ft/s tanto en el interior del tubo como dentro de la carcasa.

Solución Se utiliza la fórmula desarrollada para la rapidez del flujo de volumen, $Q = Av$, para cada parte.

a. Dentro del tubo de cobre tipo K de $\frac{1}{2}$ in: en el apéndice H, se puede leer

$$OD = 0.625 \text{ in}$$
$$ID = 0.527 \text{ in}$$
$$\text{Espesor de pared} = 0.049 \text{ in}$$
$$A_t = 1.515 \times 10^{-3} \text{ ft}^2 = \text{área de flujo en el tubo}$$

Entonces, la rapidez del flujo de volumen en el interior del tubo es

$$Q_t = A_t v = (1.515 \times 10^{-3} \text{ ft}^2)(8.0 \text{ ft/s}) = 0.01212 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Si se convierte a gal/min, resulta

$$Q_t = 0.01212 \text{ ft}^3/\text{s} \frac{449 \text{ gal/min}}{1.0 \text{ ft}^3/\text{s}} = 5.44 \text{ gal/min}$$

b. En la carcasa: el área de flujo neta es la diferencia entre el área *dentro* de la carcasa cuadrada y el *exterior* del tubo. Entonces,

$$A_s = S^2 - \pi OD^2/4$$
$$A_s = (0.80 \text{ in})^2 - \pi(0.625 \text{ in})^2/4 = 0.3332 \text{ in}^2$$

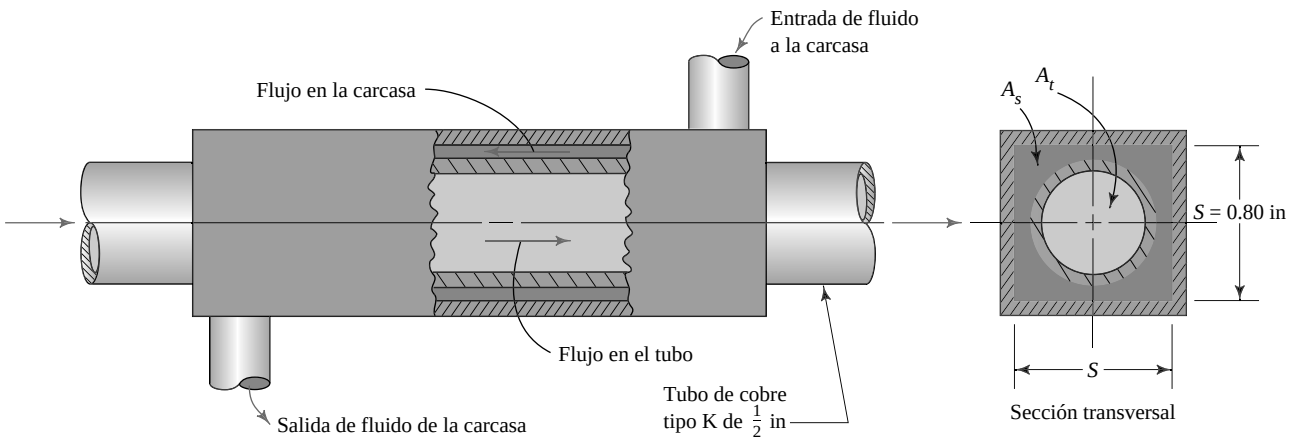


FIGURA 9.8 Intercambiador de calor de carcasa y tubo.

Al convertir a ft^2, se obtiene

$$A_s = 0.3332\,in^2 \frac{1.0\,ft^2}{144\,in^2} = 2.314 \times 10^{-3}\,ft^2$$

Entonces, la rapidez del flujo de volumen requerida es

$$Q_s = A_s v = (2.314 \times 10^{-3}\,ft^2)(8.0\,ft/s) = 0.01851\,ft^3/s$$

$$Q_s = 0.01851\,ft^3/s \frac{449\,gal/min}{1.0\,ft^3/s} = 8.31\,gal/min$$

La relación del flujo presente en la carcasa sobre el flujo en el tubo es

$$\text{Relación} = Q_s/Q_t = 8.31/5.44 = 1.53$$

9.5.2 Radio hidráulico para secciones transversales no circulares

En la figura 9.9 se muestran ejemplos típicos de secciones transversales no circulares cerradas. Estas secciones podrían representar (a) un intercambiador de calor de carcasa y tubo, (b) y (c) conductos de distribución de aire y (d) un intercambiador de calor de carcasa y tubo o una trayectoria de flujo dentro de una máquina.

La dimensión característica de las secciones transversales no circulares se llama *radio hidráulico R*; se le define como la relación del área de la sección transversal neta de una corriente de flujo sobre el perímetro mojado de la sección. Es decir,

Radio hidráulico

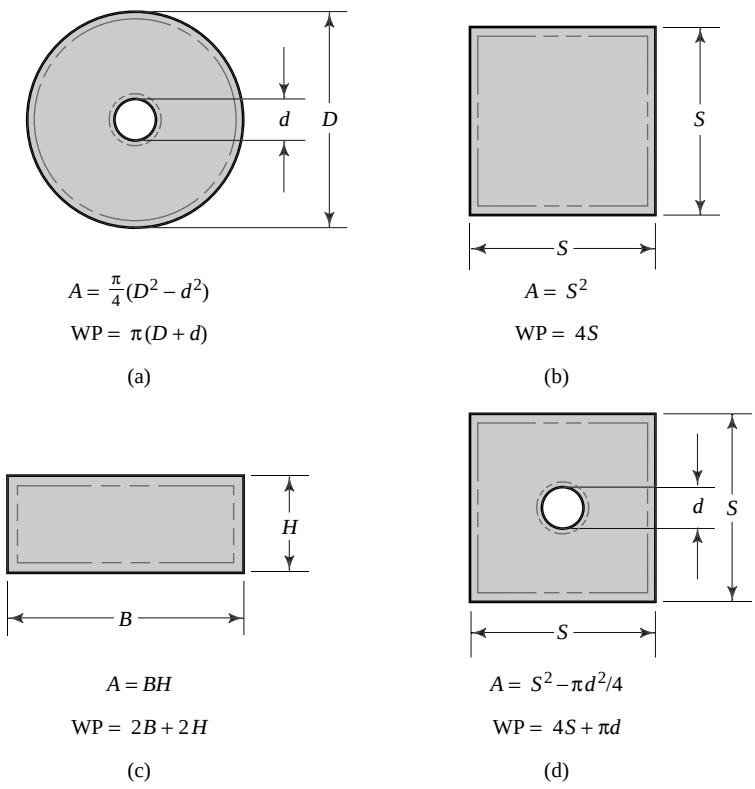
$$R = \frac{A}{WP} = \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro mojado}} \qquad \textbf{(9-5)}$$

La unidad para R es el metro en el sistema de unidades SI. En el sistema de uso común en Estados Unidos, R se expresa en pies.

En el cálculo del radio hidráulico, el área neta de la sección transversal debe ser evidente a partir de la geometría de la sección.

El perímetro mojado se define como la suma de la longitud de las fronteras de la sección que realmente está en contacto con (es decir, mojada por) el fluido.

En la figura 9.9 se proporcionan las expresiones desarrolladas para el área A y el perímetro mojado WP de las secciones ilustradas. En cada caso, el fluido fluye en la parte sombreada de la sección. Se muestra una línea discontinua adyacente a las fronteras que conforma el perímetro mojado.



$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
WP $= \pi(D + d)$
(a)

$A = S^2$
WP $= 4S$
(b)

$A = BH$
WP $= 2B + 2H$
(c)

$A = S^2 - \pi d^2/4$
WP $= 4S + \pi d$
(d)

FIGURA 9.9 Ejemplos de secciones transversales no circulares cerradas.

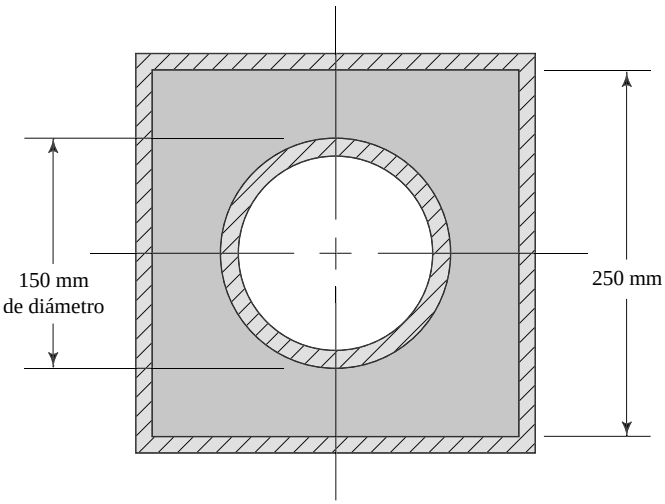


FIGURA 9.10 Sección transversal de un ducto para los problemas de ejemplo 9.5 a 9.7.

Problema de ejemplo 9.5 Determine el radio hidráulico de la sección mostrada en la figura 9.10 si la dimensión interior de cada lado del cuadrado es de 250 mm y el diámetro exterior del tubo mide 150 mm.

Solución El área de flujo neta es la diferencia entre el área del cuadrado y el área del círculo:

$$A = S^2 - \pi d^2/4 = (250)^2 - \pi(150)^2/4 = 44\,829 \text{ mm}^2$$

El perímetro mojado es la suma de los cuatro lados del cuadrado y la circunferencia del círculo:

$$WP = 4S + \pi d = 4(250) + \pi(150) = 1471 \text{ mm}$$

Entonces, el radio hidráulico R es

$$R = \frac{A}{WP} = \frac{44\,829 \text{ mm}^2}{1471 \text{ mm}} = 30.5 \text{ mm} = 0.0305 \text{ m}$$

9.5.3 Número de Reynolds para secciones transversales no circulares cerradas

Cuando el fluido llena completamente el área de la sección transversal disponible y está bajo presión, la velocidad de flujo promedio se determina usando la rapidez del flujo de volumen y el área de flujo neta en la ecuación ya conocida,

$$v = Q/A$$

Observe que el área es la misma que se utilizó para calcular el radio hidráulico.

El número de Reynolds para el flujo en secciones no circulares se calcula de una manera muy similar a la utilizada para tuberías y tubos circulares. La única alteración a la ecuación (8-1) es la sustitución del diámetro D por $4R$, cuatro veces el radio hidráulico. El resultado es

⇨ Número de Reynolds—secciones no circulares

$$N_R = \frac{v(4R)\rho}{\eta} = \frac{v(4R)}{\nu} \qquad \textbf{(9-6)}$$

La validez de esta sustitución se puede demostrar mediante el cálculo del radio hidráulico para una tubería circular:

$$R = \frac{A}{WP} = \frac{\pi D^2/4}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

Entonces,

$$D = 4R$$

Por lo tanto, $4R$ es equivalente a D para la tubería circular. Entonces, por analogía, el uso de $4R$ como la dimensión característica de las secciones transversales no circulares es adecuado. Este enfoque dará resultados razonables siempre y cuando la sección transversal tenga una *relación de aspecto* no muy diferente a la de la sección transversal circular. En este contexto, la relación de aspecto es la relación de la anchura de la sección sobre su altura. Así, para una sección circular, la relación de aspecto es 1.0. En la figura 9.9, todos los ejemplos mostrados tienen relaciones de aspecto razonables.

Un ejemplo de una forma que tiene una relación de aspecto inaceptable es un rectángulo para el que la anchura es más de cuatro veces la altura. Para tales formas, el radio hidráulico es aproximadamente la mitad de la altura. Algunas formas anulares, similares a las mostradas en la figura 9.9(a), tendrían altas relaciones de aspecto si el espacio entre las dos tuberías fuera pequeño. Sin embargo, no se dispone fácilmente de datos generales que constituyan un espacio "pequeño" ni de la manera de determinar el radio hidráulico. Para tales secciones, se recomienda realizar pruebas de desempeño. En las referencias 2 y 3 se puede encontrar más información sobre el flujo en secciones no circulares.

Problema de ejemplo 9.6

Calcule el número de Reynolds para el flujo de etilenglicol a 25 °C a través de la sección mostrada en la figura 9.10. La rapidez del flujo de volumen es de 0.16 m^3/s. Utilice las dimensiones indicadas en el problema de ejemplo 9.5.

Solución

El número de Reynolds se puede calcular a partir de la ecuación (9-6). Es posible utilizar los resultados del área de flujo y del radio hidráulico encontrados para la sección transversal del problema de ejemplo 9.5: $A = 44\,829$ mm^2 y $R = 0.0305$ m. Se puede usar $\eta = 1.62 \times 10^{-2}$ Pa•s y $\rho = 1100$ kg/m^3 (de acuerdo con el apéndice B). El área debe convertirse a m^2. Se tiene

$$A = (44\,829\ mm^2)(1\ m^2/10^6\ mm^2) = 0.0448\ m^2$$

La velocidad de flujo promedio es

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.16\ m^3/s}{0.0448\ m^2} = 3.57\ m/s$$

Ahora ya es posible calcular el número de Reynolds:

$$N_R = \frac{v(4R)\rho}{\eta} = \frac{(3.57)(4)(0.0305)(1100)}{1.62 \times 10^{-2}}$$

$$N_R = 2.96 \times 10^4$$

9.5.4 Pérdida por fricción en secciones transversales no circulares

La ecuación de Darcy para la pérdida por fricción puede utilizarse para secciones transversales no circulares si la geometría está representada por el radio hidráulico en lugar del diámetro de la tubería, tal como se utiliza para secciones circulares. Después de calcular el radio hidráulico, es posible determinar el número de Reynolds a partir de la ecuación (9-6). En la ecuación de Darcy, al sustituir D por $4R$ se obtiene

➪ **Ecuación de Darcy para secciones no circulares**

$$h_L = f\frac{L}{4R}\frac{v^2}{2g} \tag{9-7}$$

La rugosidad relativa D/ε se convierte en $4R/\varepsilon$. El factor de fricción se puede encontrar a partir del diagrama de Moody.

Problema de ejemplo 9.7

Determine la caída de presión para una longitud de 50 m de un conducto que posee la sección transversal mostrada en la figura 9.10. El etilenglicol a 25 °C fluye a razón de 0.16 m^3/s. La dimensión interior del cuadrado es de 250 mm y el diámetro exterior del tubo mide 150 mm. Utilice $\varepsilon = 3 \times 10^{-5}$ m, un poco más lisa que la tubería de acero comercial.

Solución

En los problemas de ejemplo 9.5 y 9.6 se calcularon el área, la velocidad, el radio hidráulico y el número de Reynolds. Los resultados fueron

$$A = 0.0448\ m^2$$
$$v = 3.57\ m/s$$
$$R = 0.0305\ m$$
$$N_R = 2.96 \times 10^4$$

El flujo es turbulento y se puede utilizar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía entre dos puntos que están a 50 m de distancia entre sí. Para determinar el factor de fricción, es necesario encontrar primero la rugosidad relativa:

$$4R/\varepsilon = (4)(0.0305)/(3 \times 10^{-5}) = 4067$$

A partir del diagrama de Moody, $f = 0.0245$. Entonces, se tiene

$$h_L = f \times \frac{L}{4R} \times \frac{v^2}{2g} = 0.0245 \times \frac{50}{(4)(0.0305)} \times \frac{(3.57)^2}{(2)(9.81)} m$$

$$h_L = 6.52\ m$$

Si el conducto es horizontal,

$$h_L = \Delta p/\gamma$$
$$\Delta p = \gamma h_L$$

donde Δp representa la caída de presión causada por la pérdida de energía. Utilice $\gamma = 10.79$ kN/m^3 tomada del apéndice B. Entonces, se tiene

$$\Delta p = \frac{10.79\ \text{kN}}{\text{m}^3} \times 6.52\ \text{m} = 70.4\ \text{kPa}$$

9.6 DINÁMICA DE FLUIDOS EN COMPUTADORA

En este texto, los sistemas de fluidos se entienden bien al ser abordados con procedimientos convencionales y los principios que rigen y se aplican a éstos han sido probados empíricamente a través del tiempo. Para sistemas que siguen estos principios básicos, son suficientes los cálculos manuales. Para los sistemas que tienen un gran número de componentes, varios segmentos y diferentes tamaños de tubería, dichos cálculos pueden implicar mucho tiempo y ser tediosos, por lo que el uso de un *software* como PIPE-FLO® resulta muy útil y ahorra tiempo. (Vea el recurso de internet 3 en el capítulo 8). Tenga en cuenta, sin embargo, que PIPE-FLO® y paquetes similares simplemente automatizan el proceso de cálculo utilizando los mismos principios básicos de Darcy-Weisbach y los demás que se presentan en este texto.

No obstante, existen muchas aplicaciones que no son propicias para este tipo de métodos de cálculo. Hay aplicaciones de fluidos nuevas, diferentes y no probadas, que deben entenderse usando métodos más adecuados para manejar un alto grado de complejidad. Estas aplicaciones se tratan de mejor manera utilizando la dinámica de fluidos en computadora (CFD, por sus siglas en inglés). La dinámica de fluidos en computadora utiliza el poder de las computadoras para realizar un gran número de cálculos para elementos muy pequeños de los fluidos en un lapso muy corto. En lugar de dividir un sistema al nivel de componentes, como se hace en este texto y con software como PIPE-FLO®, la CFD analiza el flujo de fluidos con volúmenes de fluido muy elementales y pequeños y podría utilizarse como ayuda para diseñar los componentes que se aplican en este texto. Posteriormente, esos pequeños elementos se combinan en una cuadrícula o malla para realizar un análisis general. En algunas formas similares al análisis de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés) que se utiliza para estudiar el esfuerzo y la deformación de objetos sólidos, la CFD suele generar una salida gráfica que muestra los gradientes en diferentes colores para indicar los parámetros clave del flujo. En las figuras 9.11 y 9.12, vea los resultados típicos generados por la dinámica de fluidos en computadora para el flujo de fluidos dentro de una válvula de globo. Tales válvulas se describen en el capítulo 10. *Observe que las dos figuras no muestran idénticamente la misma válvula.*

La figura 9.11 presenta la trayectoria de flujo total desde la tubería de entrada, a través de la válvula y a través de la tubería de salida, con un dibujo en corte de la válvula superpuesto sobre la representación gráfica de los resultados de la CFD. El grado variable de sombreado indica las variaciones en la velocidad de flujo y la presión en el fluido a medida que se desplaza por la compleja trayectoria a través de la válvula.

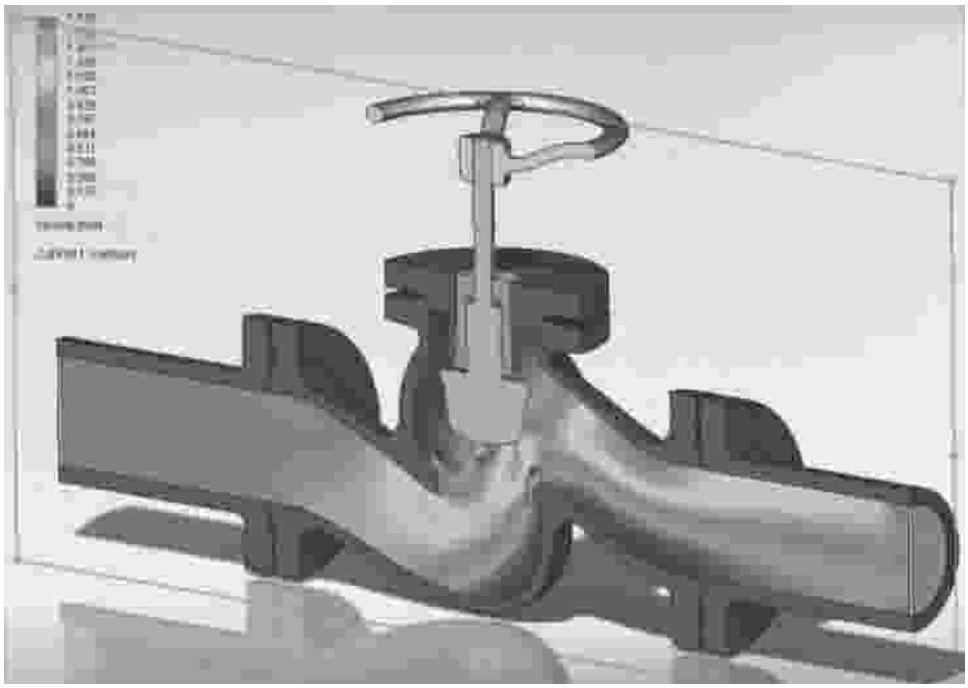


FIGURA 9.11 Flujo a través de una válvula de globo representado por un análisis de dinámica de fluidos en computadora (CFD). (*Fuente:* Capturas de pantalla de Autodesk reimpresas con autorización de Autodesk, Inc.)

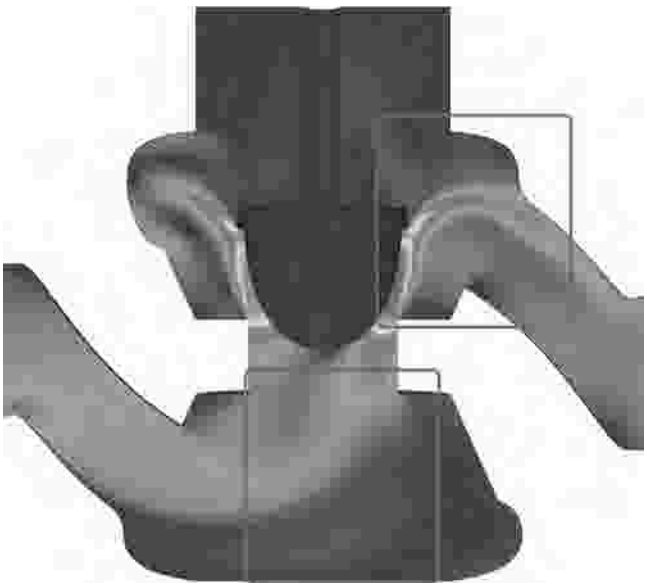


FIGURA 9.12 Análisis CFD para el flujo a través de una válvula de globo en el área del asiento. (*Fuente:* Imagen y modelo cortesía de DASSAULT SYSTEMES SOLIDWORKS CORPORATION)

La figura 9.12 aísla el puerto dentro de una válvula de globo. El flujo entra desde la izquierda, se desplaza hacia abajo, después gira hacia arriba, donde fluye a través de un paso anular entre la conexión ajustable en forma de globo y el asiento fijo en el cuerpo de la válvula. Luego, el fluido se reúne en la parte superior del cuerpo de la válvula, gira hacia abajo y desemboca en el tubo de salida. Alrededor de la conexión se produce una alta velocidad y una caída de presión significativa y tanto la velocidad como la caída de presión varían en gran medida conforme la válvula se abre y cierra. En la figura, los recuadros destacan dos áreas donde se requiere poner atención especial a los detalles de diseño.

Las ecuaciones diferenciales parciales que rigen el flujo de fluidos y la transferencia de calor no sólo son complejas, también están íntimamente conectadas y no son lineales, por lo que en la mayoría de los casos no es posible obtener una solución analítica general. La dinámica de fluidos en computadora fue desarrollada hace muchos años para hacer frente a estas aplicaciones, pero requería una capacidad especial en computación, software caro y mucho entrenamiento avanzado. Sin embargo, en los últimos años, el software CFD ha tomado la forma de módulos asequibles dentro de productos como AutoDesk y SolidWorks y se puede ejecutar fácilmente en computadoras personales convencionales. Consulte los recursos de internet 1 a 6 para conocer una variedad de proveedores de software CFD. La referencia 4 es un extenso tratamiento sobre la dinámica de fluidos en computadora.

Con la dinámica de fluidos en computadora al alcance de muchos diseñadores, ahora la aplicación se ha vuelto más común. Algunos ejemplos de aplicaciones de la CFD en la industria aeroespacial incluyen el flujo sobre superficies de sustentación y el flujo en un motor a propulsión entre las aletas de una turbina. En el área de los equipos para fluidos en movimiento, ahora el modelado CFD ayuda en el diseño de válvulas, bombas, ventiladores, sopladores y compresores. Los diseñadores de motores automotrices dependen de la CFD para simular el flujo en los colectores de admisión y escape. La eficacia de un molde de inyección de plástico depende en gran medida de la forma en que el plástico fundido fluirá y transferirá calor por los singulares pasajes y cavidades de una pieza. Durante la etapa de diseño, el uso de la CFD puede simular el flujo en el molde y asegurar que las características de flujo resulten en un desempeño del molde y una calidad de la pieza deseables. Los programas de dinámica de fluidos en computadora para simular el flujo en moldes también representan el comportamiento decididamente no newtoniano del plástico fundido y los cambios en sus características durante el proceso de solidificación.

Con el fin de obtener una exactitud adecuada, se requiere que los elementos incluidos en el modelo CFD sean muy pequeños para que el modelo completo de elementos finitos contenga literalmente millones de elementos. La computación de alta velocidad y códigos informáticos eficientes hacen que este análisis resulte práctico. Los resultados incluyen perfiles de la velocidad de flujo, variaciones de presión y temperatura, y líneas que se pueden mostrar gráficamente, por lo general a color, para ayudar al usuario en la interpretación de resultados.

Los pasos necesarios para utilizar la dinámica de fluidos en computadora son los siguientes:

1. Definir la geometría tridimensional del objeto que se analizará, para ello se utiliza software CAD en 3D.
2. Establecer las condiciones de frontera que definen los valores conocidos de presión, velocidad, temperatura y los coeficientes de transferencia de calor en el fluido.
3. Asignar un tamaño de malla a cada elemento, donde el tamaño nominal es de 0.10 mm.
4. La mayor parte del software CFD disponible en el mercado creará automáticamente la malla y el modelo de elementos finitos completo.
5. Especificar tipos de materiales para los componentes sólidos (como acero, aluminio y plástico) y los fluidos (como aire, agua y aceite). Por lo general, el software incluye las propiedades necesarias de tales materiales; por ejemplo, sus calores específicos, conductividades térmicas y coeficientes de expansión térmica.
6. Iniciar el proceso en computadora. Este proceso puede tomar una cantidad considerable de tiempo a causa del gran número de cálculos que deben realizarse. El tiempo total depende de la complejidad del modelo.
7. Cuando se ha completado el análisis, el usuario puede seleccionar el tipo de pantalla correspondiente a los factores que se están investigado. Pueden ser trayectorias del fluido, perfiles de velocidad, gráficas de temperatura isotérmicas, distribuciones de presión u otros.

El recurso de internet 1 incluye más detalles sobre el software CFD llamado Autodesk Simulation que puede ejecutarse en computadoras personales típicas. Se puede integrar a muchos paquetes populares de software de diseño asistido por computadora tridimensional, como Inventor, Mechanical Desktop, SolidWorks, ProEngineer y otros para importar el modelo sólido directamente en el software de simulación. La generación de la malla es automática e incluye una geometría optimizada alrededor de pequeñas características. Se pueden analizar regímenes de flujo turbulento y laminar para fluidos compresibles o incompresibles en regiones de velocidad subsónica, transónica o supersónica. Se incluyen los modos de transferencia de calor de conducción, convección (natural o forzada) o radiación.

El uso de software CFD puede proporcionar una importante reducción en el tiempo necesario para desarrollar nuevos produc-

tos. Modelar las características de flujo y la transferencia de calor de un diseño propuesto, mientras todavía es sólo un modelo sólido en el escritorio del diseñador, permite una rápida mejoría y optimización a través de iteraciones, ahorrando así tiempo y costo en la creación de prototipos y pruebas de *hardware* reales. Los recursos de internet 2 a 5 identifican otros diversos paquetes de software de dinámica de fluidos en computadora, algunos de los cuales son de propósito general mientras que otros se especializan en aplicaciones como el análisis térmico del enfriamiento de sistemas electrónicos, flujos de motor, aeroacústica (flujo combinado y análisis del ruido en conductos), análisis de perfil de ala, procesamiento de polímeros, modelado de incendios, análisis de flujo en canales abiertos, calefacción, ventilación y aire acondicionado, así como sistemas marinos.

REFERENCIAS

1. Miller, R. W. 1996. *Flow Measurement Engineering Handbook*, 3a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
2. Basniev, Kaplan S., Nikolay M. Dmitriev, George V. Chilingar, Misha Gorfunkle y Amir G. Mohammed Hejad, 2012. *Mechanics of Fluid Flow*. Nueva York: Wiley Publishing Co.
3. Crane Company. 2011. *Flow of Fluids through Valves, Fittings, and Pipe* (Technical Paper No. 410). Stamford, CT: Crane Company.
4. Biringen, Sedat y Chuen-Yen Chow. 2011. *An Introduction to Computational Fluid Mechanics by Example*. Nueva York: Wiley Publishing Co.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Autodesk Simulation CFD:** Productor del software de dinámica de fluidos en computadora (CFD) que sirve para analizar el flujo de fluidos y el comportamiento térmico de trayectorias de flujo complejas como las de válvulas, colectores, bombas, ventiladores e intercambiadores de calor. El programa conocido anteriormente como CFD Software ahora está integrado dentro de la amplia línea de productos Autodesk.
2. **ANSYS Fluent Software:** Productor de los paquetes de software de dinámica de fluidos en computadora ANSYS Fluent, ANSYS CFX, ANSYS CFD y ANSYS Workbench que incluyen la construcción de modelos, la aplicación de una malla y su procesamiento posterior.
3. **Flow Science, Inc.:** Productor del software FLOW-3D^{TM}, con énfasis especial en flujos de superficie libre, también maneja flujos externos y flujos confinados y ayuda en la creación de la geometría y el procesamiento previo y posterior.
4. **CFD-Online:** Centro de atención en línea para la dinámica de fluidos en computadora, en el cual pueden encontrarse recursos para la CFD, eventos, noticias, libros y foros de discusión.
5. **SolidWorks Flow Simulation:** Productor del software de simulación de flujos que se encuentra integrado en los paquetes de diseño asistido por computadora e ingeniería asistida por computadora de SolidWorks. El análisis del flujo de fluidos, la transferencia de calor y las fuerzas del fluido se aplican a sistemas de climatización, al enfriamiento de electrónicos, válvulas, accesorios y sistemas de calefacción.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Perfil de velocidad—flujo laminar

9.1 Calcule puntos sobre el perfil de velocidad desde la pared del tubo hasta la línea central de una tubería de acero de 2 in cédula 40 si la rapidez del flujo de volumen de aceite de ricino a 77 °F es de 0.25 ft^3/s. Utilice incrementos de 0.20 in e incluya la velocidad en la línea central.

9.2 Calcule puntos sobre el perfil de velocidad desde la pared de la tubería hasta la línea central de un tubo de cobre tipo K de ¾ in si la rapidez del flujo de volumen de agua a 60 °F es de 0.50 gal/min. Utilice incrementos de 0.05 in e incluya la velocidad en la línea central.

9.3 Calcule puntos sobre el perfil de velocidad desde la pared del tubo hasta la línea central de un tubo de plástico con 125 mm de diámetro exterior (OD) × 7.4 mm de pared si la rapidez del flujo de volumen de gasolina (sg = 0.68) a 25 °C es de 3.0 L/min. Utilice incrementos de 8.0 mm e incluya la velocidad en la línea central.

9.4 Calcule puntos sobre el perfil de velocidad desde la pared del tubo hasta la línea central de un tubo de acero hidráulico estándar, con 50 mm de OD × 1.5 mm de pared, si la rapidez del flujo de volumen de aceite SAE 30 (sg = 0.89) a 110 °C es de 25 L/min. Utilice incrementos de 4.0 mm e incluya la velocidad en la línea central.

9.5 Una pequeña sonda de velocidad se insertará a través de la pared de una tubería. Midiendo desde el exterior de la tubería DN 150 cédula 80, ¿qué tan lejos (en mm) se debe insertar la sonda para detectar la velocidad promedio si el flujo en la tubería es laminar?

9.6 Si la precisión de la colocación de la sonda descrita en el problema 9.5 es más o menos de 5.0 mm, calcule el error posible en la medición de la velocidad promedio.

9.7 Un esquema alternativo para el uso de la sonda de velocidad descrita en el problema 9.5 es colocarla en el centro de la tubería, donde se espera que la velocidad sea 2.0 veces la velocidad promedio. Calcule cuánto debe insertarse la sonda para centrarla. Después, si la exactitud de la colocación es de nuevo más o menos de 5.0 mm, calcule el error posible en la medición de la velocidad promedio.

9.8 Un dispositivo existente inserta la sonda de velocidad descrita en el problema 9.5 a exactamente 60.0 mm a partir de la superficie exterior de la tubería. Si la sonda indica 2.48 m/s, calcule la velocidad de flujo promedio real, suponiendo que el flujo es laminar. Después, verifique si el flujo es realmente laminar dado que el fluido es un aceite combustible pesado con viscosidad cinemática de 850 centistokes.

Perfil de velocidad—flujo turbulento

9.9 Para el flujo de 12.9 L/min de agua a 75° C en una tubería de plástico, con 16 mm de OD × 1.5 mm de pared, calcule la velocidad de flujo máxima esperada a partir de la ecuación (9.4).

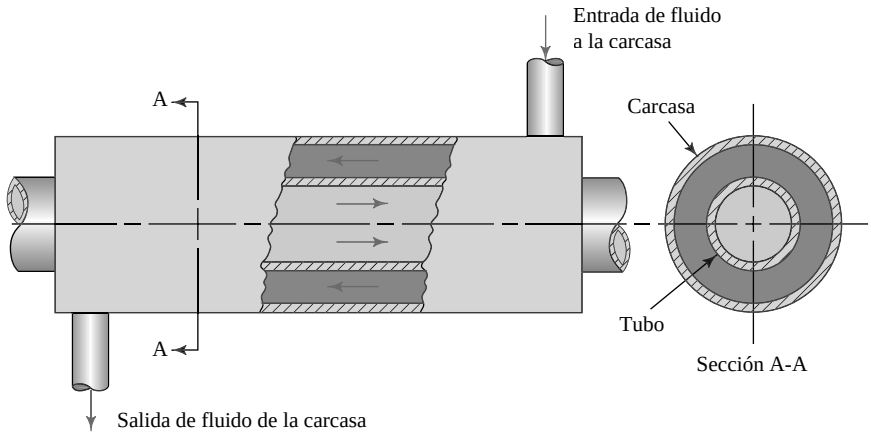
9.10 Una tubería grande con 1.200 m de diámetro interior transporta aceite similar al SAE 10 a 40 °C (sg = 0.8). Calcule la rapidez del flujo de volumen requerido para producir un número de Reynolds de 3.60×10^4. Después, si la tubería es de acero limpio, calcule varios puntos del perfil de velocidad y grafique los datos de una manera similar a la mostrada en la figura 9.7.

9.11 Repita el problema 9.10 si el aceite está a 110 °C pero con la misma rapidez de flujo. Describa las diferencias encontradas en el perfil de velocidad.

9.12 Con base en la ecuación (9-3), calcule la distancia y para la cual la velocidad local U es igual a la velocidad promedio v.

9.13 El resultado para el problema 9.12 predice que la velocidad promedio para flujo turbulento se encontrará a una distancia de $0.216r_o$ desde la pared de la tubería. Calcule esta distancia para una tubería de acero de 24 in cédula 40. Después, si la tubería conduce agua a 50 °F a razón de 16.75 ft^3/s, calcule la velocidad en los puntos que están a 0.50 in de cada lado del punto de velocidad promedio.

FIGURA 9.13 Intercambiador de calor de carcasa y tubo para los problemas 9.19, 9.25 y 9.38.



9.14 Con base en la ecuación (9-4), calcule la relación de la velocidad promedio sobre la velocidad de flujo máxima en tuberías lisas con números de Reynolds de 4000, 10^4, 10^5 y 10^6.

9.15 A partir de la ecuación (9-4), calcule la relación de la velocidad promedio sobre la velocidad de flujo máxima para el flujo de un líquido en una tubería de concreto con diámetro interior de 8.00 in con números de Reynolds de 4000, 10^4, 10^5 y 10^6.

9.16 Con base en la ecuación (9-3), calcule varios puntos del perfil de velocidad para el flujo de 400 gal/min de agua a 50 °F en una tubería de acero, nueva y limpia, de 4 in cédula 40. Haga una gráfica similar a la de la figura 9.7 con una escala suficientemente grande.

9.17 Repita el problema 9.16 para las mismas condiciones, excepto que el interior de la tubería es rugoso debido a su antigüedad, de modo que $\varepsilon = 5.0 \times 10^{-3}$. Grafique los resultados en la misma gráfica utilizada para los resultados del problema 9.16.

9.18 Para las dos situaciones descritas en los problemas 9.16 y 9.17, calcule la caída de presión que se produciría en una distancia de 250 ft de tubería horizontal.

Secciones no circulares—velocidad promedio

9.19 Un intercambiador de calor de carcasa y tubo fue hecho con dos tubos de acero estándar, como se muestra en la figura 9.13. El tubo exterior tiene un OD de 7/8 in y el OD para el tubo interior es de ½ in. Cada tubo tiene un espesor de pared de 0.049 in. Calcule la relación requerida de la rapidez del flujo de volumen en la carcasa sobre la rapidez del flujo de volumen en el tubo si la velocidad de flujo promedio debe ser la misma en cada uno de los tubos.

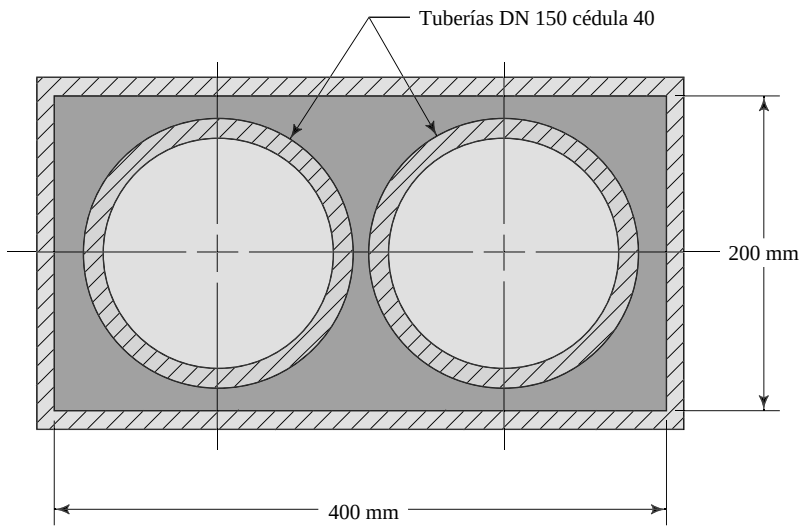
9.20 La figura 9.14 muestra un intercambiador de calor en el que cada una de las dos tuberías DN 150 cédula 40 conduce 450 L/min de agua. Las tuberías se encuentran en el interior de un conducto rectangular cuyas dimensiones interiores son de 200 mm por 400 mm. Calcule la velocidad de flujo en las tuberías. Después, calcule la rapidez del flujo de volumen de agua requerida en el conducto para obtener la misma velocidad promedio.

9.21 La figura 9.15 muestra la sección transversal de un intercambiador de calor de carcasa y tubo. Calcule la rapidez del flujo de volumen requerida en cada tubería pequeña y en la carcasa para obtener una velocidad de flujo promedio de 25 ft/s en todas las partes.

Secciones transversales no circulares—número de Reynolds

9.22 Aire con peso específico de 12.5 N/m^3 y viscosidad dinámica de 2.0×10^{-5} Pa•s fluye por la parte sombreada del conducto que muestra la figura 9.16 a razón de 150 m^3/h. Calcule el número de Reynolds del flujo.

FIGURA 9.14 Problemas 9.20, 9.26 y 9.39.



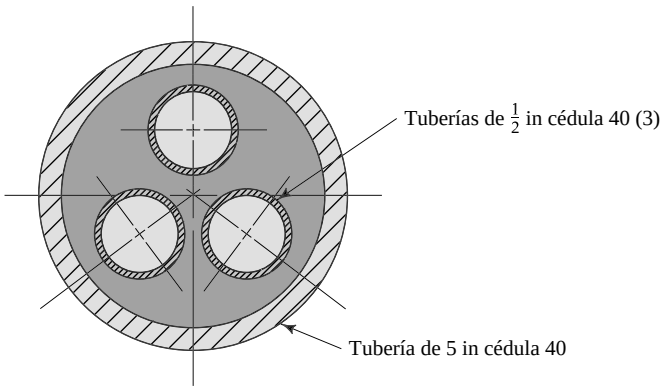


FIGURA 9.15 Problemas 9.21, 9.27 y 9.40.

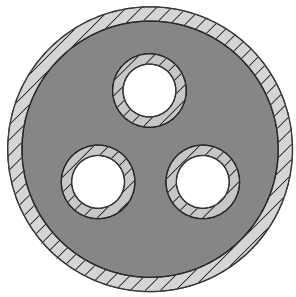


FIGURA 9.18 Problemas 9.28 y 9.41.

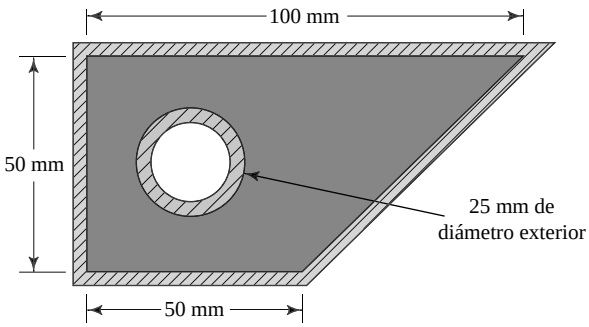


FIGURA 9.16 Problema 9.22.

9.23 Dióxido de carbono con peso específico de 0.114 lb/ft^3 y viscosidad dinámica de 3.34×10^{-7} lb-s/ft^2 fluye en la parte sombreada del conducto que muestra la figura 9.17. Si la rapidez del flujo de volumen es de 200 ft^3/min, calcule el número de Reynolds del flujo.

9.24 Agua a 90 °F fluye en el espacio que hay entre una tubería de acero de 6 in cédula 40 y un conducto cuadrado con dimensiones de 10.0 in. La forma del conducto es similar a la mostrada en la figura 9.10. Calcule el número de Reynolds si la rapidez del flujo de volumen es de 4.00 ft^3/s.

9.25 En el intercambiador de calor de carcasa y tubo mostrado en la figura 9.13, el tubo exterior tiene un OD de 7/8 in y el OD del tubo interior es de ½ in. Ambos tubos son de acero estándar con un espesor de pared de 0.049 in. El tubo interior conduce 4.75 gal/min de agua a 200 °F y la carcasa traslada 30.0 gal/min de etilenglicol a 77 °F para liberar calor del agua. Calcule el número de Reynolds para el flujo tanto en el tubo como en la carcasa.

9.26 En la figura 9.14, donde se muestran dos tuberías DN 150 cédula 40 dentro de un conducto rectangular, cada tubería conduce 450 L/min de agua a 20 °C. Calcule el número de Reynolds para el flujo de agua. Después, para el benceno (sg = 0.862) a 70 °C que fluye dentro del conducto, calcule la rapidez del flujo de volumen requerida para producir el mismo número de Reynolds.

9.27 En la figura 9.15, donde se muestran tres tubos dentro de una tubería más grande, las tuberías interiores conducen agua a 200 °F y la tubería grande traslada agua a 60 °F. La velocidad de flujo promedio es de 25.0 ft/s en cada tubería; calcule el número de Reynolds para cada tubería.

9.28 Agua a 10 °C fluye en la carcasa que muestra la figura 9.18 a razón de 850 L/min. La carcasa es un tubo de cobre con 50 mm de OD × 1.5 mm de pared y los tubos interiores son tubos de cobre con 15 mm de OD × 1.2 mm de pared. Calcule el número de Reynolds para el flujo.

9.29 La figura 9.19 muestra la sección transversal de un intercambiador de calor usado para enfriar un banco de dispositivos electrónicos. En el área sombreada fluye etilenglicol a 77 °F. Calcule la rapidez del flujo de volumen requerida para producir un número de Reynolds de 1500.

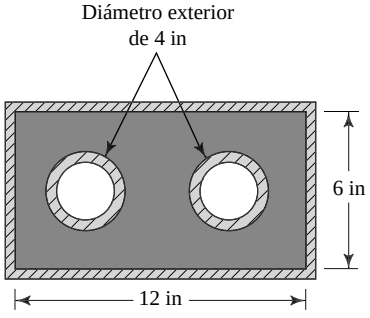


FIGURA 9.17 Problema 9.23.

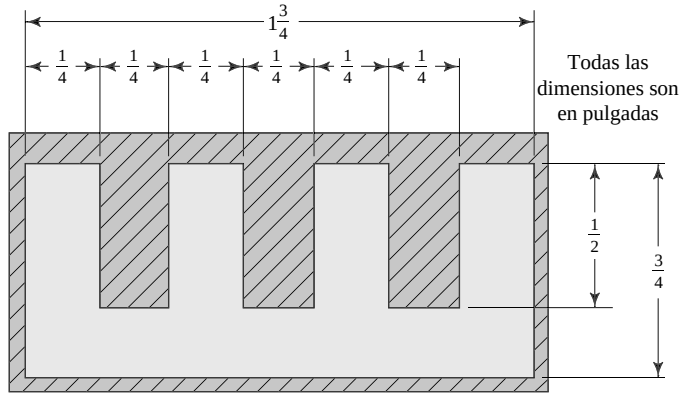
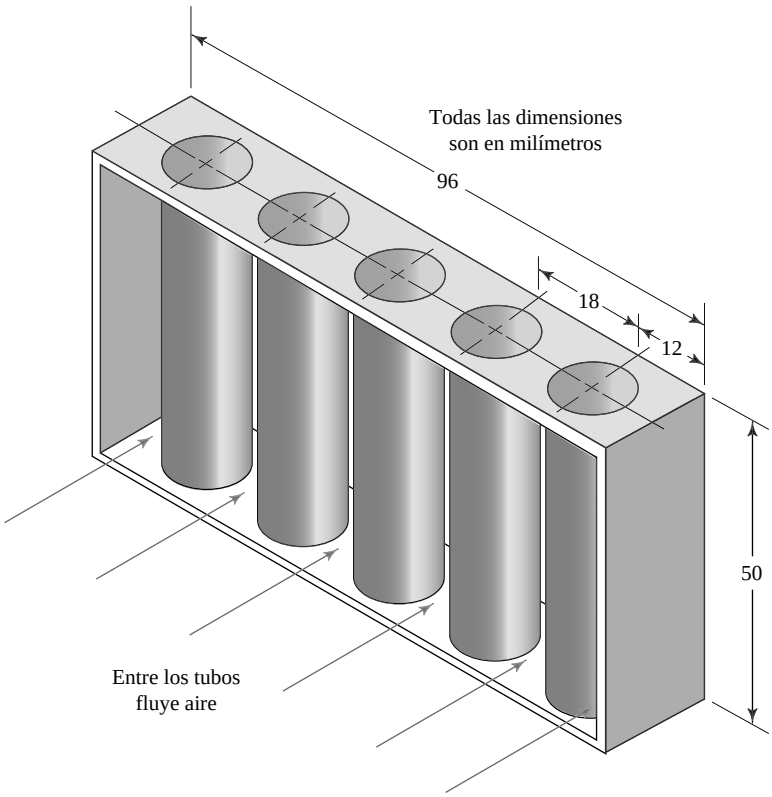


FIGURA 9.19 Problemas 9.29 y 9.42.

FIGURA 9.20 Problema 9.30.



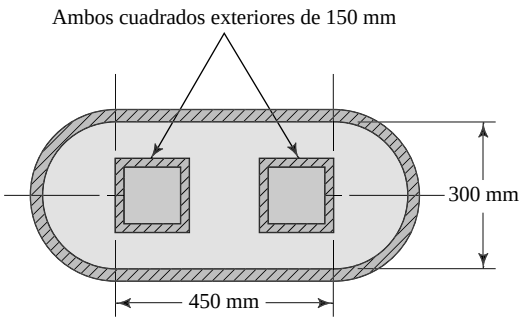


FIGURA 9.21 Problemas 9.31, 9.32, 9.43 y 9.44.

9.30 La figura 9.20 muestra un intercambiador de calor de líquido a aire en el que fluye aire a 50 m^3/h dentro de un pasaje rectangular y en torno a un conjunto de cinco tubos verticales. Cada tubo es de acero hidráulico estándar, con 15 mm de OD × 1.2 mm de pared. El aire tiene densidad de 1.15 kg/m^3 y viscosidad dinámica de 1.63×10^{-5} Pa•s. Calcule el número de Reynolds para el flujo de aire.

9.31 Glicerina (sg = 1.26) a 40 °C fluye en la porción del conducto que está fuera de los tubos cuadrados que muestra la figura 9.21. Calcule el número de Reynolds para una rapidez del flujo de 0.10 m^3/s.

9.32 Cada uno de los tubos cuadrados que muestra la figura 9.21 suministran 0.75 m^3/s de agua a 90 °C. El espesor de las paredes de los tubos es de 2.77 mm. Calcule el número de Reynolds del flujo de agua.

9.33 Un disipador de calor para un circuito electrónico se fabrica al maquinar una bolsa en un bloque de aluminio para después cubrirla con una placa plana y proporcionar un paso para el agua de enfriamiento, como se muestra en la figura 9.22. Calcule el número de Reynolds si el flujo de agua a 50 °F es de 78.0 gal/min.

9.34 La figura 9.23 muestra la sección transversal de un pasaje de enfriamiento para un dispositivo de forma irregular. Calcule

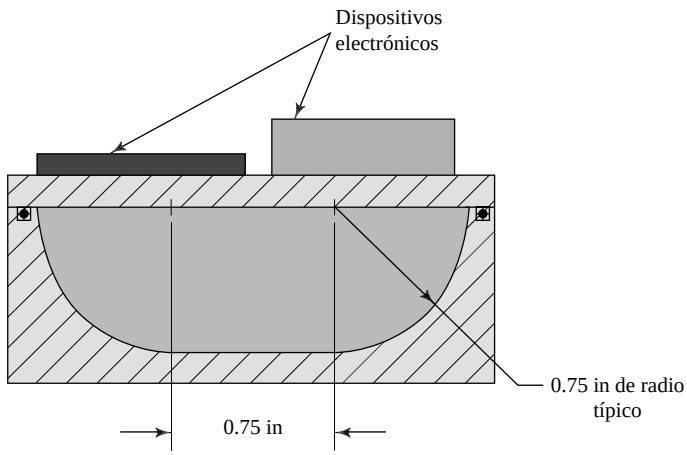


FIGURA 9.22 Problemas 9.33 y 9.45.

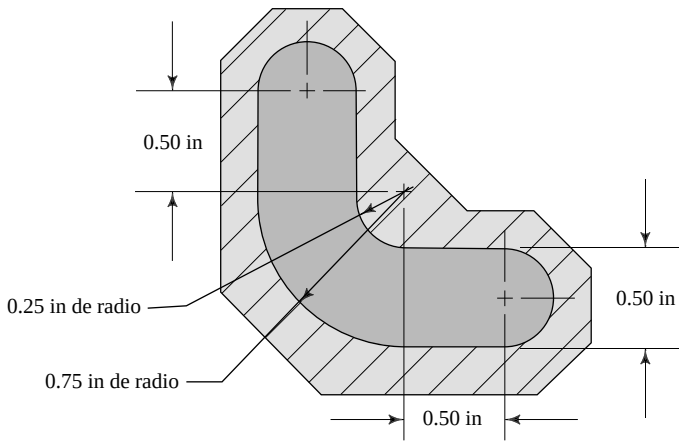


FIGURA 9.23 Problemas 9.34 y 9.46.

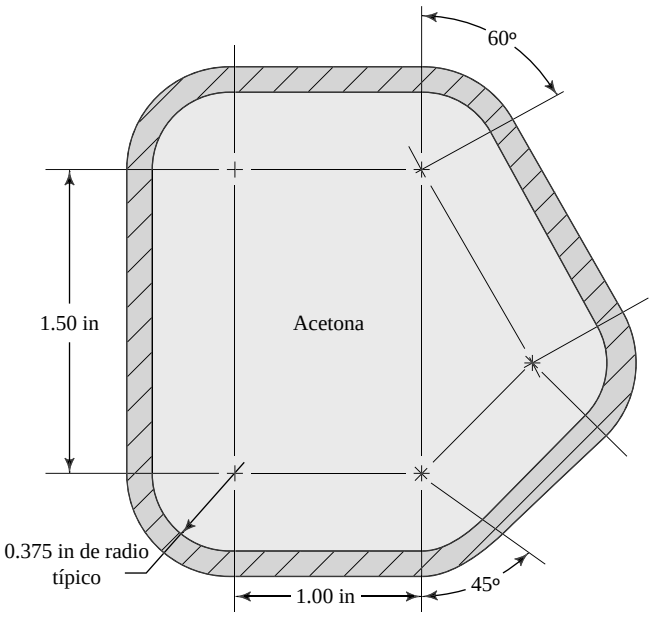


FIGURA 9.24 Problema 9.35.

la rapidez del flujo de volumen de agua a 50 °F que produciría un número de Reynolds de 1.5×10^5.

9.35 La figura 9.24 muestra la sección transversal de una trayectoria de flujo maquinada a partir de una pieza fundida utilizando una cuchilla fresadora de ¾ in de diámetro. Considerando todos los filetes, calcule el radio hidráulico para el pasaje y después la rapidez del flujo de volumen de acetona a 77 °F requerida para producir un número de Reynolds de 2.6×10^4 para el flujo.

9.36 La aleta de un motor de turbina a gas contiene conductos internos de enfriamiento, como se muestra en la figura 9.25. Calcule la rapidez del flujo de volumen de aire necesaria para producir una velocidad de flujo promedio en cada pasaje de 25.0 m/s. El flujo de aire se distribuye de manera uniforme en los seis pasajes. Enseguida, calcule el número de Reynolds si el aire tiene densidad de 1.20 kg/m^3 y viscosidad dinámica de 1.50×10^{-5} Pa•s.

Secciones transversales no circulares—pérdidas de energía

9.37 Para el sistema descrito en el problema 9.24, calcule la diferencia de presión entre dos puntos separados por 30.0 ft de distancia si el conducto es horizontal. Utilice $\varepsilon = 8.5 \times 10^{-5}$ ft.

9.38 Para el intercambiador de calor de carcasa y tubo descrito en el problema 9.25, calcule la diferencia de presión para ambos fluidos entre dos puntos separados por 5.25 m de distancia si el intercambiador de calor es horizontal.

9.39 Para el sistema descrito en el problema 9.26, calcule la caída de presión para ambos fluidos entre dos puntos separados por 3.80 m de distancia si el conducto es horizontal. Utilice la rugosidad de la tubería de acero en todas las superficies.

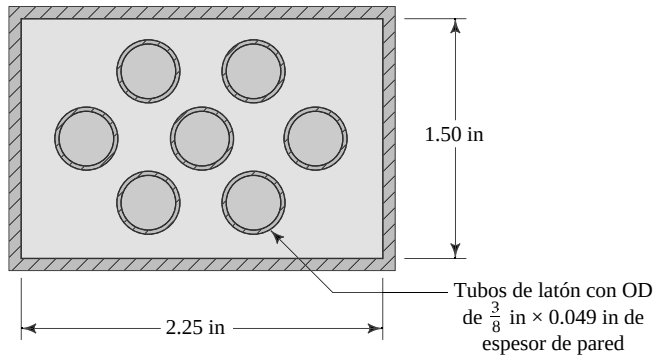


FIGURA 9.26 Problema 9.47.

9.40 Para el sistema descrito en el problema 9.27, calcule la diferencia de presión en las dos tuberías pequeñas y la tubería grande entre dos puntos separados por 50.0 ft de distancia si las tuberías son horizontales. Utilice la rugosidad de la tubería de acero para todas las superficies.

9.41 Para el intercambiador de calor de carcasa y tubo descrito en el problema 9.28, calcule la caída de presión para el flujo de agua en la carcasa. Utilice la rugosidad del cobre para todas las superficies. La longitud es de 3.60 m.

9.42 Para el intercambiador de calor descrito en el problema 9.29, calcule la caída de presión en una longitud de 57 in.

9.43 Para la glicerina descrita en el problema 9.31, calcule la caída de presión en un conducto horizontal de 22.6 m de largo. Todas las superficies son de cobre.

9.44 Para el flujo de agua por los tubos cuadrados descritos en el problema 9.32, calcule la caída de presión en una longitud de 22.6 m. Todas las superficies son de cobre y el conducto es horizontal.

9.45 El disipador de calor descrito en el problema 9.33 tiene 105 in de largo, calcule la caída de presión para el agua. Utilice $\varepsilon = 2.5 \times 10^{-5}$ ft para el aluminio.

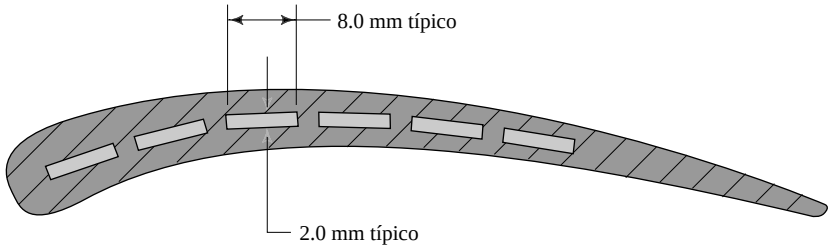
9.46 Calcule la pérdida de energía para el flujo de agua en el pasaje de enfriamiento descrito en el problema 9.34 si su longitud total es de 45 in. Utilice la ε del acero. También calcule la diferencia de presión a través de la longitud total del pasaje de enfriamiento.

9.47 En la figura 9.26, fluye etilenglicol (sg = 1.10) a 77 °F alrededor de los tubos y en el interior del pasaje rectangular. Calcule la rapidez del flujo de volumen de etilenglicol en gal/min que se requiere para que el flujo tenga un número de Reynolds de 8000. Después calcule la pérdida de energía en una longitud de 128 in. Todas las superficies son de latón.

9.48 La figura 9.27 muestra un conducto en el que fluye alcohol metílico a 25 °C a razón de 3000 L/min. Calcule la pérdida de energía en una longitud de 2.25 m del conducto. Todas las superficies son de plástico liso.

9.49 El intercambiador de calor de un horno tiene una sección transversal como la mostrada en la figura 9.28. El aire fluye alrededor de los tres pasajes delgados en los que circulan los gases

FIGURA 9.25 Problema 9.36.



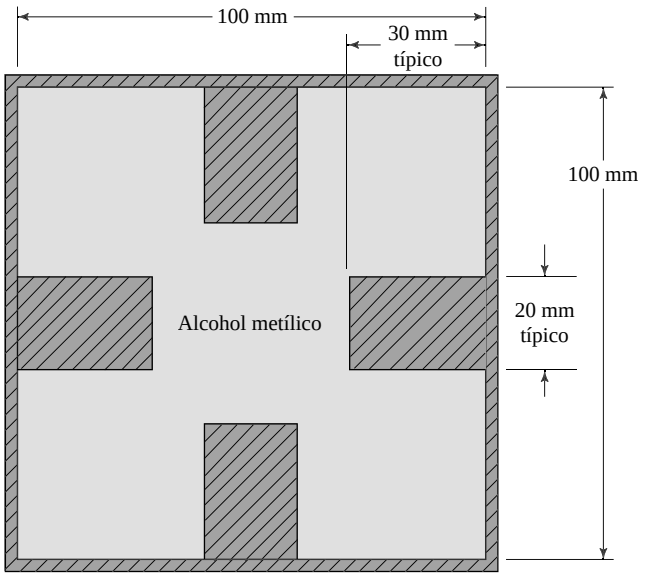


FIGURA 9.27 Problema 9.48.

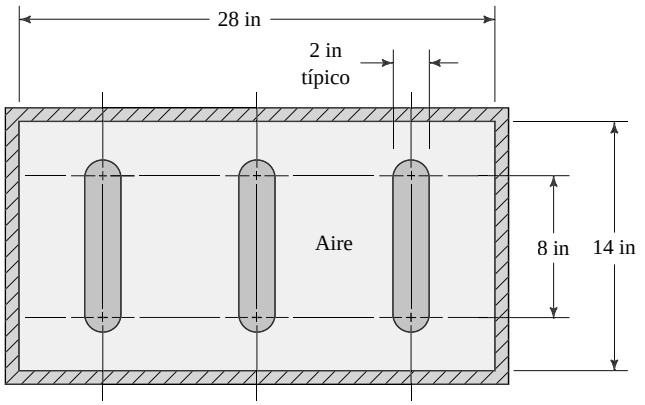


FIGURA 9.28 Problema 9.49.

calientes. El aire está a 140 °F y tiene densidad de 2.06×10^{-3} slugs/ft^3 y viscosidad dinámica de 4.14×10^{-7} lb•s/ft^2. Calcule el número de Reynolds para el flujo si la velocidad es de 20 ft/s.

9.50 La figura 9.29 muestra un sistema en el que fluye alcohol metílico a 77 °F por fuera de los tres tubos mientras que alcohol etílico a 0 °F fluye dentro de los tubos. Calcule la rapidez del flujo de volumen de cada fluido requerida para producir un número de Reynolds de 3.5×10^4 en todas las partes del sistema. Después, calcule la diferencia de presión para cada fluido entre dos puntos separados por 10.5 ft de distancia si el sistema es horizontal. Todas las superficies son de cobre.

9.51 Un sencillo intercambiador de calor es fabricado al soldar la mitad de un tubo de acero estirado de 1¾ in a una placa plana, como se muestra en la figura 9.30. Agua a 40 °F fluye en el espacio cerrado y enfría la placa. Calcule la rapidez del flujo de volumen requerida para que el número de Reynolds del flujo sea de 3.5×10^4. Después, calcule la pérdida de energía en una longitud de 92 in.

9.52 Tres superficies de un paquete de instrumentos se enfrían al soldarles medias secciones de tubería de cobre tal como se muestra en la figura 9.31. Calcule el número de Reynolds para cada sección si por la tubería fluye etilenglicol a 77 °F con velocidad promedio de 15 ft/s. Después, calcule la pérdida de energía en una longitud de 54 in.

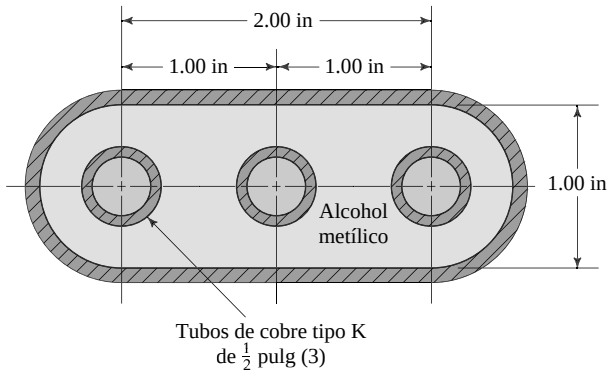


FIGURA 9.29 Problema 9.50.

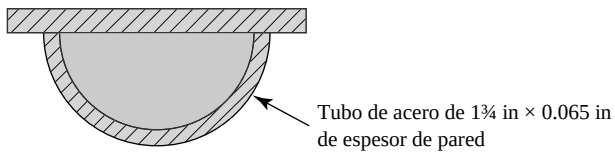


FIGURA 9.30 Problema 9.51.

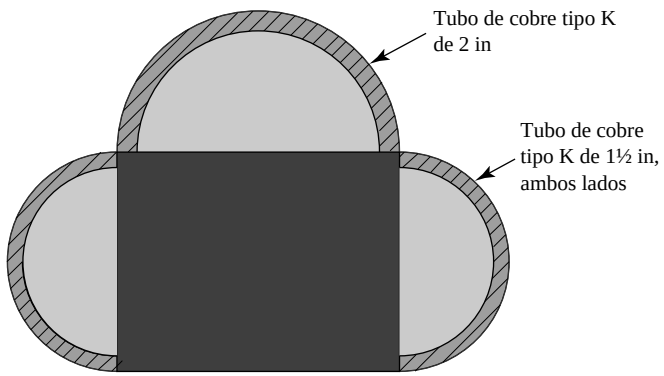


FIGURA 9.31 Problema 9.52.

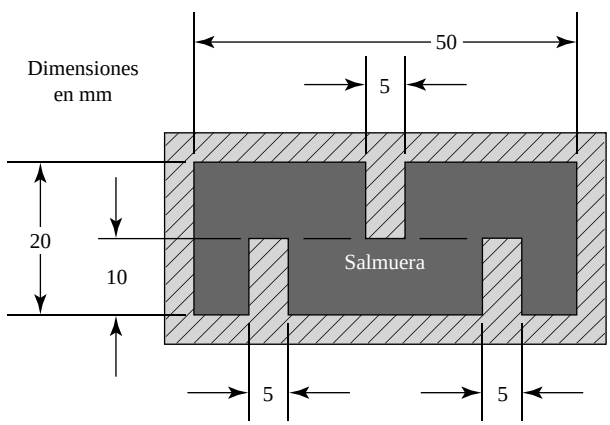


FIGURA 9.32 Problema 9.53.

9.53 En la figura 9.32 se muestra un intercambiador de calor con aletas internas. Calcule el número de Reynolds para el flujo de salmuera (20% de NaCl) a 0 °C con una rapidez del flujo de volumen de 225 L/min en el interior del intercambiador de calor. La salmuera tiene gravedad específica de 1.10. Después, calcule la pérdida de energía en una longitud de 1.80 m. Suponga que la rugosidad de la superficie es similar a la de tubería de acero comercial.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa o una hoja de cálculo que calcule puntos sobre el perfil de velocidad en una tubería para el flujo laminar utilizando la ecuación (9-1). La velocidad promedio puede introducirse. Después, grafique la curva de la velocidad contra el radio. Se pueden introducir incrementos especificados de la posición radial, pero deben incluir la línea central.

2. Modifique la tarea 1 para solicitar la entrada de datos acerca de las propiedades del fluido, el caudal volumétrico y el tamaño de la tubería. Después, calcule la velocidad promedio, el número de Reynolds y los puntos sobre el perfil de velocidad.

3. Escriba un programa o una hoja de cálculo que calcule puntos sobre el perfil de velocidad en un tubo con flujo turbulento a partir de la ecuación (9-2) o de la (9-3). El factor de fricción y la velocidad promedio se pueden introducir. Después, grafique la curva de velocidad contra el radio. El usuario puede introducir incrementos especificados de la posición radial, pero deben incluir la línea central.

4. Modifique la tarea 3 para solicitar la entrada de datos de las propiedades del fluido, el caudal volumétrico, la rugosidad de la pared de la tubería y el tamaño de la tubería. Después, calcule la velocidad promedio, el número de Reynolds, la rugosidad relativa, el factor de fricción y los puntos sobre el perfil de velocidad.

CAPÍTULO
DIEZ

PÉRDIDAS MENORES

PANORAMA GENERAL

En el capítulo 6, la importancia de incluir todas las formas de energía en el análisis de los sistemas de flujo de fluidos se dio a conocer y usted aprendió a aplicar la *ecuación de Bernoulli*. En el capítulo 7, aplicó la *ecuación general de la energía*, que es una extensión de la ecuación de Bernoulli para tomar en cuenta las pérdidas y ganancias de energía que normalmente se producen en los sistemas de flujo reales. En el capítulo 8, aprendió a calcular la magnitud de las pérdidas de energía debidas a la fricción mientras los fluidos fluyen por tuberías y tubos. Para los sistemas de tuberías largas, las pérdidas por fricción pueden ser bastante grandes.

Sin embargo, la mayoría de los sistemas de tuberías también contienen otros elementos que causan pérdidas de energía: válvulas, accesorios (por ejemplo, codos, tes, expansiones, contracciones), entradas y salidas de las tuberías y equipos especiales, como calibradores, medidores de flujo, intercambiadores de calor, filtros y coladores. Por lo general, estas pérdidas se denominan *pérdidas menores*. Sin embargo, la magnitud real de tales pérdidas puede ser importante y, si se considera que puede existir un gran número de válvulas y accesorios, la cantidad acumulada por pérdidas de energía puede ser considerable y es necesario contabilizar todas las pérdidas menores. En la figura 10.1 se muestra una instalación de tubería industrial que ilustra numerosas pérdidas menores.

Exploración

Estudie de nuevo la figura 7.1 incluida en la sección "Panorama General" del capítulo 7. El dibujo muestra un sistema de tuberías industriales que suministran fluidos desde tanques de almacenamiento hasta los procesos que utilizan cada fluido. Haga una lista de todos los componentes del dibujo utilizados para controlar el flujo o para dirigirlo a destinos específicos. Éstos son ejemplos de dispositivos que ocasionan pérdidas de energía en el fluido que fluye.

Además, describa otros sistemas de flujo de fluidos que pueda observar e identifique la trayectoria de la tubería y los otros componentes que causan pérdidas de energía. Comente estos sistemas con sus compañeros y con el profesor o facilitador del curso.

Conceptos introductorios

Aquí usted continuará aprendiendo técnicas útiles para el análisis de problemas reales de distribución en los que existen diversos tipos de componentes de un sistema de flujo. Ya se encuentra cerca de la meta fijada en el capítulo 6, donde se introdujo la ecuación de Bernoulli. Ahí se estableció que en los capítulos 6 a 11 usted continuaría desarrollando conceptos relacionados con el flujo de fluidos en sistemas de tuberías. El objetivo es reunir todos esos conceptos para analizar



FIGURA 10.1 Este sistema de tuberías industriales que contiene numerosas válvulas, codos, tes, calibradores y medidores de flujo es un ejemplo de los sistemas reales que usted aprenderá a analizar en este capítulo y en los capítulos 11 a 13. (*Fuente:* Aleksey Stemmer/Fotolia)

el funcionamiento de tales sistemas, lo cual hará usted en el capítulo 11.

A partir de su estudio sobre el sistema de tuberías industriales de la figura 7.1, ¿cómo compara su lista de componentes de control de fluidos con lo siguiente?

1. El fluido sale del tanque de almacenamiento situado en la parte trasera y fluye por una tubería, llamada *línea de succión*, conectada al lado izquierdo de la bomba. Observe que la línea de succión es algo mayor que la *línea de descarga* instalada al lado derecho de la bomba, lo cual constituye una característica típica de diseño en los sistemas de flujo de fluidos bombeados. También es posible que el tamaño de la línea de succión sea mayor que el del puerto de entrada a la bomba y que el tamaño de la línea de descarga sea mayor que el del puerto de descarga.
2. A medida que se aproxima a la bomba, el flujo pasa a través de la *válvula de cierre de la línea de succión*, la cual permite que el sistema de tuberías quede aislado de la bomba durante el servicio de ésta o al momento de reemplazarla.
3. En la brida del puerto de succión, el tamaño de la tubería puede reducirse mediante un *reductor gradual* que sería necesario si el tamaño de la tubería de aspiración fuera mayor que la conexión estándar proporcionada por el fabricante de la bomba. Como resultado, la velocidad del fluido puede aumentar a medida que se traslada desde la tubería hasta la entrada de succión de la bomba.
4. La bomba, impulsada por un motor eléctrico, extrae el fluido de la línea de succión y le añade energía a medida que lo traslada dentro de la *línea de descarga*. Así, en la línea de descarga el fluido tiene mayor nivel de energía, lo que resulta en una carga de presión más alta.
5. Debido a que la línea de descarga puede ser mayor que el tamaño de salida de la bomba, puede usarse una *ampliación* que incremente el tamaño de salida hasta alcanzar la medida de la línea de descarga. Cuando el fluido circula a través de la ampliación, la velocidad de flujo disminuye.
6. Justo a la derecha de la brida de descarga hay una *te* conectada en la tubería con otra línea en dirección a la parte frontal de la ilustración. Esto permite al operador del sistema dirigir el flujo por cualquiera de las dos vías. La dirección normal es continuar por la línea de descarga principal. Utilizar la vía alterna ocurriría si la válvula hacia la parte frontal de la te está cerrada. Pero si la válvula está abierta, todo el flujo o una parte se dirigiría a la ramificación a través de la te y fluiría por la *válvula* adyacente. Después continuaría a lo largo de la ramificación.
7. Suponga que la válvula instalada en la ramificación se cierra. El fluido continúa en la línea de descarga y se encuentra con otra *válvula*. Normalmente, esta válvula está completamente abierta, lo cual permite que el fluido vaya a su destino. La válvula permite que el sistema se cierre después de la detención de la bomba, con lo que es posible reemplazar o darle servicio a la bomba sin necesidad de vaciar el sistema de tuberías aguas abajo a partir la bomba.
8. Después de fluir a través de la válvula situada en la línea de descarga, otra *te* permite que parte del fluido entre en una ramificación que va hacia la tubería larga que sigue hacia la parte posterior de la ilustración, mientras que la mayor parte del flujo se suministra a otras áreas de la planta. Suponga que parte del flujo sí entra en la ramificación, como se describe a continuación.
9. Después de salir de la te por la ramificación, el fluido se encuentra de inmediato con un *codo* que lo redirige desde una dirección vertical a una horizontal.
10. Después que se traslada por un tramo corto de tubería, el flujo es controlado mediante otra *válvula* situada en la línea para enviarlo hacia el resto del sistema.
11. También en esta sección, hay un *medidor de flujo* que permite al operador medir la cantidad de fluido que fluye en la tubería.
12. Después de fluir a través del medidor, el fluido continúa por la tubería larga hasta el proceso que lo utilizará.

Observe los numerosos dispositivos de control anotados (en cursiva) en esta lista. A través de cada uno de estos dispositivos el sistema pierde energía. Cuando se diseña un sistema de este tipo, es necesario tomar en cuenta esas pérdidas de energía.

Ahora, estudie la lista de otros sistemas de flujo de fluidos que haya visto e identifique otros tipos de elementos que podrían generar pérdidas de energía. A continuación se enumeran algunos ejemplos.

- Considere el sistema de plomería instalado en su casa. Observe cómo circula el agua desde el punto de suministro principal hasta la pileta de la cocina. Anote cada elemento que provoca una obstrucción del flujo (por ejemplo una válvula) o que cambia la dirección o la velocidad del flujo.
- Considere cómo llega el agua a un grifo exterior que puede utilizarse para regar el césped o el jardín. Siga toda la trayectoria del flujo hasta el aspersor.
- ¿Cómo llega el agua desde los pozos o la presa de abastecimiento de la ciudad hasta su casa?
- En un motor de automóvil, ¿cómo se traslada el fluido refrigerante del radiador al motor y de regreso al radiador?
- ¿Cómo es que el líquido limpiaparabrisas llega desde el depósito hasta el parabrisas?
- En un automóvil o una camioneta, ¿cómo llega la gasolina desde el tanque de combustible hasta los puertos de entrada del motor?
- ¿Cómo llega el combustible de un avión desde los tanques de almacenamiento situados en las alas hasta los motores?
- ¿Cómo es que el refrigerante del sistema de aire acondicionado de un automóvil fluye desde el compresor conectado al motor a través del sistema que enfría al automóvil?
- ¿Cómo se traslada el refrigerante de su refrigerador a través del sistema de enfriamiento?
- A una lavadora de ropa, ¿cómo es que le llega el agua desde el sistema de tuberías de la casa hasta la tina de lavado?
- ¿Cómo se drena el agua de una lavadora de ropa desde la tina de lavado y se bombea hasta el desagüe del alcantarillado?

- ¿Cómo es que el agua fluye en una pistola de agua?
- ¿Alguna vez ha visto usted un sistema de lavado a alta presión que se puede utilizar para eliminar suciedad pegajosa de un muelle, una entrada de automóviles o un barco? Siga el flujo del fluido a través de ese tipo de sistema.
- ¿Cómo es que el agua de un edificio de apartamentos o de un hotel llega desde la línea de suministro de la ciudad a cada apartamento o habitación de hotel?
- ¿Cómo fluye el agua desde la línea de suministro de la ciudad a través del sistema de rociadores contra incendio en un edificio de oficinas o almacén para proteger a las personas, los productos y el equipo?
- En un sistema de transmisión hidráulica, ¿cómo fluye el aceite desde la bomba hasta las válvulas de control, los cilindros y otros dispositivos de fluido para accionar los sistemas de automatización industriales, los equipos de construcción, la maquinaria agrícola o el tren de aterrizaje de un avión?
- ¿Cómo es que el aceite de motor es bombeado desde el depósito de aceite para lubricar las partes móviles del motor?
- ¿Cómo se distribuye el fluido lubricante en una pieza compleja de equipo de manufactura hasta las partes móviles más importantes?
- ¿Cómo es que los componentes líquidos de los sistemas de procesamiento de químicos se desplazan por esos sistemas?
- ¿Cómo es que la leche, el jugo o las bebidas refrescantes fluyen a través de los sistemas que finalmente los entregan a la estación de envasado?

¿En qué otros sistemas de flujo de fluidos pensó usted?

Ahora aprenderá a analizar las pérdidas de energía que tienen lugar en estos tipos de sistemas. En este capítulo aprenderá también a determinar la magnitud de las pérdidas menores. Aquí se incluyen descripciones de métodos útiles para analizar las pérdidas de energía debidas a cambios en el área de flujo, cambios de dirección, válvulas y accesorios. Al final del capítulo se incluyen varias referencias completas que presentan información adicional. Vea las referencias 2, 3, 5, 6, 7, 9, 11 y 13.

10.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Reconocer las fuentes de las pérdidas menores.
2. Definir el *coeficiente de resistencia*.
3. Determinar la pérdida de energía para el flujo a través de los siguientes tipos de pérdidas menores:
   - **a.** Ampliación súbita de la trayectoria de flujo.
   - **b.** Pérdida de salida cuando un fluido sale de un tubo y entra en un depósito estático.
   - **c.** Ampliación gradual de la trayectoria de flujo.
   - **d.** Contracción súbita de la trayectoria de flujo.
   - **e.** Contracción gradual de la trayectoria de flujo.
   - **f.** Pérdida de entrada cuando el fluido entra en un tubo desde un depósito estático.
4. Definir el término *vena contracta*.
5. Definir y utilizar la *técnica de longitud equivalente* para el cálculo de pérdidas de energía en válvulas, conexiones y curvas en tuberías.
6. Describir las pérdidas de energía que se producen en un sistema impulsado por fluidos típico.
7. Demostrar cómo se utiliza el *coeficiente de flujo* C_V para evaluar las pérdidas de energía en algunos tipos de válvulas.
8. Utilizar el software PIPE-FLO® para analizar sistemas de flujo de fluidos que tienen pérdidas menores.

10.2 COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de velocidad del fluido a medida que fluye por un codo, por una ampliación o contracción de la sección de flujo o a través de una válvula. Por lo general, los valores experimentales de las pérdidas de energía se reportan en términos de un coeficiente de resistencia, K, de la manera siguiente:

⇨ Pérdida menor usando un coeficiente de resistencia

$$h_L = K(v^2/2g) \qquad \textbf{(10-1)}$$

En la ecuación (10-1), h_L representa la pérdida menor, K el coeficiente de resistencia y v la velocidad de flujo promedio en la tubería en las cercanías de donde se produce la pérdida menor. En algunos casos, puede haber más de una velocidad de flujo, como sucede con las ampliaciones o contracciones. Es muy importante que usted sepa qué velocidad se utiliza con cada coeficiente de resistencia.

El coeficiente de resistencia no tiene dimensiones porque representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la carga de velocidad. La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que causa la pérdida y algunas veces de la velocidad de flujo. En las siguientes secciones se describirá el proceso a seguir para determinar el valor de K y calcular la pérdida de energía en muchos tipos de condiciones de pérdida menor.

Igual que en la ecuación de energía, la carga de velocidad $v^2/2g$ se presenta en la ecuación (10-1) típicamente en las unidades del SI de metros (o N·m/N del fluido que fluye) o en unidades del sistema de uso común en Estados Unidos de pies (o ft-lb/lb del fluido que fluye). Debido a que K es adimensional, la pérdida de energía tiene las mismas unidades.

En la referencia 4 aparece una amplia explicación y tablas de datos de factores K para las pérdidas de energía debidas a cambios en el área de flujo y otras pérdidas menores.

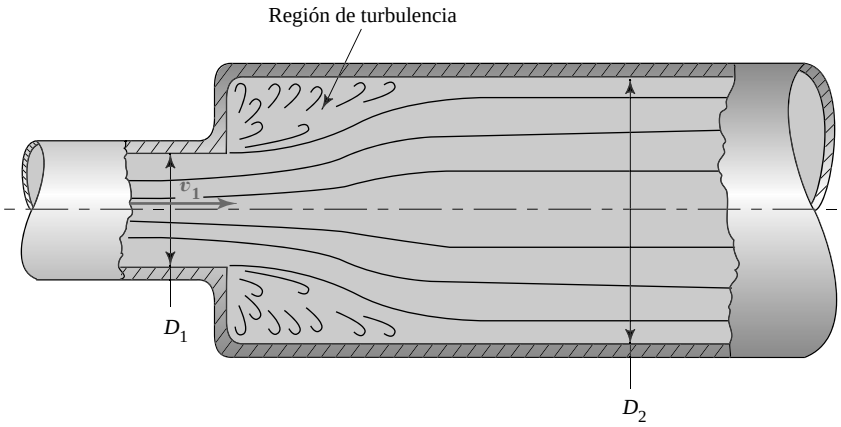


FIGURA 10.2 Ampliación súbita.

10.3 AMPLIACIÓN SÚBITA

A medida que un fluido fluye desde una tubería más pequeña hacia una más grande a través de una ampliación súbita, su velocidad disminuye bruscamente, causando turbulencia, lo cual genera una pérdida de energía. Vea la figura 10.2. Las pruebas han demostrado que la cantidad de turbulencia y, por lo tanto, la cantidad de energía perdida, depende de la relación de los tamaños de las dos tuberías y de la magnitud de la velocidad de flujo presente en la tubería más pequeña. Entonces, es posible adaptar la ecuación 10-1 para formar la siguiente ecuación para este tipo de pérdida menor

$$h_L = K(v_1^2/2g) \qquad \textbf{(10-2)}$$

donde v_1 representa la velocidad de flujo promedio en la tubería más pequeña antes de la ampliación. Los datos para los valores de K se ilustran de manera gráfica en la figura 10.3 y en forma tabular en la tabla 10.1A. En la tabla 10.1B se proporcionan los datos en unidades métricas.

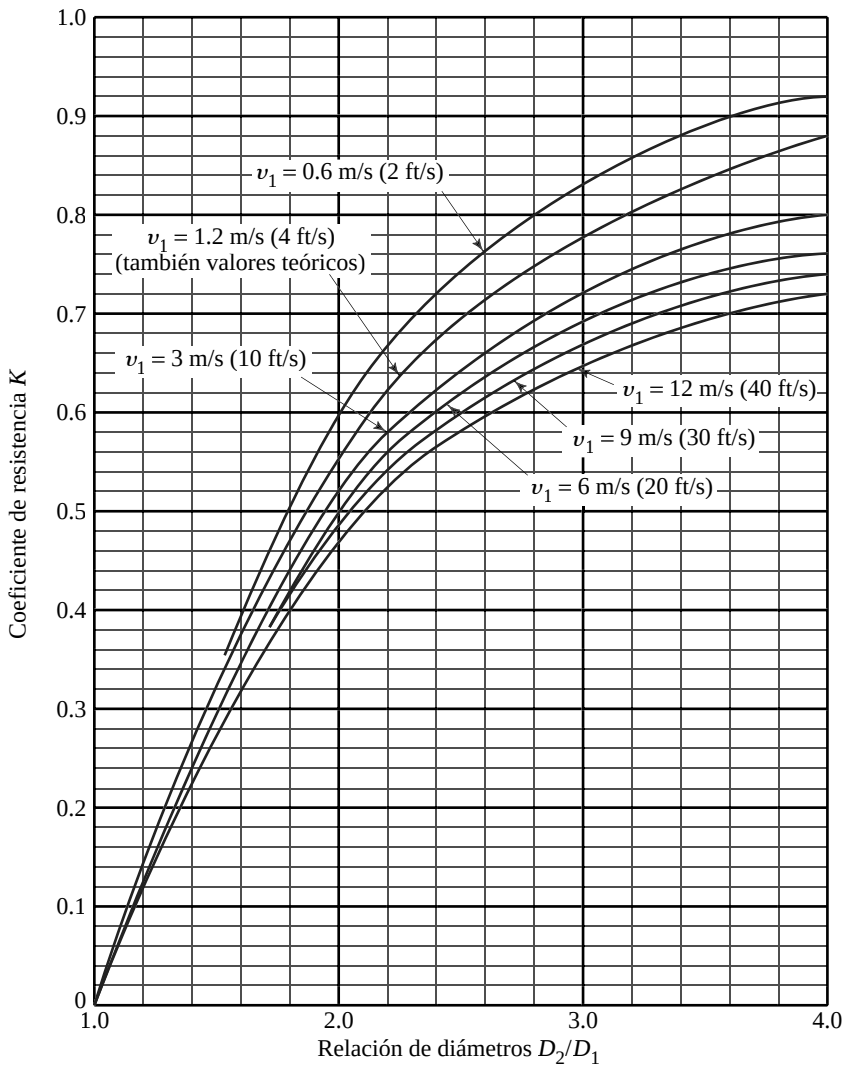


FIGURA 10.3 Coeficiente de resistencia —ampliación súbita.

TABLA 10.1A Coeficiente de resistencia —ampliación súbita—. Datos para la figura 10.3

	Velocidad v_1						
D_2/D_1	0.6 m/s 2 ft/s	1.2 m/s 4 ft/s	3 m/s 10 ft/s	4.5 m/s 15 ft/s	6 m/s 20 ft/s	9 m/s 30 ft/s	12 m/s 40 ft/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
1.4	0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
1.6	0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
1.8	0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
2.0	0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
2.5	0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
3.0	0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
4.0	0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
5.0	0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.82	0.80
∞	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.83	0.81

Si se formulan algunos supuestos de simplificación sobre el carácter de la corriente de flujo a medida que se expande a través de la ampliación súbita, es posible predecir analíticamente el valor de K a partir de la siguiente ecuación:

$$K = [1 - (A_1/A_2)]^2 = [1 - (D_1/D_2)^2]^2 \qquad \textbf{(10-3)}$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones más pequeñas y más grandes, respectivamente, como se muestra en la figura 10.2. En esta ecuación, los valores de K concuerdan bien con los datos experimentales cuando la velocidad v_1 es de aproximadamente 1.2 m/s (4 ft/s). A velocidades más altas, los valores reales de K son más bajos que los valores teóricos, y a velocidades más bajas los valores de K son más altos. Se recomienda utilizar valores experimentales a partir de gráficos o tablas cuando se conozca la velocidad de flujo.

TABLA 10.1B Coeficiente de resistencia —ampliación súbita—. Datos métricos

	Velocidad v_1, m/s										
D_2/D_1	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
1.4	0.26	0.26	0.24	0.23	0.23	0.22	0.22	0.22	0.21	0.21	0.21
1.6	0.40	0.39	0.36	0.35	0.35	0.34	0.33	0.33	0.32	0.32	0.32
1.8	0.51	0.49	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42	0.42	0.41	0.41	0.41
2.0	0.60	0.58	0.54	0.52	0.52	0.51	0.50	0.50	0.49	0.48	0.48
2.5	0.74	0.72	0.67	0.65	0.64	0.63	0.62	0.62	0.61	0.60	0.59
3.0	0.84	0.80	0.75	0.73	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.67	0.66
4.0	0.93	0.89	0.83	0.80	0.79	0.77	0.76	0.75	0.74	0.74	0.73
5.0	0.97	0.93	0.87	0.84	0.83	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76
10.0	1.00	0.98	0.92	0.89	0.87	0.85	0.84	0.83	0.82	0.82	0.81
∞	1.00	1.00	0.94	0.91	0.89	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82

D_2/D_1 —relación entre el diámetro de la tubería más grande y el diámetro de la tubería más pequeña; v_1 —velocidad en la tubería más pequeña.

Fuente: Brater, Ernest F. *et al*. © 1996 *Handbook of Hydraulics*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill, tabla 6-5.

Problema de ejemplo 10.1

Determine la pérdida de energía que se producirá cuando 100 L/min de agua fluyan a través de una ampliación súbita hecha a partir de dos tamaños de tubo hidráulico de cobre. El tubo pequeño tiene 25 mm de diámetro exterior (OD) × 1.5 mm de pared; el tubo grande tiene 80 mm de OD × 2.8 mm de pared. Consulte en el apéndice G.2 las dimensiones y áreas de los tubos.

Solución

Se utiliza el subíndice 1 para la sección ubicada justo delante de la ampliación y el subíndice 2 para la sección localizada aguas abajo de la ampliación y se obtiene

$$D_1 = 22.0\,\text{mm} = 0.022\,\text{m}$$

$$A_1 = 3.801 \times 10^{-4}\,\text{m}^2$$

$$D_2 = 74.4\,\text{mm} = 0.0744\,\text{m}$$

$$A_2 = 4.347 \times 10^{-3}\,\text{m}^2$$

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{100\,\text{L/min}}{3.801 \times 10^{-4}\,\text{m}^2} \times \frac{1\,\text{m}^3/\text{s}}{60\,000\,\text{L/min}} = 4.385\,\text{m/s}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{(4.385)^2}{(2)(9.81)}\text{m} = 0.980\,\text{m}$$

Para encontrar un valor de K, es necesaria la relación de diámetro. Se encuentra que

$$D_2/D_1 = 74.4/22.0 = 3.382$$

En la figura 10.3, se lee $K = 0.740$. Entonces se tiene

$$h_L = K(v_1^2/2g) = (0.740)(0.980\,\text{m}) = 0.725\,\text{m}$$

Este resultado indica que se disipan 0.725 N•m de energía en cada newton de agua que fluye a través de la ampliación súbita.

El siguiente problema ilustra el cálculo de la diferencia de presión entre los puntos 1 y 2.

Problema de ejemplo 10.2

Para los datos del problema de ejemplo 10.1, determine la diferencia entre la presión que hay delante de la ampliación súbita y la presión aguas abajo de dicha ampliación.

Solución

Primero, se escribe la ecuación de la energía:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Al despejar $p_1 - p_2$ resulta

$$p_1 - p_2 = \gamma[(z_2 - z_1) + (v_2^2 - v_1^2)/2g + h_L]$$

Si la ampliación es horizontal, $z_2 - z_1 = 0$. Incluso si fuera vertical, la distancia entre los puntos 1 y 2 suele ser tan pequeña que se considera insignificante. Ahora, al calcular la velocidad en el tubo más grande, se obtiene

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{100\,\text{L/min}}{4.347 \times 10^{-3}\,\text{m}^2} \times \frac{1\,\text{m}^3/\text{s}}{60\,000\,\text{L/min}} = 0.383\,\text{m/s}$$

Al utilizar $\gamma = 9.81\ \text{kN/m}^3$ para el agua y $h_L = 0.725$ m a partir del problema de ejemplo 10.1, se tiene

$$p_1 - p_2 = \frac{9.81\,\text{kN}}{\text{m}^3}\left[0 + \frac{(0.383)^2 - (4.385)^2}{(2)(9.81)}\text{m} + 0.725\,\text{m}\right]$$

$$= -2.43\,\text{kN/m}^2 = -2.43\,\text{kPa}$$

Por lo tanto, p_2 es 2.43 kPa mayor que p_1.

10.4 PÉRDIDA DE SALIDA

Cuando un fluido fluye de una tubería a un depósito o tanque grandes, como se muestra en la figura 10.4, su velocidad disminuye hasta cerca de cero. En el proceso, la energía cinética que posee el fluido en la tubería, indicada por la carga de velocidad $v_1^2/2g$, se disipa. Por lo tanto, la pérdida de energía para esta condición es

$$h_L = 1.0(v_1^2/2g) \qquad \textbf{(10-4)}$$

Esto se conoce como la *pérdida de salida*. Se usa el valor de $K = 1.0$, independientemente de la forma de la salida donde la tubería se conecta a la pared del tanque.

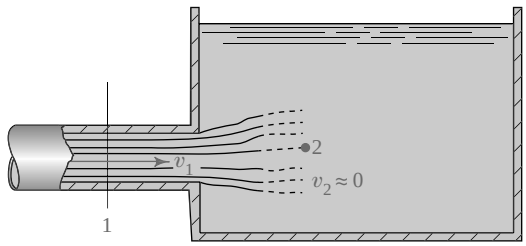


FIGURA 10.4 Pérdida de salida cuando un fluido fluye de una tubería a un depósito estático.

Problema de ejemplo 10.3 Determine la pérdida de energía que se producirá cuando 100 L/min de agua fluyan desde un tubo hidráulico de cobre, con 25.0 mm de OD × 1.5 mm de pared, hasta un tanque grande.

Solución Con base en la ecuación (10-4), se tiene

$$h_L = 1.0(v_1^2/2g)$$

A partir de los cálculos del problema de ejemplo 10.1, se sabe que

$$v_1 = 4.385 \text{ m/s}$$
$$v_1^2/2g = 0.740 \text{ m}$$

Entonces, la pérdida de energía es

$$h_L = (1.0)(0.740 \text{ m}) = 0.740 \text{ m}$$

10.5 AMPLIACIÓN GRADUAL

Si la transición de un tubo pequeño a uno más grande puede ser menos abrupta que la ampliación súbita de bordes cuadrados, se reduce la pérdida de energía. Por lo general, esto se logra mediante la colocación de una sección cónica entre las dos tuberías, como indica la figura 10.5. Las paredes inclinadas del cono tienden a guiar el fluido durante la desaceleración y la expansión de la corriente de flujo. Por lo tanto, el tamaño de la zona de separación y la cantidad de turbulencia se reducen a medida que disminuye el ángulo del cono.

La pérdida de energía para una ampliación gradual se calcula a partir de

$$h_L = K(v_1^2/2g) \qquad \textbf{(10-5)}$$

donde v_1 representa la velocidad en la tubería más pequeña antes de la ampliación. La magnitud de K depende de la relación de diámetro D_2/D_1 y del ángulo θ del cono. En la figura 10.6 y en la tabla 10.2 se proporcionan datos para varios valores de θ y D_2/D_1.

La pérdida de energía calculada a partir de la ecuación (10-5) no incluye la pérdida debida a la fricción generada en las paredes de la transición. Para ángulos de cono relativamente inclinados, la longitud de la transición es corta y, por lo tanto, la pérdida por fricción que se produce en la pared es insignificante. Sin embargo, a medida que disminuye el ángulo del cono, la longitud de la transición aumenta y la fricción de la pared se vuelve significativa. Tomando en cuenta la pérdida por fricción generada en la pared y la pérdida debida a la ampliación, es posible obtener la mínima pérdida de energía con un ángulo de alrededor de 7°.

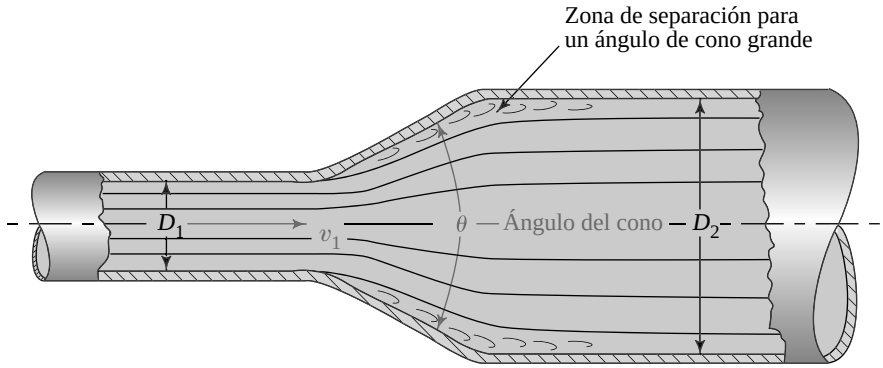


FIGURA 10.5 Ampliación gradual.

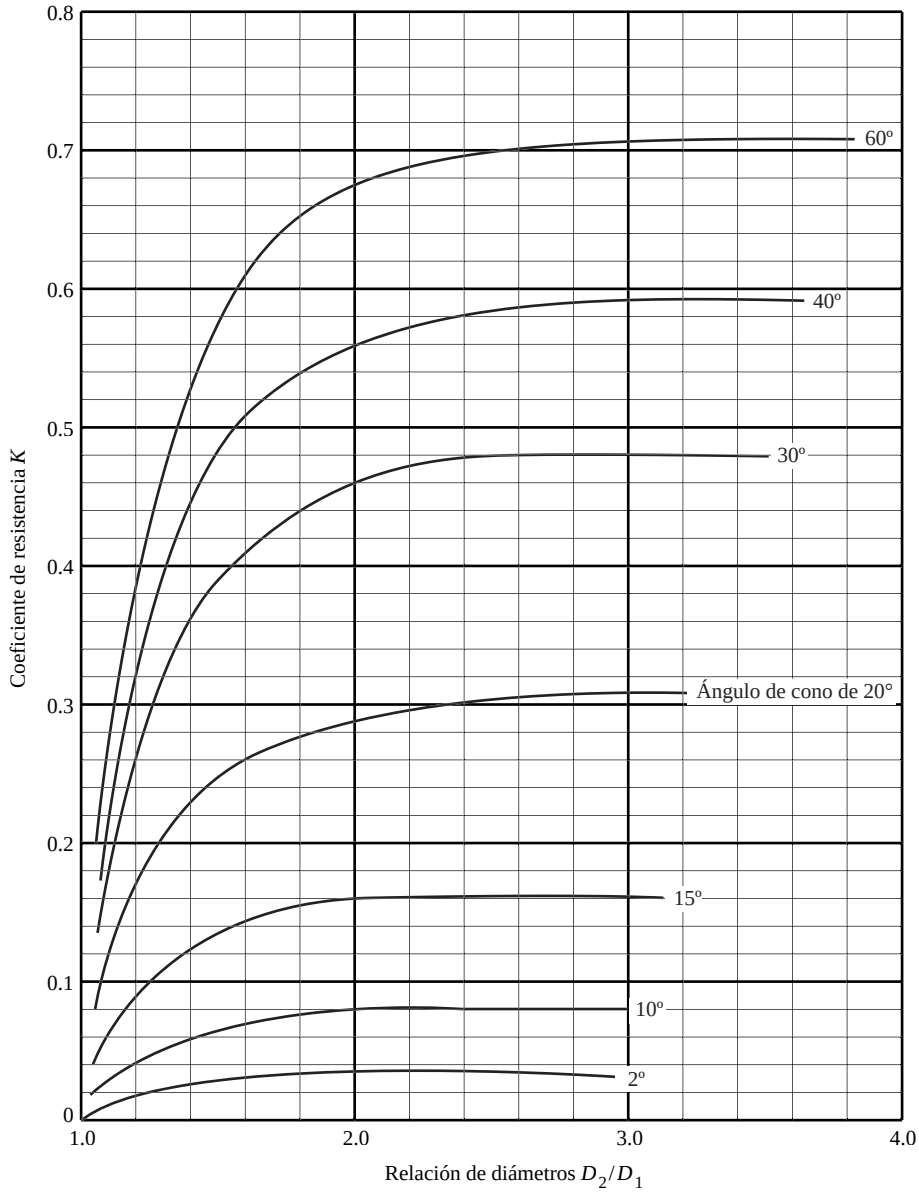


FIGURA 10.6 Coeficiente de resistencia —ampliación gradual.

TABLA 10.2 Coeficiente de resistencia —ampliación gradual

	Ángulo de cono θ											
D_2/D_1	2°	6°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
∞	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

Fuente: Brater, Ernest F., Horace W. King, James E. Lindell y C. Y. Wei. 1996. *Handbook of Hydraulics*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill, tabla 6-6.

Problema de ejemplo 10.4

Determine la pérdida de energía que se producirá cuando 100 L/min de agua fluyan de un pequeño tubo hidráulico de cobre a un tubo más grande a través de una ampliación gradual que tiene un ángulo incluido de 30°. El tubo pequeño tiene 25 mm de OD × 1.5 mm de pared; el tubo grande tiene 80 mm de OD × 2.8 mm de pared.

Solución

Con base en los datos del apéndice G.2 y los resultados de algunos cálculos realizados en problemas de ejemplo anteriores, se sabe que

$$v_1 = 4.385 \text{ m/s}$$
$$v_1^2/2g = 0.980 \text{ m}$$
$$D_2/D_1 = 74.4/22.0 = 3.382$$

A partir de la figura 10.6, se encuentra que $K = 0.48$. Entonces, se tiene

$$h_L = K(v_1^2/2g) = (0.48)(0.980 \text{ m}) = 0.470 \text{ m}$$

En comparación con la ampliación súbita descrita en el problema de ejemplo 10.1, la pérdida de energía disminuye 35 por ciento cuando se utiliza una ampliación gradual de 30°.

Difusor Otro término para nombrar la ampliación es el de *difusor*. La función de un difusor es convertir la energía cinética (representada por la carga de velocidad $v^2/2g$) en energía de presión (representada por la carga de presión p/γ) al desacelerar el fluido cuando fluye de una tubería más pequeña a una más grande. El difusor puede ser súbito o gradual, pero el término se utiliza con mayor frecuencia para describir una ampliación gradual.

El difusor ideal es aquel en el que no se pierde energía mientras desacelera el flujo. Por supuesto, ningún difusor se comporta de manera ideal. Si así fuera, la presión máxima teórica después de la ampliación podría calcularse a partir de la ecuación de Bernoulli,

$$p_1/\gamma + z_1 + v_1^2/2g = p_2/\gamma + z_2 + v_2^2/2g$$

Si el difusor está en un plano horizontal, los términos de la elevación pueden anularse. Entonces el aumento de presión a través del difusor ideal es

⇨ Recuperación de la presión —difusor ideal

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \gamma(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

Con frecuencia, a esto se le llama *recuperación de presión*.

En un *difusor real*, sí ocurren pérdidas de energía y se debe utilizar la ecuación general de la energía:

$$p_1/\gamma + z_1 + v_1^2/2g - h_L = p_2/\gamma + z_2 + v_2^2/2g$$

El aumento de presión se convierte en

⇨ Recuperación de la presión —difusor real

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \gamma[(v_1^2 - v_2^2)/2g - h_L]$$

La pérdida de energía se calcula utilizando los datos y procedimientos de esta sección. La relación de la recuperación de presión a partir del difusor real sobre la del difusor ideal es una medida de la eficacia del difusor.

10.6 CONTRACCIÓN SÚBITA

La pérdida de energía debida a una contracción súbita, como se representa en la figura 10.7, se calcula a partir de

$$h_L = K(v_2^2/2g) \qquad \textbf{(10-6)}$$

donde v_2 representa la velocidad en la tubería pequeña aguas abajo de la contracción. El coeficiente de resistencia K depende de la relación de los tamaños de las dos tuberías y de la velocidad de flujo, tal como indican la figura 10.8 y la tabla 10.3.

El mecanismo por el cual se pierde energía debido a una contracción súbita es bastante complejo. La figura 10.9 ilustra lo que sucede cuando la corriente de flujo converge. En esta figura, las líneas representan las trayectorias de diversas partes de la corriente de flujo, llamadas *líneas de corriente*. Conforme las líneas de corriente se acercan a la contracción, adoptan una trayectoria curva y toda la corriente sigue contrayéndose por alguna distancia más allá de la contracción. Por lo tanto, la sección transversal mínima efectiva del flujo es menor que la de la tubería más pequeña. La sección en la que se produce esta área de flujo mínimo se llama *vena contracta*. Más allá de la vena contracta, la corriente de flujo debe desacelerar y expandirse de nuevo para llenar la tubería. La turbulencia causada por la contracción y la expansión posterior genera pérdida de energía.

Al comparar los valores obtenidos para los coeficientes de pérdida por contracción súbita (figura 10.8) con los de las ampliaciones súbitas (figura 10.3), se observa que la pérdida de energía de una contracción súbita es un tanto menor. En general, la aceleración de un fluido provoca menos turbulencia que su desaceleración para una relación dada de cambio de diámetro.

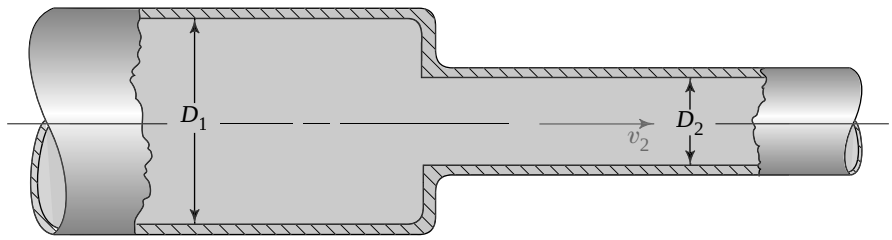


FIGURA 10.7 Contracción súbita.

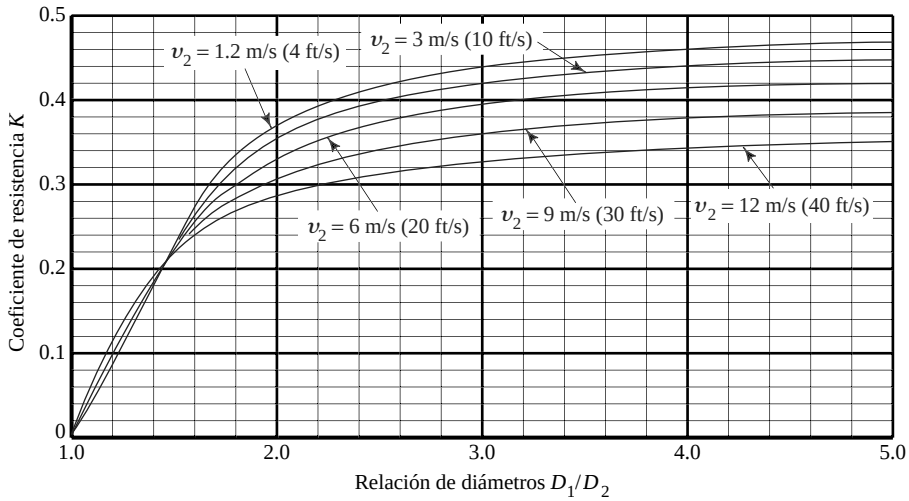


FIGURA 10.8 Coeficiente de resistencia —contracción súbita.

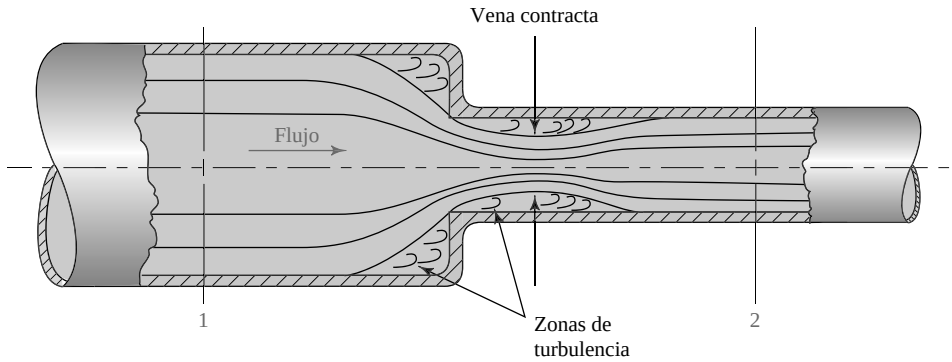


FIGURA 10.9 Vena contracta formada en una contracción súbita.

Problema de ejemplo 10.5 Determine la pérdida de energía que se producirá cuando 100 L/min de agua fluyan de un tubo hidráulico grande de cobre a uno más pequeño mediante una contracción súbita. El tubo grande tiene 80 mm de OD × 2.8 mm de pared. El tubo pequeño tiene 25 mm de OD × 2.5 mm de pared. Los tamaños de tubo y la rapidez de flujo son los mismos que se utilizaron en los problemas de ejemplo anteriores.

Solución A partir de la ecuación (10-6), se tiene

$$h_L = K(v_2^2/2g)$$

Para el tubo de cobre, se sabe que $D_1 = 74.4$ mm, $D_2 = 22.0$ mm y $A_2 = 3.801 \times 10^{-4}$ m^2. Así, es posible encontrar los siguientes valores

$$D_1/D_2 = 74.4/22.0 = 3.383$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{100\ \text{L/min}}{3.801 \times 10^{-4}\ \text{m}^2} \times \frac{1\ \text{m}^3/\text{s}}{60\,000\ \text{L/min}} = 4.385\ \text{m/s}$$

$$v_2^2/2g = 0.980\ \text{m}$$

En la figura 10.7 se puede encontrar que $K = 0.415$. Entonces se tiene

$$h_L = K(v_2^2/g) = (0.415)(0.980\ \text{m}) = 0.407\ \text{m}$$

TABLA 10.3A Coeficiente de resistencia —contracción súbita—. Datos para la figura 10.8

	Velocidad v_2								
D_2/D_1	0.6 m/s 2 ft/s	1.2 m/s 4 ft/s	1.8 m/s 6 ft/s	2.4 m/s 8 ft/s	3 m/s 10 ft/s	4.5 m/s 15 ft/s	6 m/s 20 ft/s	9 m/s 30 ft/s	12 m/s 40 ft/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.1	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
1.2	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11
1.4	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.19	0.20
1.6	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.24
1.8	0.34	0.34	0.34	0.33	0.33	0.32	0.31	0.29	0.27
2.0	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29
2.2	0.40	0.40	0.39	0.39	0.38	0.37	0.35	0.33	0.30
2.5	0.42	0.42	0.41	0.40	0.40	0.38	0.37	0.34	0.31
3.0	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.40	0.39	0.36	0.33
4.0	0.47	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42	0.41	0.37	0.34
5.0	0.48	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44	0.42	0.38	0.35
10.0	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46	0.45	0.43	0.40	0.36
∞	0.49	0.48	0.48	0.47	0.47	0.45	0.44	0.41	0.38

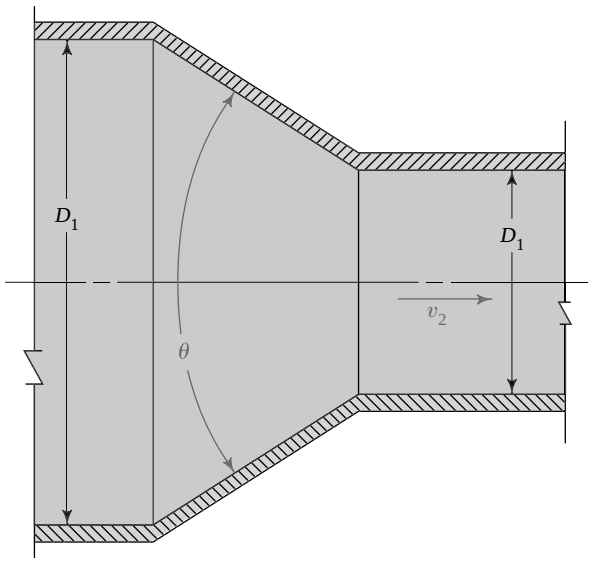
TABLA 10.3B Coeficiente de resistencia —ampliación súbita—. Datos métricos

	Velocidad v_2, m/s										
D_2/D_1	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
1.1	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
1.2	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10
1.4	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19
1.6	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.25	0.24
1.8	0.34	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.31	0.30	0.29	0.29	0.28
2.0	0.38	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
2.2	0.40	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.35	0.34	0.33	0.32
2.5	0.42	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33
3.0	0.44	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35
4.0	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36
5.0	0.48	0.48	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42	0.41	0.39	0.38	0.37
10.0	0.49	0.48	0.47	0.46	0.46	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39
∞	0.49	0.49	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40

D_2/D_1 —relación del diámetro de la tubería más grande sobre el diámetro de la tubería más pequeña; v_2 —velocidad en la tubería más pequeña.

Fuente: Brater, Ernest F., Horace W. King, James E. Lindell y C. Y. Wei. 1996. *Handbook of Hydraulics*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill, tabla 6-7.

FIGURA 10.10 Contracción gradual.



10.7 CONTRACCIÓN GRADUAL

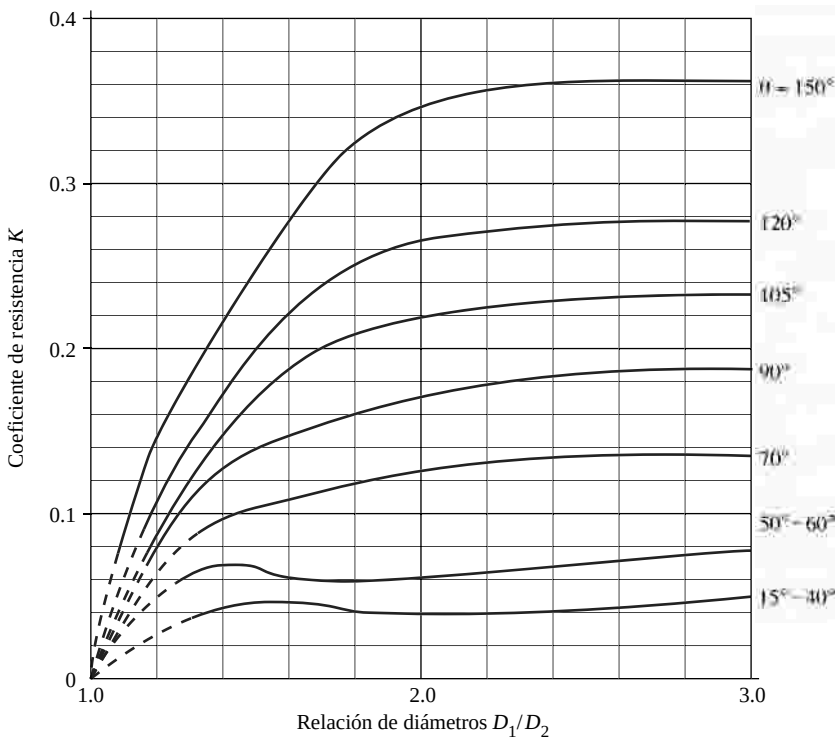
La pérdida de energía en una contracción puede reducirse de manera sustancial si la contracción se vuelve más gradual. La figura 10.10 muestra una contracción gradual formada por una sección cónica entre los dos diámetros con cortes agudos en las uniones. El ángulo θ se llama *ángulo de cono*.

La figura 10.11 muestra los datos (tomados de la referencia 8) necesarios para el coeficiente de resistencia contra la relación de diámetro para varios valores del ángulo de cono. La pérdida de energía se calcula a partir de la ecuación (10-6), donde el coeficiente de resistencia se basa en la carga de velocidad presente en la tubería más pequeña después de la contracción. Estos datos corresponden a números de Reynolds mayores que 1.0×10^5. Observe que para ángulos ubicados por encima del amplio rango de entre 15° y 40 °, $K = 0.05$ o menos, un valor muy bajo. Para ángulos de hasta 60°, K es menor que 0.08.

A medida que el ángulo de cono de la contracción disminuye por debajo de 15°, el coeficiente de resistencia se incrementa realmente, como ilustra la figura 10.12. La razón es que los datos incluyen los efectos tanto de la turbulencia local causada por la separación del flujo como de la fricción de la tubería. Para ángulos de cono más pequeños, la transición entre los dos diámetros es muy larga, lo que aumenta las pérdidas por fricción.

Al redondear el extremo de la transición cónica para mezclarlo con la tubería más pequeña, es posible disminuir el coeficiente de resistencia por debajo de los valores mostrados en la figura 10.11. Por ejemplo, en la figura 10.13, que muestra una contracción con un ángulo incluido de 120° y $D_1/D_2 = 2.0$, el valor de K disminuye desde aproximadamente 0.27 hasta 0.10 con un radio de sólo 0.05 (D_2), donde D_2 es el diámetro interior de la tubería más pequeña.

FIGURA 10.11 Coeficiente de resistencia —contracción gradual con $\theta \geq 15°$.



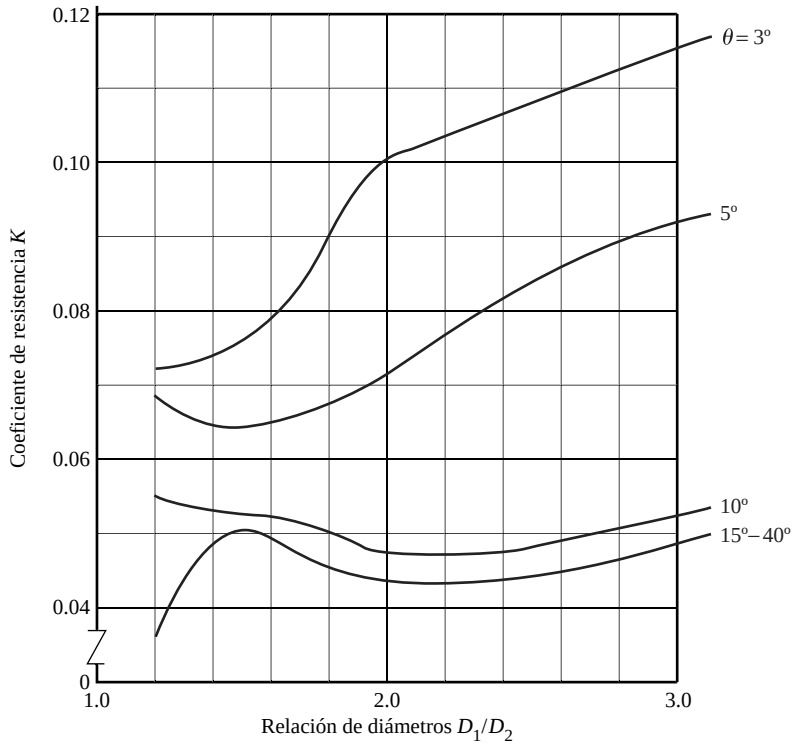


FIGURA 10.12 Coeficiente de resistencia —contracción gradual con $\theta < 15°$.

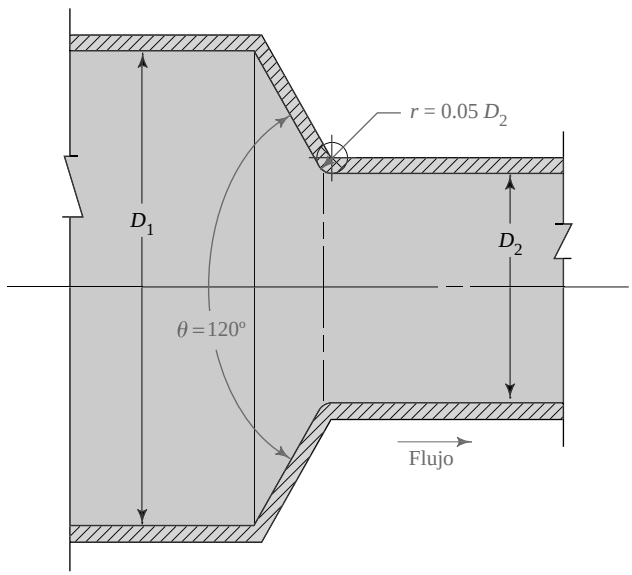


FIGURA 10.13 Contracción gradual con un extremo redondeado en el diámetro pequeño.

10.8 PÉRDIDA DE ENTRADA

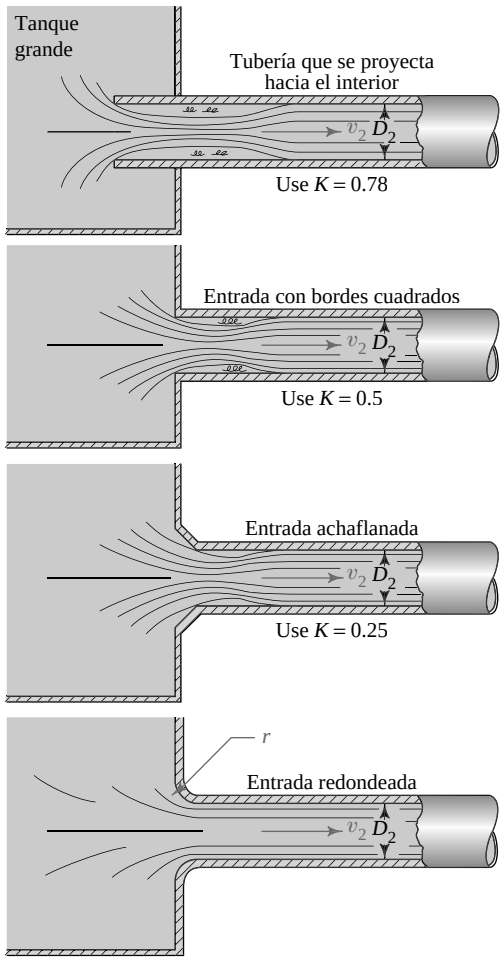
Un caso especial de una contracción se produce cuando un fluido fluye desde un depósito o tanque relativamente grande hacia una tubería. El fluido se debe acelerar desde una velocidad insignificante hasta la velocidad de flujo que haya en la tubería. La facilidad con que se lleva a cabo la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y, por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada.

La figura 10.14 muestra cuatro configuraciones diferentes y el valor sugerido de K para cada configuración. Las líneas de corriente ilustran el flujo de fluido en la tubería y muestran que la turbulencia asociada con la formación de una vena contracta en el tubo es una causa importante de la pérdida de energía. Esta condición es más severa para la entrada que se proyecta hacia el interior, para la cual la referencia 2 recomienda un valor de $K = 0.78$ que se utilizará en los problemas de este libro. En la referencia 8 se da una estimación más precisa del coeficiente de resistencia para una entrada que se proyecta hacia el interior. Para una *entrada bien redondeada con* $r/D_2 > 0.15$, no se forma una vena contracta, la pérdida de energía es bastante pequeña, y se utiliza $K = 0.04$.

En resumen, después de seleccionar un valor para el coeficiente de resistencia de la figura 10.14, podemos calcular la pérdida de energía en una entrada a partir de

$$h_L = K(v_2^2/2g) \qquad \textbf{(10-7)}$$

donde v_2 es la velocidad de flujo en la tubería.



r/D_2	K	
0	0.50	
0.02	0.28	
0.04	0.24	
0.06	0.15	
0.10	0.09	
>0.15	0.04	(Bien redondeada)

FIGURA 10.14 Coeficientes de resistencia de entrada.

Problema de ejemplo 10.6 Determine la pérdida de energía que se producirá cuando fluyan 100 L/min de agua desde un depósito hasta un tubo hidráulico de cobre que tiene 25 mm de OD × 1.5 mm de pared, (a) a través de un tubo que se proyecta en el interior y (b) a través de una entrada bien redondeada.

Solución Inciso (a): Para el tubo, $D_2 = 22.0$ mm y $A_2 = 3.801 \times 10^{-4}$ m^2. Entonces, se obtiene

$$v_2 = Q/A_2 = 4.385 \text{ m/s} \qquad \text{(según el problema de ejemplo 10.1)}$$
$$v_2^2/2g = 0.980 \text{ m}$$

Para una entrada que se proyecta hacia el interior, $K = 0.78$. Entonces, se tiene

$$h_L = (0.78)(0.980 \text{ m}) = 0.764 \text{ m}$$

Inciso (b): Para una entrada bien redondeada, $K = 0.04$. Entonces, se tiene

$$h_L = (0.04)(0.980 \text{ m}) = 0.039 \text{ m}$$

10.9 COEFICIENTES DE RESISTENCIA PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS

A partir de diversos fabricantes, se dispone de muchos tipos de válvulas y accesorios para su especificación e instalación en sistemas de flujo de fluidos. Las válvulas se utilizan para controlar la cantidad de flujo y pueden ser de globo, de ángulo, de compuerta, de mariposa, de retención de distintos tipos y de muchas configuraciones más. Vea en las figuras 10.15 a 10.22 algunos ejemplos. Los accesorios guían la trayectoria del flujo o causan un cambio en el tamaño de la trayectoria del flujo. Incluyen codos de varios diseños, tes, reductores, boquillas y toberas. Vea las figuras 10.23 y 10.24.

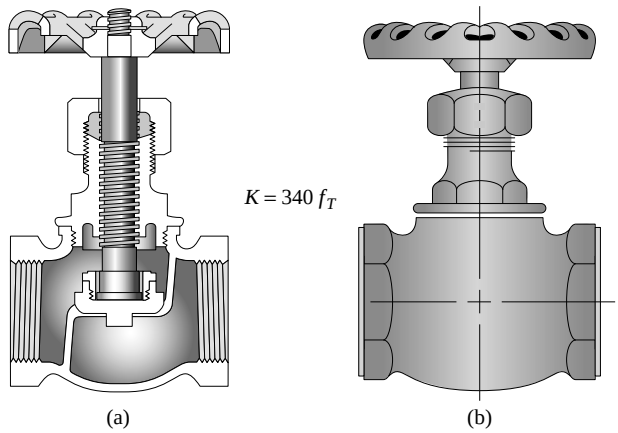


FIGURA 10.15 Válvula de globo. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

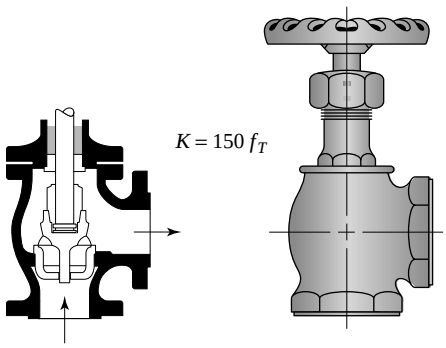


FIGURA 10.16 Válvula de ángulo. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

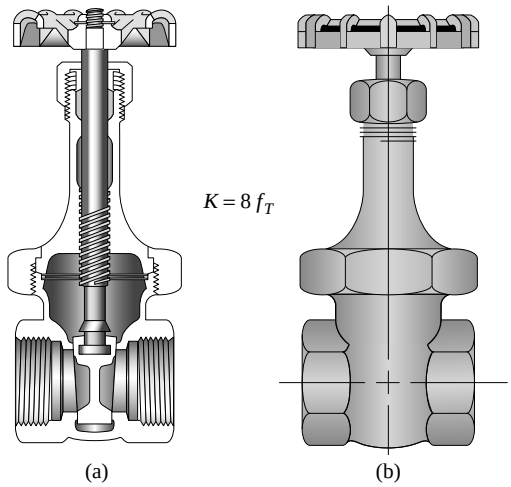


FIGURA 10.17 Válvula de compuerta. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

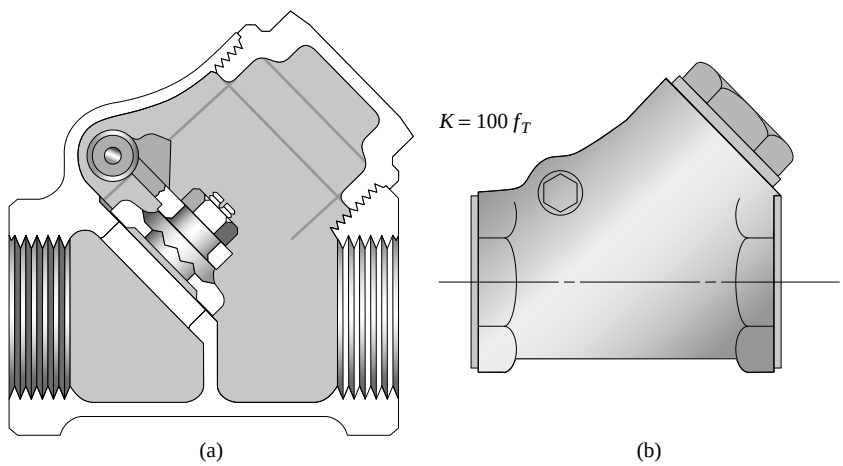


FIGURA 10.18 Válvula de retención —tipo oscilante—. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

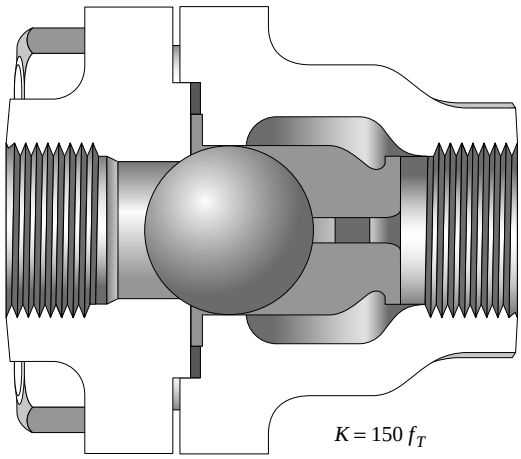


FIGURA 10.19 Válvula de retención —tipo bola—. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

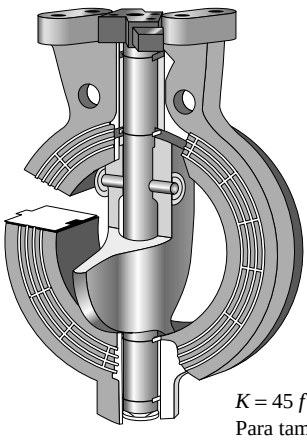


FIGURA 10.20 Válvula de mariposa. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

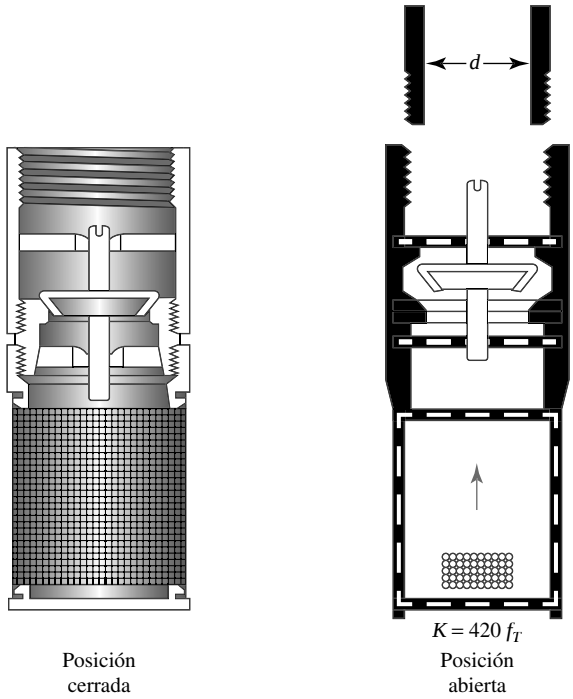


FIGURA 10.21 Válvula de pie con filtro —tipo disco de vástago—. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

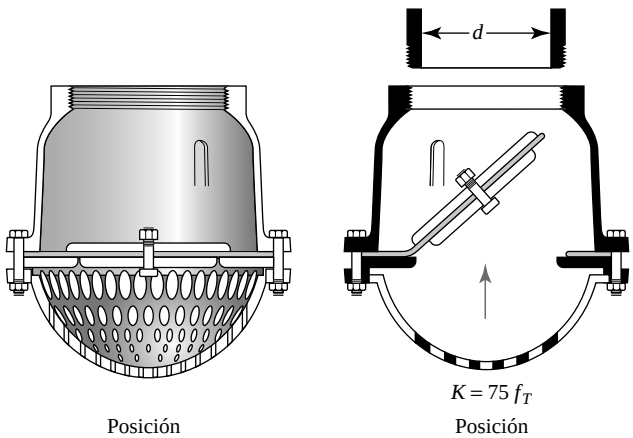
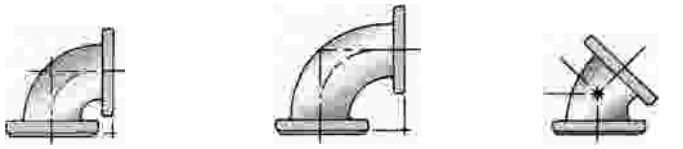


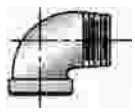
FIGURA 10.22 Válvula de pie con filtro —disco de bisagras—. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)



$K = 30f_T$ (a) Codo de 90°

$K = 20f_T$ (b) Codo de 90° y radio largo

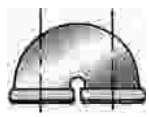
$K = 16f_T$ (c) Codo de 45°



$K = 50f_T$ (d) Codo de 90° para calle



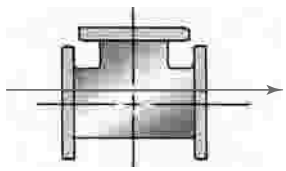
$K = 26f_T$ (e) Codo de 45° para calle



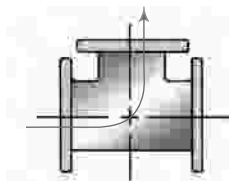
$K = 50f_T$ (f) Codo de retorno

FIGURA 10.23 Codos de tubería. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)

FIGURA 10.24 Tes estándar. (Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2009. Todos los derechos reservados)



$K = 20f_T$ (a) Flujo por la línea principal



$K = 60f_T$ (b) Flujo por ramificación

Es importante determinar los datos de resistencia para el tipo y tamaño particulares elegidos porque la resistencia depende de la geometría de la válvula o del accesorio. Además, diferentes fabricantes pueden presentar datos de distintas formas.

Los datos aquí mostrados han sido tomados de la referencia 2, que incluye una lista mucho más extensa. Vea también el recurso de internet 1. Las referencias 2, 6, 10, 12 y 13 proporcionan un amplio análisis y bastante información sobre las válvulas.

La pérdida de energía experimentada a medida que el fluido fluye a través de una válvula o un accesorio se calcula a partir de la ecuación (10-1) tal como se utilizó para las pérdidas menores ya estudiadas. Sin embargo, el método para determinar el coeficiente de resistencia K es diferente. El valor de K se reporta en la forma

$$K = (L_e/D)f_T \qquad \textbf{(10-8)}$$

El valor de L_e/D, llamada relación de longitud equivalente, se reporta en la tabla 10.4 y se considera constante para un tipo dado de válvula o accesorio. Al valor de L_e se le denomina longitud equivalente y representa la longitud de un tubo recto del mismo diámetro nominal que la válvula y que tendría la misma resistencia que la válvula. El término D es el diámetro interior real de la tubería.

El término f_t es el factor de fricción presente en la tubería a la que está conectada la válvula o el accesorio, *llevado hasta la zona de turbulencia completa*. En la figura 8.7, el diagrama de Moody, observe que la zona de turbulencia completa se encuentra en el área situada más a la derecha, donde el factor de fricción es independiente del número de Reynolds. La línea discontinua, que por lo general corre en diagonal a través del diagrama, divide la zona de turbulencia completa a partir de la zona de transición hasta la izquierda.

Los valores para f_T varían con el tamaño de la tubería y la válvula, lo cual ocasiona que el valor del coeficiente de resistencia K también varíe. En la tabla 10.5 se muestran los valores de f_T para los tamaños estándar de una tubería de acero comercial, nueva y limpia.

Algunos diseñadores de sistemas prefieren calcular la longitud de la tubería equivalente para una válvula y combinar dicho valor con la longitud real de la tubería. A partir de la ecuación (10-8), es posible despejar L_e:

$$L_e = KD/f_T \qquad \textbf{(10-9)}$$

También se puede calcular $L_e = (L_e/D)D$. Note, sin embargo, que esto sería válido sólo si el flujo presente en la tubería se encontrara en la zona de turbulencia completa.

Si la tubería es diferente en alguna forma de una tubería de acero comercial cédula 40 nueva y limpia, es necesario calcular la rugosidad relativa D/ε y, después, utilizar el diagrama de Moody para determinar el factor de fricción en la zona de turbulencia completa, f_T.

TABLA 10.4 Resistencia en válvulas y accesorios expresada como la longitud equivalente en diámetros de tubería, L_e/D

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo —totalmente abierta	340
Válvula de ángulo —totalmente abierta	150
Válvula de compuerta —totalmente abierta	8
—abierta ¾	35
—abierta ½	160
—abierta ¼	900
Válvula de retención —tipo oscilante	100
Válvula de retención —tipo bola	150
Válvula de mariposa —totalmente abierta, 2-8 in	45
—10-14 in	35
—16-24 in	25
Válvula de pie —tipo disco de vástago	420
Válvula de pie —tipo disco de bisagras	75
Codo estándar de 90°	30
Codo de 90° y radio largo	20
Codo de 90° para calle	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de 45° para calle	26
Doblez de retorno cerrado	50
Te estándar —con flujo por la línea principal	20
—con flujo por la ramificación	60

(Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids trough Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2011. Todos los derechos reservados).

TABLA 10.5 Factor de fricción en la zona de turbulencia completa para tubería de acero comercial, cédula 40, nueva y limpia

Tamaño nominal de la tubería		Factor de fricción, f_T	Tamaño nominal de la tubería		Factor de fricción, f_T
Estados Unidos (in)	Métrico (mm)		Estados Unidos (in)	Métrico (mm)	
½	DN 15	0.026	3, 3½	DN 80, DN 90	0.017
¾	DN 20	0.024	4	DN 100	0.016
1	DN 25	0.022	5, 6	DN 125, DN 150	0.015
1¼	DN 32	0.021	8	DN 200	0.014
1½	DN 40	0.020	10-14	DN 250 a DN 350	0.013
2	DN 50	0.019	16-22	DN 400 a DN 550	0.012
2½	DN 65	0.018	24-36	DN 600 a DN 900	0.011

PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR LA PÉRDIDA DE ENERGÍA CAUSADA POR VÁLVULAS Y ACCESORIOS MEDIANTE LA ECUACIÓN (10-8)

1. Encuentre la L_e/D para la válvula o el accesorio a partir de la tabla 10.4.

2a. *Si la tubería es de acero, cédula 40, nueva y limpia*:
Encuentre f_T en la tabla 10.5.

2b. *Para otros materiales o cédulas de la tubería*:
Determine la rugosidad de la pared de la tubería a partir de la tabla 8.2.
Calcule D/ε.
Utilice el diagrama de Moody, figura 8.7, para determinar f_T en la zona de turbulencia completa.

3. Calcule $K = f_T(L_e/D)$.
4. Calcule $h_L = K(v_p^2/2g)$, donde v_p representa la velocidad en la tubería.

Problema de ejemplo 10.7

Determine el coeficiente de resistencia K para una válvula de globo completamente abierta colocada en una tubería de acero de 6 in cédula 40.

Solución

En la tabla 10.4 se encuentra que la relación de longitud equivalente L_e/D para una válvula de globo completamente abierta es 340. La tabla 10.5 muestra que $f_T = 0.015$ para una tubería de 6 in. Entonces,

$$K = (L_e/D)f_T = (340)(0.015) = 5.10$$

Si usamos $D = 0.5054$ ft para la tubería, resulta que la longitud equivalente es

$$L_e = KD/f_T = (5.10)(0.5054 \text{ ft})/(0.015) = 172 \text{ ft}$$

O bien, si el flujo se da en la zona de turbulencia completa,

$$L_e = (L_e/D)D = (340)(0.5054 \text{ ft}) = 172 \text{ ft}$$

Problema de ejemplo 10.8

Calcule la caída de presión a través de una válvula de globo completamente abierta colocada en una tubería de acero de 4 in cédula 40 que conduce 400 gal/min de aceite (sg = 0.87).

Solución

La figura 10.25 muestra un bosquejo de la instalación. Para determinar la caída de presión, se debe escribir la ecuación de la energía para el flujo entre los puntos 1 y 2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

La pérdida de energía h_L es la pérdida menor debida sólo a la válvula. La caída de presión es la diferencia entre p_1 y p_2. Al despejar esta diferencia de la ecuación de la energía, resulta

$$p_1 - p_2 = \gamma\left[(z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L\right]$$

Pero $z_1 = z_2$ y $v_1 = v_2$. Entonces se tiene

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L$$

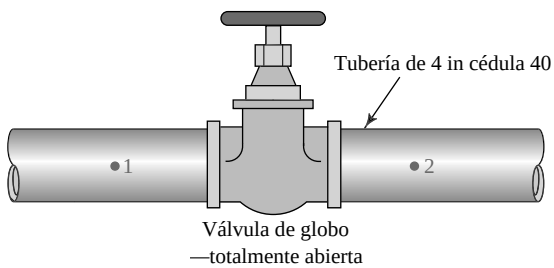


FIGURA 10.25 Válvula de globo para el problema de ejemplo 10.8.

La ecuación (10-1) se utiliza para determinar h_L:

$$h_L = K \times \frac{v^2}{2g} = f_T \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

La velocidad v es la velocidad de flujo promedio en la tubería de 4 in. Para la tubería, $D = 0.3355$ ft y $A = 0.0884$ ft^2. Entonces, se tiene

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{400\ \text{gal/min}}{0.0884\ \text{ft}^2} \times \frac{1\ \text{ft}^3/\text{s}}{449\ \text{gal/min}} = 10.08\ \text{ft/s}$$

En la tabla 10.5 se encuentra que $f_T = 0.016$ para una tubería de 4 in. Para la válvula de globo, $L_e/D = 340$. Entonces,

$$K = f_T \frac{L_e}{D} = (0.016)(340) = 5.44$$

$$h_L = K \times \frac{v^2}{2g} = (5.44)\frac{(10.08)^2}{(2)(32.2)}\ \text{ft} = 8.58\ \text{ft}$$

Para el aceite, $\gamma = (0.870)(62.4\ \text{lb/ft}^3)$. Así, se tiene que

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L = \frac{(0.870)(62.4)\ \text{lb}}{\text{ft}^3} \times 8.58\ \text{ft} \times \frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}$$

$$p_1 - p_2 = 3.24\ \text{psi}$$

Por lo tanto, en el aceite la presión disminuye en 3.24 psi a medida que fluye a través de la válvula. Además, por cada libra de aceite que fluye a través de la válvula se registra una pérdida de energía de 8.58 lb-ft.

Problema de ejemplo 10.9

Calcule la pérdida de energía para el flujo de 500 m^3/h de agua a través de una te estándar conectada a una tubería de hierro dúctil de 6 in y no recubierta. El flujo pasa por la ramificación.

Utilice el *procedimiento para calcular la pérdida de energía*.

Solución

1. Con base en la tabla 10.4, $L_e/D = 60$.
2. Para la tubería de hierro dúctil, $\varepsilon = 2.4 \times 10^{-4}$ m (tabla 8.2) y $D = 0.159$ m (apéndice I). La rugosidad relativa es $D/\varepsilon = (0.159\ \text{m})/(2.4 \times 10^{-4}\ \text{m}) = 663$.

A partir del diagrama de Moody, $f_T = 0.022$ en la zona de turbulencia completa.

3. El coeficiente de resistencia es $K = f_T(L_e/D) = (0.022)(60) = 1.32$.
4. En la tubería, la velocidad es

$$v_p = \frac{Q}{A} = \frac{500\ \text{m}^3}{\text{h}} \frac{1\text{h}}{3600\ \text{s}} \frac{1}{0.01993\ \text{m}^2} = 6.97\ \text{m/s}$$

Entonces la pérdida de energía es

$$h_L = K(v_p^2/2g) = (1.32)(6.97\ \text{m/s})^2/[(2)(9.81\ \text{m/s}^2)] = 3.27\ \text{m}$$

10.10 APLICACIÓN DE VÁLVULAS ESTÁNDAR

En la sección anterior se mostraron varios tipos de válvulas que se utilizan de manera común en los sistemas de distribución de fluidos. Las figuras 10.15 a 10.24 muestran dibujos y fotografías en sección de la configuración de estas válvulas. La resistencia depende en gran medida de la trayectoria del fluido a medida que se desplaza hacia, a través de y desde la válvula. Una válvula con una trayectoria más restringida causará más pérdidas de energía. Por lo tanto, es necesario seleccionar cuidadosamente el tipo de válvula si se desea que el sistema esté diseñando de manera eficiente con pérdidas de energía relativamente bajas. En esta sección se describen las características generales de las válvulas mostradas. Usted debe buscar datos similares para otros tipos de válvulas. Vea los recursos de internet 1 a 6.

Válvula de globo La figura 10.15 muestra la construcción interna y la apariencia externa de la válvula de globo. Un giro de la manija hace que el dispositivo de sellado se eleve verticalmente hacia fuera del asiento. Es una de las válvulas más comunes y es relativamente barata. Sin embargo, es una de las válvulas de menor rendimiento en términos de pérdidas de energía. Observe que el factor de resistencia K es

$$K = f_T(L_e/D) = 340 f_T$$

Este factor de resistencia se encuentra entre los más altos de los listados en la tabla 10.4. Se usaría donde no hay problema real creado por la pérdida de energía. La pérdida de energía se produce porque el fluido debe recorrer una trayectoria compleja desde la entrada hasta la salida, trasladándose primero hacia arriba y luego hacia abajo alrededor del asiento de la válvula; después, gira de nuevo para dirigirse a la salida. Se crea mucha turbulencia.

Otro uso de la válvula de globo es para *estrangular el flujo* en un sistema. El término *estrangular* se refiere a agregar deliberadamente resistencia al flujo para controlar la cantidad de fluido suministrado. Un ejemplo es un grifo simple para una manguera de jardín. Usted puede optar por abrir la válvula por completo para obtener el máximo caudal de agua hacia su jardín o césped. Al cerrar parcialmente la válvula, sin embargo, se puede obtener un caudal menor para una aspersión más suave o para bañar el perro. Un cierre parcial de la válvula proporciona más restricción y aumenta la caída de presión desde la entrada hasta la salida. El resultado es un menor flujo. Consulte las figuras 9.11 y 9.12 para ver ilustraciones de la dinámica de fluidos en computadora del flujo a través de una válvula de globo. Ahí puede usted apreciar la compleja trayectoria que sigue el fluido, lo cual causa grandes pérdidas de energía.

Si la válvula de globo se utilizara en un sistema de tuberías comercial, donde no es necesaria una estrangulación, habría un gran desperdicio de energía. Deberían considerarse válvulas más eficientes con valores más bajos de L_e/D.

Válvulas de ángulo La figura 10.16 muestra la apariencia externa de la válvula de ángulo y un bosquejo de sus pasajes internos. La construcción es muy similar a la de la válvula de globo. Sin embargo, la trayectoria es un poco más sencilla porque el fluido entra a través del puerto inferior, se desplaza alrededor del asiento de la válvula, y vuelve a salir a la derecha. El factor de resistencia K es

$$K = f_T(L_e/D) = 150f_T$$

Válvulas de compuerta La válvula de compuerta de la figura 10.17 se muestra en la posición cerrada. Al girar la manija, la compuerta se eleva verticalmente fuera de la trayectoria de flujo. Cuando la compuerta está completamente abierta, hay muy poca obstrucción en la trayectoria de flujo como para causar turbulencia en la corriente de flujo del fluido. Por lo tanto, éste es uno de los mejores tipos de válvula disponibles para limitar la pérdida de energía. El factor de resistencia K es

$$K = f_T(L_e/D) = 8f_T$$

En una instalación dada, la válvula de compuerta completamente abierta tendría sólo 2.4% ($8/340 \times 100\%$) de la pérdida de energía causada por una válvula de globo. A menudo, el mayor costo de la válvula se justifica por el ahorro de energía obtenido durante la vida útil del sistema.

La válvula de compuerta se podría utilizar para generar un estrangulamiento al cerrar parcialmente la válvula, con lo cual se coloca de nuevo la compuerta en la corriente de flujo en algún grado. En la tabla 10.4 se presentan datos muestrales para las posiciones parcialmente cerradas. Note que son altamente no lineales y se debe tener cuidado para obtener el caudal deseado mediante el estrangulamiento. También debe considerarse el desgaste producido en las guías y en las superficies de sellado.

Una versión modificada de una válvula de compuerta, llamada *válvula de guillotina*, es un elemento estándar que puede obtenerse con proveedores seleccionados. El diseño de este tipo de válvula es similar al de válvula de compuerta mostrado en la figura 10.17, excepto que la compuerta es una hoja delgada en lugar del estilo más grueso que se muestra. Las características de funcionamiento y los factores K de estos dos diseños son similares. Algunos usuarios prefieren la válvula de guillotina, especialmente al manipular fluidos más pesados o lodos que pueden contener cantidades importantes de sólidos.

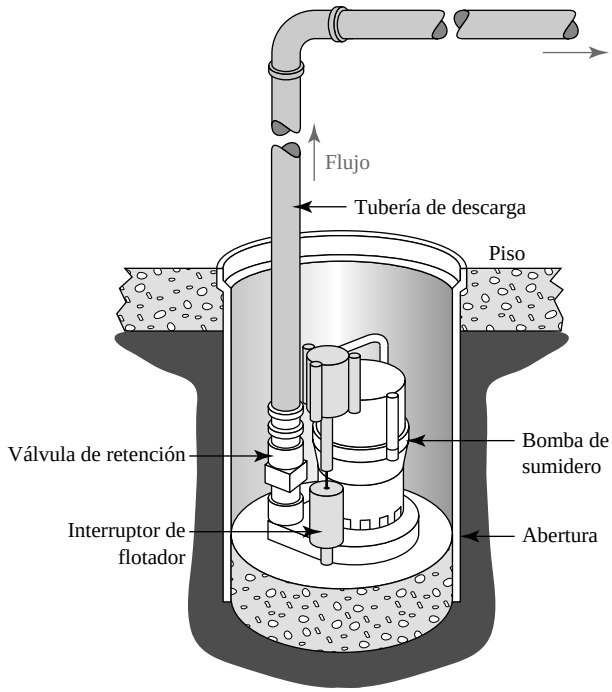


FIGURA 10.26 Sistema de bomba de sumidero con válvula de retención.

Válvulas de retención La función de una válvula de retención es permitir el flujo en una dirección mientras se le detiene en la dirección opuesta. En la figura 10.26 se muestra un uso típico, donde una bomba de sumidero desplaza fluido desde un sumidero situado por debajo del nivel del piso hasta el exterior de una casa o edificio comercial para mantener seca un área subterránea. La bomba extrae el agua del sumidero y la obliga a pasar por la tubería de descarga. Cuando se reduce el nivel de agua en el sumidero hasta un grado aceptable, la bomba se apaga. En ese momento, usted no desearía que el agua que estaba en la tubería fluyera hacia abajo a través de la bomba y volviera a llenar parcialmente el sumidero. El uso de una válvula de retención a la salida del puerto de descarga de la bomba impide que esto suceda. La válvula de retención se cierra inmediatamente cuando la presión que hay en el lado de salida excede la del lado de entrada.

Las figuras 10.18 y 10.19 muestran dos tipos de válvula de retención, el tipo bola y el tipo oscilante. Existen otros diversos diseños disponibles. Cuando está abierta, la válvula de retención oscilante proporciona una restricción moderada al flujo del fluido, dando como resultado un factor de resistencia de

$$K = f_T(L_e/D) = 100f_T$$

La retención de bola ocasiona mayor restricción porque el fluido debe fluir completamente alrededor de la bola. Sin embargo, la retención de bola suele ser más pequeña y más simple que la retención oscilante. Su resistencia es

$$K = f_T(L_e/D) = 150f_T$$

Un factor de aplicación importante para las válvulas de retención es que se requiere cierta velocidad de flujo mínima para

provocar que la válvula abra completamente. A caudales más bajos, una válvula parcialmente abierta proporcionaría más restricción y pérdidas de energía más altas. Consulte los datos de los fabricantes para conocer la velocidad mínima requerida para un tipo particular de válvula.

Válvula de mariposa La figura 10.20 muestra una fotografía en corte de una válvula de mariposa típica, en la que un disco relativamente delgado y liso pivotea alrededor de un eje vertical. Cuando la válvula está completamente abierta, únicamente la dimensión delgada del disco se enfrenta al flujo, proporcionando una pequeña obstrucción. El cierre de la válvula requiere sólo un cuarto de vuelta de la manija, y esto se logra a menudo mediante un operador motorizado con control remoto. La válvula de mariposa totalmente abierta tiene una resistencia de

$$K = f_T(L_e/D) = 45f_T$$

Este valor es para las válvulas más pequeñas de 2 a 8 in. Para válvulas de 10 a 14 in, el factor es de $35f_T$. Válvulas más grandes, de 16 a 24 in, tienen un factor de resistencia de $25f_T$.

Válvulas de pie con filtro Las válvulas de pie realizan una función similar a la de las válvulas de retención. Se utilizan a la entrada de tubos de aspiración que entregan el fluido desde un tanque, fuente o depósito hacia una bomba, como se ilustra en la figura 10.27. Por lo general, están equipadas con un filtro integral para mantener los objetos extraños fuera del sistema de tuberías. Esto es necesario especialmente cuando se saca agua de un pozo abierto o de un lago o arroyo natural. ¡Es posible que haya peces en el lago!

Las resistencias de los dos tipos de válvulas de pie mostradas en las figuras 10.21 y 10.22 son

$K = f_T(L_e/D) = 420f_T$ Tipo disco de vástago
$K = f_T(L_e/D) = 75f_T$ Tipo disco de bisagras

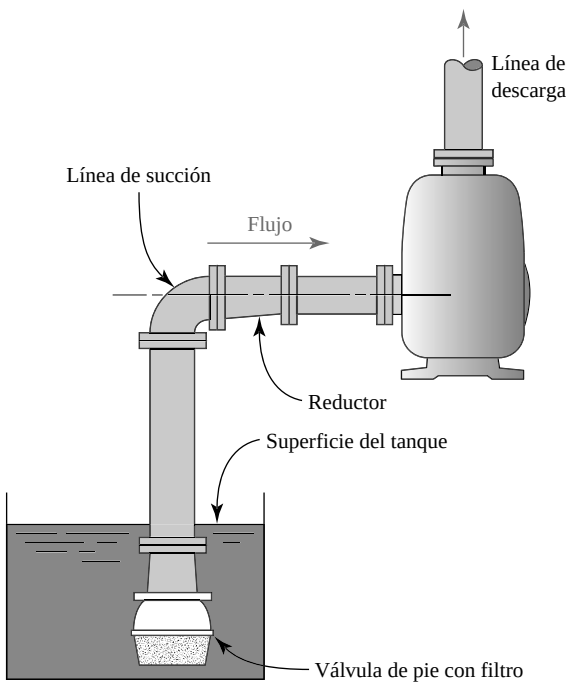


FIGURA 10.27 Sistema de bombeo con una válvula de pie en la línea de succión.

El tipo disco de vástago es similar a la válvula de globo en su construcción interna, pero es aún más restringido. El tipo de bisagra es similar a la válvula de retención tipo oscilante. Se debe planear alguna resistencia adicional por si el filtro se obstruye durante el servicio. Vea los recursos de internet 1 a 6, donde se describen más válvulas y accesorios. Consulte la referencia 2 para ver más información acerca de las resistencias de válvulas y accesorios.

10.11 DOBLECES DE TUBERÍA

Con frecuencia resulta más conveniente doblar una tubería o un tubo que instalar un codo de fabricación comercial. La resistencia al flujo de un doblez depende de la relación entre el radio del doblez r sobre el diámetro interior D de la tubería. La figura 10.28 muestra que la resistencia mínima de un doblez de 90° se produce cuando la relación de r/D es aproximadamente de tres. La resistencia se da en términos de la relación de longitud equivalente L_e/D y, por lo tanto, se debe usar la ecuación (10-8) para calcular el coeficiente de resistencia. La resistencia que se muestra en la figura 10.28 incluye tanto la resistencia del doblez como la resistencia debida a la longitud de la tubería en el doblez. Vea la referencia 1.

Cuando se calcula la relación r/D, r se define como el radio de la *línea central* de la tubería o del tubo, llamado *radio medio* (vea la figura 10.29). Es decir, si R_o es el radio de la parte exterior del doblez, R_i es el radio en el interior del doblez y D_o es el *diámetro exterior* de la tubería o tubo:

$$r = R_i + D_o/2$$
$$r = R_o - D_o/2$$
$$r = (R_o + R_i)/2$$

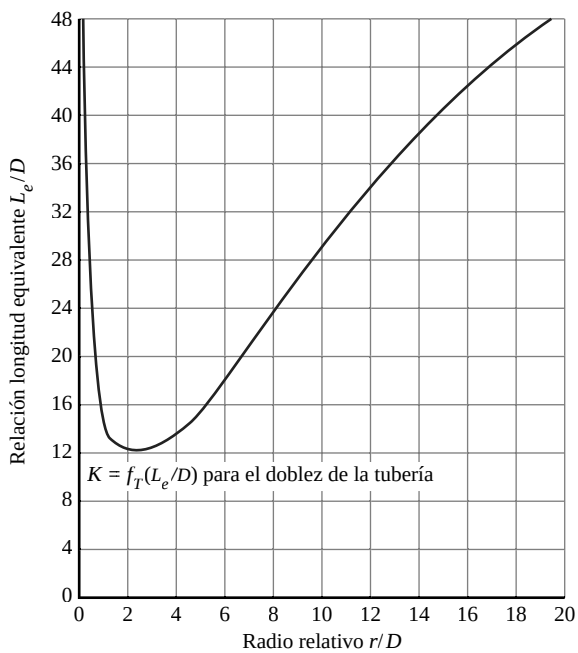
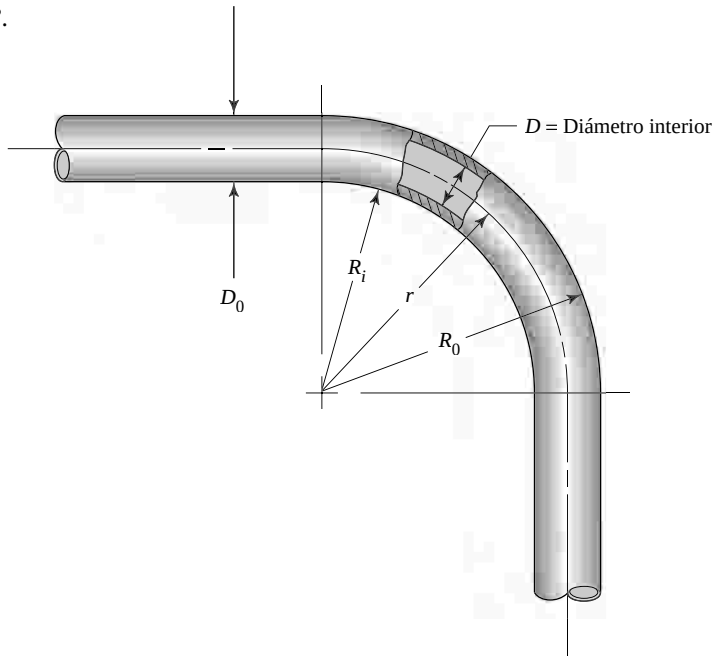


FIGURA 10.28 Resistencia debida a dobleces de tubería de 90°. (*Fuente:*. Beij, K. H. Pressure Losses for Fluid Flow in 90 Degree Pipe Bends. 1938. *Journal of Research of the National Bureau of Standards* 21: 1-18). Vea la referencia 1.

FIGURA 10.29 Doblez de tubería de 90°.



Problema de ejemplo 10.10

Un sistema de distribución de gas propano líquido está hecho de tubo hidráulico de acero, con 32 mm de OD × 2.0 mm de pared. Se requieren varios dobleces de 90° para adaptar los tubos al equipo que compone el sistema. Las especificaciones exigen que el radio interior de cada doblez sea de 200 mm. Calcule la pérdida de energía debida a cada doblez cuando el sistema conduce 160 L/min de propano a 25 °C.

Solución

Se debe utilizar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía con la relación L_e/D para los dobleces localizada en la figura 10.28. En primer lugar, se determinará r/D. Recuerde que D representa el diámetro interior del tubo y r indica el radio de la línea central del tubo. En el apéndice G.2, se encuentra que $D = 28.0$ mm $= 0.028$ m. El radio r debe calcularse a partir de

$$r = R_i + D_o/2$$

aquí $D_o = 32.0$ mm, el diámetro exterior del tubo, como se encontró en el apéndice G.2. Al completar el cálculo resulta

$$r = 200 \text{ mm} + (32.0 \text{ mm})/2 = 216 \text{ mm}$$

y

$$r/D = 216 \text{ mm}/28.0 \text{ mm} = 7.71$$

En la figura 10.28 se encuentra que la relación de longitud equivalente es 23.

Ahora se debe calcular la velocidad para completar la evaluación de la pérdida de energía a partir de la ecuación de Darcy:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{160 \text{ L/min}}{6.158 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \frac{1.0 \text{ m}^3/\text{s}}{60\,000 \text{ L/min}} = 4.33 \text{ m/s}$$

La rugosidad relativa es

$$D/\varepsilon = (0.028 \text{ m})(1.5 \times 10^{-6} \text{ m}) = 18\,667$$

Entonces, es posible encontrar $f_T = 0.0108$ a partir del diagrama de Moody (figura 8.7) en la zona de turbulencia completa. Así,

$$K = f_T\left(\frac{L_e}{D}\right) = 0.0108(23) = 0.248$$

Ahora se puede calcular la pérdida de energía:

$$h_L = K\frac{v^2}{2g} = 0.248\frac{(4.33)^2}{(2)(9.81)} = 0.237 \text{ m} = 0.237 \text{ N·m/N}$$

Dobleces en ángulos distintos a 90° En la referencia 2 se recomienda utilizar la siguiente fórmula para calcular el factor de resistencia K en dobleces con ángulos distintos a 90°:

$$K_B = (n-1)[0.25\pi f_T(r/D) + 0.5K] + K \qquad \textbf{(10-10)}$$

donde K es la resistencia para un doblez de 90° encontrada en la figura 10.28. A continuación se muestra un ejemplo del uso de esta ecuación.

Problema de ejemplo 10.11 Evalúe la pérdida de energía que se produciría si el tubo hidráulico de acero descrito en el problema 10.10 se enrolla en 4½ revoluciones para hacer un intercambiador de calor. El radio interior del doblez debe medir 200 mm, igual que el radio utilizado anteriormente, y las otras condiciones son las mismas.

Solución Se iniciará por rescatar algunos datos del problema de ejemplo 10.10.

$$r/D = 7.71$$
$$f_T = 0.0108$$
$$K = 0.248$$
$$v = 4.33 \text{ m/s}$$

Ahora se puede calcular el valor de K_B para la bobina completa usando la ecuación (10-10). Observe que en la bobina cada revolución contiene 4 dobleces de 90°. Entonces,

$$n = 4.5 \text{ revoluciones } (4.0 \text{ 90° dobleces/rev}) = 18$$

La resistencia total de doblez K_B es

$$K_B = (n - 1)[0.25\pi f_T(r/D) + 0.5\,K] + K$$
$$K_B = (18 - 1)[0.25\pi(0.0108)(7.71) + 0.5(0.248)] + 0.248$$
$$K_B = 3.47$$

Entonces la pérdida de energía se encuentra a partir de

$$h_L = K_B(v^2/2g) = 3.47(4.33)^2/[2(9.81)] = 3.32 \text{ N·m/N}$$

10.12 CAÍDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS IMPULSADAS POR FLUIDOS

El campo de los fluidos de potencia comprende tanto el flujo de fluidos hidráulicos líquidos como los sistemas de flujo de aire llamados *sistemas neumáticos*. Los fluidos hidráulicos líquidos son generalmente alguna forma de aceite de petróleo, aunque se pueden usar muchos tipos de materiales mezclados y sintéticos. Aquí nos referiremos a los fluidos hidráulicos líquidos simplemente como aceites.

Puede ser que usted ya esté familiarizado con los sistemas impulsados por fluidos que operan equipos de automatización en un sistema de producción. Éstos trasladan productos a través de un sistema de ensamble y envasado. Accionan la formación de prensas que pueden ejercer grandes fuerzas. Elevan componentes o productos a diferentes alturas, de manera similar a un ascensor. Accionan procesos para llevar a cabo una variedad de funciones, como corte de metal, sujeción, corte longitudinal y compresión de materiales a granel; asimismo, impulsan sujetadores tales como tornillos, pernos, tuercas, clavos y grapas.

Otro uso importante se da en equipos agrícolas y de construcción. Considere la excavadora clásica que moldea el terreno para un proyecto de construcción. El nivel de la hoja de la oruga es ajustado por el operador a través de controles de fluidos para asegurarse de que la calidad de la tierra satisface los objetivos de diseño. Cuando debe eliminarse un exceso de tierra, con frecuencia se usa un cargador frontal para recogerla y tirarla en un camión. Numerosos actuadores hidráulicos impulsan el interesante sistema eslabonado que permite a la pala recoger la tierra y mantenerla en una posición segura durante todo el traslado hacia el camión para después descargarla. Luego, el camión se vacía en otro sitio mediante el accionamiento de cilindros hidráulicos para inclinar la plataforma del vehículo. En el trabajo agrícola, la mayoría de los modernos tractores y equipos de recolección emplean sistemas hidráulicos de elevación y componentes menores para impulsar los motores rotativos y, en ocasiones, incluso para conducir las propias unidades.

Los elementos comunes de un sistema hidráulico líquido incluyen:

- Una bomba que suministra fluido a un sistema a una presión adecuada y con una rapidez del flujo de volumen apropiada para llevar a cabo la tarea deseada.
- Un tanque o depósito de fluido hidráulico desde donde la bomba extrae el fluido y al cual lo devuelve después de completar la tarea. La mayoría de los sistemas de fluidos son circuitos cerrados en los que el fluido se hace circular continuamente.
- Una o más válvulas de control de dirección para manejar el flujo mientras se desplaza por el sistema.
- Actuadores lineales, llamados comúnmente cilindros hidráulicos, que proporcionan las fuerzas y el movimiento necesarios para realizar las tareas de actuación.
- Actuadores giratorios, llamados motores de fluido, para operar las herramientas de corte, agitadores, ruedas, eslabonamientos y otros dispositivos que necesiten un movimiento giratorio.

- Válvulas de control de presión para asegurar que existe un nivel de presión adecuado y seguro en todas las partes del sistema.
- Dispositivos de control del flujo que aseguran la entrega de fluido con la rapidez del flujo de volumen correcta hacia los actuadores para proporcionar la velocidad lineal o la velocidad angular de rotación adecuadas.

Consulte el recurso de internet 5 para ver datos de los fabricantes de dispositivos impulsados por fluidos. La referencia 14 contiene una amplia cobertura de los sistemas de fluidos.

Los sistemas de fluidos consisten en una variedad muy amplia de componentes dispuestos de muchas maneras para realizar tareas específicas. Además, de manera inherente, los sistemas *no operan a flujo constante* como se ha supuesto en los ejemplos de la mayor parte de este libro. Por lo tanto, en los sistemas de fluidos, normalmente se utilizan métodos de análisis distintos a los dispositivos para el manejo de fluidos de uso general que hemos analizado anteriormente en este capítulo.

Sin embargo, los principios de la pérdida de energía que se han estudiado siguen siendo aplicables. Usted debe preocuparse por pérdidas de energía debidas a cualquier cambio de dirección, cambio en el tamaño de la trayectoria del flujo, restricciones como las existentes dentro de las válvulas y la fricción a medida que los fluidos fluyen por tuberías y tubos.

Ejemplo de un sistema impulsado por fluidos Considere el sistema de fluidos mostrado en la figura 10.30. A continuación se describen el propósito básico y la operación del sistema.

Accionamiento de avance de la carga hacia la derecha: figura 10.30(a)

- La función del sistema es ejercer una fuerza de 20 000 lb sobre una carga mientras proporciona un movimiento de accionamiento lineal sobre la carga. Se requiere una gran parte de la fuerza para llevar a cabo una operación de formado cerca del final de la carrera.
- Un actuador lineal hidráulico de aceite proporciona la fuerza.
- El fluido se suministra al actuador mediante una bomba de desplazamiento positivo que extrae el fluido de un tanque.
- El fluido sale de la bomba y fluye hacia la válvula de control direccional. Cuando se desea accionar la carga, el flujo pasa a través de la válvula desde el puerto P hasta el puerto de entrega A (P − A).
- La válvula de control del flujo se coloca entre la válvula de control direccional y el actuador para permitir que el sistema pueda ajustarse a un rendimiento óptimo bajo carga.
- El fluido fluye hacia el extremo del pistón del actuador.
- La presión del fluido actúa sobre el área de la cara del pistón que ejerce la fuerza requerida para mover la carga y realizar la operación de formado.
- De manera simultánea, el fluido contenido en el extremo del vástago del actuador fluye hacia fuera del cilindro y procede hacia, y a través de, la válvula de control direccional y de regreso al tanque.
- Un dispositivo de protección llamado válvula de alivio de presión se coloca en la línea que hay entre la bomba y la válvula de control direccional para asegurar que la presión en el sistema nunca supere el nivel establecido por la válvula de alivio. Cuando la presión sube por encima del punto de ajuste, la válvula se abre y suministra parte del flujo de regreso al tanque. El flujo puede continuar a través de la válvula de control direccional, pero su presión será menor de lo que pudiera ser sin la válvula de alivio de presión instalada en el sistema.

Accionamiento de retorno del vástago del pistón hacia la izquierda: figura 10.30(b) Para la acción de retorno se requiere mucha menos fuerza porque la carga es relativamente ligera y no existe ninguna acción de formado. La secuencia es la siguiente:

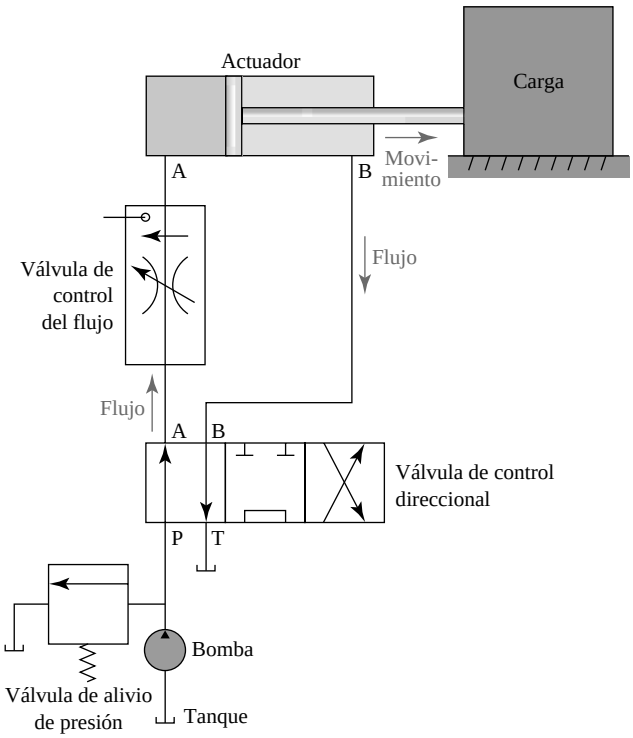
- La válvula de control direccional se desplaza hacia la derecha, cambiando la dirección del flujo. El fluido que sale de la bomba hacia la conexión P se dirige al puerto B y, por lo tanto, al extremo del vástago del actuador.
- A medida que el fluido fluye hacia el cilindro, el pistón es forzado hacia la izquierda hasta su posición de reposo.
- De manera simultánea, el fluido contenido en el extremo del pistón es obligado a salir desde el puerto A localizado en el cilindro, pasar al puerto A de la válvula y dirigirse de regreso al tanque.
- Debido a que se requiere menos presión para llevar a cabo esta tarea, la válvula de alivio de presión no se abre.

Posición inactiva del sistema: figura 10.30(c)

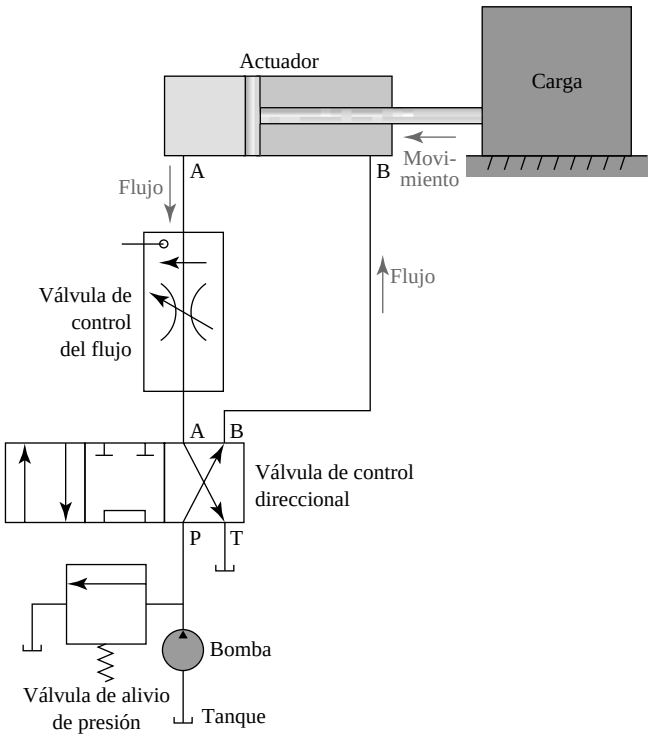
- Cuando la carga regresa a su posición inicial, puede ser necesario esperar en esa posición hasta que se haya completado alguna otra acción y se reciba una señal para iniciar un nuevo ciclo. Para lograr esto, la válvula se coloca en su posición central.
- El flujo procedente de la bomba se dirige inmediatamente al tanque.
- En la válvula, el puerto A y el puerto B se bloquean y, por lo tanto, ningún flujo puede regresarse desde el actuador. Esto mantiene al actuador en posición.
- Cuando las condiciones son adecuadas para emprender otra carrera de formado, la válvula de control direccional se conecta de nuevo a la izquierda y el ciclo recomienza.

Niveles de presión y pérdidas y ganancias de energía en este sistema de fluidos Ahora se identificará dónde se producen las ganancias y las pérdidas de energía en este sistema y cómo varían los niveles de presión en los puntos críticos.

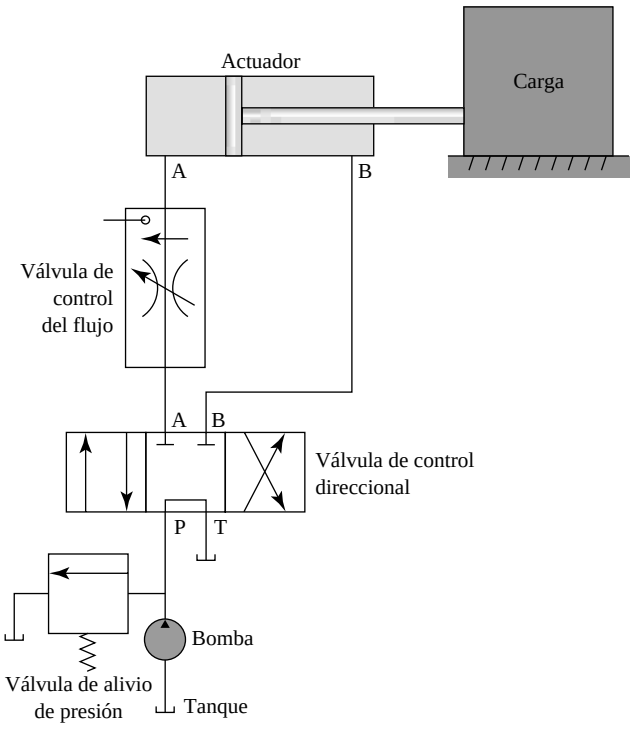
1. Se iniciará con el fluido que hay en el tanque. Suponga que se encuentra en reposo y que el tanque se ventila con la presión atmosférica por encima de la superficie del fluido.
2. A medida que la bomba extrae fluido, se ve que una línea de succión debe acelerar el fluido desde su condición de reposo en el tanque hasta la velocidad de flujo que hay en la línea de succión. Por lo tanto, habrá *una pérdida de entrada* que depende de la configuración de la entrada. El tubo puede estar simplemente sumergido en el fluido hidráulico o puede tener un filtro en la entrada con el propósito de mantener fuera de la bomba y de las válvulas cualquier partícula extraña.
3. Habrá *pérdidas por fricción en la tubería* a medida que el fluido fluya hacia el puerto de succión de la bomba.
4. En el camino, puede haber *pérdidas de energía en cualquier codo o doblez* localizado en la tubería.
5. Es necesario tener en cuenta la presión que haya a la entrada de la bomba para asegurarse de que no se presente la cavitación y de que exista un suministro adecuado de fluido.



(a) Accionamiento de avance



(b) Accionamiento de retorno



(c) Posición de reposo

FIGURA 10.30 Sistema impulsado por fluidos.

6. La *bomba añade energía al fluido* para hacer que fluya y aumentar la presión del fluido hasta la cantidad requerida para operar el sistema. La energía proviene de la máquina motriz, que normalmente es un motor eléctrico o mecánico. Parte de la *energía de entrada se pierde debido a la eficiencia volumétrica y la eficiencia mecánica* de la bomba. (Vea los capítulos 7 y 13). En conjunto, esto se combina para producir la eficiencia global que se define de la manera siguiente:

$$\text{Eficiencia global } e_o = (\text{Eficiencia volumétrica } e_v)(\text{Eficiencia mecánica } e_M)$$

$$\text{Potencia de entrada } P_I = (\text{Potencia suministrada al fluido})/e_o$$

7. A medida que el fluido sale de la bomba y avanza hacia la válvula de control direccional, *se producen pérdidas por fricción en el sistema de tuberías, incluyendo cualquier codo, te o doblez que haya en la tubería*. Estas pérdidas harán que la presión que aparece en el puerto P de la válvula sea menor que a la salida de la bomba.
8. Si la válvula de alivio de presión se ha accionado debido a que la presión de descarga de la bomba excede el punto establecido para la válvula, *no habrá caída de presión a través de esta válvula*. En realidad, la presión se reduce desde la presión de la línea de descarga p_d hasta la presión atmosférica p_T que hay en el tanque. Durante este proceso se pierde gran parte de la energía. Si se aplica la ecuación de la energía a la entrada y salida de la válvula de alivio de presión, es posible demostrar que

$$h_L = (p_d - p_T)/\gamma$$

9. De regreso a la válvula de control direccional, el fluido pasa a través de la válvula desde el puerto P hasta el puerto A. *Se producen pérdidas de energía en la válvula* debido a que el fluido debe fluir a través de varias restricciones y cambios de dirección que encuentra en los puertos y alrededor del carrete móvil instalado en la válvula que dirige el fluido hacia el puerto de salida apropiado. Estas pérdidas de energía provocan una caída de presión en la válvula. El tamaño de la caída de presión depende del diseño de la válvula. Por lo general, la literatura del fabricante incluirá datos a partir de los cuales puede estimarse la magnitud de la caída de presión. La figura 10.31 muestra una gráfica típica de la caída de presión a través de la válvula en función del caudal. En la industria de los fluidos de potencia se utilizan estas gráficas en lugar de reportar factores de resistencia como se hace para las válvulas de distribución de fluidos estándar que ya se analizaron en este capítulo.
10. A medida que el fluido fluye desde el puerto A hacia la válvula de control del flujo, *se producen pérdidas de energía en las tuberías* como antes.
11. La válvula de control del flujo asegura que el flujo del fluido que va hacia el cilindro localizado en el extremo izquierdo del actuador sea el adecuado para lograr que la carga se desplace a la velocidad deseada. El control se ve afectado por restricciones internas regulables que pueden ajustarse durante la operación del sistema. *Las restricciones causan pérdidas de energía* y, por lo tanto, hay una caída de presión a través de la válvula.
12. *Se pierde energía en el actuador* a medida que el fluido fluye hacia el extremo izquierdo del cilindro localizado en A y hacia fuera desde el extremo derecho en *B*.
13. En cuanto a la trayectoria de retorno, *se producen pérdidas de energía en el sistema de tuberías*.
14. *Se producen más pérdidas de energía en la válvula de control direccional* a medida que el fluido pasa de nuevo a través del puerto B y hacia el tanque. Las razones de estas pérdidas son similares a las descritas en el punto 9.

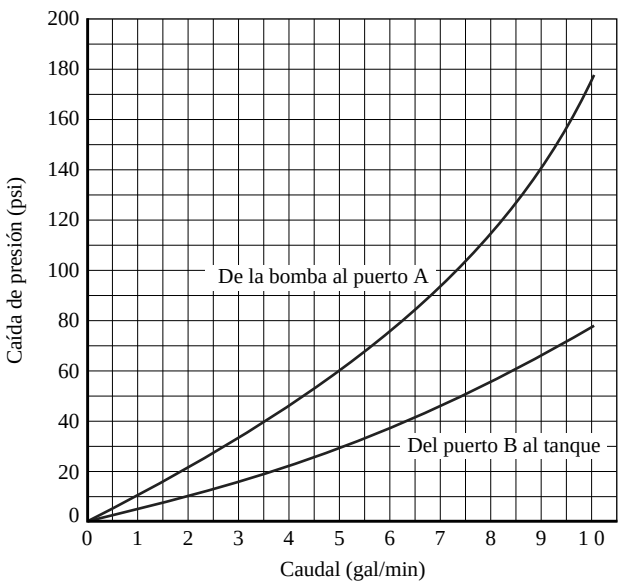


FIGURA 10.31 Caída de presión en una válvula de control direccional.

Este resumen identifica 14 formas en las que se gana o pierde energía a partir del fluido hidráulico que fluye por este relativamente simple sistema de fluidos. Cada pérdida de energía se traduce en una caída de presión que podría afectar el desempeño del sistema.

Sin embargo, los diseñadores de sistemas de fluidos no siempre analizan cada caída de presión. La naturaleza transitoria de la operación hace que resulte crítica la presencia de suficiente presión y flujo en el actuador bajo todas las condiciones razonables. No es raro que los diseñadores proporcionen capacidad adicional en el diseño básico del sistema para superar circunstancias imprevistas. En el circuito que se acaba de describir, las caídas de presión críticas se producen en la válvula de alivio de presión, a través de la válvula de control direccional y a través de la válvula de control del flujo. Estos elementos serán analizados cuidadosamente. Con frecuencia, las demás pérdidas se estiman sólo en el diseño inicial. En muchos casos, la configuración real del sistema de tuberías no se define durante el proceso de diseño, dejando que los técnicos calificados ajusten correctamente los componentes de la máquina. Así, cuando el sistema esté en funcionamiento, se harán algunos ajustes sutiles para garantizar un funcionamiento correcto.

Este escenario se aplica mayormente a sistemas diseñados para un propósito especial cuando sólo va a construirse un sistema o unos pocos sistemas. Cuando se diseña un sistema para una aplicación de producción o para una aplicación muy crítica, se justifica realizar un mayor gasto de tiempo en el análisis y la optimización del desempeño del sistema. Algunos ejemplos son los sistemas de control instalados en aviones y los actuadores para equipo de construcción y agrícola que se fabrican en grandes cantidades.

10.13 COEFICIENTES DE FLUJO PARA VÁLVULAS UTILIZANDO C_V

Un gran número de fabricantes de válvulas que se utilizan para el control de líquidos, aire y otros gases, prefieren calificar el desempeño de las válvulas utilizando el coeficiente de flujo C_V. Una base para este coeficiente de flujo es que una válvula que tiene un coeficiente de flujo de 1.0 pasará 1.0 gal/min de agua con una caída de presión de 1.0 psi a través de la válvula. La ejecución de la prueba es conveniente y proporciona un medio confiable de comparar las características de desempeño generales de las diferentes válvulas.

La ecuación básica del flujo de líquido es

$$Q = \text{Flujo en gal/min} = C_V\sqrt{\Delta p/sg} \qquad \textbf{(10-10)}$$

donde Δp está en lb/in^2. A Δp se le denomina caída de presión y se calcula a partir de $p_U - p_D$, que es la diferencia de presión detectada entre los puntos ubicados aguas arriba y aguas abajo de la válvula. El término sg representa la gravedad específica del fluido sin unidades. *Tenga cuidado de observar que C_V no es un factor sin unidades*. Se examinarán las unidades al resolver la ecuación 10-10 para C_V.

$$C_V = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p/\text{sg}}} \frac{\text{gal/min}}{(\text{psi})^{1/2}}$$

Observe que el valor del C_V suele reportarse sin unidades, pero usted debe entender que su definición presentada en la ecuación 10-10 es la de una ecuación con unidades específicas.

A partir de la ecuación 10-10 se puede despejar la caída de presión, Δp:

$$\Delta p = \text{sg}(Q/C_V)^2$$

Por lo general, los datos reportados en el catálogo de un fabricante listan el valor del C_V para la válvula en la condición de totalmente abierta. Pero la válvula se utiliza a menudo para controlar el caudal cerrándola parcialmente, ya sea en forma automática o manual. Por lo tanto, muchos fabricantes reportan el C_V efectivo en función del número de vueltas del vástago desde que la válvula está totalmente cerrada hasta que está completamente abierta. De manera alternativa, el C_V puede indicarse como un porcentaje (por ejemplo, 50 por ciento abierta, 60 por ciento abierta, etc.). Estos datos son altamente dependientes de la construcción de las partes internas de la válvula, en particular del dispositivo de cierre llamado a veces *tapón*. Los capítulos 11, 12 y 13 contienen más información acerca de las válvulas de control.

Cuando se utiliza una válvula como elemento de control, a menudo se elige para operar en el punto medio de su rango, de modo que permita el control de la rapidez del flujo arriba y abajo de este valor determinado.

Algunas válvulas emplean un vástago punteado que se aleja de un asiento a medida que se abre la válvula, expandiendo progresivamente el área de flujo alrededor del vástago. Este tipo de válvula se denomina *válvula de aguja* y se utiliza con frecuencia en instrumentos de alta precisión, en la producción farmacéutica y en otras aplicaciones críticas.

Para controlar el flujo de aire o de otros gases, los usuarios de tales válvulas deben tener en cuenta la compresibilidad del gas y el efecto de la diferencia de presión total a través de la válvula. Tal como se analizará en un capítulo posterior en cuanto al flujo de gases, cuando en un gas la relación de la presión aguas arriba sobre la presión aguas abajo alcanza la *relación de presión crítica*, no se produce ningún aumento adicional del flujo a medida que se baja la presión aguas abajo. En la relación de presión crítica, la velocidad de flujo a través de la boquilla o válvula es igual a la velocidad del sonido en el gas con las condiciones locales.

Problema de ejemplo 10.12 Un diseño particular para una válvula de aguja de ½ in tiene una clasificación del C_V de 1.5. Calcule la caída de presión cuando fluyen 5.0 gal/min de agua a 60 °F a través de la válvula.

Solución Se puede usar la forma de la ecuación (10-10) que proporciona Δp. Note que ésta es una ecuación con unidades específicas para Δp en psi, Q en gal/min y C_V tiene la unidad descrita anteriormente. La gravedad específica, sg, no tiene unidades y el agua tiene gravedad específica sg = 1.0. Entonces,

$$\Delta p = \text{sg}\left(\frac{Q}{C_V}\right)^2 = 1.0\left(\frac{5.0}{1.5}\right)^2 = 11.1 \text{ psi}$$

Problema de ejemplo 10.13 Un diseño particular para una válvula de mariposa de 4 in, hecha de plástico, tiene un valor para C_V de 550. Calcule la caída de presión cuando fluyen 875 gal/min de trementina a 77 °F a través de la válvula.

Solución Después de despejar Δp se puede usar la ecuación (10-10). Note que ésta es una ecuación con unidades específicas para Δp en psi y Q en gal/min, y que C_V tiene la unidad descrita anteriormente. La trementina tiene gravedad específica sg = 0.87 (apéndice B). Entonces,

$$\Delta p = \text{sg}\left(\frac{Q}{C_V}\right)^2 = (0.87)\left(\frac{875}{550}\right)^2 = 2.20 \text{ psi}$$

Coeficiente de flujo métrico, K_V Al trabajar en unidades métricas, se utiliza una forma alternativa del coeficiente de flujo llamada K_V, en lugar de C_V. K_V se define como la cantidad de agua en m^3/h que tiene una caída de presión de un bar a través la válvula. Utilice la siguiente ecuación para convertir entre C_V y K_V:

$$C_V = 1.156K_V$$

10.14 VÁLVULAS DE PLÁSTICO

Las válvulas de plástico se aplican en numerosas industrias donde se requiere excelente resistencia a la corrosión y control de la contaminación. Los ejemplos incluyen el procesamiento de alimentos, la producción farmacéutica, el procesamiento químico, los acuarios, el riego, el suministro de pesticidas y la purificación de agua. Los materiales utilizados son similares a los

expuestos en la sección 6.3.5 del capítulo 6 para tubos y tuberías de plástico: cloruro de polivinilo (PVC), cloruro de polivinilo clorado (CPVC), fluoruro de polivinilideno (PVDF), polietileno (PE) y polipropileno (PP o PPL). Los asientos y sellos suelen hacerse de politetrafluoroetileno (PTFE), etileno propileno dieno monómero (EPDM), Buna-N (NBR o nitrilo), o elastómeros de fluorocarbono (FKM) como Viton (una marca registrada de DuPont Dow Elastomers) y Fluorel (una marca registrada de 3M Corporation).

Los límites de la temperatura y la presión son generalmente más bajos para las válvulas de plástico que para las metálicas. Por ejemplo, el PVC tiene un límite de aproximadamente 140 °F (60 °C); el CPVC de 190 °F (88 °C); el PP de 250 °F (121 °C); el EPDM de 300 °F (149 °C); el FKM de 400 °F (204 °C) y el PTFE de 500 °F (260 °C). Los límites de temperaturas bajas van desde aproximadamente −20 °F (−29 °C) para la mayoría de los materiales de sellado hasta −80 °F (−62 °C) para el PVDF. Los rangos de presión para las válvulas de plástico van desde 100 psi hasta 225 psi (690 kPa a 1550 kPa) a temperaturas moderadas, dependiendo del diseño y del tamaño.

A continuación se destaca una muestra de los tipos de válvulas de plástico disponibles. En la mayoría de los casos, el diseño general es similar a los tipos de metal analizados anteriormente en este capítulo y que se muestran en las figuras 10.15 a 10.20. Para ver descripciones más completas y datos de rendimiento, consulte los recursos de internet 6 a 8.

Válvulas de bola Usadas con mayor frecuencia para la operación de abierto/cerrado, las válvulas de bola requieren sólo un cuarto de vuelta para actuar desde completamente cerrada hasta totalmente abierta. La bola esférica giratoria se aloja típicamente en un agujero que tiene el mismo diámetro que la tubería o el tubo a donde se conecta la válvula para proporcionar bajas pérdidas de energía y caídas de presión. Estas válvulas pueden unirse directamente a la tubería o tubo con adhesivo o conectarse mediante bridas, uniones o extremos roscados. Algunas válvulas de bola están diseñadas especialmente para el control proporcional del flujo mediante la adaptación a la forma del orificio. Vea el recurso de internet 6.

Válvulas de mariposa De manera similar a la válvula metálica mostrada en la figura 10.20, el disco plástico de mariposa proporciona una apertura y un cierre simples con un cuarto de vuelta de la manija. El accionamiento puede ser manual, eléctrico o neumático. El par necesario para activar la válvula oscila espectacularmente de cerrado a abierto y las válvulas grandes pueden requerir actuadores eléctricos o un mecanismo de engranajes. Todas las partes que entran en contacto con el fluido que fluye están hechas de materiales no corrosivos. El eje del disco se fabrica típicamente en acero inoxidable y está aislado del contacto con el fluido. La mayoría de las válvulas son muy delgadas y se pueden montar entre bridas de tubería estándar para facilitar la instalación y remoción. Algunos diseños pueden reemplazar a las válvulas de metal existentes cuando esto resulta conveniente.

Válvulas de diafragma El diafragma, fabricado normalmente a partir de EPDM, PTFE o elastómeros de fluorocarbono FKM, está diseñado para levantarse de un asiento cuando se gira el volante. Después, la rotación inversa vuelve a cerrar la válvula. La válvula es adecuada tanto para la operación de flujo de abierto a cerrado como para operarla moduladamente. El diafragma aísla el eje del volante y otras partes del fluido que fluye. Los materiales empleados para las partes mojadas se seleccionan por su resistencia a la corrosión del fluido y a las temperaturas que se encontrarán. Los extremos pueden conectarse directamente a la tubería o al tubo con adhesivo o mediante bridas, uniones o extremos roscados.

Válvulas de retención oscilantes Con diseño similar al dibujo de la figura 10.18, esta válvula se abre fácilmente en la dirección correcta del flujo, pero se cierra rápidamente para evitar el reflujo. Todas las partes mojadas son de plástico resistente a la corrosión, incluyendo el pasador en el que pivotea el disco. Por lo general, los sujetadores externos se fabrican en acero inoxidable. La capa se puede quitar fácilmente para limpiar la válvula o reemplazar los sellos.

Filtros de sedimentos Los filtros eliminan impurezas de la corriente de fluido para proteger la calidad del producto o al equipo sensible. Todo el fluido se dirige para que fluya por filtros perforados o tipo pantalla a medida que recorre el cuerpo del colador. Las pantallas de plástico están hechas con perforaciones de $^1/_{32}$ a $^3/_{16}$ in (0.8 a 4.8 mm) para eliminar partículas gruesas de polvo y rebabas. Las pantallas de acero inoxidable se pueden hacer con grandes perforaciones o de malla fina para cribado con una medida de hasta 325, esta malla tiene aberturas de sólo unas pocas milésimas de pulgada (aproximadamente 0.05 mm o 50 μm). Las pantallas se deben retirar periódicamente para su limpieza. Vea el recurso de internet 6 para obtener más detalles y clasificaciones del C_V.

Datos muestrales para el C_V de válvulas de plástico En la tabla 10.6 se proporcionan datos muestrales representativos para las válvulas de plástico que pueden usarse en los problemas de este libro. Los tamaños métricos no son equivalentes a los tamaños de uso común en Estados Unidos. Los diseños finales deben basarse en datos de los fabricantes de la válvula especificada. Vea los recursos de internet 6 a 8.

10.15 APLICACIÓN DE FACTORES K EN EL SOFTWARE PIPE-FLO®

Existen muy pocos sistemas de flujo de fluidos reales que no tengan codos, válvulas u otros dispositivos para cambiar la rapidez o dirección del flujo en el sistema. PIPE-FLO® no sólo puede manejar tubería recta, como se mostró en el capítulo 8, sino que también puede incorporar diversos tipos de válvulas, accesorios y otros componentes disponibles comercialmente. En el problema de ejemplo 10.14 presentado a continuación, se muestra el método general aplicado para incluir las pérdidas menores en un problema de análisis resuelto con PIPE-FLO® cuando todos los elementos forman parte de la biblioteca del programa. Después presentamos el problema de ejemplo 10.15 para mostrar cómo incluir dispositivos que tienen valores de K particulares (por ejemplo, intercambiadores de calor, filtros y equipos de procesamiento especial).

En estos problemas, el cálculo solicitado es la caída de presión en una tubería que contiene accesorios, además de las pérdidas por fricción de la tubería. El método es similar al utilizado en el capítulo 8 donde un tanque presurizado ocasiona el flujo. Se seleccionan valores arbitrarios para la presión del tanque y la profundidad del fluido en el tanque. Observe que a la entrada de la tubería la presión es mayor que la del tanque debido a la carga hidrostática creada por la profundidad de fluido. Después de calcular el desempeño del sistema, sólo se puede seleccionar en pantalla la caída de presión en la tubería.

TABLA 10.6 Datos muestrales de C_V para una variedad de tipos y tamaños de válvulas de plástico

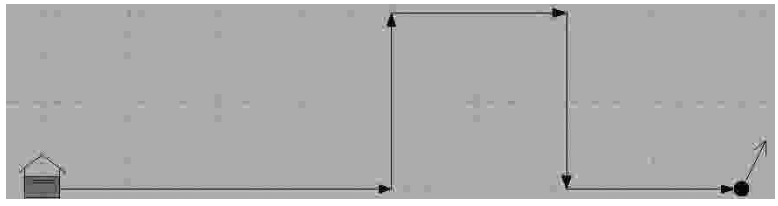
Válvula de bola				Válvula de mariposa			
Tamaño (in)	C_V	Tamaño (mm)	K_V	Tamaño (in)	C_V	Tamaño (mm)	K_V
1/2	12	20	21	1½	90	50	100
3/4	25	25	32	2	115	63	150
1	37	32	70	3	330	90	390
1½	120	50	150	4	550	110	540
2	170	63	390	6	1150	160	1120
3	450	90	510	8	2280	225	2840
4	640	110	590	10	4230	280	4350
6	1400	160	1510	12	5600	315	5190
Válvula de diafragma				**Válvula de retención oscilante**			
Tamaño (in)	C_V	Tamaño (mm)	K_V	Tamaño (in)	C_V	Tamaño (mm)	K_V
1/2	5	20	8	—			
3/4	9	25	13	¾	25	25	35
1	15	32	30	1	40	32	52
1½	34	50	56	1½	80	50	100
2	65	63	95	2	115	63	150
3	160	90	215	3	330	90	360
4	275	110	280	4	500	110	610
6	700	160	650	6	1240	160	1420
				8	2300	225	1560

Problema de ejemplo 10.14

Use el software PIPE-FLO® para determinar la caída de presión en 50 ft de tubería de acero de 4 in cédula 40, los cuales conducen queroseno a 77 °F a una velocidad de 6 ft/s, si a lo largo de la tubería también hay (4) codos estándar de 90°, (1) válvula de guillotina y (1) entrada afilada de la tubería en el tanque. Los dobleces donde se instalan los codos están todos en el mismo plano horizontal y a la misma altura. Reporte todos los valores aplicables relacionados con la solución, como el número Reynolds y el factor de fricción. El flujo es provocado por un tanque presurizado con 50.0 psig por encima del queroseno y la profundidad del tanque es de 7.0 ft.

Solución

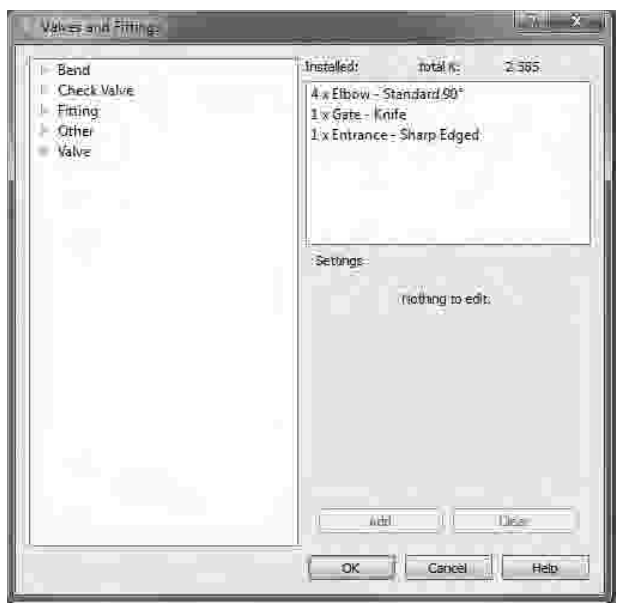
1. Abra un nuevo proyecto en PIPE-FLO® y seleccione el menú "SYSTEM" de la barra de herramientas para inicializar todos los datos clave, como unidades y especificaciones de tubería, de igual modo que en el problema de ejemplo del capítulo 8. Para la "fluid zone" seleccione "NEW" y siga las instrucciones que se dan para descargar los datos de las propiedades del queroseno y muchos otros fluidos desde el sitio *web* de Engineered Software Inc. Después de descargar, inicialice una zona de fluido para el queroseno a 77 °F.
2. Coloque un tanque a presión cerrado en la FLO-Sheet® y dibuje la tubería. Recuerde que nosotros definimos la longitud de la tubería en la cuadrícula de propiedades. El dibujo real de la tubería no es importante, pero el que incluimos bajo este párrafo muestra cuatro curvas para representar los codos. Consiga este gráfico simplemente al hacer clic con el ratón en las esquinas deseadas y continuar con la tubería. La elevación de la tubería, ya que todo el problema es horizontal, se ingresa como 0 ft. Introduzca este valor en la cuadrícula de propiedades después de hacer clic en la tubería. Añada una demanda de flujo en la salida de la tubería para definir la velocidad presente en la tubería. La rapidez de flujo, calculada mediante el uso de una velocidad de 6 ft/s y un área de flujo de 0.3355 ft^2, resulta en 238 gal/min. Utilice este valor en la categoría de "Set Flow" de la cuadrícula de propiedades para la demanda de flujo.



3. Con el sistema básico ya establecido, es momento de añadir los componentes que se instalarán a lo largo de la tubería. En PIPE-FLO®, los componentes de este tipo se consideran simplemente como parte de la tubería, así que no se dibujan por separado en la FLO-Sheet®. En vez de eso, se introducen como valores en la cuadrícula de propiedades para la tubería asociada. Comience haciendo clic en la tubería. En el recuadro "K (Valves & Fittings)" de la cuadrícula de propiedades, haga clic en el botón "…" y la tabla siguiente aparecerá en pantalla.

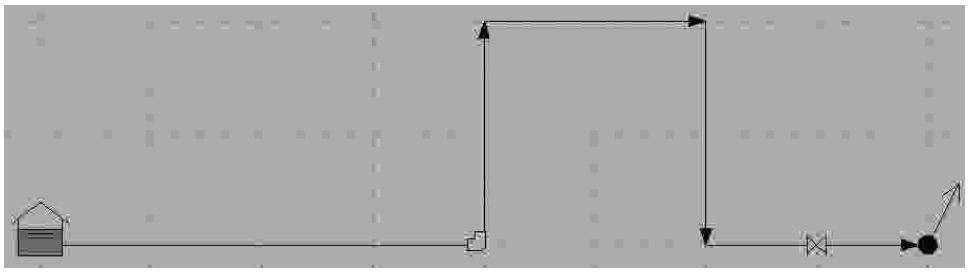


4. Para elegir un accesorio o una válvula en particular, despliegue la categoría que contendría el componente deseado y selecciónelo. Además, escoja la cantidad de ese componente y, después, seleccione "Add" para colocarlo en el sistema. Es posible introducir múltiples accesorios y válvulas al mismo tiempo, de igual forma y a conveniencia. Los codos de 90° estándar se encuentran bajo el encabezado "Fitting". Seleccione la cantidad de (4) y después "Add". De igual modo, elija una válvula de guillotina y su cantidad, luego "Add" para colocarla en el sistema. Cuando no esté seguro si el componente es el que usted necesita, compruebe que el valor "K" especificado en PIPE-FLO® coincida con el que usted utilizaría si estuviera haciendo cálculos manuales. La entrada afilada de la tubería se puede encontrar bajo el encabezado "Fitting"; añádala al sistema tal como hizo con los otros componentes. Cuando haya terminado, el recuadro "Valves & Fittings" debe parecerse al que se muestra a continuación.

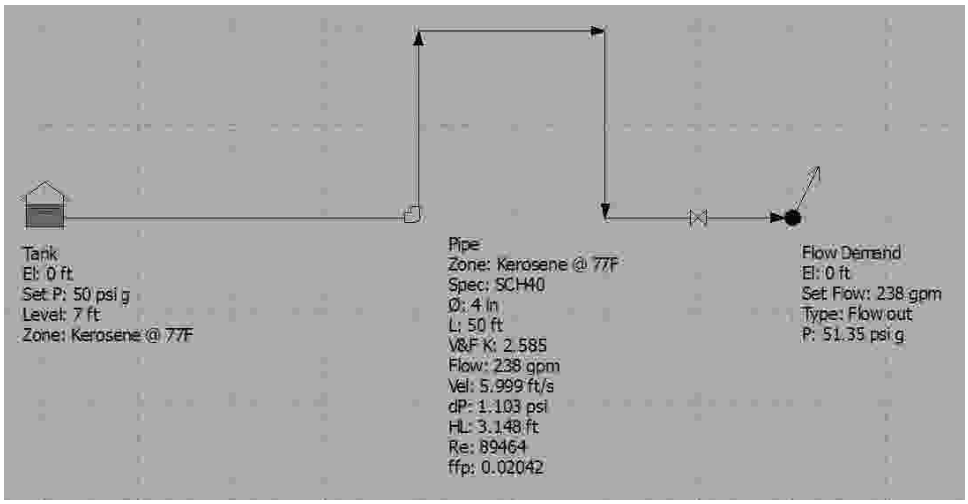


5. Después de volver a la FLO-Sheet®, los símbolos de los componentes añadidos son visibles. Estos símbolos son móviles y cambiantes por lo que pueden colocarse en sus posiciones "correctas" y modificarse al gusto del usuario. El símbolo de entrada de la tubería no se muestra, así que tenga cuidado de asegurarse que

aún esté incluida en el sistema. Además, sólo se muestra un símbolo para los codos, independientemente de cuántos se coloquen en el sistema. En otras palabras, el icono de codo indica la presencia de este elemento, no su número. A continuación se muestra el bosquejo final del sistema. Repetimos, la tubería se puede dibujar de muchas maneras, este bosquejo sólo es un ejemplo de cómo podría trazarse. Es importante recordar que los cálculos se realizan con base en los datos introducidos en las hojas de trabajo, no en la imagen gráfica de la pantalla.



6. Puesto que PIPE-FLO® trata a los codos, las válvulas y las entradas como parte de la propia tubería, no presenta los resultados de los componentes individuales, sino más bien los resultados de la tubería y todos los componentes tomados en conjunto. Para obtener resultados de un componente individual, dedique un solo tubo para ese componente o haga cálculos manuales. Para encontrar la caída de presión total del sistema a lo largo de los 50 ft de tubería, proceda como se indica en el paso 8 del problema de ejemplo 8.9. Los valores dados reflejarán respuestas basadas tanto en las pérdidas menores como en las pérdidas por fricción de la tubería. Recuerde que algunos valores como el coeficiente de fricción, el número de Reynolds, etc., no se muestran inmediatamente y deben agregarse al activarlos en "Device View Options" de la cuadrícula de propiedades.



Entonces, para este sistema, la pérdida total de carga es de 3.15 ft, mientras que la caída de presión a lo largo del sistema es de aproximadamente 1.10 psi. El número de Reynolds y el factor de fricción son 89 464 y 0.0204, respectivamente. Resuelva el problema realizando los cálculos manuales y compare sus respuestas.

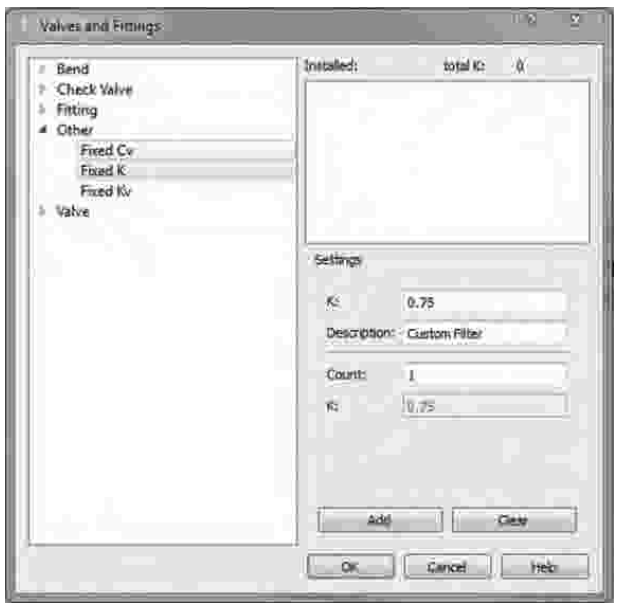
Uso de un valor "K" particular en un sistema En el problema de ejemplo 10.14 fueron usados elementos como codos estándar y una válvula para los cuales los valores estándar K aparecen en este texto y en otras referencias, además de que son parte de la base de datos utilizada en PIPE-FLO®. Sin embargo, hay ocasiones en las que se utiliza algún componente patentado y debe considerarse en el sistema. Por lo general, los fabricantes proporcionan el valor K para tales componentes especializados, y PIPE-FLO® permite la entrada de un valor particular de K.

Problema de ejemplo 10.15

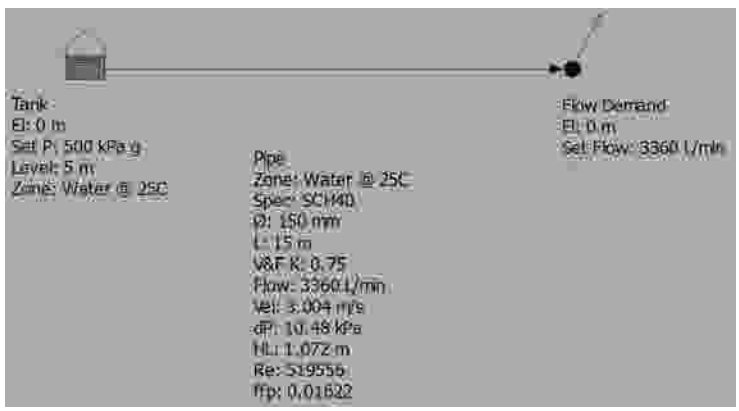
Calcule la caída de presión en una tubería DN 150 cédula 40, recta y horizontal, debido a la fricción y a un filtro especializado con un valor del factor "K" de 0.75. La longitud total de la tubería es de 15 m y a lo largo de ella fluye agua a 25 °C a 3 m/s. La presión del tanque es de 500 kPa(g) y la profundidad del agua es de 5.0 m.

Solución

1. Abra un proyecto nuevo en PIPE-FLO® y seleccione el menú "SYSTEM" en la barra de herramientas para inicializar todos los datos clave, como unidades, zonas de fluido y especificaciones de tubería, tal como se hizo en el problema de ejemplo 8.9.
2. Coloque el tanque, la tubería y la demanda de flujo de acuerdo con las variables que se especifican en el enunciado del problema.
3. Vaya al menú utilizado para insertar accesorios y válvulas de igual modo que si fuera a colocar un codo o una válvula, como se explica en el problema de ejemplo anterior, y haga clic en la categoría "OTHER". Bajo este menú desplegable encontrará la opción "Fixed K", haga clic en ella. Esto le permitirá introducir cualquier valor "K" para un dispositivo y su descripción. Al usar este método en PIPE-FLO®, es posible crear cualquier dispositivo y asignarle un valor de "K". También se puede especificar un nombre para el dispositivo con el fin de realizar su seguimiento en el menú "Valves & Fitting". Para este problema, escriba "Custom Filter" como la descripción y "0.75" para el valor "K". Tenga en cuenta que PIPE-FLO® no añade un símbolo gráfico en la FLO-Sheet®, por lo que es muy importante volver al menú "Valves & Fitting" para verificar qué componentes ya están colocados en el sistema y no simplemente depender del gráfico del circuito de fluidos.



4. Regrese a la FLO-Sheet® y seleccione "CALCULATE" para que PIPE-FLO® calcule la diferencia de presión ocurrida a lo largo de la tubería y otras variables. Con el propósito de verificar los cálculos que usted realice manualmente, asegúrese de mostrar los otros valores que PIPE-FLO® es capaz de proporcionar.



5. Los cálculos indican una caída de presión de 10.48 kPa a lo largo de la tubería, una pérdida de carga total de 1.072 m y un factor de fricción de 0.016.

REFERENCIAS

1. Beij, K. H. 1938. Pressure Losses for Fluid Flow in 90 Degree Pipe Bends. *Journal of Research of the National Bureau of Standards* 21: 1-18.
2. Crane Co. 2011. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe* (artículo técnico núm. 410). Stamford, CT: Autor.
3. The Hydraulic Institute. 1990. *Engineering Data Book*, 2a. ed. Parsippany NJ: Autor.
4. Brater, Ernest, C. Y. Wei, Horace W. King y James E. Lindell. 1996. *Handbook of Hydraulics*, 7a. ed. Nueva York: McGraw Hill.
5. Crocker, Sabin y R. C. King. 1972. *Piping Handbook*, 6a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
6. Dickenson, T. C. 1999. *Valves, Piping, and Pipelines Handbook*, 3a. ed. Nueva York: Elsevier Science.
7. Frankel, Michael. 2010. *Facility Piping Systems Handbook*, 3a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
8. Idelchik, I. E. 2008. *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3a. ed. Mumbai, India: Jaico Publishing House.
9. Nayyar, Mohinder L. 2000. *Piping Handbook*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
10. Skousen, Philip L. 2011. *Valve Handbook*, 3a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
11. Willoughby, David A., Rick Sutherland y R. Dodge Woodson. 2009. *Plastic Piping Handbook*. Nueva York: McGraw-Hill.
12. Smith, Peter y R. W. Zappe. 2004. *Valve Selection Handbook*, 5a. ed. Houston, TX: Gulf.
13. Ruiz de, Burton A. 2013. *Handbook of Valves: Design, Selection, & Uses*. Nottingham, UK: Referencia de Auris.
14. Klette, Patrick J. 2010. *Fluid Power Systems*. Orland Park, IL: American Technical Publishers.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Crane Energy Flow Solutions**: Fabricante de numerosos tipos de válvulas para aplicaciones de tuberías en las industrias de refinación, petróleo, gas, papel, pulpa, tratamiento de aguas residuales y procesos químicos. Las marcas incluyen Crane, Jenkins, Pacific, Krombach y otras. El sitio ofrece una guía para la selección de válvulas. La referencia útil *Crane Technical Paper 410* (referencia 2) se puede solicitar a través de este sitio. En la página principal, seleccione cualquiera de los productos o marcas.
2. **Flow of Fluids:** Sitio web especial para consultar la publicación, *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe* —artículo técnico núm. 410 de Crane Co.—, una guía útil para entender el flujo de fluidos a través de válvulas, tuberías y accesorios. Otras publicaciones útiles pueden adquirirse desde este sitio que es operado por Engineered Software, Inc. (Vea también el recurso de internet 3).
3. **Engineered Software, Inc. (ESI):** www.eng-software.com Es el desarrollador del software de análisis del flujo de fluidos PIPE-FLO® utilizado para diseñar, optimizar y solucionar problemas de los sistemas de tuberías de fluidos, tal como se muestra en este libro. Los usuarios de este libro pueden acceder a una versión de demostración de PIPE-FLO® creada especialmente para el texto en http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics
4. **Zurn Industries:** Fabricante de válvulas de control, grifos, filtros, reguladores de presión, válvulas de seguridad, prevenciones de contraflujo y otros dispositivos para aplicaciones de plomería residenciales y comerciales.
5. **Eaton Hydraulics:** Fabricante de válvulas para fluidos de potencia, bombas, actuadores y otros componentes de los sistemas de fluidos que tienen aplicaciones en la industria, agricultura, construcción, minería, marina y el cuidado de jardines. Las marcas incluyen Eaton, Vickers, Char-Lynn, Hydro-Line, Aeroquip y otros.
6. **Hayward Flow Control:** Fabricante de componentes de tuberías de plástico para aplicaciones comerciales e industriales. Los productos incluyen válvulas de bola, de mariposa, de diafragma, de retención, de control, coladores de tubería, bombas y filtros. Las hojas de datos de cada producto incluyen información acerca de la resistencia al flujo expresada como el coeficiente de flujo C_V. Los tamaños van desde ½ in hasta 24 in. Es una división de Hayward Industries, Inc.
7. **Kerotest Company:** En la página de inicio, seleccione *Products* para aprender más acerca de los productos de flujo de fluidos de este fabricante, como válvulas de aguja de acero aleado, válvulas de bola de plástico Polyball, válvulas de compuerta, filtros y otros productos. Los datos de resistencia al flujo se dan como coeficientes de flujo, C_V.
8. **Thermoplastic Valves, Inc.:** Fabricante de una diversa línea de válvulas termoplásticas para industrias como las de filtración de agua, riego, procesos químicos, producción farmacéutica, procesamiento de alimentos y otras. Los productos incluyen válvulas de bola, de mariposa, de retención, de diafragma y filtros. Los datos de resistencia al flujo se dan como coeficientes de flujo, C_V.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

10.1 Determine la pérdida de energía debida a una ampliación súbita desde una tubería de plástico de 50 mm de OD × 2.4 mm de pared hasta una tubería de plástico de 90 mm de OD × 2.8 mm de pared cuando la velocidad de flujo es de 3 m/s en la tubería más pequeña.

10.2 Determine la pérdida de energía debida a una ampliación súbita desde una tubería de acero estándar DN 25 cédula 80 hasta una tubería de acero DN 90 cédula 80 cuando la rapidez de flujo es de 3×10^{-3} m^3/s.

10.3 Determine la pérdida de energía debida a una ampliación súbita desde una tubería estándar de 1 in cédula 80 hasta una tubería de $3\frac{1}{2}$ in cédula 80 cuando la rapidez del flujo es de 0.10 ft^3/s.

10.4 Determine la diferencia de presión entre dos puntos ubicados a cada lado de una ampliación súbita de un tubo con diámetro interior (ID) de 2 in si la ampliación va a otro tubo con ID de 6 in cuando la velocidad del flujo de agua es de 4 ft/s en el tubo más pequeño.

10.5 Determine la diferencia de presión para las condiciones del problema 10.4 si la ampliación es gradual con un ángulo de cono de 15°.

10.6 Determine la pérdida de energía debida a una ampliación gradual de un tubo hidráulico de cobre de 25 mm de OD × 2.0 mm de pared a un tubo de 80 mm de OD × 2.8 mm de pared cuando la velocidad de flujo es de 3 m/s en el tubo más pequeño y el ángulo de cono de la ampliación es de 20°.

10.7 Determine la pérdida de energía para las condiciones del problema 10.6 si el ángulo de cono aumenta a 60°.

10.8 Calcule la pérdida de energía para ampliaciones graduales con ángulos de cono de 2° a 60° en los incrementos que se muestran en la figura 10.5. Para cada caso, el agua a 60 °F fluye a 85 gal/min en una tubería de acero de 2 in cédula 40 que se amplía hasta una tubería de 6 in cédula 40.

10.9 Trace una curva de pérdida de energía contra el ángulo de cono para los resultados del problema 10.8.

10.10 Para los datos del problema 10.8, calcule la longitud requerida para conseguir la ampliación en cada ángulo de cono. Después calcule la pérdida de energía debida a la fricción en esa longitud usando la velocidad, el diámetro y el número de Reynolds para el punto medio localizado entre los extremos de la ampliación. Utilice agua a 60 °F.

10.11 Añada la pérdida de energía debida a la fricción del problema 10.10 a la pérdida de energía para la ampliación del problema 10.9 y grafique el total contra el ángulo de cono en la misma gráfica utilizada para el problema 10.9.

10.12 Otro término para nombrar una ampliación es el de difusor. Un difusor se utiliza para convertir la energía cinética ($v^2/2g$) en energía de presión (p/γ). Un difusor ideal es uno en el que no se producen pérdidas de energía y puede usarse la ecuación de Bernoulli para calcular la presión después de la ampliación. Calcule la presión después de la ampliación de un difusor ideal para el flujo de agua a 20 °C desde un tubo de cobre de 25 mm de OD × 2.0 mm de pared hasta un tubo de cobre de 80 mm de OD × 2.8 mm de pared. La rapidez del flujo de volumen es de 150 L/min y la presión antes de la ampliación es de 500 kPa.

10.13 Calcule la presión resultante después de un difusor "real" en el que se considera la pérdida de energía debida a la ampliación para los datos presentados en el problema 10.12. La ampliación es súbita.

10.14 Calcule la presión resultante después de un difusor "real" en el que la pérdida de energía debida a la ampliación se considera para los datos presentados en el problema 10.12. La ampliación es gradual con ángulos de cono de (a) 60°, (b) 30° y (c) 10°. Compare estos resultados con los de los problemas 10.12 y 10.13.

10.15 Determine la pérdida de energía cuando 0.04 m^3/s de agua fluyen por una tubería estándar DN 150 cédula 40 hacia un depósito grande.

10.16 Determine la pérdida de energía cuando 1.50 ft^3/s de agua fluyen por una tubería estándar de 6 in cédula 40 hacia un depósito grande.

10.17 Determine la pérdida de energía cuando aceite con densidad relativa de 0.87 fluye de una tubería de 4 in a otra de 2 in a través de una contracción súbita si la velocidad de flujo en el tubo más grande es de 4.0 ft/s.

10.18 Para las condiciones del problema 10.17, si la presión antes de la contracción era de 80 psig, calcule la presión en la tubería más pequeña.

10.19 Verdadero o falso: para una contracción súbita con relación de diámetro de 3.0, la pérdida de energía disminuye a medida que aumenta la velocidad de flujo.

10.20 Determine la pérdida de energía para una contracción súbita desde una tubería de acero DN 125 cédula 80 hasta una tubería DN 50 cédula 80 para una rapidez de flujo de 500 L/min.

10.21 Determine la pérdida de energía para una contracción gradual desde una tubería de acero DN 125 cédula 80 hasta una tubería DN 50 cédula 80 para una rapidez de flujo de 500 L/min. El ángulo de cono de la contracción es de 105°.

10.22 Determine la pérdida de energía para una contracción súbita desde una tubería de acero de 4 in cédula 80 hasta una tubería de 1½ in cédula 80 para un caudal de 250 gal/min.

10.23 Determine la pérdida de energía para una contracción gradual desde una tubería de acero de 4 in cédula 80 hasta una tubería de 1½ in cédula 80 para una rapidez de flujo de 250 gal/min. El ángulo de cono de la contracción es de 76°.

10.24 Para los datos del problema 10.22, calcule la pérdida de energía para las contracciones graduales con cada uno de los ángulos de cono que se muestran en las figuras 10.10 y 10.11. Grafique la pérdida de energía en función del ángulo de cono.

10.25 Para cada contracción que se describe en los problemas 10.22 y 10.24, trace un dibujo a escala del dispositivo para observar su apariencia física.

10.26 En las figuras 10.10 y 10.11, observe que la pérdida de energía mínima para una contracción gradual ($K = 0.04$ aproximadamente) se produce cuando el ángulo de cono está en el intervalo de 15° a 40°. Trace dibujos a escala de las contracciones en estos dos extremos para una reducción desde una tubería de hierro dúctil de 6 in hasta una de 3 in.

10.27 Si la contracción desde una tubería de hierro dúctil de 6 in hasta una de 3 in descrita en el problema 10.26 se hizo con un ángulo de cono de 120°, ¿cuál sería el coeficiente de resistencia resultante? Trace un dibujo a escala de este reductor.

10.28 Calcule la pérdida de energía que se produciría si fluyen 50 gal/min de agua de un tanque hacia un tubo de acero con diámetro exterior de 2.0 in y espesor de pared de 0.065 in. El tubo está instalado a ras con el interior de la pared del tanque y tiene un borde cuadrado.

10.29 Determine la pérdida de energía que se producirá si fluye agua desde un depósito hacia un tubo con una velocidad de 3 m/s si la configuración de la entrada es (a) una tubería que se proyecta hacia el interior, (b) una entrada con borde cuadrado, (c) una entrada achaflanada o (d) una entrada bien redondeada.

10.30 Determine la longitud equivalente en metros de tubería de una válvula de globo completamente abierta colocada en una tubería DN 250 cédula 40.

10.31 Repita el problema 10.30 para una válvula de compuerta completamente abierta.

10.32 Calcule el coeficiente de resistencia K para una válvula de retención tipo bola colocada en un tubería de acero de 2 in cédula 40 si el agua a 100° F fluye con velocidad de 10 ft/s.

10.33 Calcule la diferencia de presión a través de una válvula de ángulo totalmente abierta que se coloca en una tubería de acero de 5 in cédula 40 y conduce 650 gal/min de aceite (sg = 0.90).

10.34 Determine la caída de presión a través de un codo estándar de 90° en una tubería de acero DN 65 cédula 40 si a través de él fluye agua a 15 °C a una velocidad de 750 L/min.

10.35 Repita el problema 10.34 para un codo de calle.

10.36 Repita el problema 10.34 para un codo de radio largo. Compare los resultados de los problemas 10.34 a 10.36.

10.37 Un intercambiador de calor simple se hace al instalar un doblez de retorno cerrado en dos tuberías de acero de ½ in cédula 40, como se muestra en la figura 10.32. Calcule la diferencia de presión entre la entrada y la salida para un caudal de 12.5 gal/min de etilenglicol a 77 °F.

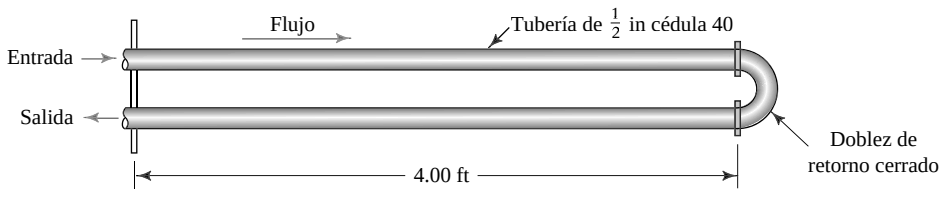
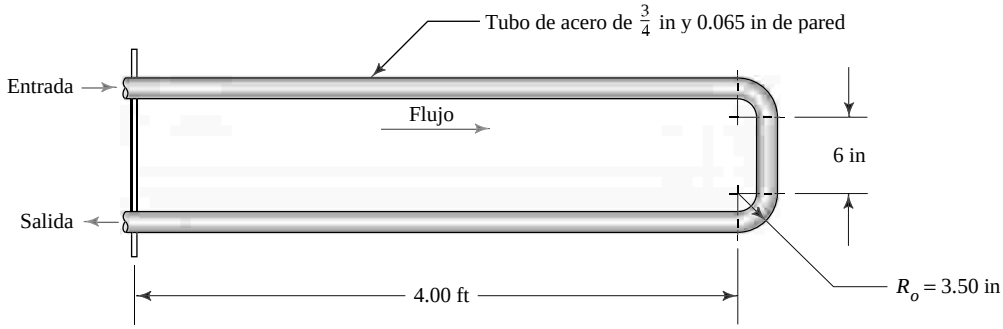


FIGURA 10.32 Problema 10.37.

FIGURA 10.33 Problema 10.38.



10.38 En la figura 10.33 se muestra una forma alternativa propuesta para el intercambiador de calor descrito en el problema 10.37. Todo el conducto de flujo es un tubo de acero de ¾ in con espesor de pared de 0.065 in. Observe que el diámetro interior de este tubo mide 0.620 in, ligeramente más pequeño que el del tubo de ½ in cédula 40 ($D = 0.622$ in). El doblez de retorno está formado por dos curvas de 90° con una longitud corta de tubo recto entre ellas. Calcule la diferencia de presión entre la entrada y la salida de este diseño y compárela con la del sistema del problema 10.37.

10.39 Un sistema de tuberías para una bomba contiene una te, como se muestra en la figura 10.34, para permitir mediciones de la presión a la salida de la bomba. Sin embargo, no hay flujo en la línea que conduce al medidor. Calcule la pérdida de energía cuando fluyen 0.40 ft^3/s de agua a 50 °F a través de la te.

10.40 Un sistema de tuberías para suministro de aceite combustible pesado a 25 °C está dispuesto como se muestra en la figura 10.35. Por lo general, la rama inferior de la te está tapada, pero la tapa se puede retirar para limpiar la tubería. Calcule la pérdida de energía cuando fluyen 0.08 m^3/s a través de la te.

10.41 Un tubo de cobre con 25 mm de OD × 2.0 mm de pared suministra agua caliente (80 °C) a un sistema de lavado en una fábrica con un caudal de 250 L/min. En varios puntos del sistema se requiere un doblez de 90°. Calcule la pérdida de energía producida en cada doblez si el radio de la parte exterior de la curva mide 300 mm.

FIGURA 10.34 Problema 10.39.

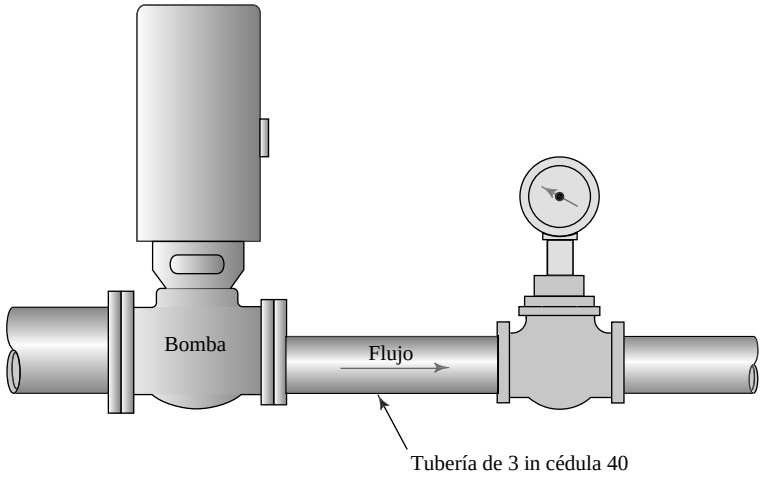
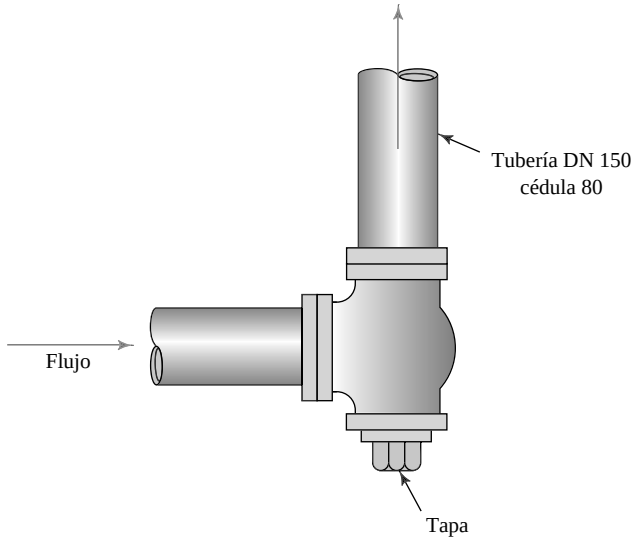


FIGURA 10.35 Problema 10.40.



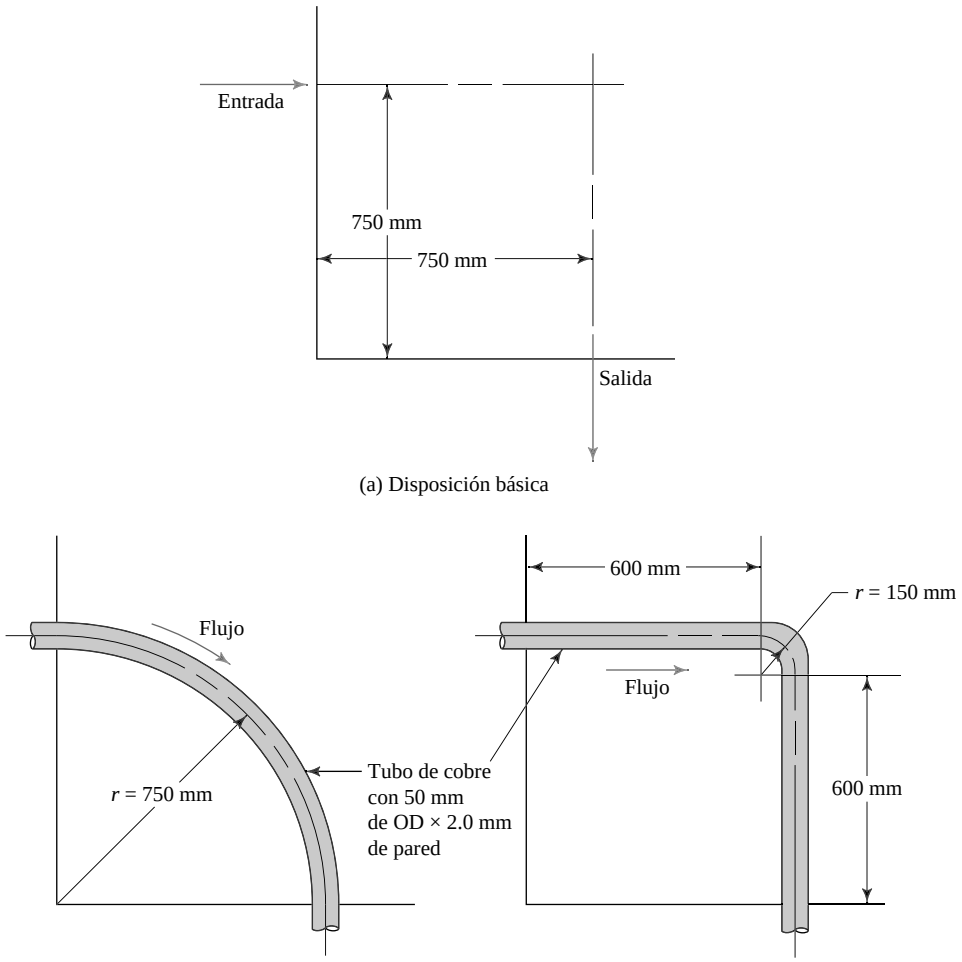


FIGURA 10.36 Problema 10.43.

10.42 Especifique el radio en mm de la línea central de un doblez de 90° en un tubo de cobre con 25 mm de OD × 2.0 mm de pared si se quiere lograr la pérdida de energía mínima. Para un doblez de este tipo que conduce 250 L/min de agua a 80 °C, calcule la pérdida de energía. Compare estos resultados con los del problema 10.41.

10.43 La entrada y la salida mostradas en la figura 10.36 (a) deben conectarse mediante un tubo de cobre con 50 mm de OD × 2.0 mm de pared para conducir 750 L/min de alcohol propílico a 25 °C. Evalúe los dos esquemas mostrados en las partes (b) y (c) de la figura con respecto a la pérdida de energía. Incluya las pérdidas debidas tanto al doblez como a la fricción en el tubo recto.

10.44 Compare las pérdidas de energía de las dos propuestas del problema 10.43 con la pérdida de energía de la propuesta que se presenta en la figura 10.37.

10.45 Determine la pérdida de energía que se produce cuando fluyen 40 L/min de agua a 10 °C alrededor de un doblez de 90° en un tubo de acero comercial que tiene un OD de 20 mm y espesor de pared de 1.5 mm. El radio del doblez con respecto a la línea central del tubo es de 150 mm.

10.46 En la figura 10.38 se muestra una configuración de prueba para determinar la pérdida de energía debida a un intercambiador de calor. El agua a 50 °C fluye verticalmente hacia arriba a 6.0×10^{-3} m^3/s. Calcule la pérdida de energía entre los puntos 1 y 2. Determine el coeficiente de resistencia para el intercambiador de calor con base en la velocidad presente en el tubo de entrada.

10.47 Calcule la pérdida de energía en un doblez de 90° en un tubo de acero utilizado para un sistema de transmisión hidráulica y neumática. El tubo tiene un OD de ½ in y espesor de pared de 0.065 in. El radio de curvatura medio es de 2.00 in. La rapidez de flujo del aceite hidráulico es de 3.5 gal/min.

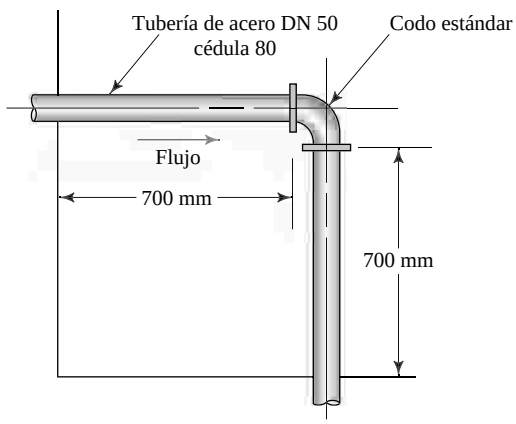


FIGURA 10.37 Problema 10.44.

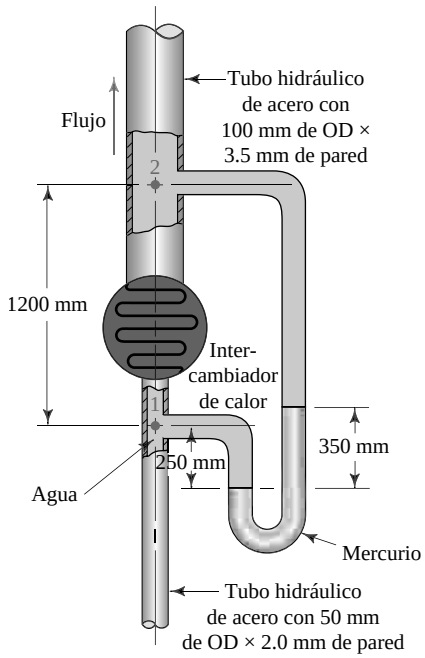


FIGURA 10.38 Problema 10.46.

10.48 Calcule la pérdida de energía en un doblez de 90° en un tubo de acero utilizado para un sistema de fluidos (transmisión hidráulica y neumática). El tubo tiene diámetro exterior de 1¼ in y espesor de pared de 0.083 in. El radio de curvatura medio es de 3.25 in. La rapidez de flujo del aceite hidráulico es de 27.5 gal/min.

10.49 Para los datos del problema 10.47, calcule el factor de resistencia y la pérdida de energía para una bobina del tubo dado que forma seis revoluciones completas. El radio de curvatura medio es el mismo, 2.00 in.

10.50 Para los datos del problema 10.48, calcule el factor de resistencia y la pérdida de energía para una bobina del tubo dado que forma 8.5 revoluciones. El radio de curvatura medio es el mismo, 3.50 in.

10.51 Un tubo similar al del problema 10.47 se enruta a través de una máquina compleja. En un momento dado, el tubo debe doblarse con un ángulo de 145°. Calcule la pérdida de energía en el doblez.

10.52 Un tubo similar al del problema 10.48 se enruta a través de una máquina compleja. En un momento dado, el tubo debe doblarse con un ángulo de 60°. Calcule la pérdida de energía en el doblez.

10.53 Un sistema de fluidos incorpora una válvula de control direccional similar a la mostrada en la figura 10.30(a). Determine la caída de presión a través de la válvula cuando por esta fluyen 5.0 gal/min de aceite hidráulico desde el puerto de la bomba hasta el puerto A.

10.54 Repita el problema 10.53 para caudales de 7.5 gal/min y 10.0 gal/min.

10.55 Para los datos del problema 10.53, calcule el valor equivalente del coeficiente de resistencia K si la caída de presión se encuentra a partir de $\Delta p = \gamma h_L$ y $h_L = K(v^2/2g)$. El aceite tiene gravedad específica de 0.90. El factor K se basa en la carga de velocidad en un tubo de acero con 5/8 in de OD y espesor de pared de 0.065 in.

10.56 Repita el problema 10.55 para caudales de 7.5 gal/min y 10.0 gal/min.

10.57 Para los datos del problema 10.53, calcule el coeficiente de flujo C_V según se define en la sección 10.13. El aceite tiene gravedad específica de 0.90.

10.58 Repita el problema 10.57 para caudales de 7.5 gal/min y 10.0 gal/min. (Vea el problema 10.54).

Para los problemas 10.59 a 10.70, utilice los datos muestrales de la tabla 10.6

10.59 Una válvula plástica de bola de 2 in conduce 150 gal/min de agua a 150 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.60 Una válvula plástica de bola de 4 in conduce 600 gal/min de agua a 120 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.61 Una válvula plástica de bola de ¾ in conduce 15 gal/min de agua a 80 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.62 Una válvula plástica de mariposa de 1½ in conduce 60 gal/min de tetracloruro de carbono a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.63 Una válvula plástica de mariposa de 3 in conduce 300 gal/min de gasolina a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.64 Una válvula plástica de mariposa de 10 in conduce 5000 gal/min de propano líquido a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.65 Una válvula plástica de diafragma de 1½ in conduce 60 gal/min de tetracloruro de carbono a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.66 Una válvula plástica de diafragma de 3 in conduce 300 gal/min de gasolina a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.67 Una válvula plástica de diafragma de 6 in conduce 1500 gal/min de propano líquido a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.68 Una válvula de retención oscilante de plástico de ¾ in conduce 18 gal/min de agua de mar a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.69 Una válvula de retención oscilante de plástico de 3 in conduce 300 gal/min de queroseno a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

10.70 Una válvula de retención oscilante de plástico de 8 in conduce 3500 gal/min de glicerina a 77 °F. Calcule la caída de presión esperada a través de la válvula.

Problemas suplementarios (solamente con PIPE-FLO®)

10.71 Utilice el software PIPE-FLO® para determinar la caída de presión en una trayectoria horizontal de 20 m de tubería DN 100 cédula 40 que conduce queroseno a 25 °C a una velocidad de 3 m/s. La tubería incluye una entrada de borde afilado a la entrada al tanque, dos codos estándar de 90° y una válvula de globo completamente abierta. Reporte todos los valores aplicables relacionados con la solución, como el número de Reynolds y el factor de fricción.

10.72 Use PIPE-FLO® para calcular la pérdida de carga y la caída de presión en una longitud de tubería que incluye un filtro. La tubería es horizontal de 6 in cédula 40. La longitud total de la tubería mide 45 ft y el fabricante del filtro especifica que tiene un valor del factor K de 0.82. A través del sistema fluye agua a 60 °F a 9 ft/s. La presión en el tanque es de 75 psig.

TAREAS DE ANÁLISIS Y DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA

El propósito de las siguientes tareas es preparar ayudas que un diseñador de sistemas de fluidos puede utilizar para especificar tamaños apropiados de los tubos de acero necesarios para un sistema que esté siendo diseñado. Algunas también ayudarán a evaluar las pérdidas de energía y a asegurar que las pérdidas debidas a dobleces en la tubería resulten lo más bajas posible.

1. Su empresa diseña sistemas de fluidos de propósito especial para el mercado de la automatización industrial. La técnica normal utilizada para fabricar los sistemas es el enrutado de tubos de acero entre las bombas, válvulas de control y actuadores del sistema empleando tubos rectos y codos de 90°. En los sistemas se utilizan muchos tamaños diferentes de tubo en función de la rapidez de flujo del aceite hidráulico necesario para la aplicación. A usted se le pide crear una gráfica de los radios de curvatura recomendados para cada tamaño nominal de tubo de acero que se muestra en el apéndice G.1. El espesor de pared para cada tamaño será siempre el más grande listado en la tabla debido a las altas presiones utilizadas en los sistemas hidráulicos. De acuerdo con la figura 10.28, la resistencia mínima se producirá cuando el radio relativo de la curva sea de aproximadamente 3.0. Se le recomienda crear la tabla de radios de curvatura, redondeando los radios a la ½ in más cercana, pero asegúrese de que el radio relativo de cualquier curva nunca sea inferior a 2.0. Se sugiere utilizar una hoja de cálculo.
2. En la sección 6.4 se incluye una recomendación de que la velocidad del flujo en las líneas de descarga de los sistemas de fluidos estén en el rango de 7 a 25 ft/s. El promedio de estos valores es 16 ft/s. Diseñe una hoja de cálculo para determinar el diámetro interior necesario en la tubería de descarga para lograr esta velocidad con cualquier rapidez del flujo de volumen de diseño. A continuación, consulte el apéndice G.1 para especificar un tubo de acero adecuado, utilice el más grande de los espesores de pared listados para cualquier tamaño dadas las altas presiones que se encuentran en los sistemas de fluidos. Para el tubo seleccionado, calcule la velocidad real del flujo cuando conduce el caudal de diseño.
3. Para cada tamaño de tubo usado en la tarea 1, determine el valor de f_T que debe usarse en la ecuación de pérdida de energía para cualquier cálculo de pérdidas menores que requiera este valor en válvulas, accesorios y dobleces. Vea el problema de ejemplo 10.9. Usted deberá calcular la relación D/ε para cada tamaño de tubo utilizando la rugosidad de la tubería de acero. Enseguida, consulte el diagrama de Moody para determinar el factor de fricción en la zona de turbulencia completa. Liste ese valor dentro de la hoja de cálculo empleada para la tarea 1 o elabore una hoja de cálculo diferente para esta lista.
4. Combine las tareas 1 a 3 para incluir el cálculo de la pérdida de energía para un doblez dado, utilice el siguiente proceso:
   - Dada una rapidez del flujo de volumen requerida para un sistema de suministro de fluidos, determine un tamaño apropiado para la tubería de descarga con el fin de producir una velocidad de flujo en el rango recomendado.
   - Para el tamaño de tubo seleccionado, recomiende el radio de curvatura para los codos de 90°.
   - Para el tamaño de tubo seleccionado, determine el valor de f_T, que es el factor de fricción en el rango de turbulencia completa.
   - Calcule el factor de resistencia K para el doblez a partir de $K = f_T(L_e/D)$.
   - Calcule la velocidad de flujo real para el caudal de volumen dado en el tamaño de tubo seleccionado.
   - Calcule la pérdida de energía en el doblez a partir de $h_L = K(v^2/2g)$.
5. Repita la tarea 1 para cada tamaño de tubo, pero utilice el espesor de pared más pequeño en vez del más grande. Tales tubos podrían ser utilizados para líneas de succión que extraen aceite del depósito y lo entregan a la entrada de la bomba. La presión que hay en la tubería de succión es muy baja.
6. Repita la tarea 2, pero ahora recomiende el tamaño del tubo de succión apropiado para lograr una velocidad de flujo recomendada de 3.0 ft/s. Utilice el espesor de pared más pequeño para cualquier tamaño de tubo dada la baja presión existente en las líneas de succión.
7. Repita cualquiera de las tareas 1 a 6 utilizando datos métricos del SI. Los caudales volumétricos deben estar en las unidades apropiadas asignadas por el profesor, como m^3/s, m^3/h, L/s o L/min. Los cálculos de velocidad deben hacerse en m/s.

CAPÍTULO
ONCE

SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE

PANORAMA GENERAL

Este capítulo es piedra angular para los capítulos precedentes 6 a 10, en los que se consideraron aspectos específicos del flujo de fluidos en tuberías y tubos. Ahora se reunirán los conceptos básicos del uso de la ecuación de la energía, la identificación de flujos laminares y turbulentos, la evaluación de pérdidas por fricción en tuberías y el estudio de las pérdidas menores para analizar sistemas de tuberías en serie que pueden contener cualquier combinación de bombas, válvulas, conexiones y pérdidas de energía debidas a la fricción.

> ***Un sistema de tuberías en serie es aquel en el que el fluido sigue una sola trayectoria de flujo en todo el sistema.***

Usted desarrollará la capacidad de identificar tres clases diferentes de sistemas de tuberías en serie y practicará las técnicas de análisis de estos sistemas. Debido a que la mayoría de los sistemas reales incluyen muchos elementos diferentes, los cálculos pueden llegar a ser muy complejos. Después de dominar los principios básicos del análisis de sistemas en serie, usted deberá desarrollar la capacidad de utilizar el análisis asistido por computadora en los sistemas de flujo de fluidos para realizar la mayoría de los cálculos.

Considere el sistema de tubería industrial que muestra la figura 11.1. Los elementos con volantes manuales son válvulas que se utilizan para iniciar y detener el flujo o para dirigirlo hacia diferentes partes del sistema. Hay codos, ampliaciones y secciones de tubo, todos conectados entre sí. Una bomba suministra fluido al sistema.

Exploración

Repase los capítulos 6 a 10 para recordar las herramientas analíticas ahí presentadas: la ecuación de continuidad, la ecuación general de la energía, las pérdidas de energía debidas a la fricción y las pérdidas menores. Estudie los diversos sistemas de tuberías descritos en el capítulo 7 e identifique dónde se producen pérdidas de energía. Analice las explicaciones que se dan en el "Panorama general" de los capítulos 8 a 10, donde usted identificó los tipos de flujo laminar y turbulento y pérdidas de energía en muchos tipos de elementos de tubería.

Conceptos introductorios

Recuerde la explicación de la sección "Panorama general" dada en el capítulo 10. Allí usted examinó sistemas reales, siguiendo la trayectoria del flujo del fluido e identificando los tipos de pérdidas menores que se producen en los sistemas. Cada válvula, accesorio o cambio en tamaño o dirección de la trayectoria de flujo causa una pérdida de energía desde el sistema. La energía se pierde en forma de calor disipado en el fluido, de lo cual resultan disminuciones de la presión en todo el sistema. La energía perdida fue suministrada primero al sistema por medio de bombas o porque la fuente estaba a una elevación más alta o en una línea principal a alta presión. Por lo tanto, la pérdida de energía es un desperdicio, pero los elementos del sistema son esenciales para lograr el propósito del sistema. Por lo general, pérdidas de energía menores ocurridas en los componentes significan que se podría utilizar una bomba o un motor más pequeños o que un sistema dado podría producir mayor rendimiento.

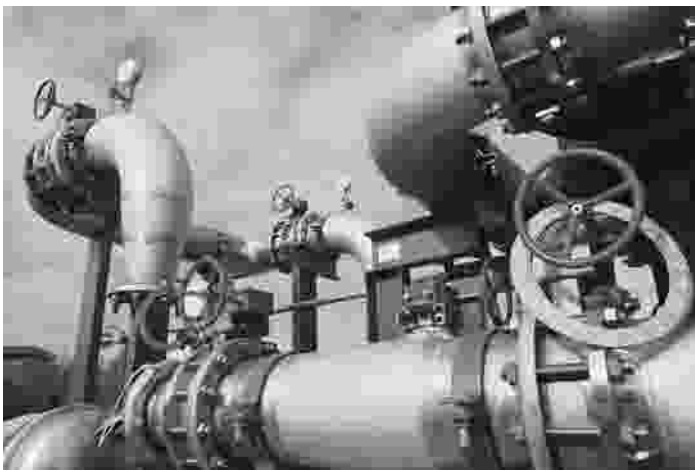


FIGURA 11.1 Los sistemas de tuberías industriales reales como éste contienen muchos tipos y tamaños de tuberías, válvulas y accesorios.
(*Fuente:* Andrei Merkulov/Fotolia)

Los análisis de sistemas y problemas de diseño se pueden clasificar en tres clases, como se indica a continuación:

Clase I El sistema está completamente definido en términos del tamaño de las tuberías, los tipos de pérdidas menores que están presentes y la rapidez del flujo volumétrico existente en el sistema. Los objetivos típicos son calcular la presión en algún punto de interés, calcular la carga total en una bomba o calcular la elevación necesaria a partir de una fuente de fluido para producir una rapidez de flujo volumétrico o una presión deseada en puntos seleccionados del sistema.

Clase II El sistema se describe completamente en términos de sus elevaciones, tamaños de tuberías, válvulas y accesorios, y caídas de presión permitidas en puntos clave del sistema. Se desea saber la rapidez del flujo volumétrico que podría ser suministrado por un sistema dado.

Clase III Se conoce el diseño general del sistema junto con la rapidez del flujo volumétrico deseado. Se determinará el tamaño de tubería requerido para conducir un caudal determinado de un fluido dado.

A medida que usted estudie los métodos de análisis y diseño de estas tres clases de sistemas, también deberá aprender cuáles son los elementos deseables de un sistema. ¿Cuáles son los mejores tipos de válvulas para usar en aplicaciones dadas? ¿Dónde están los puntos críticos de un sistema para evaluar las presiones? ¿Dónde debe colocarse una bomba en un sistema con respecto a la fuente de fluido? ¿Cuánta carga total debe ser capaz de entregar la bomba? ¿Cuáles son las velocidades de flujo razonables en diferentes partes de los sistemas? Algunos de estos aspectos fueron tratados en los capítulos anteriores. Ahora los utilizará en conjunto para evaluar la aceptabilidad de un sistema propuesto y para realizar mejoras.

11.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Identificar sistemas de tuberías en serie.
2. Determinar si un sistema dado es de clase I, clase II o clase III.
3. Calcular la pérdida total de energía, las diferencias de elevación o las diferencias de presión para los sistemas de clase I con cualquier combinación de tuberías, pérdidas menores, bombas o depósitos cuando el sistema tiene una rapidez de flujo dada.
4. Determinar, para los sistemas de clase II, la velocidad o la rapidez del flujo de volumen a través del sistema con diferencias de presión y cargas de elevación conocidas.
5. Determinar, para los sistemas de la clase III, el tamaño de tubería requerido para conducir un caudal de fluido dado con una caída de presión limitante específica o para una diferencia de elevación dada.
6. Aplicar el *software* PIPE-FLO® para analizar los problemas de desempeño de las tuberías en serie.

11.2 SISTEMAS DE CLASE I

En este capítulo sólo se tratan sistemas en serie como el que ilustra la figura 11.2. Para este sistema, la ecuación de la energía, usando la superficie de cada depósito como los puntos de referencia, es

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \qquad \textbf{(11-1)}$$

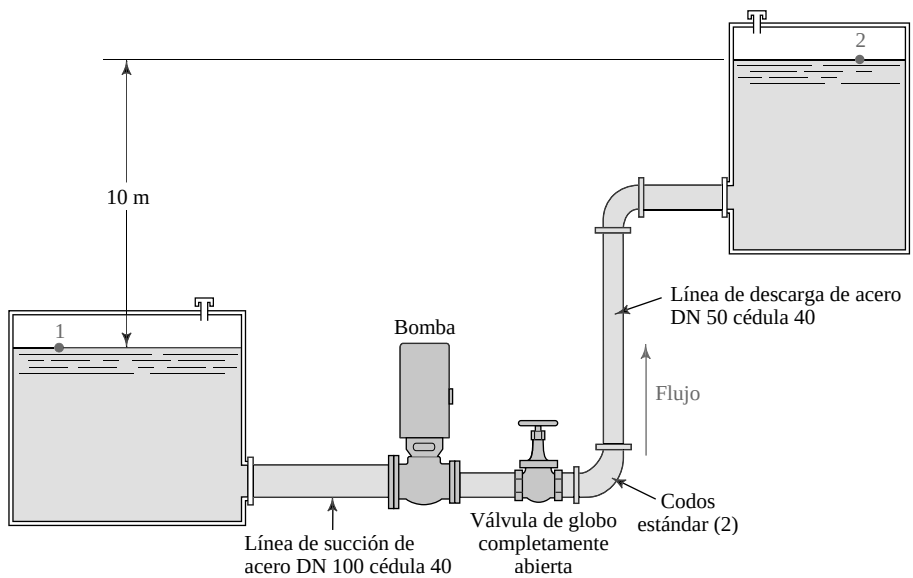


FIGURA 11.2 Sistema para el problema de ejemplo 11.1.

Los tres primeros términos ubicados en el lado izquierdo de esta ecuación representan la energía que posee el fluido en el punto 1 en forma de carga de presión, carga de elevación y carga de velocidad. Los términos del lado derecho representan la energía que posee el fluido en el punto 2. El término h_A representa la energía que una bomba añade al fluido. Un nombre común para esta energía es *carga total de la bomba*, y se utiliza como uno de los parámetros básicos para seleccionar una bomba y determinar su rendimiento. El término h_L indica la pérdida total de energía desde el sistema en cualquier sitio localizado entre los puntos de referencia 1 y 2. Por lo general, hay varios factores que contribuyen a la pérdida total de energía. En este problema se aplican seis factores diferentes:

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 \qquad \textbf{(11-2)}$$

donde

h_L = Pérdida de energía total por unidad de peso del fluido que fluye

h_1 = Pérdida de entrada

h_2 = Pérdida por fricción en la línea de succión

h_3 = Pérdida de energía en la válvula

h_4 = Pérdida de energía en los dos codos de 90°

h_5 = Pérdida por fricción en la línea de descarga

h_6 = Pérdida de salida

En una tubería en serie, la pérdida total de energía es la suma de las pérdidas menores individuales y de todas las pérdidas por fricción existentes en la tubería. Esta proposición va de acuerdo con el principio de que la ecuación de la energía es un medio útil para tomar en cuenta toda la energía presente en el sistema entre los dos puntos de referencia.

El enfoque utilizado aquí para analizar los sistemas de clase I es idéntico al que se aplicó en capítulos anteriores, excepto que normalmente existirán muchos tipos de pérdidas de energía. El siguiente problema de ejemplo programado ilustrará la solución de un problema de clase I.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 11.1

Calcule la potencia suministrada a la bomba que muestra la figura 11.2 si su eficiencia es de 76 por ciento. El alcohol metílico a 25 °C fluye a razón de 54.0 m^3/h. La línea de succión es una tubería de acero estándar DN 100 cédula 40 de 15 m de largo. En la línea de descarga, la longitud total de la tubería de acero DN 50 cédula 40 mide 200 m. Suponga que el ingreso del fluido desde el depósito 1 tiene lugar por una entrada con bordes cuadrados y que los codos son estándar. La válvula es de globo completamente abierta.

Para iniciar la solución, escriba la ecuación de la energía para el sistema.

Al usar las superficies de los depósitos como los puntos de referencia, se debe tener

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Debido a que $p_1 = p_2 = 0$ y v_1 y v_2 son aproximadamente cero, la ecuación se puede simplificar como

$$z_1 + h_A - h_L = z_2$$

Puesto que el objetivo del problema es calcular la potencia suministrada a la bomba, despeje ahora la carga total de la bomba, h_A.

La carga total es

$$h_A = z_2 - z_1 + h_L$$

Hay seis componentes para la pérdida total de energía. Haga una lista de ellos y escriba la fórmula para evaluar cada uno.

Su lista debe incluir los siguientes elementos. El subíndice *s* indica la línea de succión y el subíndice *d* indica la línea de descarga:

$h_1 = K(v_s^2/2g)$ (pérdida de entrada)

$h_2 = f_s(L/D)(v_s^2/2g)$ (pérdida por fricción en la línea de succión)

$h_3 = f_{dT}(L_e/D)(v_d^2/2g)$ (válvula)

$h_4 = f_{dT}(L_e/D)(v_d^2/2g)$ (dos codos de 90°)

$h_5 = f_d(L/D)(v_d^2/2g)$ (pérdida por fricción en la línea de descarga)

$h_6 = 1.0(v_d^2/2g)$ (pérdida de salida)

Debido a que se requiere la carga de velocidad en la línea de succión o de descarga para cada pérdida de energía, calcule estos valores ahora.

Usted debe tener $v_s^2/2g = 0.17$ m y $v_d^2/2g = 2.44$ m, los cuales se encuentran de la manera siguiente:

$$Q = \frac{54.0\ \text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1\ \text{h}}{3600\ \text{s}} = 0.015\ \text{m}^3/\text{s}$$

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{0.015\ \text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{8.213 \times 10^{-3}\ \text{m}^2} = 1.83\ \text{m/s}$$

$$\frac{v_s^2}{2g} = \frac{(1.83)^2}{2(9.81)}\text{m} = 0.17\ \text{m}$$

$$v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{0.015\ \text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{2.168 \times 10^{-3}\ \text{m}^2} = 6.92\ \text{m/s}$$

$$\frac{v_d^2}{2g} = \frac{(6.92)^2}{2(9.81)}\text{m} = 2.44\ \text{m}$$

Para determinar las pérdidas por fricción en la línea de succión y en la línea de descarga, así como las pérdidas menores en la línea de descarga, es necesario obtener el número de Reynolds, la rugosidad relativa y el factor de fricción para cada tubería, así como el factor de fricción en la zona de turbulencia completa para la línea de descarga que contiene una válvula y accesorios para tubería. Encuentre estos valores ahora.

Para el alcohol metílico a 25 °C, $\rho = 789$ kg/m^3 y $\eta = 5.60 \times 10^{-4}$ Pa•s. Entonces, en la línea de succión, se tiene

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{(1.83)(0.1023)(789)}{5.60 \times 10^{-4}} = 2.64 \times 10^5$$

Debido a que el flujo es turbulento, el valor de f_s debe evaluarse a partir del diagrama de Moody, figura 8.7. Para la tubería de acero, $\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5}$ m. Escriba

$$D/\varepsilon = 0.1023/(4.6 \times 10^{-5}) = 2224$$
$$N_R = 2.64 \times 10^5$$

Entonces $f_s = 0.018$.

En la línea de descarga, se tiene

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{(6.92)(0.0525)(789)}{5.60 \times 10^{-4}} = 5.12 \times 10^5$$

Este flujo también es turbulento. Si se evalúa el factor de fricción f_d, resulta

$$D/\varepsilon = 0.0525/(4.6 \times 10^{-5}) = 1141$$
$$N_R = 5.12 \times 10^5$$
$$f_d = 0.020$$

En la tabla 10.5 se puede encontrar que $f_{dT} = 0.019$ para la tubería de descarga DN 50 en la zona de turbulencia completa.

De regreso a los cálculos de la pérdida de energía, evalúe h_1, la pérdida de entrada, en N•m/N o m.

El resultado es $h_1 = 0.09$ m. Para una entrada con bordes cuadrados, $K = 0.5$ y

$$h_1 = 0.5(v_s^2/2g) = (0.5)(0.17\ \text{m}) = 0.09\ \text{m}$$

Ahora calcule h_2, la pérdida por fricción en la línea de succión.

El resultado es $h_2 = 0.45$ m.

$$h_2 = f_s \times \frac{L}{D} \times \frac{v_s^2}{2g} = f_s\left(\frac{15}{0.1023}\right)(0.17)\text{ m}$$

$$h_2 = (0.018)\left(\frac{15}{0.1023}\right)(0.17)\text{ m} = 0.45\text{ m}$$

Ahora calcule h_3, la pérdida de energía en la válvula de la línea de descarga.

A partir de los datos del capítulo 10, la relación de longitud equivalente L_e/D para una válvula de globo completamente abierta es 340. El factor de fricción es $f_{dT} = 0.019$. Entonces, se tiene

$$h_3 = f_{dT} \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (0.019)(340)(2.44)\text{ m} = 15.76\text{ m}$$

Ahora calcule h_4, la pérdida de energía en los dos codos de 90°.

Para codos estándar de 90°, $L_e/D = 30$. El valor de f_{dT} es 0.019, el mismo que se utilizó en el panel anterior. Entonces, se tiene

$$h_4 = 2f_{dT} \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (2)(0.019)(30)(2.44)\text{ m} = 2.78\text{ m}$$

Ahora calcule h_5, la pérdida por fricción en la línea de descarga.

La pérdida por fricción en la línea de descarga es

$$h_5 = f_d \times \frac{L}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (0.020)\left(\frac{200}{0.0525}\right)(2.44)\text{ m} = 185.9\text{ m}$$

Ahora calcule h_6, la pérdida de salida.

La pérdida de salida es

$$h_6 = 1.0(v_d^2/2g) = 2.44\text{ m}$$

Esto concluye el cálculo de las pérdidas de energía individuales. Ahora es posible determinar la pérdida total h_L.

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6$$
$$h_L = (0.09 + 0.45 + 15.76 + 2.78 + 185.9 + 2.44)\text{ m}$$
$$h_L = 207.4\text{ m}$$

A partir de la ecuación de energía, la expresión para la carga total de la bomba es

$$h_A = z_2 - z_1 + h_L$$

Entonces, se tiene

$$h_A = 10\text{ m} + 207.4\text{ m} = 217.4\text{ m}$$

Ahora calcule la potencia suministrada a la bomba, P_A.

$$\text{Potencia} = \frac{h_A \gamma Q}{e_M} = \frac{(217.4\text{ m})(7.74 \times 10^3\text{ N/m}^3)(0.015\text{ m}^3\text{/s})}{0.76}$$
$$P_A = 33.2 \times 10^3\text{ N·m/s} = 33.2\text{ kW}$$

Con esto se concluye el problema de ejemplo programado.

Principios generales del diseño de sistemas de tuberías Aunque los requisitos específicos de un sistema dado pueden dictar algunas de las características de un sistema de tuberías, las siguientes directrices le ayudarán a diseñar sistemas razonablemente eficientes.

1. Del capítulo 7, recuerde que la potencia requerida por la bomba de un sistema se calcula a partir de

$$P_A = h_A \gamma Q$$

donde h_A representa la carga total de la bomba. Las pérdidas de energía contribuyen en gran medida a aumentar esta carga total, por lo que es deseable minimizarlas.

2. Se debe prestar atención especial a la presión en la entrada de una bomba, manteniéndola tan alta como sea posible. El diseño final de la línea de succión debe revisarse para garantizar que no se presente *cavitación* en el puerto de succión de la bomba, esto se logra mediante el cálculo de la *carga de succión positiva neta* (*NPSH*, por sus siglas en inglés) como se explica con detalle en el capítulo 13.
3. Los componentes del sistema deben seleccionarse en función de minimizar las pérdidas de energía mientras se mantiene un tamaño físico y un costo razonables de los componentes.
4. La selección de los tamaños de la tubería debe estar guiada por las recomendaciones dadas en la sección 6.4 del capítulo 6, considerando el tipo de sistema que se diseñe. Es necesario utilizar la figura 6.3 para determinar los tamaños aproximados de las líneas de succión y descarga en los sistemas típicos de transporte de fluidos. Se deben especificar tamaños de tubería más grandes para tuberías muy largas o cuando las pérdidas de energía deban minimizarse.
5. Si los tamaños de tubería seleccionados difieren de los tamaños de las conexiones de succión y de descarga de la bomba, es posible utilizar reducciones o ampliaciones graduales simples con bajas pérdidas, como se describe en el capítulo 10. Existen componentes estándar de este tipo que están disponibles comercialmente para muchas clases de tubería.
6. La longitud de las líneas de succión debe ser tan corta como resulte práctico.
7. Se recomienda el uso de válvulas de corte y de control con bajas pérdidas, como las válvulas de compuerta o de mariposa, a menos que el diseño requiera que las válvulas estrangulen el flujo para mantener controlado el sistema en los parámetros deseados. En ese caso pueden especificarse válvulas de globo. En los sistemas más pequeños, puede ser preferible realizar el control mediante válvulas de aguja.
8. A menudo es deseable colocar una válvula de cierre en cualquiera de los lados de una bomba para permitir su reparación o retiro.

Crítica del sistema que muestra la figura 11.2 y se analiza en el problema de ejemplo 11.1 Las soluciones a problemas como el que recién concluimos pueden darle al diseñador de sistemas de flujo de fluidos mucha información útil sobre la que se puede evaluar el diseño propuesto y tomar decisiones racionales en cuanto a la mejora del sistema. Aquí se aplican los principios que se acaban de presentar al sistema analizado en el problema 11.1. El objetivo es proponer varias formas de rediseñar el sistema para reducir drásticamente la potencia requerida por la bomba y para ajustar el diseño de la línea de succión. Las siguientes son algunas observaciones:

1. La longitud de la línea de succión entre el primer depósito y la bomba, dada como de 15 m, parece ser excesivamente grande. Se recomienda que la bomba sea reubicada más cerca del depósito, de modo que la línea de succión pueda ser tan corta como resulte práctico.
2. Puede ser deseable colocar una válvula en la línea de succión antes de la entrada a la bomba para permitir su retiro o reparación sin necesidad de vaciar el depósito. Se debe usar una válvula de compuerta para que la pérdida de energía sea pequeña durante la operación normal con la válvula completamente abierta.
3. Consulte la sección 6.4 y la figura 6.3 para determinar un tamaño apropiado de la línea de succión. Para un caudal de 54.0 m^3/s, se sugiere un tamaño de tubería aproximado de DN 80. El tamaño DN 100 utilizado en el problema de ejemplo 11.1 es aceptable, la velocidad de la línea de succión de 1.83 m/s produce una carga de velocidad bastante baja de 0.17 m y una correspondiente baja pérdida por fricción, lo cual es deseable para una línea de succión.
4. La pérdida de energía en la línea de descarga que tiene 200 m de longitud es muy alta, debido principalmente a la alta velocidad de flujo registrada en la tubería DN 50, 6.92 m/s. La figura 6.3 sugiere para la línea de descarga un tamaño de aproximadamente DN 65. Sin embargo, dada la gran longitud, se especificará una tubería de acero DN 80 cédula 40 que producirá una velocidad de 3.15 m/s y una carga de velocidad de 0.504 m. En comparación con la carga de velocidad original de 2.44 m para la tubería DN 50, esto representa una *reducción de casi cinco tantos*. La pérdida de energía se reducirá aproximadamente en forma proporcional.
5. En la línea de descarga, la válvula de globo debe sustituirse por un tipo con menos resistencia. La relación de longitud equivalente L_e/D de 340 está entre las más altas de cualquier tipo de válvula. Una válvula de compuerta completamente abierta tiene una $L_e/D = 8$, es decir, *¡una reducción de más de 42 tantos!*

Resumen de los cambios de diseño Se proponen los siguientes cambios:

1. Disminuir la longitud de la línea de succión de 15 m a 1.5 m. Suponiendo que los dos depósitos deben permanecer en la misma posición, los 13.5 m de longitud extra se añadirán a la línea de descarga, por lo que se tendrá un total de 213.5 m de longitud.
2. Añadir una válvula de compuerta completamente abierta en la línea de succión.
3. Aumentar el tamaño de la línea de descarga de DN 50 a DN 80 cédula 40. Entonces, $v_d = 3.15$ m/s y la carga de velocidad es de 0.504 m.
4. Sustituir la válvula de globo en la línea de descarga por una válvula de compuerta completamente abierta.

Con todos estos cambios, se obtendría una reducción de la energía que debe ser suministrada por la bomba para 217.4 m a 37.1 m. La potencia suministrada a la bomba disminuiría de 33.2 kW a 5.66 kW, es decir, *¡una reducción por un factor cercano a 6!*

11.3 AYUDA EN HOJA DE CÁLCULO PARA PROBLEMAS DE LA CLASE I

El procedimiento de solución para los problemas que presentan las tuberías en serie de la clase I es directo en el sentido de que el sistema está completamente definido y el análisis conduce a la solución final sin iteraciones o estimaciones de los valores. Pero es un procedimiento arduo que requiere muchos cálculos. Cuando se deben diseñar varios sistemas o si el diseñador quiere probar distintas modificaciones en un diseño determinado, la solución puede tomar mucho tiempo. El uso de una hoja de cálculo puede mejorar el procedimiento de manera espectacular haciendo la mayoría de los cálculos por usted después de introducir los datos básicos.

Antes de implementar cualquier método asistido por computadora para la resolución de problemas de flujo de fluidos, resulta esencial que usted entienda los principios fundamentales y las técnicas de análisis subyacentes al programa. La introducción de datos erróneos o la malinterpretación de resultados pueden causar un daño importante, como que el sistema tenga un mal desempeño durante el servicio, que el equipo se dañe o incluso que ocurran lesiones. Las hojas de cálculo mostradas en este capítulo están disponibles para que los profesores de los cursos que utilizan este libro puedan descargarlas. También es muy instructivo que usted pueda reproducir las hojas de cálculo dadas y comparar sus resultados con los que se presentan en el libro. Además puede beneficiarse a partir de producir mejoras en el diseño de las hojas de cálculo. Un objetivo importante del uso de hojas de cálculo en este curso es mostrarle las ventajas de usar herramientas computacionales para hacer su trabajo más fácil y más rápido con el fin de que pueda producir soluciones precisas y óptimas a problemas de diseño complejos.

El uso de software para análisis disponible en el mercado, como el de PIPE-FLO® utilizado en este libro en los capítulos 8 a 13, proporciona mucha más capacidad que las hojas de cálculo escritas personalmente u otras ayudas computacionales que usted pueda desarrollar; así que puede elegir usar ambos enfoques durante su carrera. En resumen, para mejorar su productividad, usted debe volverse competente en la comprensión de los principios de la mecánica de fluidos y en el uso de ayudas computacionales.

La figura 11.3 muestra un enfoque para el uso de una hoja de cálculo en los problemas de distribución de la clase I. Está diseñado para modelar un sistema similar al mostrado en la figura 11.2, en el que una bomba extrae fluido de una fuente y lo suministra a un punto final. Los datos mostrados son los del problema de ejemplo 11.1, donde el objetivo era calcular la potencia requerida para accionar la bomba. Compare los valores anotados en la hoja de cálculo con los que se encontraron en el problema de ejemplo. Las pequeñas diferencias se deben principalmente al redondeo y al hecho de que los factores de fricción fueron calculados por la hoja de cálculo, mientras que en el problema de ejemplo éstos se copian manualmente a partir del diagrama de Moody.

Sin embargo, la hoja de cálculo es un poco más versátil. Sus características se explican a continuación.

Características de la hoja de cálculo empleada para calcular la potencia requerida por una bomba en un sistema de tuberías en serie clase I (versión con unidades métricas del SI)

1. Los datos que usted debe introducir en las celdas apropiadas se identifican mediante áreas sombreadas.
2. En la parte superior izquierda de la hoja, puede introducir la información de identificación del sistema.
3. En la parte superior derecha, introduzca la descripción de los dos puntos de referencia que usará en la ecuación de la energía.
4. Enseguida, introduzca los datos del sistema. Primero escriba la rapidez del flujo volumétrico Q en unidades de m^3/s. A continuación, introduzca las presiones y las elevaciones que hay en los dos puntos de referencia. En el problema de ejemplo, las presiones son iguales a cero debido a que ambos puntos de referencia están en la superficie libre de los depósitos. La elevación de referencia se toma en la superficie del depósito 1. Por lo tanto, la elevación del punto 1 es 0.0 m y la del punto 2 es 10.0 m.
5. Estudie cuidadosamente los datos de velocidad requeridos. En el problema de ejemplo, la velocidad en ambos puntos de referencia es aproximadamente cero porque los puntos están en las superficies de los depósitos, aún libres. Los valores cero se introdujeron manualmente. Pero si uno o ambos puntos de referencia se encuentran en un tubo en lugar de en la superficie de un depósito, se requerirán las velocidades reales de la tubería. La instrucción incluida en el lado derecho de la hoja de cálculo pide que realmente se escriba una celda de referencia para las velocidades. La celda de referencia "B20" alude a la celda donde se calcula la velocidad de flujo en la tubería 1. La referencia a la celda "E20" indica la celda donde se calcula la velocidad de flujo de la tubería 2. Así, después de introducir los datos adecuados para las tuberías, aparecerán los valores apropiados de la velocidad y la carga velocidad en las celdas de datos del sistema.
6. Enseguida, introduzca los datos de las propiedades de los fluidos. El peso específico γ y la viscosidad cinemática ν se requieren para calcular el número de Reynolds y la potencia requerida por la bomba. Note que usted debe calcular la viscosidad cinemática a partir de $\nu = \eta/\rho$ si originalmente sólo conoce la viscosidad dinámica η y la densidad ρ del fluido.
7. Ahora se introducen los datos de la tubería. Se toman provisiones para diseñar los sistemas con dos diferentes tamaños de tubería, como los del problema de ejemplo. Es típico que los sistemas de bombeo tengan una tubería de succión más grande y una tubería de descarga más pequeña. Para cada una, se debe introducir el diámetro de flujo en las zonas sombreadas, la rugosidad de pared y la longitud total de la tubería recta. Enseguida, el sistema calcula los valores de las áreas no sombreadas. Tenga en cuenta que los factores de fricción se calculan utilizando la ecuación de Swamee-Jain presentada en el capítulo 8, ecuación (8-7).
8. A continuación se abordan las pérdidas de energía en la hoja de cálculo. La pérdida de energía se calcula utilizando el factor K de resistencia adecuado para cada elemento. El factor K para la fricción generada en la tubería se calcula automáticamente. En cuanto a las pérdidas menores, usted tendrá que obtener los valores a partir de las gráficas o calcularlos como se describe a continuación. Éstos se introducen en las áreas sombreadas y se puede escribir una breve descripción de cada elemento. Se proporciona espacio para considerar ocho pérdidas en cada uno de los dos tubos. En las celdas no utilizadas hay que introducir valores de cero. Recuerde lo siguiente de los capítulos 8 y 10:
   - Para la fricción generada en la tubería, $K = f(L/D)$, donde f representa el factor de fricción, L indica la longitud de la tubería recta y D es el diámetro de flujo de la tubería. Los valores de estos datos se calcularon en la sección de datos de la tubería, así que este valor es determinado automáticamente por la hoja de cálculo.
   - Para las pérdidas menores debidas a cambios en el tamaño de la trayectoria de flujo, consulte los valores de K

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA			**SISTEMAS EN SERIE CLASE I**		
Objetivo: *Potencia de la bomba*			*Puntos de referencia para la ecuación de la energía:*		
Problema de ejemplo 11.1			Punto 1: En la superficie del depósito inferior		
Figura 11.2			Punto 2: En la superficie del depósito superior		
Datos del sistema:	**Unidades métricas del SI**				
Rapidez del flujo de volumen Q =	*0.015 m^3/s*		*Elevación en el punto 1 =*	*0 m*	
Presión en el punto 1 =	*0 kPa*		*Elevación en el punto 2 =*	*10 m*	
Presión en el punto 2 =	*0 kPa*		*Si el punto de ref. está en el tubo: establezca v1 "= B20" O v2 "= E20"*		
Velocidad en el punto 1 =	*0 m/s*		*Carga de vel. en el punto 1 =*	*0 m*	
Velocidad en el punto 2 =	*0 m/s*		*Carga de vel. en el punto 2 =*	*0 m*	
Propiedades del fluido:			Puede ser necesario que se calcule $\nu = \eta/\rho$		
Peso específico =	*7.74 kN/m^3*		*Viscosidad cinemática = 7.10E-07 m^2/s*		
Tubo 1: Tubería de acero DN 100 cédula 40			***Tubo 1: Tubería de acero DN 80 cédula 40***		
Diámetro: D =	*0.1023 m*		*Diámetro: D =*	*0.0525 m*	
Rugosidad de pared: ϵ =	*4.60E-05 m*		*Rugosidad de pared: ϵ =*	*4.60E-05 m*	*[Vea la tabla 8.2]*
Longitud: L =	*15 m*		*Longitud: L =*	*200 m*	
Área: *A* =	8.22E-03 m^2		Área: *A* =	2.16E-03 m^2	[A = $\pi D^2/4$]
D/ϵ =	2224		*D*/ϵ =	1141	Rugosidad relativa
L/*D* =	147		*L*/*D* =	3810	
Velocidad de flujo =	1.82 m/s		Velocidad de flujo =	6.93 m/s	[*v* = *Q*/*A*]
Carga de velocidad =	0.170 m		Carga de velocidad =	2.447 m	[$v^2/2g$]
Núm. de Reynolds =	2.63E+05		Núm. de Reynolds =	5.13E+05	[$N_R = vD/\nu$]
Factor de fricción: *f* =	0.0182		Factor de fricción: *f* =	0.0198	Usando la ecuación 8-7
Pérdidas de energía en la tubería 1:		Cant.			
Tubería: $K_1 = f(L/D)$ =	2.67	1	Pérdida de energía h_{L1} =	0.453 m	Por fricción
Pérdida de entrada: K_2 =	0.50	1	Pérdida de energía h_{L2} =	0.085 m	
Elemento 3: K_3 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L3} =	0.000 m	
Elemento 4: K_4 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L4} =	0.000 m	
Elemento 5: K_5 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L5} =	0.000 m	
Elemento 6: K_6 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L6} =	0.000 m	
Elemento 7: K_7 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L7} =	0.000 m	
Elemento 8: K_8 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L8} =	0.000 m	
Pérdidas de energía en la tubería 2:		*Cant.*			
Tubería: $K_1 = f(L/D)$ =	75.35	1	Pérdida de energía h_{L1} =	184.40 m	Por fricción
Válvula de globo: K_2 =	6.46	1	Pérdida de energía h_{L2} =	15.81 m	
2 codos estándar: K_3 =	0.57	2	Pérdida de energía h_{L3} =	2.79 m	
Pérdida de salida: K_4 =	1.00	1	Pérdida de energía h_{L4} =	2.45 m	
Elemento 5: K_5 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L5} =	0.00 m	
Elemento 6: K_6 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L6} =	0.00 m	
Elemento 7: K_7 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L7} =	0.00 m	
Elemento 8: K_8 =	0.00	1	Pérdida de energía h_{L8} =	0.00 m	
			Pérdida total de energía h_{Ltot} =	205.98 m	
			Carga total en la bomba: h_A =	216.0 m	
	Resultados:		Potencia añadida al fluido: P_A =	25.08 kw	
			Eficiencia de la bomba =	*76.00 %*	
			Potencia entregada a la bomba: P_I =	32.99 kw	

FIGURA 11.3 Hoja de cálculo para sistemas de tuberías en serie clase I. Datos para el problema de ejemplo 11.1.

en las secciones 10.3 a 10.8. Resulta esencial introducir estos valores para la tubería adecuada. Usted debe observar cuál velocidad se utiliza como referencia para el tipo dado de pérdida menor. Los factores *K* para ampliaciones y contracciones se basan en la carga de velocidad presente en el tubo más pequeño.

- Para las pérdidas menores debidas a válvulas, conexiones y dobleces, $K = f_T(L_e/D)$, donde f_T representa el factor de fricción en la zona de turbulencia completa para el tamaño y tipo de tubería al que está conectado el elemento. La tabla 10.5 es la fuente de estos datos para la tubería de acero. Para otros tipos de tubo o tubería, se debe utilizar el método presentado en la sección 10.9. La rugosidad relativa D/ε se utiliza para encontrar el valor de f en la zona de turbulencia completa a partir del diagrama de Moody. Los valores para la relación de longitud equivalente L_e/D pueden encontrarse en la tabla 10.4 o en la figura 10.28.

9. Los resultados se calculan automáticamente en la parte inferior de la hoja. La pérdida total de energía es la suma de todas las fricciones y pérdidas menores detectadas en ambas tuberías.

10. La carga total de la bomba h_A se encuentra al resolver la ecuación general de la energía para ese valor:

$$h_A = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L$$

La hoja de cálculo realiza los cálculos necesarios a partir de los datos introducidos en las celdas apropiadas en la parte superior de la hoja.

11. La potencia añadida al fluido se calcula con base en

$$P_A = h_A \gamma Q$$

12. La eficiencia de la bomba e_M se debe introducir como un porcentaje.

13. La potencia entregada a la bomba se calcula a partir de

$$P_I = P_A/e_M$$

Otros tipos de problemas de tuberías en serie de la clase I pueden analizarse de manera similar mediante el ajuste de este formato. Es necesario crear hojas diferentes para los distintos sistemas de unidades porque en esta versión se utilizan ciertas constantes con unidades específicas, como $g = 9.81$ m/s^2.

Por ejemplo, si el objetivo del problema es calcular la presión en un punto particular A localizado aguas arriba cuando se conoce la presión en un punto de referencia B aguas abajo, la ecuación de la energía puede resolverse para la presión que hay aguas arriba como

$$p_A = p_B + \gamma\left[(z_B - z_A) + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + h_L\right]$$

Usted debe configurar la hoja de cálculo para evaluar estos términos como el resultado final. Tenga en cuenta que para este conjunto de condiciones, se supuso que no había una bomba o motor de fluido en el sistema.

11.4 SISTEMAS DE CLASE II

Un sistema de tuberías en serie de clase II es aquel para el que usted desea conocer la rapidez del flujo volumétrico del fluido que podría ser entregado por un sistema dado. El sistema se describe por completo en términos de sus elevaciones, tamaños de tuberías, válvulas y accesorios, además de la caída de presión permitida en puntos clave del sistema.

Usted sabe que la caída de presión está directamente relacionada con la pérdida de energía ocurrida en el sistema y que, por lo general, las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de velocidad que presenta el fluido a medida que fluye a través del sistema. Puesto que la carga de velocidad es $v^2/2g$, las pérdidas de energía son proporcionales al cuadrado del módulo de la velocidad del fluido. Su tarea como diseñador es determinar qué tan alta puede ser la velocidad y aún así cumplir con la meta de obtener una caída de presión limitada.

Se sugerirán tres métodos diferentes para el diseño de sistemas de la clase II. Éstos varían en su complejidad y en el grado de precisión del resultado final. La siguiente lista proporciona el tipo de sistema para el que se utiliza cada método y una breve descripción de éste. En los problemas de ejemplo 11.2 a 11.4 se presentan más detalles de cada método.

Método II-A Utilizado para diseñar un sistema en serie en el que sólo se consideran las pérdidas por fricción de la tubería, este proceso de solución directo utiliza una ecuación, basada en la obra de Swamee y Jain (referencia 13), que incluye el cálculo directo del factor de fricción. Este método se introdujo en la sección 8.8. Vea el problema de ejemplo 11.2.

Método II-B Utilizado para diseñar un sistema en serie en el que existen pérdidas menores relativamente pequeñas junto con una pérdida por fricción relativamente grande en la tubería, este método añade pasos al proceso del método II-A. Las pérdidas menores se ignoran en un inicio y se usa la misma ecuación del método II-A para estimar la velocidad y la rapidez del flujo volumétrico que pueden permitirse en el sistema. A continuación, se decide un caudal modestamente inferior, se introducen las pérdidas menores y el sistema se analiza como un sistema de clase I para determinar el desempeño final a la velocidad de flujo especificada. Si el desempeño es satisfactorio, el problema está resuelto. Si no, pueden probarse diferentes caudales hasta que se obtengan resultados satisfactorios. Vea la hoja de cálculo elaborada para el problema de ejemplo 11.3. Este método requiere un poco de prueba y error, pero el proceso transcurre rápidamente una vez que los datos se introducen en la hoja de cálculo.

Método II-C Utilizado para diseñar un sistema en serie en el que las pérdidas menores son significativas en comparación con las pérdidas por fricción generadas en la tubería y para las cuales se desea un alto nivel de precisión en el análisis, este método es el que consume más tiempo ya que requiere un análisis algebraico del comportamiento de todo el sistema y expresar la velocidad de flujo en términos del factor de fricción presente en la tubería. Ambas cantidades son desconocidas debido a que el factor de fricción depende también de la velocidad (número de Reynolds). Se utiliza un proceso de *iteración* para completar el análisis. La iteración es un método controlado de "prueba y error" donde, a partir de cada paso iterativo, se obtiene una estimación más precisa de la velocidad de flujo limitante para cumplir con la restricción de la caída de presión. Por lo general, el proceso converge en dos, tres o cuatro iteraciones. Vea el problema de ejemplo 11.4.

Problema de ejemplo 11.2

Un aceite lubricante debe suministrarse a través de una tubería de acero horizontal DN 150 cédula 40 con una caída de presión máxima de 60 kPa por cada 100 m de tubería. El aceite tiene gravedad específica de 0.88 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa•s. Determine la rapidez del flujo volumétrico máxima permisible para el aceite.

Solución

En la figura 11.4 se muestra el sistema. Éste es un problema de tuberías en serie de la clase II porque la rapidez del flujo volumétrico es desconocida y, por lo tanto, la velocidad de flujo también se desconoce. Aquí se utilizará el método II-A porque en el sistema sólo existen pérdidas por fricción de la tubería.

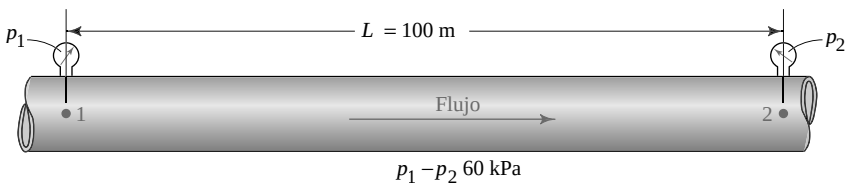


FIGURA 11.4
Puntos de referencia en la tubería para el problema de ejemplo 11.2.

Paso 1 Escriba la ecuación de la energía para el sistema.

Paso 2 Despeje la pérdida de energía limitante h_L.

Paso 3 Determine los siguientes valores para el sistema:
Diámetro de flujo de la tubería D
Rugosidad relativa D/ε
Longitud de la tubería L
Viscosidad cinemática del fluido ν; puede requerir el uso de $\nu = \eta/\rho$

Paso 4 Utilice la siguiente ecuación para calcular la rapidez del flujo de volumétrico limitante, asegurándose de que todos los datos estén en unidades consistentes para el sistema dado:

$$Q = -2.22D^2\sqrt{\frac{gDh_L}{L}}\log\left(\frac{1}{3.7D/\varepsilon} + \frac{1.784\nu}{D\sqrt{gDh_L/L}}\right) \tag{11-3}$$

Resultados Se utilizan los puntos 1 y 2 mostrados en la figura 11.3 para escribir la ecuación de la energía:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Es posible cancelar algunos términos dado que en este problema $z_1 = z_2$ y $v_1 = v_2$. La ecuación se convierte en

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

Después se resuelve algebraicamente para h_L y se evalúa el resultado:

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{60\text{ kN}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{(0.88)(9.81\text{ kN})} = 6.95\text{ m}$$

Otros datos necesarios son:

Diámetro de flujo de la tubería, $D = 0.1541$ m [apéndice F]

Rugosidad de pared de la tubería, $\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5}$ m [tabla 8.2]

Rugosidad relativa, $D/\varepsilon = (0.1541\text{ m})/(4.6 \times 10^{-5}\text{ m}) = 3350$

Longitud de la tubería, $L = 100$ m

Viscosidad cinemática del fluido; use

$$\rho = (0.88)(1000\text{ kg/m}^3) = 880\text{ kg/m}^3$$

Entonces

$$\nu = \eta/\rho = (9.5 \times 10^{-3}\text{ Pa·s})/(880\text{ kg/m}^3) = 1.08 \times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$$

Se colocan estos valores en la ecuación (11-3), asegurándose de que todos los datos están en unidades del SI consistentes para este problema.

$$Q = -2.22(0.1541)^2\sqrt{\frac{(9.81)(0.1541)(6.95)}{100}}$$

$$\times \log\left[\frac{1}{(3.7)(3350)} + \frac{(1.784)(1.08 \times 10^{-5})}{(0.1541)\sqrt{(9.81)(0.1541)(6.95)/100}}\right]$$

$$Q = 0.057\text{ m}^3/\text{s}$$

Comentario Por lo tanto, si la rapidez del flujo de volumen de aceite a través de esta tubería no es superior a 0.057 m^3/s, la caída de presión en una longitud de 100 m de tubería no será mayor que 60 kPa.

Solución en hoja de cálculo para problemas de tuberías en serie clase II por el método II-A La figura 11.5 muestra una hoja de cálculo simple para facilitar los cálculos necesarios con el método II-A. Sus características son las siguientes.

1. El encabezado identifica la naturaleza de la hoja de cálculo y permite que se introduzcan el número del problema u otra descripción de éste en el área sombreada.
2. Los datos del sistema consisten en las presiones y elevaciones en dos puntos de referencia. Si un problema dado proporciona la diferencia de presión permisible Δp, usted puede asignar el valor de la presión a un punto y después calcular la presión existente en el segundo punto a partir de $p_2 = p_1 + \Delta p$.
3. La pérdida de energía se determina en la hoja de cálculo utilizando

   $$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma + z_1 - z_2$$

   Esto se encuentra a partir de la ecuación de la energía, y se observa que las velocidades son iguales en los dos puntos de referencia.
4. Se introducen las propiedades del fluido: peso específico y viscosidad cinemática.

FIGURA 11.5
Hoja de cálculo para el método II-A empleado en problemas de tuberías en serie de la clase II.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		**SISTEMAS EN SERIE CLASE II**	
Objetivo: Rapidez del flujo de volumen		**Método II-A: No hay pérdidas menores**	
Problema de ejemplo 11.2 Figura 11.4		Usa la ecuación (11-3) para determinar la rapidez del flujo de volumen máxima permisible con el fin de mantener la presión deseada en el punto 2 para una presión dada en el punto 1.	
Datos del sistema:	Unidades métricas del SI		
Presión en el punto 1 =	*120* kPa	*Elevación en el punto 1 =*	*0* m
Presión en el punto 2 =	*60* kPa	*Elevación en el punto 2 =*	*0* m
Pérdida de energía: h_L =	*6.95* m		
Propiedades del fluido:		Puede ser necesario calcular $\nu = \eta/\rho$	
Peso específico =	*8.63 kN/m³*	*Viscosidad cinemática =*	*1.08E-05 m²/s*
Datos de la tubería: Tubería de acero DN 150 cédula 40			
Diámetro: D =	*0.1541 m*		
Rugosidad de pared: ϵ =	*4.60E-05 m*		
Longitud: L =	*100 m*	***Resultados: Valores máximos***	
Área: A =	*0.01865 m²*	Rapidez del flujo de volumen: *Q* =	0.0569 m³/s
D/ϵ =	*3350*	Módulo de la velocidad: *v* =	3.05 m/s

5. Se introducen datos para el diámetro de flujo, la rugosidad y la longitud de la tubería.
6. La hoja de cálculo completa los cálculos restantes del área y la rugosidad relativa que se requieren en la ecuación (11-3).
7. Después, los resultados se calculan utilizando la ecuación (11-3), y la rapidez del flujo volumetrico máxima permisible y la velocidad correspondiente se muestran en la parte inferior derecha de la hoja de cálculo. Estos valores se comparan favorablemente con los que se encontraron en el problema 11.2.

Hoja de cálculo para la solución de problemas de tuberías en serie clase II por el método II-B Se utiliza una nueva hoja de cálculo, mostrada en la figura 11.6, para ilustrar la solución por el método II-B, la cual es una extensión de la empleada para el método II-A. De hecho, la primera parte de esta hoja de cálculo es idéntica a la de la figura 11.5, en la que se determina el caudal permisible para un tubo recto sin pérdidas menores. Después, en la parte inferior de la hoja de cálculo que incluye el efecto de las pérdidas menores, se supone una rapidez menor del flujo volumétrico. Por supuesto, las pérdidas menores se añaden a la pérdida por fricción considerada

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		**SISTEMAS EN SERIE CLASE II**	
Objetivo: Rapidez del flujo volumétrico		**Método II-A: No hay pérdidas menores**	
Problema de ejemplo 11.3 Figura 11.7		Usa la ecuación (11-3) para determinar la rapidez del flujo volumétrico máxima permisible con el fin de mantener la presión deseada en el punto 2 para una presión dada en el punto 1	
Datos del sistema:	Unidades métricas del SI		
Presión en el punto 1 =	*120* kPa	*Elevación en el punto 1 =*	*0* m
Presión en el punto 2 =	*60* kPa	*Elevación en el punto 2 =*	*0* m
Pérdida de energía: h_L =	6.95 m		
Propiedades del fluido:		Puede ser necesario calcular $\nu = \eta/\rho$	
Peso específico =	*8.63 kN/m³*	*Viscosidad cinemática =*	*1.08E-05 m²/s*
Datos de la tubería: Tubería de acero DN 150 cédula 40			
Diámetro: D =	*0.1541 m*		
Rugosidad de pared: ϵ =	*4.60E-05 m*		
Longitud: L =	*100 m*	***Resultados: Valores máximos***	
Área: A =	*0.01865 m²*	Rapidez del flujo de volumen: *Q* =	0.0569 m³/s
D/ϵ =	*3350*	Velocidad: *v* =	3.05 m/s

SISTEMAS EN SERIE CLASE II					
Método II-B: *Use los resultados del método II-A; incluya las pérdidas menores; después se calcula la presión en el punto 2*			*Rapidez del flujo de volumen*: *Q =*	*0.0538 m³/s*	
			Dada: Presión p_1 =	120 kPa	
			Presión p_2 =	**60.18 kPa**	
			NOTA: Debe ser >	**60 kPa**	
Datos adicionales de la tubería:			***Ajuste la estimación para Q hasta que p_2 sea superior a la presión deseada.***		
L/D =	649				
Velocidad de flujo =	2.88 m/s		Velocidad en el punto 1 =	2.88 m/s	Si la velocidad es en la tubería:
Carga de velocidad =	0.424 m		Velocidad en el punto 2 =	2.88 m/s	Introduzca "=B24"
Núm. de Reynolds =	4.12E+04		Carga de vel. en el punto 1 =	0.424 m	
Factor de fricción: *f* =	0.0228		Carga de vel. en el punto 2 =	0.424 m	
Pérdidas de energía en la tubería 1:		Cant.			
Tubería: $K_1 = f(L/D)$ =	*14.76*	1	Pérdida de energía h_{L1} =	6.26 m	Por fricción
2 codos estándar: K_2 =	*0.45*	2	Pérdida de energía h_{L2} =	0.38 m	
Válvula de mariposa: K_3 =	*0.68*	1	Pérdida de energía h_{L3} =	0.29 m	
Elemento 4: K_4 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L4} =	0.00 m	
Elemento 5: K_5 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L5} =	0.00 m	
Elemento 6: K_6 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L6} =	0.00 m	
Elemento 7: K_7 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L7} =	0.00 m	
Elemento 8: K_8 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L8} =	0.00 m	
			Pérdida de energía total h_{Ltot} =	6.93 m	

FIGURA 11.6 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de la clase II por el método II-B.

en el método II-A, lo que dará como resultado una rapidez menor del flujo volumétrico permisible. El método es inherentemente a un proceso de dos pasos, y puede requerirse más de un intento para resolver el segundo paso.

Para ilustrar el uso del método II-B, se creó el siguiente nuevo problema de ejemplo. Se tomaron los mismos datos básicos del problema de ejemplo 11.2 y se añadieron pérdidas menores debidas a dos codos estándar y una válvula de mariposa totalmente abierta.

Problema de ejemplo 11.3

Se debe suministrar un aceite lubricante a través del sistema de tuberías mostrado en la figura 11.7, con una caída máxima de presión de 60 kPa entre los puntos 1 y 2. El aceite tiene gravedad específica de 0.88 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa•s. Determine la rapidez del flujo volumétrico máxima permisible para el aceite.

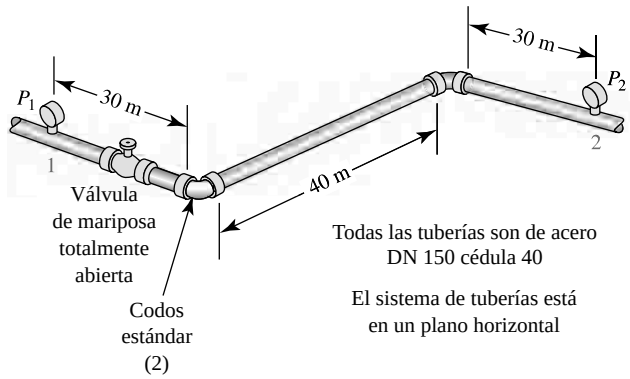


FIGURA 11.7
Sistema de tuberías para el problema de ejemplo 11.3.

Solución

El sistema es similar al del problema de ejemplo 11.2. La longitud total de la tubería de acero DN 150 cédula 40 es de 100 m en un plano horizontal. La adición de la válvula y de los dos codos proporciona una cantidad moderada de pérdida de energía que se debe considerar, además de las pérdidas por fricción generadas en las tuberías.

En un inicio, se ignoran las pérdidas menores y se usa la ecuación (11-3) para calcular una estimación aproximada de la rapidez del flujo volumétrico permisible. Esto se hace en la parte superior de la hoja de cálculo de la figura 11.6, y es idéntica a la solución mostrada en la figura 11.5 para el problema de ejemplo 11.2. Éste es el punto de partida para el método II-B.

A continuación se describen las características de la parte inferior de la figura 11.6.

1. Se introduce una nueva estimación de la rapidez del flujo volumétrico permisible Q en la parte superior derecha, justo debajo del cálculo de la estimación inicial. La estimación modificada debe ser inferior a la inicial.
2. Enseguida, la hoja de cálculo determina los "Additional Pipe Data" (datos adicionales de la tubería) usando los datos conocidos de la parte superior de la hoja de cálculo y el nuevo valor estimado para Q.
3. Observe que en la parte media derecha de la hoja de cálculo se deben ingresar las velocidades que hay en los puntos de referencia 1 y 2. Si están en la tubería, como en este problema, entonces se puede introducir la referencia de celda "=B24" puesto que es donde se calcula la velocidad en la tubería. Otros problemas pueden tener los puntos de referencia en otros lugares, como la superficie de un depósito donde la velocidad se considera próximo a cero. El valor apropiado debe ingresarse en el área sombreada.
4. Ahora se deben añadir los datos de las pérdidas menores en la sección llamada "Energy Losses in Pipe 1" (pérdidas de energía en el tubo 1). El factor K para la pérdida por fricción en la tubería se calcula automáticamente a partir de datos conocidos. Los valores de los otros dos factores K se deben determinar e introducirse en el área sombreada, en una forma similar a la utilizada en la hoja de cálculo de la clase I. En este problema ambos son dependientes del valor de f_T para la tubería DN 150. Ese valor es 0.015 y se encuentra en la tabla 10.5.
   - Codo (estándar): $K = f_T(L_e/D) = (0.015)(30) = 0.45$
   - Válvula de mariposa: $K = f_T(L_e/D) = (0.015)(45) = 0.675$
5. Enseguida, la hoja de cálculo determina la pérdida total de energía y utiliza este valor para calcular la presión en el punto de referencia 2. La ecuación se deriva de la ecuación de energía,

$$p_2 = p_1 + \gamma[z_1 - z_2 + v_1^2/2g - v_2^2/2g - h_L]$$

6. El valor calculado para p_2 debe ser mayor que el valor deseado, según se escribió en la parte superior de la hoja de cálculo. Este valor se coloca cerca de la rapidez del flujo volumétrico supuesto para darle a usted una señal visual en cuanto a la aceptabilidad de la estimación presente del caudal limitante. Entonces, los ajustes en el valor de Q se pueden hacer rápidamente hasta que la presión llegue a un valor aceptable.

Resultado La hoja de cálculo de la figura 11.6 muestra que una rapidez del flujo volumétrico de 0.0538 m^3/s a través del sistema de la figura 11.7 dará como resultado una presión en el punto 2 de 60.18 kPa, la cual es un poco mayor que el valor mínimo aceptable.

Método II-C: Enfoque iterativo para problemas de tuberías en serie clase II El método II-C se presenta aquí como un proceso iterativo manual. Se utiliza para los sistemas de clase II en donde las pérdidas menores desempeñan un papel crucial en la determinación de cuál puede ser el caudal máximo al tiempo que se limita la caída de presión del sistema en una cantidad especificada. Tal como sucede con todos los sistemas de clase II, excepto aquellos para los que la fricción en la tubería es la única pérdida significativa, hay más incógnitas que pueden resolverse directamente. El proceso iterativo se utiliza para guiarlo a usted a través de las decisiones que debe tomar para llegar a un diseño o análisis satisfactorios.

Tanto el factor de fricción como la velocidad de flujo se desconocen en un sistema de clase II. Debido a que depende uno del otro, no hay solución directa posible.

La iteración procede de manera más eficiente si el problema está configurado para facilitar el ciclo final de la estimación del factor de fricción como primera incógnita, para poder calcular un valor aproximado de la velocidad de flujo del sistema, la cual constituye la otra incógnita importante. El procedimiento proporciona un medio útil para verificar la exactitud del valor de prueba de f y también indica el nuevo valor de prueba que debe usarse en caso de requerirse un ciclo adicional. Esto es lo que distingue a la iteración del proceso de "prueba y error", en el cual no existen directrices discretas para los ensayos posteriores.

El proceso de iteración completo se ilustra en el problema de ejemplo 11.4. Se aplicará el siguiente procedimiento paso a paso.

Procedimiento de solución para los sistemas de clase II con un tubo

1. Escriba la ecuación de la energía para el sistema.
2. Evalúe las cantidades conocidas, como las cargas de presión y de elevación.
3. Exprese las pérdidas de energía en términos de las incógnitas de velocidad v y del factor de fricción f.
4. Resuelva para la velocidad en términos de f.
5. Exprese el número de Reynolds en función de la velocidad.
6. Calcule la rugosidad relativa D/ε.
7. Seleccione un valor de prueba de f con base en la D/ε conocida y un número de Reynolds ubicado en el rango turbulento.
8. Calcule la velocidad utilizando la ecuación del paso 4.
9. Calcule el número de Reynolds a partir de la ecuación del paso 5.
10. Evalúe el factor de fricción f para el número de Reynolds del paso 9 y el valor conocido de D/ε utilizando el diagrama de Moody, figura 8.7.
11. Si el nuevo valor de f es diferente del valor utilizado en el paso 8, repita los pasos 8 a 11 empleando el nuevo valor de f.
12. Si no hay cambio significativo en f con respecto al valor supuesto, entonces la velocidad encontrada en el paso 8 es correcta.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 11.4 Se suministra agua a 80 °F a un canal de riego desde un depósito de almacenamiento elevado, como se muestra en la figura 11.8. Calcule la rapidez del flujo de volumen del agua dentro del canal.

Comience con el paso 1 del procedimiento de solución escribiendo la ecuación de la energía. Use A y B como los puntos de referencia y simplifique la ecuación tanto como sea posible.

Compare esto con su solución:

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_L = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

Debido a que $p_A = p_B = 0$, y v_A es aproximadamente cero, entonces

$$z_A - h_L = z_B + (v_B^2/2g)$$

$$z_A - z_B = (v_B^2/2g) + h_L \qquad \textbf{(11-4)}$$

Tenga en cuenta que en el punto B la corriente de agua tiene la misma velocidad que la que está dentro de la tubería.

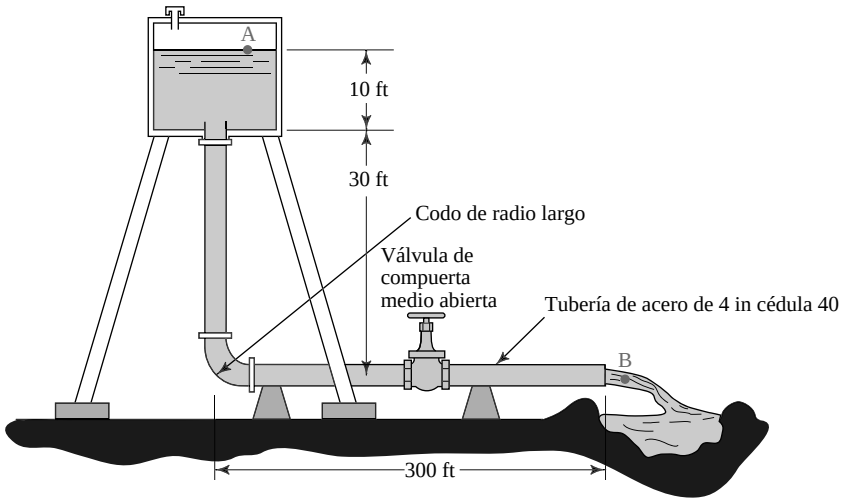


FIGURA 11.8 Sistema de tuberías para el problema de ejemplo 11.4.

Se sabe que la diferencia de elevación, $z_A - z_B$, es de 40 ft. Sin embargo, todas las pérdidas de energía que constituyen h_L dependerán de la velocidad desconocida, v_B. Por lo tanto, se requiere iterar. Ahora realice el paso 3 del procedimiento de solución.

Existen cuatro componentes de la pérdida total de energía h_L:

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$$

donde

$$\begin{aligned}
h_1 &= 1.0(v_B^2/2g) && \text{(pérdida de entrada)}\\
h_2 &= f(L/D)(v_B^2/2g) && \text{(pérdida por fricción en la tubería)}\\
&= f(330/0.3355)(v_B^2/2g)\\
&= 985f(v_B^2/2g)\\
h_3 &= f_T(L_e/D)(v_B^2/2g) && \text{(codo de radio largo)}\\
&= 20f_T(v_B^2/2g)\\
h_4 &= f_T(L_e/D)(v_B^2/2g) && \text{(válvula de compuerta medio abierta)}\\
&= 160f_T(v_B^2/2g)
\end{aligned}$$

A partir de la tabla 10.5, se encuentra $f_T = 0.016$ para una tubería de acero de 4 in. Entonces, se tiene

$$\begin{aligned}
h_L &= (1.0 + 985f + 20f_T + 160f_T)(v_B^2/2g)\\
&= (3.88 + 985f)(v_B^2/2g)
\end{aligned} \qquad \textbf{(11-5)}$$

Ahora sustituya esta expresión por h_L en la ecuación (11-4) y resuelva para v_B en términos de f.

Usted debe tener

$$v_B = \sqrt{2580/(4.88 + 985f)}$$

Ahora,

$$\begin{aligned}
z_A - z_B &= (v_B^2/2g) + h_L\\
40\,\text{ft} &= (v_B^2/2g) + (3.88 + 985f)(v_B^2/2g)\\
&= (4.88 + 985f)(v_B^2/2g)
\end{aligned}$$

Al despejar v_B, se obtiene

$$v_B = \sqrt{\frac{2g(40)}{4.88 + 985f}} = \sqrt{\frac{2580}{4.88 + 985f}} \qquad \textbf{(11-6)}$$

La ecuación (11-6) representa la terminación del paso 4 del procedimiento. Ahora realice los pasos 5 y 6.

$$N_R = \frac{v_B D}{\nu} = \frac{v_B(0.3355)}{9.15 \times 10^{-6}} = (0.366 \times 10^5)v_B \qquad \textbf{(11-7)}$$

$$D/\varepsilon = (0.3355/1.5 \times 10^{-4}) = 2235$$

El paso 7 es el inicio del proceso de iteración. ¿Cuál es el posible rango de valores para el factor de fricción en este sistema?

Debido a que $D/\varepsilon = 2235$, el valor más bajo posible de f es 0.0155 para números de Reynolds muy altos y el valor más alto posible es 0.039 para un número de Reynolds de 4000. El valor de prueba inicial para f debe estar en este rango. Utilice $f = 0.020$ y complete los pasos 8 y 9.

Los valores para la velocidad y el número de Reynolds se encuentran usando las ecuaciones (11-6) y (11-7):

$$v_B = \sqrt{\frac{2580}{4.88 + (985)(0.02)}} = \sqrt{105.0} = 10.25 \text{ ft/s}$$

$$N_R = (0.366 \times 10^5)(10.25) = 3.75 \times 10^5$$

Ahora realice el paso 10.

Usted debe tener $f = 0.0175$. Debido a que esto es diferente al valor de prueba inicial para f, ahora deben repetirse los pasos del 8 al 11.

Al usar $f = 0.0175$, se obtiene

$$v_B = \sqrt{\frac{2580}{4.88 + (985)(0.0175)}} = \sqrt{116.6} = 10.8 \text{ ft/s}$$

$$N_R = (0.366 \times 10^5)(10.8) = 3.94 \times 10^5$$

El nuevo valor de f es 0.0175, que permanece sin cambio, y el valor calculado para v_B es el correcto. Por lo tanto, se tiene

$$v_B = 10.8 \text{ ft/s}$$

$$Q = A_B v_B = (0.0884 \text{ ft}^2)(10.8 \text{ ft/s}) = 0.955 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Con esto concluye el problema de ejemplo programado.

11.5 SISTEMAS DE CLASE III

Un sistema de tuberías en serie de clase III es aquel para el cual se desea conocer el tamaño de tubería que conducirá un caudal volumétrico dado de un fluido con una caída de presión máxima especificada debida a pérdidas de energía.

Puede utilizarse una lógica similar a la empleada para analizar los sistemas de tuberías en serie de la clase II para planificar un enfoque de diseño en los sistemas de clase III. Usted sabe que la caída de presión está directamente relacionada con la pérdida de energía en el sistema y que, por lo general, las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de velocidad del fluido a medida que fluye a través del sistema. Debido a que la carga de velocidad es $v^2/2g$, las pérdidas de energía son proporcionales al cuadrado del modulo de la velocidad. Por su parte, el modulo de la velocidad es inversamente proporcional al área de flujo encontrada a partir de

$$A = \pi D^2/4$$

Por lo tanto, la pérdida de energía es inversamente proporcional al diámetro de flujo elevado *a la cuarta potencia*. El tamaño de la tubería es un factor importante para conocer cuánta pérdida de energía se produce en un sistema de tuberías. Su tarea como diseñador es determinar qué tan pequeña puede ser la tubería y aún así cumplir con la meta de obtener una caída de presión limitada. No es deseable utilizar una tubería excesivamente grande porque su costo aumenta con el incremento del tamaño. Sin embargo, si el tamaño de la tubería es demasiado pequeño, el desperdicio de energía por pérdidas excesivas generaría un costo operativo alto durante la vida del sistema. Se debe considerar el costo total del ciclo de vida.

Se sugieren dos métodos diferentes para el diseño de sistemas de clase III.

Método III-A Este enfoque simplificado sólo considera la pérdida de energía debida a la fricción generada en la tubería. Se supone que los puntos de referencia para la ecuación de la energía están en el tubo que se diseña y se encuentran separados por una distancia dada. Puede haber una diferencia de elevación entre estos dos puntos. Sin embargo, como el diámetro de flujo es el mismo en los dos puntos de referencia, no hay ninguna diferencia en las velocidades o en las cargas de velocidad. Es posible escribir la ecuación de la energía y después resolver para la pérdida de energía,

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Pero $v_1 = v_2$. Entonces, se tiene

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2$$

Este valor, junto con otros datos del sistema, puede introducirse en la siguiente ecuación de diseño (vea las referencias 12 y l3):

$$D = 0.66\left[\varepsilon^{1.25}\left(\frac{LQ^2}{gh_L}\right)^{4.75} + \nu Q^{9.4}\left(\frac{L}{gh_L}\right)^{5.2}\right]^{0.04} \qquad \textbf{(11-8)}$$

El resultado es el diámetro de flujo más pequeño que se puede utilizar en una tubería con el fin de limitar la caída de presión al valor deseado. Por lo general, se especifica una tubería o un tubo estándar que tenga un diámetro interior (ID) apenas mayor que este valor límite.

Problema de ejemplo 11.5 Calcule el tamaño requerido de una tubería nueva y limpia cédula 40 que conducirá 0.50 ft^3/s de agua a 60 °F y limitará la caída de presión a 2.00 psi en una longitud de 100 ft de tubería horizontal.

Solución Primero se calcula la pérdida de energía limitante. Note que la diferencia de elevación es cero. Escriba

$$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma + (z_1 - z_2) = (2.00\ \text{lb/in}^2)(144\ \text{in}^2/\text{ft}^2)/(62.4\ \text{lb/ft}^3) + 0 = 4.62\ \text{ft}$$

Los siguientes datos se necesitan en la ecuación (11-8):

$$Q = 0.50\ \text{ft}^3/\text{s} \quad L = 100\ \text{ft} \quad g = 32.2\ \text{ft/s}^2$$
$$h_L = 4.62\ \text{ft} \quad \varepsilon = 1.5 \times 10^{-4}\ \text{ft} \quad \nu = 1.21 \times 10^{-5}\ \text{ft}^2/\text{s}$$

Ahora es posible introducir estos datos en la ecuación (11-8):

$$D = 0.66\left[(1.5 \times 10^{-4})^{1.25}\left[\frac{(100)(0.50)^2}{(32.2)(4.62)}\right]^{4.75} + (1.21 \times 10^{-5})(0.50)^{9.4}\left[\frac{100}{(32.2)(4.62)}\right]^{5.2}\right]^{0.04}$$

$$D = 0.309\ \text{ft}$$

El resultado muestra que la tubería debe ser más grande que $D = 0.309$ ft. El tamaño siguiente de tubería estándar más grande es una tubería de acero de 4 in cédula 40 que tiene un diámetro interior de $D = 0.3355$ ft.

Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie clase III por el método III-A Por supuesto, la ecuación (11-8) es complicada de evaluar, y la posibilidad de cometer un error de cálculo es grande. El uso de una hoja de cálculo para realizar las operaciones evita este problema.

En la figura 11.9 se muestra un ejemplo de una hoja de cálculo de este tipo. Sus características son las siguientes.

- La identificación del problema y los datos dados se listan en el lado izquierdo. Donde la caída de presión permisible Δp está dada, como en el problema de ejemplo 11.5, se especifica un valor arbitrario para la presión en el punto 2 y después se establece la presión en el punto 2 como
$$p_2 = p_1 + \Delta p$$
- Note que la hoja de cálculo determina la pérdida de energía permisible h_L usando el método mostrado en la solución del problema de ejemplo 11.5.
- Los datos de las propiedades del fluido se introducen en la parte superior derecha de la hoja de cálculo.
- Los resultados intermedios se reportan simplemente como referencia. Representan factores de la ecuación (11-8) y pueden utilizarse para resolver la ecuación manualmente como un control sobre el procedimiento de cálculo. Si usted prepara una hoja de cálculo propia, debe verificar cuidadosamente la forma de la expresión que resuelve la ecuación (11-8) porque la programación es compleja. Dividir esta expresión puede simplificar la ecuación final.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		**SISTEMAS EN SERIE CLASE III**
Objetivo: Diámetro de tubería mínimo		**Método III-A:** *Utiliza la ecuación (11-8) para calcular el tamaño mínimo de tubería de una longitud dada que conducirá un caudal dado de fluido con una caída de presión limitada (no hay pérdidas menores)*
Problema de ejemplo 11.5		
Datos del sistema:	***Unidades de uso común en Estados Unidos***	***Propiedades del fluido:***
Presión en el punto 1 =	*102* psig	*Peso específico* = 62.4 lb/ft^3
Presión en el punto 2 =	*100* psig	*Viscosidad cinemática* = 1.21E-05 ft^2/s
Elevación en el punto 1 =	*0* ft	**Resultados intermedios de la ecuación (11-8):**
Elevación en el punto 2 =	*0* ft	L/gh_L = 0.672878
Pérdida de energía permisible: h_L =	4.62 ft	Argumento en corchetes: 5.77E-09
Rapidez del flujo de volumen: Q =	*0.5* ft^3/s	**Diámetro mínimo final:**
Longitud de la tubería: L =	*100* ft	Diámetro mínimo: D = 0.3090 ft
Rugosidad de pared de la tubería: ϵ =	*1.50E-04* ft	

FIGURA 11.9 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de la clase III aplicando el método III-A.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		**SISTEMAS EN SERIE CLASE III**
Objetivo: Diámetro de tubería mínimo		**Método III-A:** *Utiliza la ecuación (11-8) para calcular el tamaño mínimo de tubería de una longitud dada que conducirá un caudal volumétrico dado de fluido con una caída de presión limitada (no hay pérdidas menores)*
Problema de ejemplo 11.6		
Datos del sistema:	***Unidades de uso común en Estados Unidos***	
Presión en el punto 1 =	102 psig	***Propiedades del fluido:***
Presión en el punto 2 =	100 psig	*Peso específico* = 62.4 lb/ft^3
Elevación en el punto 1 =	0 ft	*Viscosidad cinemática* = 1.21E-05 ft^2/s
Elevación en el punto 2 =	0 ft	**Resultados intermedios de la ecuación (11-8):**
Pérdida de energía permisible: h_L =	4.62 ft	L/gh_L = 0.672878
Rapidez del flujo de volumen: Q =	0.5 ft^3/s	Argumento en corchetes: 5.77E-09
Longitud de la tubería: L =	100 ft	**Diámetro mínimo final:**
Rugosidad de pared de la tubería: ϵ =	1.50E-04 ft	Diámetro mínimo: D = 0.3090 ft

SISTEMAS EN SERIE CLASE III			*Diámetro de tubería especificado: D* = *0.3355* ft	
Método III-B: *Utiliza los resultados del método III-A; especifique el diámetro real; incluya pérdidas menores; enseguida se determina la presión en el punto 2*			Tubería de acero de 4 in cédula 40	
Datos adicionales de la tubería:			***Si la velocidad es en el tubo, introduzca "=B23" para el valor***	
Área de flujo: A =	0.08840 ft^2		Módulo de la velocidad en el punto 1 = 5.66 ft/s	
Rugosidad relativa: D/ϵ =	2237		Módulo de la velocidad en el punto 2 = 5.66 ft/s	
L/D =	298		Carga de vel. en el punto 1 = 0.497 ft	
Módulo de la velocidad de flujo =	5.66 ft/s		Carga de vel. en el punto 2 = 0.497 ft	
Carga de velocidad =	0.497 ft		***Resultados:***	
Núm. de Reynolds =	1.57E+05		*Presión dada en el punto 1* = 102 psig	
Factor de fricción: f =	0.0191		*Presión deseada en el punto 2* = 100 psig	
			Presión real en el punto 2 = 100.48 psig	
			(Compare la presión real con la deseada en el punto 2)	
Pérdidas de energía en la tubería:		Cant.		
Fricción en la tubería: $K_1 = f(L/D)$ =	*5.70*	1	Pérdida de energía h_{L1} =	2.83 ft
Dos codos de radio largo: K_2 =	*0.32*	2	Pérdida de energía h_{L2} =	0.32 ft
Válvula de mariposa: K_3 =	*0.72*	1	Pérdida de energía h_{L3} =	0.36 ft
Elemento 4: K_4 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L4} =	0.00 ft
Elemento 5: K_5 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L5} =	0.00 ft
Elemento 6: K_6 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L6} =	0.00 ft
Elemento 7: K_7 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L7} =	0.00 ft
Elemento 8: K_8 =	*0.00*	1	Pérdida de energía h_{L8} =	0.00 ft
			Pérdida de energía total h_{Ltot} =	3.51 ft

FIGURA 11.10 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de la clase III por el método III-B.

- El *diámetro mínimo final* es el resultado del cálculo de la ecuación (11-8) y representa el tamaño mínimo aceptable de la tubería para conducir el caudal volumétrico dado con la limitación indicada sobre la caída de presión.

Método III-B Cuando se van a considerar pérdidas menores, puede usarse una moderada extensión del método III-A. El tamaño de la tubería estándar seleccionado como resultado del método III-A suele ser algo mayor que el diámetro mínimo permisible. Por lo tanto, las moderadas pérdidas adicionales de energía debidas a unas pocas pérdidas menores probablemente no produzcan una caída de presión total superior a la permitida. Es probable que el tamaño de la tubería seleccionada aún sea aceptable.

Después de obtener una especificación tentativa del tamaño de la tubería, es posible añadir las pérdidas menores al análisis y examinar la presión resultante en el extremo del sistema para asegurarse de que esté dentro de los límites deseados. De no ser así, un simple ajuste al tamaño siguiente de tubería más grande es casi seguro que producirá un diseño aceptable. La aplicación de este procedimiento mediante una hoja de cálculo hace que los cálculos sean muy rápidos.

En la figura 11.10 se muestra una hoja de cálculo que implementa esta filosofía de diseño. En realidad, es una combinación de dos hojas de cálculo ya descritas en este capítulo. La parte superior es idéntica a la figura 11.9, la cual se usó para resolver el problema de ejemplo 11.5 utilizando el método III-A. De esto se obtuvo una estimación del tamaño de la tubería que conducirá la cantidad deseada de fluido sin producir pérdidas menores.

La parte inferior de la hoja de cálculo utiliza una técnica similar a la de la figura 11.3 para los problemas de tuberías en serie de la clase I. Se simplifica al incluir sólo un tamaño de tubería. Su objetivo es calcular la presión en el punto 2 de un sistema cuando se conoce la presión que hay en el punto 1. Se incluyen pérdidas menores.

El siguiente procedimiento ilustra el uso de esta hoja de cálculo.

Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie clase III por el método III-B con pérdidas menores

- Al inicio, no tome en cuenta las pérdidas menores y utilice la parte superior de la hoja de cálculo para estimar el tamaño de tubería requerido para conducir el caudal volumétrico dado con menos de la caída de presión permisible. Esto es idéntico al método III-A descrito en el problema de ejemplo anterior.
- Introduzca el tamaño siguiente de tubería estándar más grande en la parte superior derecha de la hoja de cálculo inferior en la celda llamada "Specified pipe diameter: D" (diámetro de tubería especificado: D).

- La hoja de cálculo genera de manera automática los valores bajo el rubro ***Datos adicionales de la tubería***.
- Por lo general, las velocidades listadas en la columna de la derecha son de la tubería que está siendo analizada y normalmente son iguales. La referencia a la celda ***B23*** introducirá de manera automática la velocidad calculada a partir de los datos de la tubería. Sin embargo, si el sistema que se está analizando tiene un punto de referencia fuera de la tubería, se debe introducir la velocidad real en ese punto. Después se calculan las cargas de velocidad en los puntos de referencia.
- La sección titulada ***Pérdidas de energía en la tubería*** requiere que se introduzcan los factores de resistencia K para cada pérdida menor, como se hizo en los procedimientos de solución de las hojas de cálculo anteriores. El factor K para la pérdida por fricción se calcula automáticamente a partir de los datos de la tubería.
- La sección ***Resultados*** lista la presión dada en el punto 1 y la presión deseada en el punto 2, tomadas de los datos iniciales registrados en la parte superior de la hoja de cálculo. La presión real en el punto 2 se calcula a partir de una ecuación derivada de la ecuación de la energía

$$p_2 = p_1 - \gamma(z_1 - z_2 + v_1^2/2g - v_2^2/2g - h_L)$$

- Usted, como diseñador del sistema, debe comparar la presión real en el punto 2 con la presión deseada que se indica.
- Si la presión real es mayor que la presión deseada, tiene un resultado satisfactorio y el tamaño de tubería especificado es aceptable.
- Si la presión real es menor que la presión deseada, simplemente elija el tamaño siguiente de tubería estándar más grande y repita los cálculos de la hoja. Este paso es prácticamente inmediato porque todas las operaciones se realizan automáticamente una vez que se introduce el nuevo diámetro de flujo de la tubería.
- A menos que haya muchas pérdidas menores altas, este tamaño de tubería debe ser aceptable. De no ser así, continúe especificando tuberías más grandes hasta que alcance una solución satisfactoria. Además, examine la magnitud de las pérdidas de energía aportadas por las pérdidas menores. Usted podría utilizar un tamaño de tubería más pequeño si emplea válvulas y accesorios más eficientes diseñados para pérdidas más bajas.

El problema de ejemplo siguiente ilustra el uso de esta hoja de cálculo.

Problema de ejemplo 11.6

Amplíe la situación descrita en el problema de ejemplo 11.5 añadiendo una válvula de mariposa totalmente abierta y dos codos de radio largo a los 100 ft de tubería recta. ¿El tamaño de tubería de acero seleccionado de 4 in cédula 40 limitará la caída de presión a 2.00 psi con estas pérdidas menores añadidas?

Solución

Para simular la caída de presión deseada de 2.00 psi, se ha establecido que en el punto 1 la presión es de 102 psig. Después se examina el valor resultante de la presión en el punto 2 para ver si es igual o superior a 100 psig.

La hoja de cálculo de la figura 11.10 muestra los cálculos. Para cada pérdida menor, se calcula un factor de resistencia K según se definió en los capítulos 8 y 10. Para las pérdidas por fricción en la tubería,

$$K_1 = f(L/D)$$

y el factor de fricción f se calcula mediante la hoja de cálculo usando la ecuación (8-7).
Para los codos y la válvula de mariposa, se aplica el método del capítulo 10. Escriba

$$K = f_T(L_e/D)$$

Los valores de (L_e/D) y f_T se encuentran en las tablas 10.4 y 10.5, respectivamente.

Resultado

El resultado muestra que la presión en el punto 2 al extremo del sistema es de 100.48 psig. Por lo tanto, el diseño es satisfactorio. Observe que la pérdida de energía debida a la fricción en la tubería es de 2.83 ft, donde la pérdida de energía total suma 3.51 ft. Los codos y la válvula contribuyen con pérdidas verdaderamente menores.

11.6 EJEMPLOS EN PIPE-FLO® PARA SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE

Los problemas resueltos con PIPE-FLO® que se presentaron en los capítulos anteriores se han basado sólo en la presión del fluido necesaria para producir el flujo en el sistema e incluyen únicamente las pérdidas de energía en las tuberías de acero y a través de válvulas o accesorios individuales. En esta sección abordaremos dos nuevas aplicaciones de PIPE-FLO®. Una utiliza la gravedad para conducir el flujo a lo largo de un tubo de cobre y la otra utiliza una bomba para suministrar un flujo deseado de fluido entre dos tanques. En cada caso, se incluyen varias pérdidas menores en la trayectoria de flujo.

El siguiente problema de ejemplo es una guía para el uso de los tubos de cobre en PIPE-FLO® y el sistema utiliza estrictamente la carga de elevación como energía de entrada. El problema consiste en analizar una sección particular de un sistema completo, un procedimiento que se utiliza normalmente en los sistemas más grandes.

Problema de ejemplo 11.7

Flujo por gravedad a lo largo de un tubo de cobre

Fluye agua a 10 °C desde un depósito grande a razón de 1.5×10^{-2} m^3/s a través del sistema que muestra la figura 11.11. Utilice PIPE-FLO® para calcular la presión existente en el tubo en el punto B.

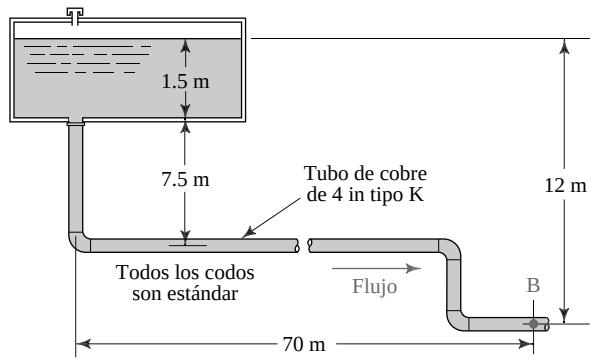
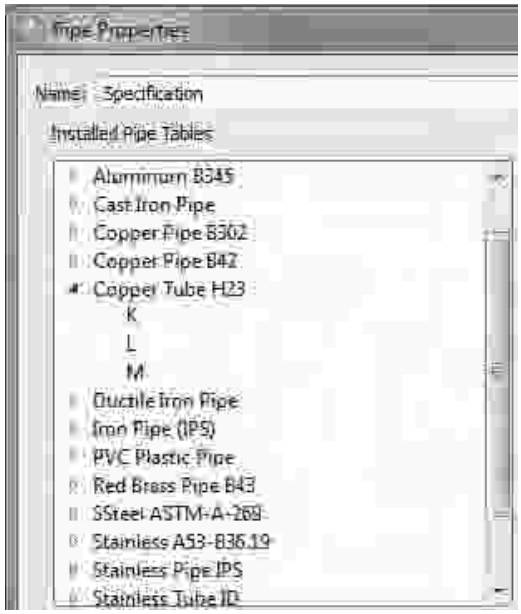


FIGURA 11.11 Flujo por gravedad a lo largo de un tubo de cobre para el problema de ejemplo 11.7.

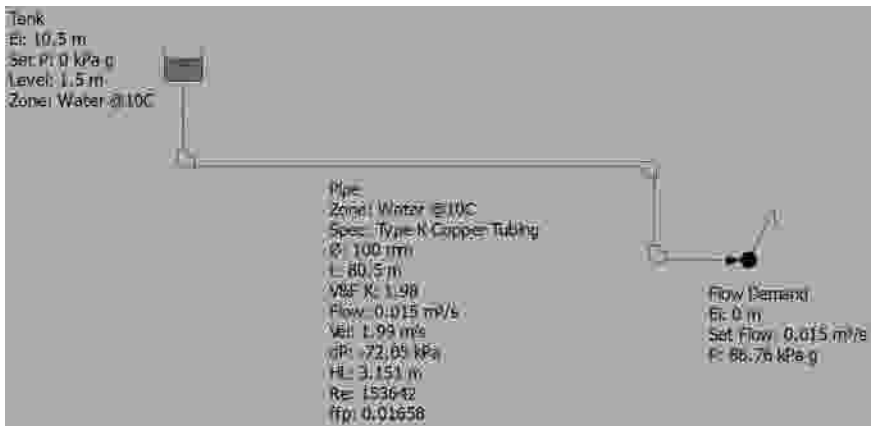
Solución

1. Inicie usando el menú "system" en PIPE-FLO® para establecer las unidades y las zonas de fluido de acuerdo con la definición del problema.
2. Para la especificación de la tubería, elija el "Copper Tube H23" del menú desplegable (SYSTEM/SPECIFICATIONS/NEW). Haga doble clic y seleccione "K" para el tipo de tubo de cobre, de manera similar a como se eligió "Schedule 40" para la tubería de acero en el problema de ejemplo 8.9. Después de la elección del tipo K, verifique el valor de rugosidad que aparece en la parte derecha del cuadro de propiedades de la tubería; tenga en cuenta que estos valores son buenos puntos de control y también se pueden ajustar manualmente.



3. Enseguida coloque un tanque en la FLO-Sheet® y establezca sus variables en la cuadrícula de propiedades. Asimismo, dibuje la tubería en forma relativa, como se muestra en la figura 11.11. Asegúrese de incluir los tres codos y la entrada de la tubería en la categoría "Valves and Fittings" en la cuadrícula de propiedades de la tubería.
4. En "basic devices" seleccione "flow demand" e insértela en el punto B para representar el punto en que esta sección se conecta con el resto del sistema. Especifique la rapidez de flujo más allá de este punto, la cual es simplemente la rapidez de flujo total dada para el problema. El análisis independiente de esta sección sólo es posible con este enfoque.
5. Una vez introducidos todos los componentes, seleccione "CALCULATE" para mostrar todas las respuestas requeridas en el planteamiento del problema. Recuerde, es posible que usted deba activar los valores mostrados para cada componente como se hizo en los ejemplos anteriores utilizando el menú de la derecha "Device View Options".
6. A continuación se dan los resultados y la configuración general del sistema. La presión en la tubería en el punto B es de 86.76 kPa (man). Es una presión manométrica positiva porque la tubería está 12 m por

debajo de la superficie del agua en el tanque abierto. Sin embargo, las pérdidas de energía a medida que el agua fluye fuera del tanque y por el tubo y los accesorios hacen que la presión sea un poco más baja. Note que la caída de presión a lo largo de la tubería es de 72.05 kPa.



Se recomienda que usted también resuelva manualmente este problema y verifique sus respuestas con los resultados de PIPE-FLO® mostrados aquí. (*Nota:* Este ejercicio es igual que el problema de práctica 11.1 presentado al final del capítulo).

La mayoría de los sistemas industriales utilizan una bomba para impulsar el flujo. PIPE-FLO® es capaz de realizar cálculos avanzados en bombas que utilizan dispositivos específicos disponibles en el mercado. El software también puede hacer un análisis más simple; sin embargo, permite realizar el dimensionamiento teórico de una bomba para su análisis y diseño rápidos. Esta característica del *dimensionamiento de la bomba* permite al usuario introducir una rapidez del flujo volumétrico para la bomba junto con la elevación de los puertos de succión y descarga, así como la naturaleza de la tubería empleada en el sistema.

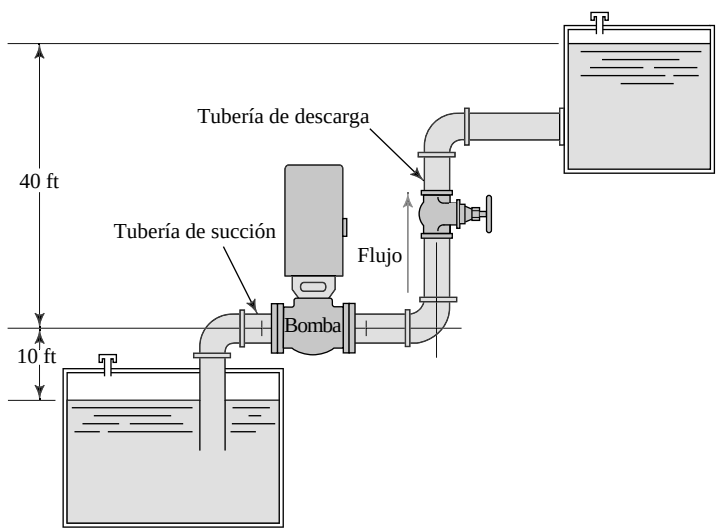
El siguiente problema de ejemplo ofrece una guía para el análisis de flujo a través de un sistema de tuberías en serie que utiliza una bomba, reportando sólo sus parámetros más generales de carga añadida, rapidez de flujo, presión de succión y presión de descarga del flujo. El capítulo 13 presenta problemas que ilustran en forma más detallada la capacidad del software PIPE-FLO® con los términos más avanzados que se introducen allí.

Problema de ejemplo 11.8

Uso del dimensionamiento de una bomba en PIPE-FLO®

La bomba ilustrada en la figura 11.12 conduce agua desde el depósito inferior hasta el depósito superior a razón de 2.0 ft^3/s. Las tuberías de succión y descarga son de acero de 6 in cédula 40. La longitud de la tubería de succión que conduce a la bomba mide 12 ft y, desde la salida de la bomba hasta el tanque superior, se extienden 24 ft de tubería de descarga. Hay tres codos estándar de 90° y una válvula de compuerta completamente abierta. La profundidad del nivel de fluido en el interior del depósito inferior es de 10 ft. Utilice PIPE-FLO® para calcular (a) la presión a la entrada de la bomba, (b) la presión a la salida de la bomba y (c) la carga total registrada en la bomba.

FIGURA 11.12 Sistema de flujo de fluidos bombeado para el problema de ejemplo 11.8.

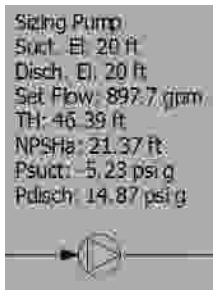


Solución

1. Abra un nuevo proyecto en PIPE-FLO® y seleccione el menú "SYSTEM" en la barra de herramientas para inicializar todos los datos clave, como las unidades, zonas de fluido y especificaciones de la tubería, tal como se hizo en los problemas de ejemplo anteriores donde se ha empleado PIPE-FLO®.
2. Comience por colocar los tanques en el problema y completar sus datos iniciales en la cuadrícula de propiedades.
3. Para insertar el dimensionamiento de la bomba, seleccione "sizing pump" a partir del menú "pumps" localizado en la caja de herramientas y colóquelo sobre la FLO-Sheet®. Como ya se indicó, los únicos datos que se le requieren al usuario son las elevaciones de succión y descarga para definir la posición relativa de la bomba y la rapidez del flujo de volumen deseada. Este caudal se puede especificar en cualquiera de las formas de un caudal volumétrico al hacer doble clic en el botón "…" que aparece a la derecha después de seleccionar el recuadro de valor para la rapidez del flujo. Para este ejemplo específico, la rapidez del flujo de volumen se da como 2.0 ft^3/s. Puesto que el fondo del tanque inferior se fijó en una elevación de 0 ft y el nivel de líquido en el tanque se especificó como 10 ft, la elevación de succión y descarga de la bomba será de 20 ft dado que la bomba se muestra como horizontal.



4. Continúe con el problema llenando las secciones correspondientes a la tubería, los codos, la entrada de la tubería, la salida de la tubería y la válvula de compuerta totalmente abierta, tal como se indicó en los problemas de ejemplo anteriores.
5. Una vez introducidos todos los componentes y sus datos, asegúrese de activar la información que se muestra para cada componente en "Device View Options" en la cuadrícula de propiedades.
6. Para la bomba de este problema, se requiere mostrar la carga total, la presión de succión y la presión de descarga. En el capítulo 13 van a ser requeridos otros factores. A continuación se muestran los resultados del problema.



7. Observe los siguientes valores de salida:
   - **a.** Hay una presión manométrica negativa a la entrada de la bomba, −5.23 psig, debido a que la bomba debe elevar los fluidos 10 ft desde la superficie del depósito inferior hasta el puerto de entrada de succión de la bomba y superar las pérdidas de energía ocurridas en la tubería de succión.
   - **b.** La presión a la salida de la bomba es positiva, 14.87 psig. El resultado es que la bomba aumenta la presión del fluido en 20.1 psi, lo cual es necesario para elevar el fluido hasta el tanque superior y para superar las pérdidas de energía ocurridas en la tubería de descarga, los codos y la válvula.
   - **c.** El valor de la carga total para la bomba, 46.39 ft, es una medida de la cantidad de energía que la bomba debe entregar al fluido cuando fluyen 2.0 ft^3/s de agua entre los tanques para el sistema de tuberías dado. Usted aprenderá en el capítulo 13 que éste es un dato esencial para seleccionar una bomba.

11.7 DISEÑO DE TUBERÍAS PARA LA INTEGRIDAD ESTRUCTURAL

Los sistemas de tuberías y los soportes deben diseñarse para la resistencia y la integridad estructural, además de para satisfacer los requisitos de flujo, caída de presión y potencia de bombeo. Es necesario prestar atención a los esfuerzos creados por lo siguiente:

- Presión interna.
- Fuerzas estáticas debidas al peso de la tubería y el fluido.
- Fuerzas dinámicas creadas por los fluidos en movimiento dentro de la tubería (vea el capítulo 16).
- Cargas externas causadas por actividad sísmica, cambios de temperatura, procedimientos de instalación u otras condiciones específicas de la aplicación.

La American Society of Mechanical Engineers (ASME), la American Water Works Association (AWWA), la National Fire Protection Association (NFPA) y otras instituciones desarrollan normas para satisfacer tales consideraciones. Vea las referencias 1 a 17 y los recursos de internet 2 a 10.

Otros detalles y consideraciones prácticas para el diseño de sistemas de tuberías se analizan en las referencias 3 y 6 a 11 y en los diversos recursos de internet que aparecen al final del capítulo.

La evaluación de la integridad estructural debe considerar el esfuerzo causado en la tubería por la presión interna, las cargas estáticas debidas al peso de la tubería y a su contenido, las cargas del viento, los procesos de instalación, la expansión y contracción térmicas, efectos pasajeros hidráulicos como el golpe de ariete causado por el accionamiento del cierre rápido de una válvula, la degradación a largo plazo de las tuberías debido a la corrosión o erosión, los ciclos de presión, las cargas y reacciones externas en conexiones con otros equipos, las cargas de impacto, el desempeño dinámico en respuesta a eventos sísmicos, la vibración inducida por el flujo y la vibración causada por otras estructuras o equipos.

La selección cuidadosa de los materiales de tubería debe tener en cuenta la resistencia a las temperaturas de operación, la tenacidad, ductilidad, resistencia al impacto, resistencia a la radiación ultravioleta de la luz solar, compatibilidad con el fluido que fluye, el entorno atmosférico alrededor de la instalación, la pintura u otros recubrimientos de protección contra la corrosión, el aislamiento, la fabricación de las conexiones de tubería y la instalación de válvulas, accesorios, medidores de presión y dispositivos de medición de flujo.

Por lo general, el tamaño nominal del tubo o de la tubería se determina a partir de consideraciones de flujo como se describe en este capítulo. La clase de presión (una función del espesor de pared) se basa en cálculos que consideran la presión interna, el esfuerzo permisible del material de la tubería a la temperatura de operación, el espesor de pared real de la tubería, las tolerancias en el espesor de pared, el método de fabricación de la tubería, las provisiones para evitar la corrosión a largo plazo y un factor de corrección del grosor de pared. Las siguientes ecuaciones se toman de la referencia 1 y es aconsejable consultar el documento para obtener más información y los datos pertinentes. La referencia 14 proporciona un estudio sobre el uso de estas ecuaciones junto con problemas de ejemplo. Estas ecuaciones se basan en el análisis clásico de esfuerzo tangencial (circunferencial) desarrollado para los cilindros de pared delgada con presión interna.

Cálculo básico del espesor de pared:

$$t = \frac{pD}{2(SE + pY)} \qquad \textbf{(11-9)}$$

donde

t = Espesor de pared básico (in o mm)
p = Presión de diseño [psig o Pa(man)]
D = Diámetro exterior de tubería (in o mm)
S = Esfuerzo permisible en tensión (psi o MPa)
E = Factor de calidad de la unión longitudinal
Y = Factor de corrección según el tipo de material y la temperatura

Es necesario ejercer una atención cuidadosa a la consistencia de las unidades.

Los valores de los esfuerzos permisibles para una variedad de metales a temperaturas entre 100 °F y 1500 °F (38 °C y 816 °C) se listan en la referencia 1. Por ejemplo, para la tubería de acero al carbono (ASTM A106), $S = 20.0$ ksi (138 MPa) para temperaturas de hasta 400 °F (204 °C).

El valor de E depende de la forma en que se fabrica la tubería. Por ejemplo, para la tubería de acero sin costura y aleación de níquel, $E = 1.00$. Para la tubería de acero soldada con resistencia eléctrica, $E = 0.85$. Para la tubería de aleación de níquel soldada, $E = 0.80$.

El valor de Y es 0.40 para el acero, las aleaciones de níquel y los metales no ferrosos a temperaturas de 900 °F y menores. Se extiende hasta 0.70 para temperaturas más altas.

El espesor de pared básico se debe ajustar de la manera siguiente:

$$t_{mín} = t + A \qquad \textbf{(11-10)}$$

donde A representa una tolerancia de corrosión basada en las propiedades químicas de la tubería y el fluido, así como en la vida de diseño de la tubería. Uno de los valores que se utiliza en ocasiones es de 2 mm o 0.08 in.

Por lo general, la tubería comercial se produce con una tolerancia de +0/−12.5% en el espesor de pared. Así que el grosor de pared mínimo nominal se calcula a partir de

$$t_{nom} = t_{mín}/(1 - 0.125) = t_{mín}/(0.875) = 1.143 t_{mín} \qquad \textbf{(11-11)}$$

Al combinar las ecuaciones (11-9) a (11-11) se obtiene

$$t_{nom} = 1.143\left[\frac{pD}{2(SE + pY)} + A\right] \qquad \textbf{(11-12)}$$

Esfuerzos debidos a la instalación y la operación de tuberías Los esfuerzos externos ejercidos sobre la tubería se combinan con esfuerzos circunferenciales y longitudinales creados por la presión interna del fluido. Los tramos horizontales de tubería localizados entre los soportes están sometidos a esfuerzos de tensión y de compresión por flexión debido al peso de la tubería y del fluido. Las longitudes verticales de tubería experimentan esfuerzos de tensión o compresión en función de la forma del soporte. En una tubería, pueden ser creados esfuerzos cortantes de torsión por ramificaciones de desvío debidas a la disposición de las tuberías, la cual ejerce momentos de torsión con respecto a los ejes de la tubería. La mayoría de estos esfuerzos son estáticos o ligeramente variables sólo durante un número moderado de ciclos. Sin embargo, con frecuencia, la presión o los ciclos de temperatura, la vibración de las máquinas o la vibración inducida por el flujo pueden crear esfuerzos cíclicos que ocasionan fallas por fatiga.

Usted debe diseñar cuidadosamente los soportes a utilizar en el sistema de tuberías con el fin de minimizar los esfuerzos externos y obtener un equilibrio adecuado entre restringir el tubo y permitir la expansión y contracción debidas a los cambios de presión y temperatura. Las bombas, las válvulas grandes y otros equipos críticos suelen estar apoyados directamente bajo el cuerpo o en sus conexiones de entrada y salida. La tubería se puede apoyar sobre soportes tipo silla de montar que trasladan las cargas al suelo o a los miembros estructurales firmes. Algunos soportes se fijan a la tubería, mientras que otros contienen rodillos para permitir que el tubo se mueva durante una expansión y una contracción. Los soportes deben colocarse a intervalos regulares de modo que los tramos tengan un largo moderado, lo cual limita los esfuerzos de flexión y las deflexiones. Algunos diseñadores limitan la flexión por doblez a no más de 0.10 in (2.5 mm) entre los puntos de apoyo. La tubería elevada puede ser sostenida por perchas unidas a las vigas superiores o a estructuras del techo. Algunas perchas contienen resortes para permitir el movi-

miento de la tubería debido a condiciones transitorias manteniendo las fuerzas presentes en la tubería bastante uniformes. En algunas instalaciones, puede ser necesario implementar el aislamiento eléctrico de la tubería. Los recursos de internet 7 y 8 muestran una variedad de abrazaderas, perchas y soportes disponibles comercialmente.

Por último, después de instalar la tubería se le debe limpiar y probar a presión; para esto se usa típicamente una presión hidrostática hasta casi 1.5 veces la presión de diseño. Se recomienda hacer pruebas periódicas para asegurarse de que no existan fugas o fallas críticas que se hayan producido en el transcurso del tiempo.

REFERENCIAS

1. American Society of Mechanical Engineers. 2012. ASME *B31.3*, *Process Piping Code*. Nueva York: Autor.
2. Becht, Charles, IV. 2009. *Process Piping: The Complete Guide to ASME B31.3*, 3a. ed. Nueva York: ASME Press.
3. Willoughby, David. 2009. *Plastic Piping Handbook*. Nueva York: McGraw-Hill.
4. Crane Co. 2011. *Flow of Fluids through Valves, Fittings, and Pipe* (artículo técnico núm. 410). Stamford, CT: Autor.
5. Hardy Ray T. y Jeffrey L. Sines. 2012. *Piping Systems Fundamentals*, 2a. ed. Lacey, WA: ESI Press, Engineered Software, Inc.
6. Heald, C. C., ed. 2002. *Cameron Hydraulic Data*, 19a. ed. Irving, TX: Flowserve, Inc.
7. Lin, Shun Dar y C. C. Lee. 2007. *Water and Wastewater Calculations Manual*, 2a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
8. Mohitpour, M., H. Golshan y A. Murray. 2007. *Pipeline Design and Construction: A Practical Approach*, 3a. ed. Nueva York: ASME Press.
9. Nayyar, Mohinder. 2002. *Piping Databook*. Nueva York: McGraw-Hill.
10. Silowash, Brian. 2010. *Piping Systems Manual*. Nueva York: McGraw-Hill.
11. Nayyar, Mohinder. 2000. *Piping Handbook*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
12. Pritchard, Philip J. 2011. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*, 8a. ed. Nueva York: John Wiley & Sons.
13. Swamee, P. K. y A. K. Jain. 1976. "Explicit Equations for Pipe-flow Problems" (ecuaciones explícitas para resolver problemas de flujo en tuberías). *Journal of the Hydraulics Division* 102(HY5): 657-664. Nueva York: American Society of Civil Engineers.
14. U. S. Army Corps of Engineers. 1999. *Liquid Process Piping (Engineer Manual 1110-1-4008)*. Washington, DC: Autor. (Vea el recurso de internet 2).
15. Frankel, Michael. 2009. *Facility Piping Systems Handbook*, 3a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
16. Smith, Peter. 2007. *Fundamentals of Piping Design*, vol. l. Houston, TX: Gulf Publishing Co.
17. Boterman, Rutger y Peter Smith. 2008. *Advanced Piping Design*, vol. II. Houston, TX: Gulf Publishing Co.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Engineered Software, Inc. (ESI)**: www.eng-software.com es el desarrollador del software para análisis del flujo de fluidos PIPE-FLO® utilizado para diseñar, optimizar y solucionar problemas de los sistemas de tuberías de fluidos, tal como se muestra en este libro. Los usuarios de este libro pueden tener acceso a una versión de demostración de PIPE-FLO® creada especialmente para el texto en http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics
2. **The Piping Designers.com**: Este sitio contiene datos e información básica para el diseño de sistemas de tuberías. Incluye datos de las dimensiones de tuberías, accesorios de tuberías, herramientas CAD, bridas, normas de tuberías y muchos otros temas relacionados. Desde la página de *Pipes & Piping Tools*, se puede leer o descargar todo el documento indicado como referencia 14. En el sitio se presentan numerosos enlaces a proveedores comerciales de tuberías, accesorios, bombas y válvulas.
3. **PipingDesigners.com**: Este sitio contiene el documento titulado "Overview of Process Plant Piping System Design", una excelente serie de 133 diapositivas de presentación creada por Vincent A. Carucci, de Carmagen Engineering, Inc. Utilice el buscador de la página de inicio y busque *Process Plant Piping*. La presentación está disponible desde ASME International como parte de su Career Development Series.
4. **National Fire Protection Association**: Desarrollador y editor de códigos y normas para la protección contra incendios, incluyendo la NFPA 13 o *Standard for the Installation of Sprinkler Systems*. Además, publica otras referencias pertinentes al estudio de la mecánica de fluidos, como *The Fire Pump Handbook*.
5. **Ultimate Fire Sprinkler Guide**: Es un enorme conjunto de enlaces a fuentes de componentes para sistemas de rociadores contra incendios y sistemas de tuberías de bombeo industriales similares. Se incluyen tuberías, accesorios, bombas, válvulas y muchos otros dispositivos.
6. **Anvil Internacional**: Fabricante de accesorios, perchas y soportes para tuberías. El sitio incluye una gran cantidad de información sobre el diseño de soportes de tuberías, tamaños y pesos de tuberías, efectos sísmicos y consideraciones térmicas.
7. **Cooper B-Line**: Fabricante de perchas para tuberías, sistemas de anclaje y soportes de tuberías y cables eléctricos.
8. **eCompressedair**: Desde la parte inferior de la página de inicio, seleccione *Main Library*; a continuación, seleccione *Piping Systems* para ver un amplio conjunto de documentos que proporcionan directrices para el diseño e instalación de tuberías en sistemas de aire comprimido para aplicaciones industriales.
9. **American Water Works Association**: Asociación internacional científica y educativa no lucrativa dedicada a la mejora de la calidad del agua potable y su suministro. Es el recurso autorizado para acceder al conocimiento, la información y la promoción de la mejora de la calidad y el suministro de agua potable en América del Norte y otros lugares.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Sistemas de clase I

11.1 Fluye agua a 10 °C desde un depósito grande a razón de 1.5×10^{-2} m^3/s a través del sistema mostrado en la figura 11.13. Calcule la presión en B.

11.2 Por el sistema que muestra la figura 11.14 debe ser enviado queroseno (sg = 0.82) a 20 °C desde el tanque de depósito A al tanque B mediante el aumento de la presión en el tanque A sellado por encima del queroseno. La longitud total de la tubería de acero DN 50 cédula 40 es de 38 m. El codo es estándar. Calcule la presión requerida en el tanque A para obtener un caudal de 435 L/min.

11.3 La figura 11.15 muestra una parte de un circuito hidráulico. La presión en el punto B debe ser de 200 psig cuando la rapidez del flujo de volumen es de 60 gal/min. El fluido hidráulico tiene gravedad específica de 0.90 y viscosidad dinámica de

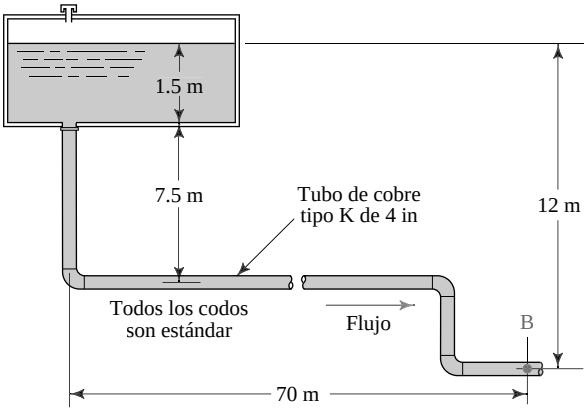


FIGURA 11.13 Problema 11.1.

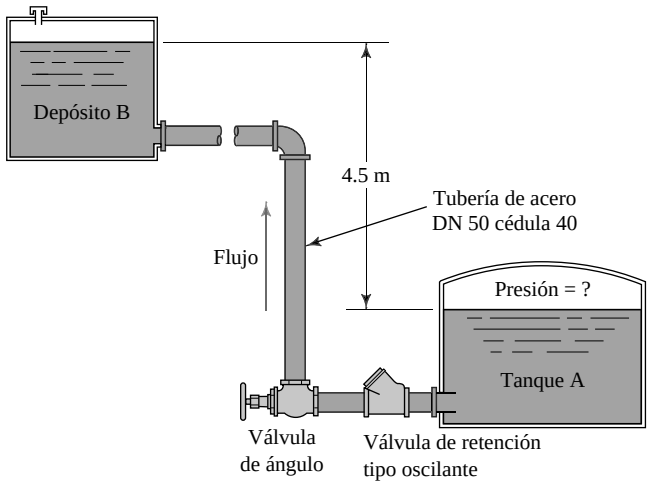


FIGURA 11.14 Problema 11.2.

6.0×10^{-5} lb•s/ft^2. La longitud total de la tubería entre A y B es de 50 ft. Los codos son estándar. Calcule la presión existente a la salida de la bomba en el punto A.

11.4 La figura 11.16 muestra una parte de un sistema hidráulico grande en el que la presión en B debe ser de 500 psig mientras que el caudal es de 750 gal/min. El fluido es un aceite hidráulico para máquina herramienta media. La longitud total de la tubería de 4 in es de 40 ft. Los codos son estándar. Ignore la pérdida de energía debida a la fricción en la tubería de 6 in. Calcule la presión requerida en A si el aceite está (a) a 104 °F y (b) a 212 °F.

11.5 En el sistema que muestra la figura 11.17, fluye aceite a razón de 0.015 m^3/s. Los datos para el sistema son los siguientes:

- Peso específico del aceite = 8.80 kN/m^3
- Viscosidad cinemática del aceite = 2.12×10^{-5} m^2/s
- Longitud de la tubería DN 150 = 180 m
- Longitud de la tubería DN 50 = 8 m

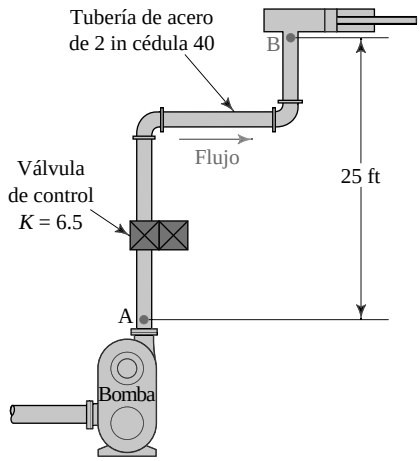


FIGURA 11.15 Problema 11.3.

FIGURA 11.16 Problema 11.4.

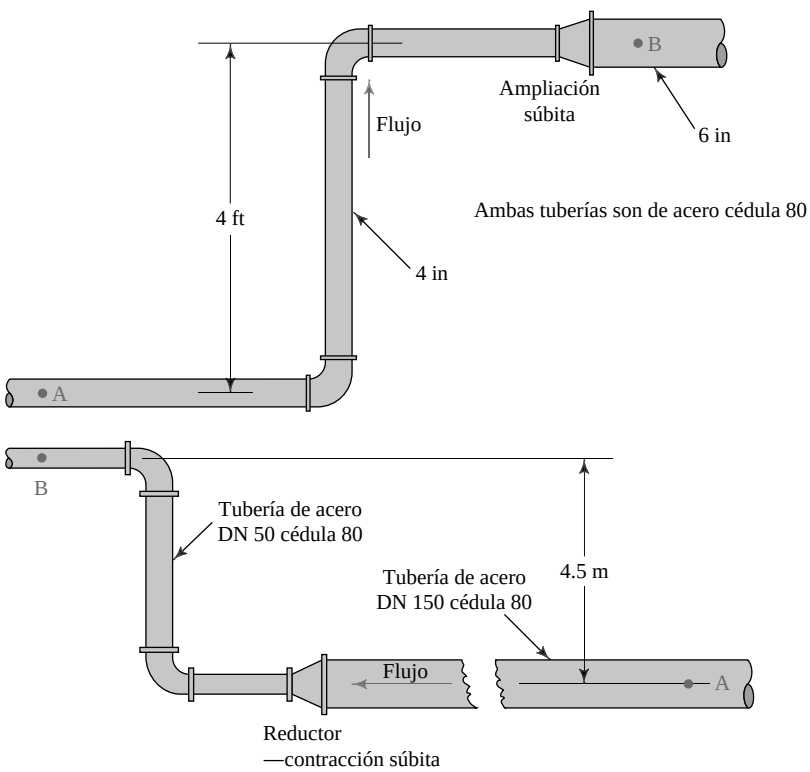
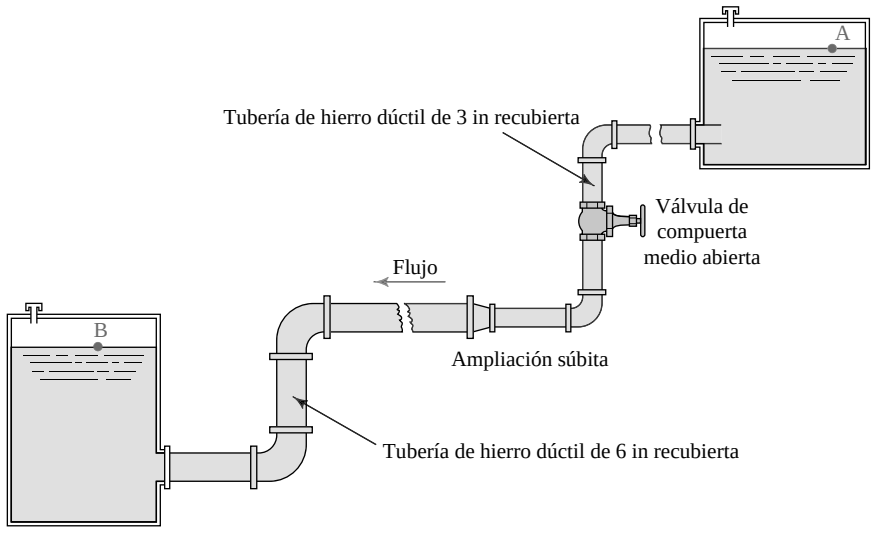


FIGURA 11.17 Problema 11.5.

FIGURA 11.18 Problema 11.6.



- Los codos son del tipo radio largo
- La presión en B = 12.5 MPa

Si se consideran todas las pérdidas por fricción ocurridas en la tubería y las pérdidas menores, calcule la presión en A.

11.6 Para el sistema que muestra la figura 11.18, calcule la distancia vertical entre las superficies de los dos depósitos de agua a 10 °C que fluye desde A hasta B a razón de 0.03 m^3/s. Los codos son estándar. La longitud total de la tubería de 3 in es de 100 m; la de la tubería de 6 in es de 300 m.

11.7 Un líquido refrigerante fluye a través del sistema que muestra la figura 11.19 a razón de 1.70 L/min. El refrigerante tiene gravedad específica de 1.25 y viscosidad dinámica de 3×10^{-4} Pa•s. Calcule la diferencia de presión entre los puntos A y B. El tubo hidráulico es de acero estirado, tiene diámetro exterior (OD) de 15 mm, espesor de pared de 1.5 mm y longitud total de 30 m.

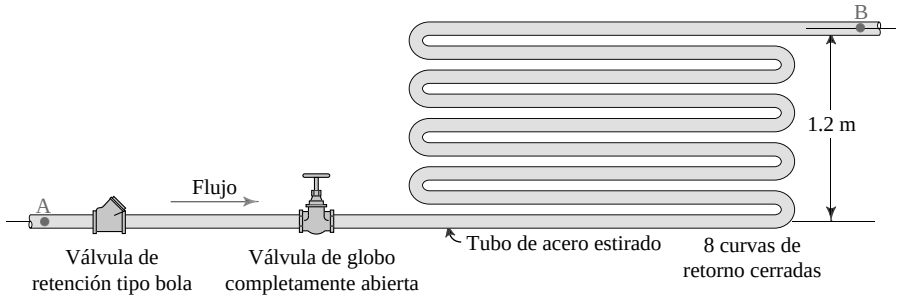
Sistemas de clase II

11.8 Agua a 100 °F fluye en una tubería de acero de 4 in cédula 80 que tiene 25 ft de largo. Calcule la rapidez del flujo de volumen máxima permisible si la pérdida de energía debida a la fricción en la tubería debe limitarse a 30 ft-lb/lb.

11.9 Un aceite hidráulico fluye en un tubo hidráulico de acero estirado con OD de 50 mm y espesor de pared de 1.5 mm. Se observa una caída de presión de 68 kPa entre dos puntos del tubo separados por 30 m de distancia. El aceite tiene gravedad específica de 0.90 y viscosidad dinámica de 3.0×10^{-3} Pa•s. Calcule la velocidad de flujo del aceite.

11.10 En una planta de procesamiento, etilenglicol a 77 °F fluye en una tubería de hierro dúctil de 6 in revestida, la cual tiene una longitud de 5000 ft. En esta distancia, la tubería desciende 55 ft y la presión cae de 250 psig a 180 psig. Calcule la velocidad de flujo que hay en la tubería.

FIGURA 11.19 Problema 11.7.



11.11 Agua a 15 °C fluye hacia abajo por un tubo vertical de 7.5 m de largo. La presión es de 550 kPa en la parte superior y de 585 kPa en la parte inferior. Una válvula de retención de bola se instala en la parte inferior. El tubo hidráulico es de acero estirado, tiene OD de 32 mm y espesor de pared de 2.0 mm. Calcule la rapidez del flujo de volumen del agua.

11.12 Trementina a 77 °F fluye de A a B en una tubería de hierro dúctil de 3 in recubierta. El punto B está a 20 ft por encima del punto A y la longitud total de la tubería es de 60 ft. Entre A y B se instalan dos codos de radio largo y 90°. Calcule la rapidez del flujo de volumen de trementina si la presión en A es de 120 psig y en B es de 105 psig.

11.13 Un dispositivo diseñado para permitir la limpieza de paredes y ventanas en el segundo piso de los hogares es similar al sistema mostrado en la figura 11.20. Determine la velocidad de flujo desde la boquilla si la presión en la parte inferior es (a) de 20 psig y (b) de 80 psig. La boquilla tiene un factor de pérdida K de 0.15 con base en la carga de velocidad de salida. El tubo es de aluminio estirado liso y tiene ID de 0.50 in. El doblez de 90° tiene radio de 6.0 in. La longitud total del tubo recto mide 20.0 ft. El fluido es agua a 100 °F.

11.14 Fluye queroseno a 25 °C en el sistema que muestra la figura 11.21. La longitud total del tubo hidráulico de cobre con 50 mm de OD × 1.5 mm de pared es de 30 m. Los dos dobleces

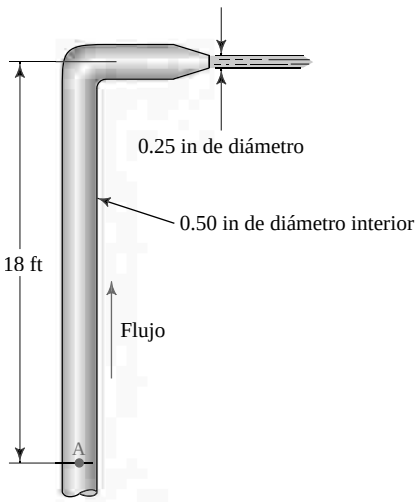


FIGURA 11.20 Problema 11.13.

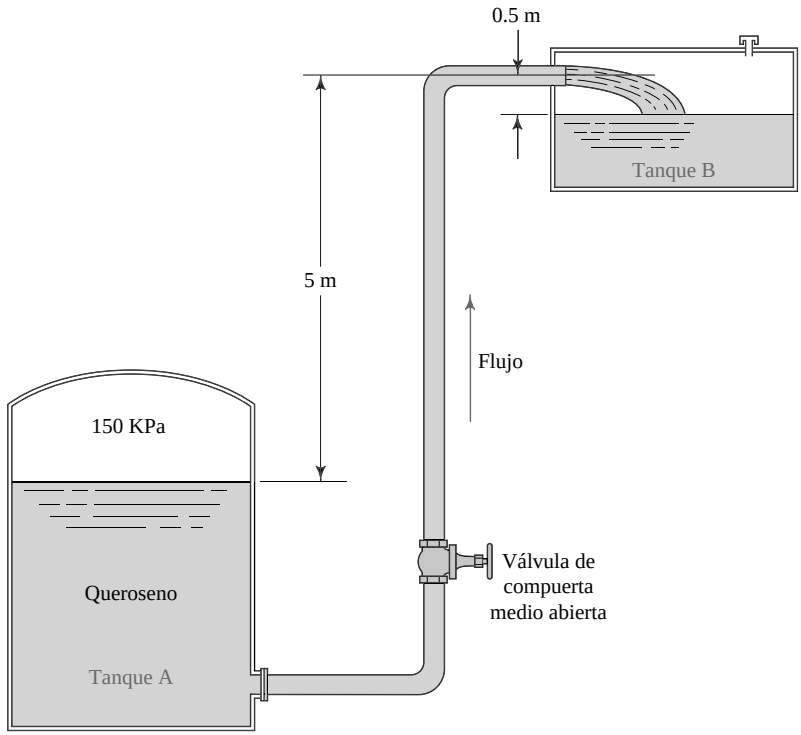


FIGURA 11.21 Problema 11.14.

de 90° tienen radio de 300 mm. Calcule la rapidez del flujo de volumen en el tanque B si se mantiene una presión de 150 kPa por encima del queroseno en el tanque A.

11.15 Fluye agua a 40 °C desde A hasta B a través del sistema que muestra la figura 11.22. Determine la rapidez del flujo de volumen del agua si la distancia vertical entre las superficies de los dos depósitos es de 10 m. Los codos son estándar.

11.16 Un aceite con gravedad específica de 0.93 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa•s fluye hacia el tanque abierto que muestra la figura 11.23. La longitud total del tubo de 50 mm es de 30 m. Para el tubo de 100 mm la longitud total es de 100 m. Los codos son estándar. Determine la rapidez del flujo volumétrico presente en el tanque si la presión en el punto A es de 175 kPa.

FIGURA 11.22 Problema 11.15.

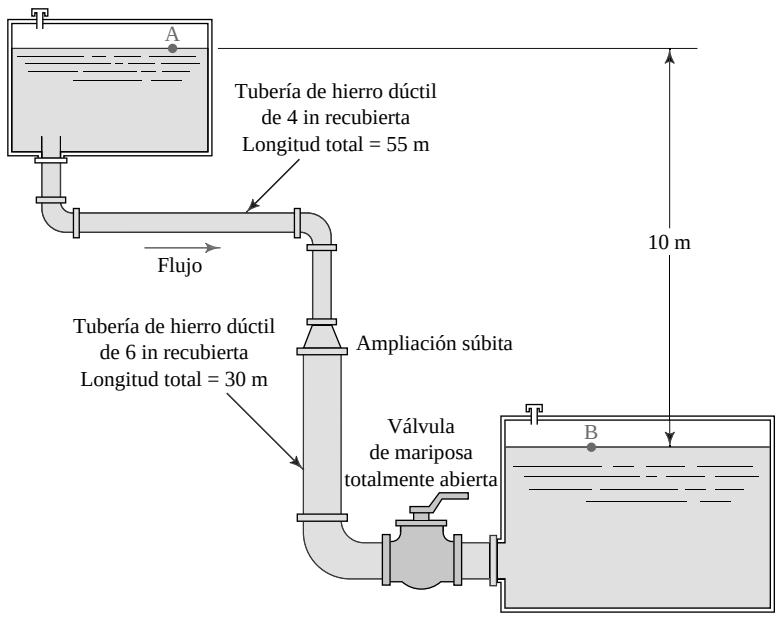
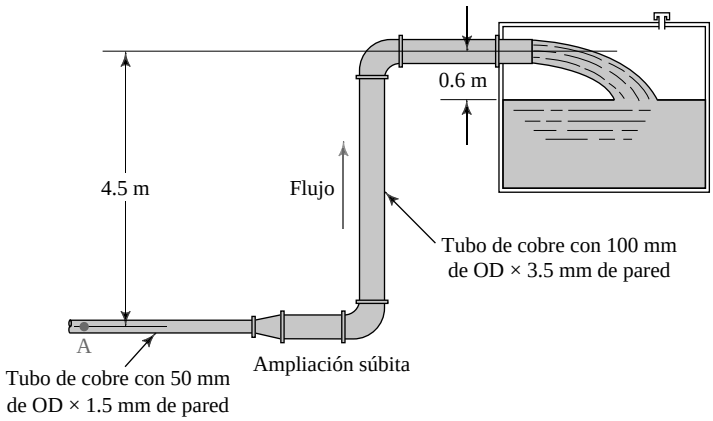


FIGURA 11.23 Problema 11.16.



Sistemas de clase III

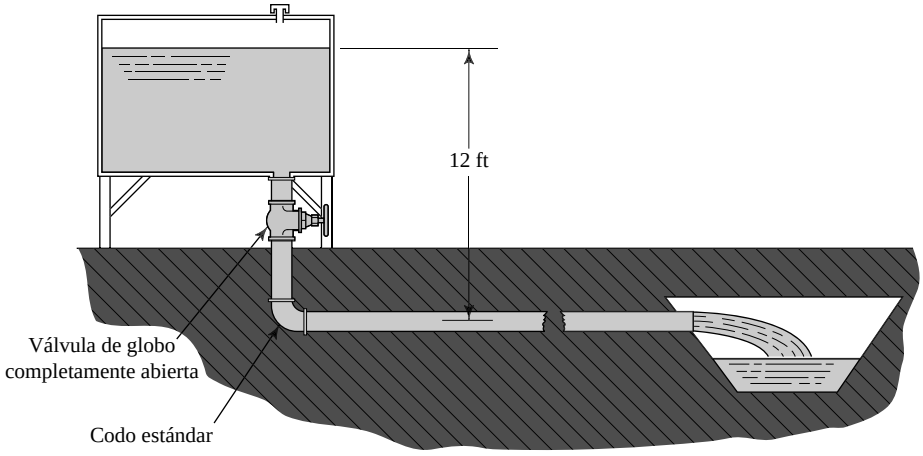
11.17 Determine el tamaño requerido de una nueva tubería de acero cédula 80 que debe conducir agua a 160 °F con una caída de presión máxima de 10 psi por cada 1000 ft cuando el caudal es de 0.5 ft^3/s.

11.18 ¿Qué tamaño de tubo de cobre hidráulico estándar se requiere, según el apéndice G.2, para transferir 0.06 m^3/s de agua a 80 °C desde un calentador donde la presión es de 150 kPa hasta un tanque abierto? El agua fluye desde el extremo del tubo hacia la atmósfera. El tubo es horizontal y tiene 30 m de largo.

11.19 Agua a 60 °C debe fluir por gravedad entre dos puntos, separados por 2 mi de distancia, a razón de 13 500 gal/min. El extremo superior está 130 ft más alto que el extremo inferior. ¿Qué tamaño de tubería de concreto se requiere? Suponga que la presión en ambos extremos de la tubería es insignificante.

11.20 El tanque mostrado en la figura 11.24 tiene que ser drenado hacia una alcantarilla. Determine el tamaño de la nueva tubería de acero cédula 40 que conducirá al menos 400 gal/min de agua a 80 °F a través del sistema que se muestra. La longitud total del tubo es de 75 ft.

FIGURA 11.24 Problema 11.20.



Problemas de práctica para sistemas de cualquier clase

11.21 La figura 11.25 muestra gasolina que fluye desde un tanque de almacenamiento hasta un camión para su transporte. La gasolina tiene gravedad específica de 0.68 y la temperatura es de 25 °C. Determine la profundidad *h* requerida en el tanque para producir un flujo de 1500 L/min hacia el camión. Debido a que las tuberías son cortas, no tome en cuenta las pérdidas de energía debidas a la fricción en la tubería, pero sí considere las pérdidas menores.

Nota: La figura 11.26 muestra un sistema utilizado para bombear refrigerante desde un tanque colector hasta un tanque elevado, donde se enfría. La bomba suministra 30 gal/min. El refrigerante fluye entonces de nuevo hacia las máquinas, según sea necesario, por gravedad. El refrigerante tiene gravedad específica de 0.92 y viscosidad dinámica de 3.6×10^{-5} lb•s/ft^2. Este sistema se utiliza en los problemas 11.22 a 11.24.

11.22 Para el sistema de la figura 11.26, calcule la presión existente en la entrada a la bomba. El filtro tiene un coeficiente de resistencia de 1.85 con base en la carga de velocidad presente en la línea de succión.

11.23 Para el sistema de la figura 11.26, calcule la altura total de la bomba y la potencia suministrada por la bomba al líquido refrigerante.

11.24 Para el sistema de la figura 11.26, especifique el tamaño de la tubería de acero cédula 40 necesario para devolver el fluido a las máquinas. La máquina 1 requiere 20 gal/min y la máquina 2 requiere 10 gal/min. El fluido sale de las tuberías hacia las máquinas a 0 psig.

11.25 Un fabricante de boquillas para aspersión especifica que la caída de presión máxima en la tubería de alimentación de una boquilla debe ser de 10.0 psi por cada 100 ft de tubería. Calcule la velocidad de flujo máxima permisible a través de una tubería de acero de 1 in cédula 80 para alimentar la boquilla. La tubería es horizontal y el fluido es agua a 60 °F.

FIGURA 11.25 Problema 11.21.

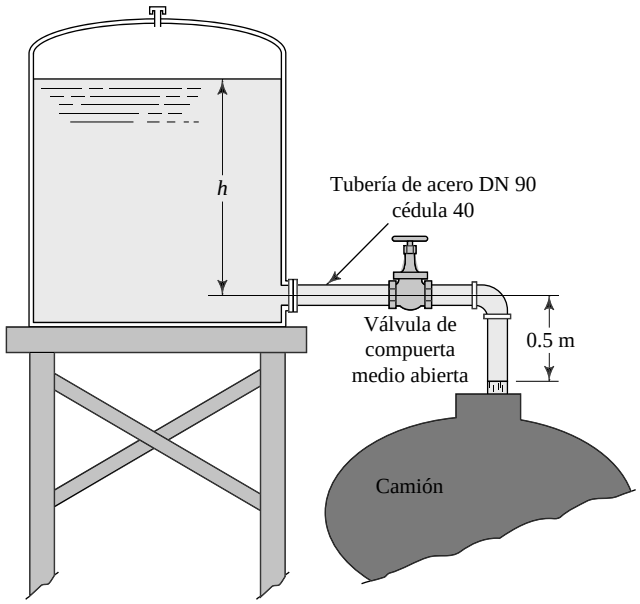
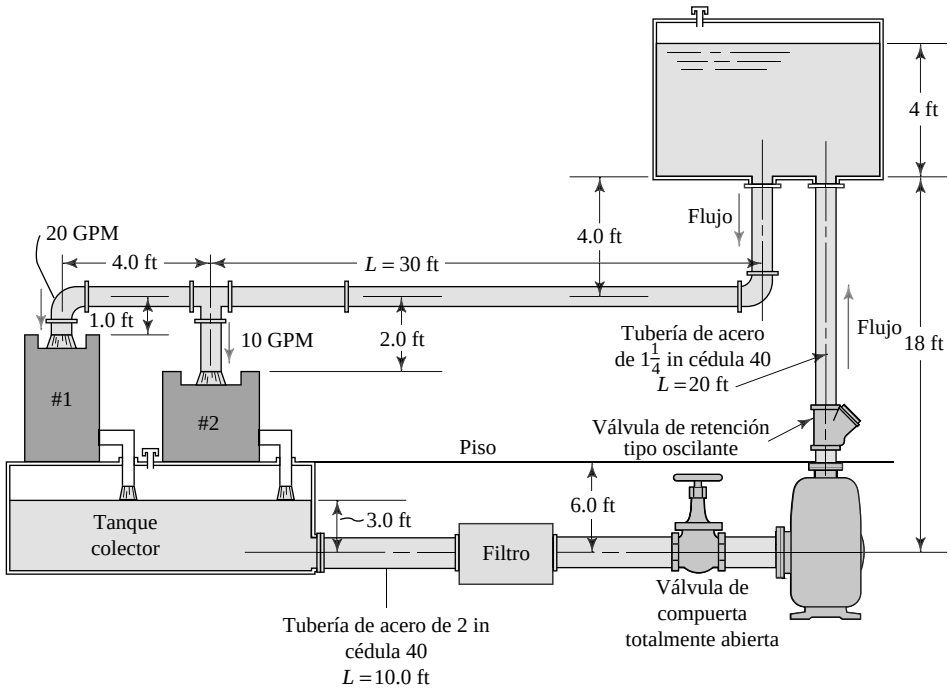


FIGURA 11.26 Problemas 11.22 a 11.24.



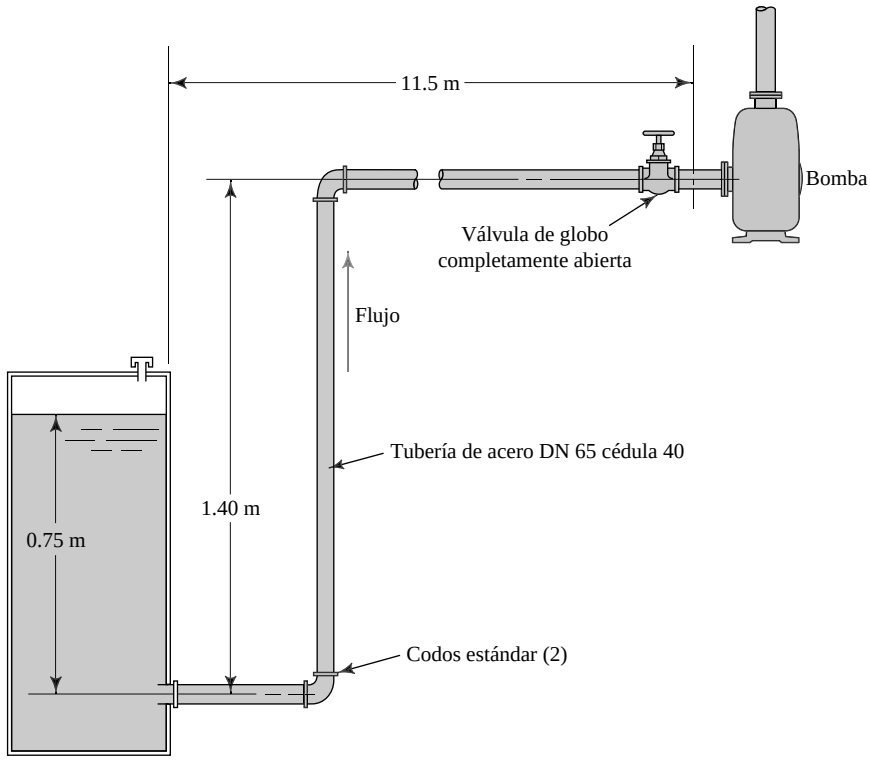
11.26 Especifique el tamaño de la nueva tubería de acero cédula 40 requerida para conducir gasolina a 77 °F a lo largo de 120 ft de tubería horizontal con no más de 8.0 psi de caída de presión y rapidez del flujo de volumen de 100 gal/min.

11.27 Consulte la figura 11.27. Se bombea agua a 80 °C desde el tanque a razón de 475 L/min. Calcule la presión a la entrada de la bomba.

11.28 Para el sistema de la figura 11.27 y analizado en el problema 11.27, es deseable cambiar el sistema para aumentar la presión a la entrada de la bomba. La rapidez del flujo de volumen debe mantenerse en 475 L/min, pero todo lo demás puede cambiar. Rediseñe el sistema y vuelva a calcular la presión a la entrada de la bomba para compararla con el resultado del problema 11.27.

11.29 En un proyecto de control de la contaminación del agua, el agua contaminada se bombea verticalmente hacia arriba 80 ft y después se rocía en el aire para incrementar su contenido de oxígeno y evaporar los materiales volátiles. El sistema se esboza en la figura 11.28. El agua contaminada tiene peso específico de 64.0 lb/ft^3 y viscosidad dinámica de 4.0×10^{-5} $lb \cdot s/ft^2$. El caudal es de 0.50 ft^3/s. La presión a la entrada de la bomba es de 3.50 psi por debajo de la presión atmosférica. La longitud total de la tubería de descarga mide 82 ft. La boquilla tiene factor de resistencia de 32.6 basado en la carga de velocidad de la tubería de descarga. Calcule la potencia suministrada por la bomba al fluido. Si la eficiencia de la bomba es de 76 por ciento, calcule la potencia de entrada a la bomba.

FIGURA 11.27 Problemas 11.27 y 11.28.



11.30 Repita el problema 11.29, pero utilice una tubería de acero de 3 in cédula 40 para la línea de descarga en lugar de la tubería de 2½ in. Compare la potencia suministrada por la bomba para los dos diseños.

11.31 Se suministra agua a 10 °C a un tanque localizado en el techo de un edificio, como se muestra en la figura 11.29. El codo es estándar. ¿Qué presión debe existir en el punto A para entregar 200 L/min?

11.32 Si en el punto A de la figura 11.29 la presión es de 300 kPa, calcule la rapidez del flujo de volumen de agua a 10 °C entregado al tanque.

11.33 Cambie el diseño del sistema de la figura 11.29 reemplazando la válvula de globo por una válvula de compuerta totalmente abierta. Entonces, si la presión en el punto A es de 300 kPa, calcule la rapidez del flujo de volumen de agua a 10 °C entregado al tanque. Compare el resultado con el del problema 11.32 para mostrar el efecto del cambio de válvula.

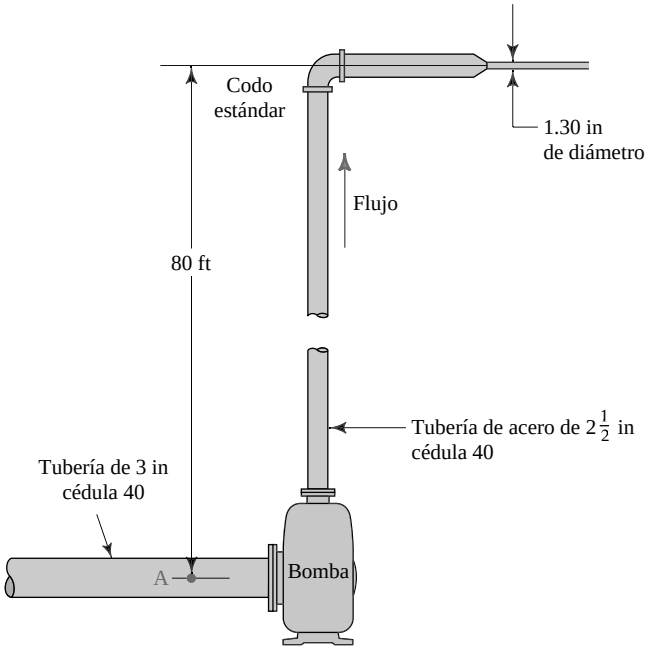


FIGURA 11.28 Problemas 11.29 y 11.30.

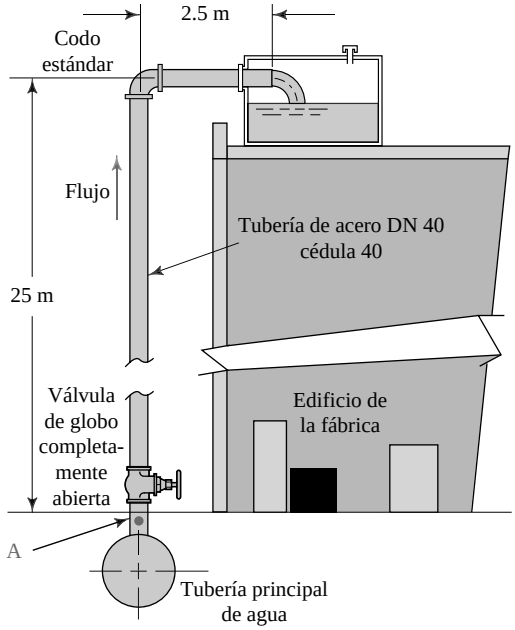


FIGURA 11.29 Problemas 11.31 a 11.33.

11.34 Se desea entregar 250 gal/min de alcohol etílico a 77 °F desde el tanque A hasta el tanque B mediante el sistema que muestra la figura 11.30. La longitud total de la tubería mide 110 ft. Calcule la presión requerida en el tanque A.

11.35 Para el sistema de la figura 11.30, calcule la rapidez del flujo de volumen de alcohol etílico a 77 °F que se produciría si en el tanque A la presión es de 125 psig. La longitud total de la tubería es de 110 ft.

11.36 Repita el problema 11.35, pero considere que la válvula está totalmente abierta.

11.37 Repita el problema 11.35, pero considere que la válvula está totalmente abierta y los codos son del tipo radio largo en lugar de estándar. Compare sus resultados con los de los problemas 11.35 y 11.36.

11.38 La figura 11.31 muestra una tubería de acero DN 100 cédula 40 que suministra agua a 15 °C desde una línea principal hasta una fábrica. La presión en la tubería principal es de 415 kPa. Calcule el caudal máximo permisible si la presión en la fábrica debe ser inferior a 200 kPa.

11.39 Repita el problema 11.38, pero reemplace la válvula de globo por una válvula de mariposa totalmente abierta.

11.40 Repita el problema 11.38, pero use una tubería DN 125 cédula 40.

11.41 Repita el problema 11.38, pero reemplace la válvula de globo por una válvula de mariposa y use tubería de acero DN 125 cédula 40. Compare los resultados de los problemas 11.38 a 11.41.

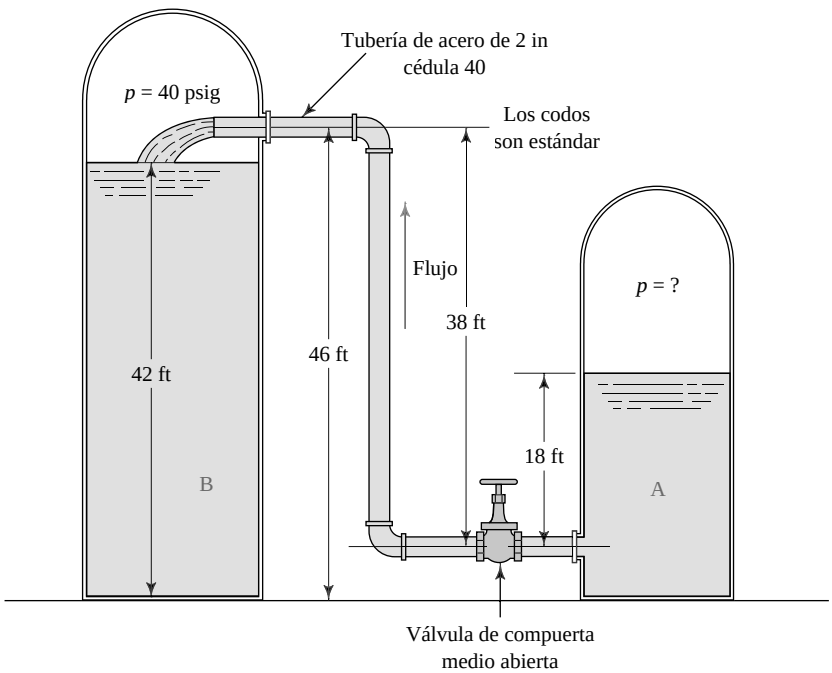


FIGURA 11.30 Problemas 11.34 a 11.37.

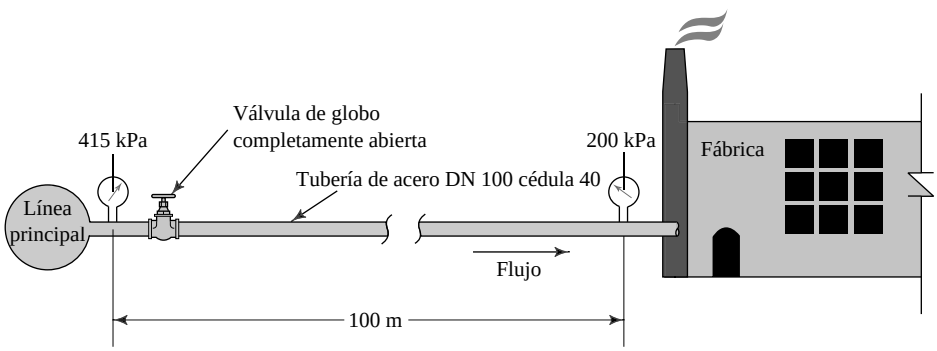
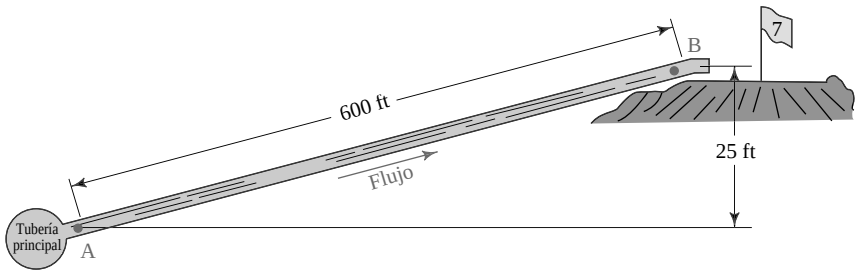


FIGURA 11.31 Problemas 11.38 a 11.41.

FIGURA 11.32 Problema 11.43.



11.42 Se desea impulsar una pequeña bomba de desplazamiento positivo al acoplar un taladro eléctrico doméstico al eje de accionamiento de la bomba. La bomba suministra 1.0 in^3 de agua a 60 °F por revolución y gira a 2100 rpm. La salida de la bomba fluye por una manguera de plástico lisa de 100 ft con ID de 0.75 in. ¿Qué tanto por encima de la fuente puede estar la salida de la manguera si la potencia máxima disponible en el motor del taladro es de 0.20 hp? La eficiencia de la bomba es de 75 por ciento. Considere la pérdida por fricción ocurrida en la manguera, pero ignore las demás pérdidas.

11.43 La figura 11.32 muestra una tubería que suministra agua al césped de un campo de golf. En la tubería principal la presión es de 80 psig y es necesario mantener un mínimo de 60 psig en el punto B para suministrar agua adecuadamente a un sistema de rociadores. Especifique el tamaño necesario de tubería de acero cédula 40 para abastecer 0.50 ft^3/s de agua a 60 °F.

11.44 Repita el problema 11.43, pero ahora considere que habrá los siguientes elementos añadidos al sistema:
- Una válvula de compuerta totalmente abierta cerca de la tubería principal de agua
- Una válvula de mariposa completamente abierta cerca del césped (pero antes del punto B)
- Tres codos estándar de 90°
- Dos codos estándar de 45°
- Una válvula de retención tipo oscilante

11.45 En un edificio comercial, una bomba se asienta en un sumidero a una altura de 150.4 ft. La bomba entrega 40 gal/min de agua mediante un sistema de tuberías que descarga el agua a una altura de 172.8 ft. La presión medida en la descarga de la bomba es de 15.0 psig. El fluido es agua a 60 °F. Especifique el tamaño de tubería de plástico necesario si el sistema contiene los siguientes elementos.
- Una válvula de retención de bola
- Ocho codos estándar
- Una longitud total de tubería de 55.3 ft

La tubería de plástico está disponible en las mismas dimensiones que la tubería de acero cédula 40.

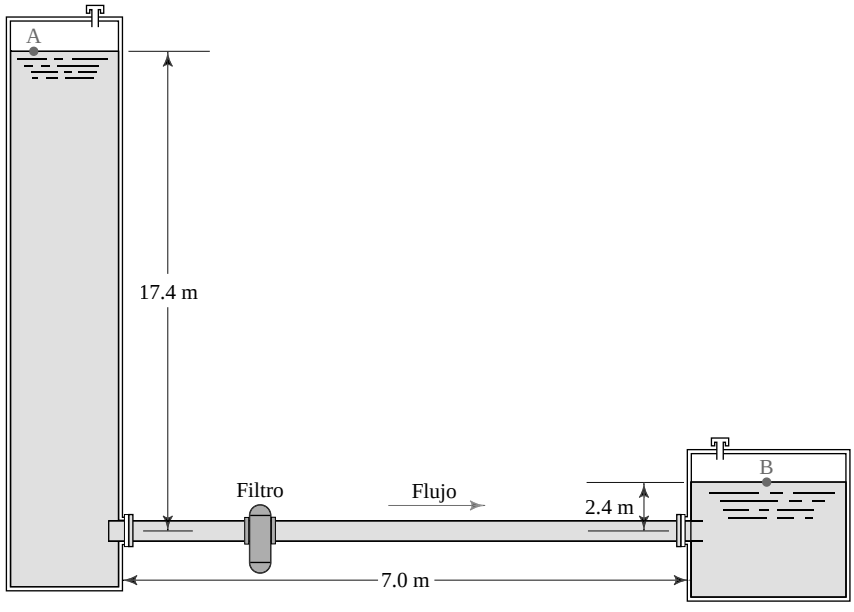
11.46 Para el sistema diseñado en el problema 11.45, calcule la carga total de la bomba.

11.47 La figura 11.33 muestra una sección de un sistema de procesamiento químico en el que se toma alcohol propílico a 25 °C de la parte inferior de un tanque grande y se transfiere por gravedad a otra parte del sistema. La longitud entre los dos tanques mide 7.0 m. Se instala un filtro en la línea y se sabe que tiene un coeficiente de resistencia K de 8.5 basado en la carga de velocidad de la tubería. Se usarán tubos de acero inoxidable estirado. Especifique el tamaño estándar de los tubos, según el apéndice G.2, que permitirán obtener una rapidez del flujo de volumen de 150 L/min.

11.48 Para el sistema descrito en el problema 11.47, y utilizando el tamaño de tubo que se encontró ahí, calcule la rapidez del flujo de volumen esperado a través del tubo si en el tanque grande la elevación disminuye a 12.8 m.

11.49 Para el sistema descrito en el problema 11.47, y utilizando el tamaño de tubo que se encontró ahí, calcule la rapidez del flujo de volumen esperado a través del tubo si la presión por encima del fluido en el punto A del tanque grande es de −32.5 kPa (man).

FIGURA 11.33 Problemas 11.47 a 11.50.



11.50 Para el sistema descrito en el problema 11.47, y utilizando el tamaño de tubo que se encontró en ese problema, calcule la rapidez del flujo de volumen esperado a través del tubo si se coloca una válvula de compuerta medio abierta en la línea situada delante del filtro.

Problemas suplementarios (solamente con PIPE-FLO®)

11.51 Analice el sistema que muestra la figura 11.11 con queroseno a 20 °C como fluido de trabajo. Utilice el software PIPE-FLO® para determinar la presión en el punto B que resulta en una rapidez de flujo de 800 L/ min. Reporte todos los valores clave, como el número de Reynolds y el factor de fricción.

11.52 La bomba que muestra la figura 11.12 conduce agua desde el depósito inferior hasta el depósito superior a razón de 220 gal/min. Hay 10 ft de tubería de acero de 3 in cédula 40 antes de la bomba y 32 ft después. Se tienen tres codos estándar de 90° y una válvula de compuerta completamente abierta. La profundidad del fluido en el depósito inferior es de 3 ft. Utilice PIPE-FLO® para calcular (a) la presión a la entrada de la bomba, (b) la presión a la salida de la bomba, (c) la carga total de la bomba y (d) la potencia suministrada por la bomba al agua.

TAREAS DE ANÁLISIS Y DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA

1. Desarrolle un programa o una hoja de cálculo para analizar sistemas de tuberías de la clase I, incluyendo las pérdidas de energía debidas a la fricción y las pérdidas menores debidas a válvulas y accesorios.

2. Desarrolle un programa o una hoja de cálculo para determinar la velocidad de flujo y la rapidez del flujo de volumen en una tubería dada con una caída de presión limitada; considere solamente las pérdidas de energía debidas a la fricción. Utilice el método de cálculo descrito en la sección 11.4 e ilustrado en el problema de ejemplo 11.2.

3. Desarrolle un programa o una hoja de cálculo para determinar el tamaño de tubería requerido para conducir un caudal dado con una caída de presión limitada; utilice el procedimiento de solución para problemas de clase III descrito en el problema de ejemplo 11.5.

4. Desarrolle un programa o una hoja de cálculo para determinar el tamaño de tubería requerido para conducir fluidos a una rapidez de flujo especificada con una caída de presión limitada. Considere tanto las pérdidas de energía debidas a la fricción como las pérdidas menores. Utilice un método similar al descrito en el problema de ejemplo 11.6.

CAPÍTULO
DOCE

SISTEMAS DE TUBERÍAS EN PARALELO Y RAMIFICADOS

PANORAMA GENERAL

Los sistemas de tuberías en paralelo y ramificados son aquellos en los que el fluido puede tomar más de una trayectoria a medida que fluye desde un origen hasta un punto de destino. La figura 12.1 muestra un ejemplo. Éste forma parte de un sistema de rociadores para la protección contra incendios implementada en un edificio tal como una tienda comercial, un edificio de oficinas, una escuela, una unidad habitacional con múltiples edificios o una planta industrial. El flujo de agua que proviene de la fuente principal del edificio entra al sistema de rociadores por la tubería de mayor diámetro instalada a lo largo de la parte inferior. Esta tubería, llamada tubo *conductor principal de suministro*, aporta el agua a una presión particular para todas las tuberías ramificadas. Aunque sólo se muestran los extremos de las ramificaciones, puede observarse que cada ramificación se dirige hacia las cabezas de los rociadores a través de tramos rectos de tubería que tienen las válvulas, los codos y las tes que se necesitan para llevar el agua a su destino. Cada una de las ramificaciones puede tener diferentes trayectos que requieren diferentes longitudes de tubería y distintos accesorios. Después de la instalación, se abrirían todas las válvulas que conducen a las ramificaciones, las tuberías se llenarían y estarían totalmente presurizadas.

Considere ahora lo que ocurre cuando dos o más cabezas de rociador se activan mediante detectores de incendios o de humo. El agua fluye a través de las cabezas y se rocía sobre un área amplia para extinguir el fuego. Las diferentes cabezas pueden tener distintas capacidades en función del área que se debe controlar. Por lo tanto, la rapidez del flujo a través de cada tubo puede ser diferente. Sin embargo, el principio de continuidad indica que todo el flujo de salida debe entrar en todas las cabezas a través del conductor principal. Equilibrar el flujo en todas las partes del sistema, de modo que cada una reciba la cantidad deseada de agua, requiere válvulas de control que se puedan ajustar manual o automáticamente.

¿Qué pasa con la distribución de presión dentro del sistema? Al comienzo de cada ramificación, esencialmente la presión es la misma —la presión que haya en el conductor—. Luego, cuando el flujo prosigue a través del circuito de tuberías, se pierde energía debido a la fricción y a las pérdidas menores ocurridas en válvulas y accesorios, lo cual ocasiona una caída de presión. En los extremos de las ramificaciones, habrá una cabeza de rociador diseñada de modo que requiera cierta presión mínima para entregar el valor de diseño de la rapidez del flujo al abrirse. Cuando el agua sale de la cabeza del rociador, la presión en el fluido es igual a la presión atmosférica, por lo que la caída de presión total en cada línea va desde la presión que haya en el conductor principal hasta la presión atmosférica.

Trate de visualizar qué sucedería si todas las cabezas de los rociadores ubicadas en los extremos de todas las ramificaciones se abrieran al mismo tiempo. Como ya se indicó, cada ramificación tendría la misma Δp desde el conductor hasta la corriente de descarga de las cabezas. Usando la relación entre presión y carga, $\Delta p = \gamma h_L$, o bien, $h_L = \Delta p/\gamma$, es posible decir que en cada ramificación el agua experimenta la misma pérdida en carga. Sin embargo, debido a las ya señaladas diferencias de diseño de las diversas ramificaciones, en cada rama existirá una resistencia total diferente. La única manera en que el sistema puede funcionar con diferentes resistencias en cada ramificación es ajustar la cantidad de flujo que pasa

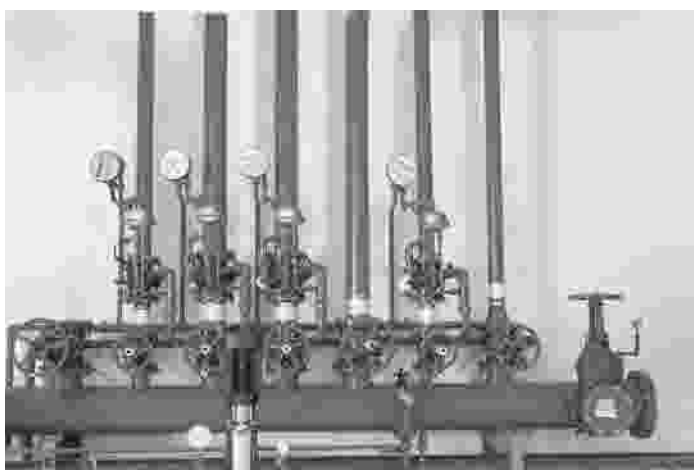


FIGURA 12.1 En los sistemas de tuberías en paralelo y ramificados, como éste, el fluido tiene trayectorias alternativas para avanzar a través del circuito. Son bastante comunes y requieren de un análisis especial. (*Fuente:* mathisa/Fotolia)

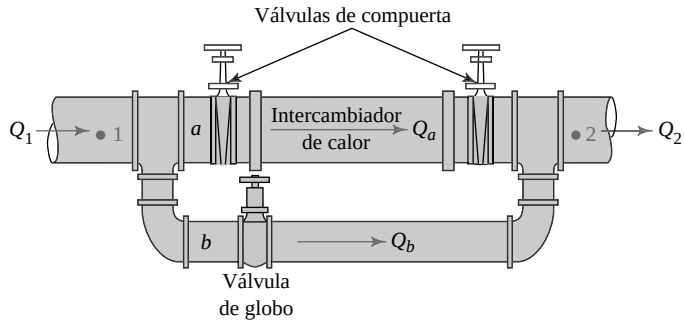


FIGURA 12.2 Sistema en paralelo con dos ramificaciones.

por cada rama, con más flujo pasando por las ramas de baja resistencia y menos flujo por las que tengan más resistencia.

Ahora bien, es probable que a través de algunas ramificaciones los caudales puedan ser menores de lo necesario para controlar un incendio en el espacio servido por la cabeza del rociador, mientras que en otras ramas puede ser mayor que el requerido. Por lo general, esta situación se rectifica mediante la colocación de válvulas de control en cada línea, las cuales pueden ajustarse después de instalar el sistema. Por supuesto, el diseño del sistema se habría hecho originalmente para producir una rapidez del flujo razonable a través de cada rama. Observe que en la figura 12.1, por ejemplo, algunas tuberías ramificadas son más grandes que otras. Además, cada válvula de control se especifica de modo que tenga la capacidad de manejar el rango de posibles caídas de presión ocurridas a través de ella, de manera que el sistema pueda ser equilibrado por un técnico calificado después de la instalación.

Al sistema de rociadores que se acaba de describir se le llama *sistema ramificado* porque las ramas no se reconectan en ningún lugar aguas abajo del conductor. En la figura 12.2 se muestra un enfoque diferente, llamado *sistema en paralelo*, en el que dos o más ramales sí se reconectan. En este capítulo se estudian tanto los sistemas ramificados como los sistemas en paralelo.

Exploración

- Encuentre ejemplos de sistemas de flujo en paralelo o ramificados alrededor de su casa, en su automóvil o en su lugar de trabajo.
- Haga un bosquejo de cualquier sistema que encuentre, incluya la tubería principal de suministro, todas las ramas, los tamaños de la tubería o del tubo utilizado y cualquier válvula o accesorio.
- ¿Las ramas se vuelven a conectar en algún punto o permanecen separadas?

Conceptos introductorios El análisis de los sistemas de tuberías en paralelo se basa en la ecuación de la energía tal como se le ha utilizado en los capítulos 7 a 11, pero con algunas observaciones y consideraciones adicionales. Por ejemplo, observe la figura 12.2. Imagínese que usted es una pequeña parte de la corriente de fluido que entra al sistema desde la izquierda y usted se encuentra en el punto 1. Aquí la rapidez del flujo de volumen total se llama Q_1 y usted es parte de ella. Luego, al entrar al punto de unión, usted tiene que tomar una decisión. ¿Qué camino tomar mientras continua hacia su destino? Todas las otras partes del flujo deben tomar la misma decisión.

Por supuesto, parte del flujo entrará en cada una de las dos ramas que conducen lejos de la unión, llamadas *a* y *b* en la figura. Estos caudales se llaman Q_a y Q_b, respectivamente. Usted aprenderá en este capítulo que lo importante es determinar cuánto fluido fluye en cada rama y la cantidad de caída de presión que se produce cuando el fluido completa el circuito y llega a su destino. En este caso, las dos trayectorias se unen a la derecha del sistema y fluyen por un tubo de salida hasta el punto 2, su destino. Aquí, la rapidez del flujo volumétrico se llama Q_2.

Cuando se aplica el principio de flujo constante a un sistema en paralelo, se llega a la siguiente conclusión:

⇨ Ecuación de continuidad para sistemas en paralelo

$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b \qquad \textbf{(12-1)}$$

La primera parte, $Q_1 = Q_2$, dice que la rapidez del flujo de volumen es la misma en cualquier sección transversal particular cuando se considera el flujo total. No se ha agregado o quitado del sistema nada de fluido entre los puntos 1 y 2. La segunda parte define que los flujos de las ramas, $Q_a + Q_b$, deben sumarse a la rapidez del flujo volumétrico total que entra en la primera te. Esto parecería lógico porque todo el fluido que fluye hacia la unión izquierda debe ir a algún lugar y se divide en dos partes. Finalmente, deberá verse que todos los flujos de las ramas se reúnan en la unión a la derecha en el punto 2 para que el flujo total continúe como Q_2.

Ahora se considerará la caída de presión ocurrida en el sistema. En el punto 1 existe una presión p_1; en el punto 2 hay una presión diferente, p_2. La caída de presión es entonces $p_1 - p_2$. Para ayudarse a analizar las presiones, utilice la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Al despejar la caída de presión, $p_1 - p_2$, se obtiene

$$p_1 - p_2 = \gamma[(z_2 - z_1) + (v_2^2 - v_1^2)/2g + h_L]$$

Esta forma de la ecuación de la energía dice que la diferencia de presión entre los puntos 1 y 2 depende de la diferencia de elevación, de la diferencia en las cargas de velocidad y de la pérdida de energía por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema. Cuando todos los elementos del fluido alcancen el punto 2 en el sistema que muestra la figura 12.2, cada uno habrá experimentado el mismo cambio de elevación, el mismo cambio de velocidad y la misma pérdida de energía por unidad de peso, independientemente de la trayectoria

tomada. Todos los elementos que convergen en la unión en el lado derecho del sistema tienen la misma energía total por unidad de peso. Es decir, todos tienen la misma carga total. Por lo tanto, cada unidad de peso del fluido debe tener la misma cantidad de energía. Esto puede afirmarse matemáticamente como

⇨ Ecuación de la pérdida de carga para sistemas en paralelo

$$h_{L_{1-2}} = h_a = h_b \qquad \textbf{(12-2)}$$

Las ecuaciones (12.1) y (12.2) son las relaciones que rigen a los sistemas de tuberías en paralelo. Para una configuración dada del sistema, el flujo presente en cada rama se ajusta automáticamente hasta que el flujo total del sistema satisface estas ecuaciones. En general, pasará más fluido a través de la rama que tiene la resistencia más baja y pasará menos flujo a través de la rama con mayor resistencia. Para sistemas con más de dos ramas, estas ecuaciones se pueden ampliar y tales sistemas a menudo se llaman *redes*, las cuales se analizan en la parte final de este capítulo.

A menudo, en aplicaciones industriales, el objetivo es producir una rapidez del flujo volumétrico deseada en cada rama, como en el sistema de rociadores descrito anteriormente. Las válvulas de control logran dicho objetivo. Por ejemplo, en el sistema de la figura 12.2, el funcionamiento normal tendría las dos válvulas de compuerta de la rama *a* completamente abiertas para permitir que el fluido fluya con una resistencia baja a través del intercambiador de calor. La válvula de globo instalada en la rama *b* estaría cerrada. Si se desea tener un flujo bajo a través del intercambiador de calor, la válvula de globo puede abrirse para permitir que algo de flujo siga hasta la rama *b*. La válvula se puede ajustar para lograr diferentes velocidades de flujo. Las dos válvulas de compuerta de la rama *a* permiten que el intercambiador de calor sea retirado para su limpieza o reemplazo y también pueden utilizarse para ejercer un control de flujo adicional.

12.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Explicar la diferencia entre los sistemas de tuberías en serie y los sistemas de tuberías en paralelo o ramificados.
2. Establecer las relaciones generales entre la rapidez del flujo y las pérdidas de carga para sistemas de tuberías en paralelo o ramificados.
3. Calcular la cantidad de flujo que se produce en cada rama de un sistema de tuberías en paralelo de dos ramas y la pérdida de carga que se produce en todo el sistema cuando se conocen la rapidez del flujo volumétrico total y la descripción del sistema.
4. Determinar la cantidad de flujo que se produce en cada rama de un sistema de tuberías en paralelo de dos ramas y el flujo total si se conoce la caída de presión que hay en el sistema.
5. Aplicar el programa PIPE-FLO® para analizar sistemas de tuberías en paralelo y ramificados.
6. Utilizar la técnica de Hardy Cross para calcular la rapidez del flujo en todas las ramas de una red que tiene tres o más ramas.

12.2 SISTEMAS CON DOS RAMAS

Un sistema de tuberías en paralelo común incluye dos ramas dispuestas como se muestra en la figura 12.2. La rama inferior se añade para permitir que parte del fluido evite el intercambiador de calor. Esta rama podría utilizarse también para aislar el intercambiador de calor, permitiendo el flujo continuo mientras el equipo se revisa. El análisis de este tipo de sistema es relativamente simple y directo, aunque es común que se requiera algún tipo de iteración. Como las velocidades son desconocidas, los factores de fricción también se desconocen.

Los sistemas en paralelo que tienen más de dos ramas son más complejos porque hay muchas más cantidades desconocidas que ecuaciones relacionadas con las incógnitas. En la sección 12.4 se describe un procedimiento de solución.

Los siguientes problemas de ejemplo se presentan en forma programada. Usted debe prestar especial atención tanto a la lógica del procedimiento de solución como a los detalles analizados.

Método A —Método de solución para sistemas con dos ramas cuando se conocen la rapidez del flujo total y la descripción de las ramas. El problema de ejemplo 12.1 es de este tipo. El método de solución es el siguiente:

1. Iguale la rapidez del flujo volumétrico total a la suma de los caudales presentes en las dos ramas, como se indica en la ecuación (12-1). Después exprese los flujos de las ramas como el producto del área de la sección transversal del conducto del fluido por el módulo de la velocidad promedio; es decir,
$$Q_a = A_a v_a \quad \text{y} \quad Q_b = A_b v_b$$
2. Exprese la pérdida de carga registrada en cada rama en términos de la velocidad del fluido en esa rama y el factor de fricción. Incluya todas las pérdidas significativas debidas a la fricción y a las pérdidas menores.
3. Calcule la rugosidad relativa D/ε para cada rama, estime el valor del factor de fricción para cada rama y complete el cálculo de la pérdida de carga en cada rama en términos de las velocidades desconocidas.
4. Iguale la expresión para las pérdidas de carga registradas en las dos ramas entre sí como se indica en la ecuación (12-2).
5. Despeje una velocidad en términos de la otra a partir de la ecuación del paso 4.
6. Sustituya el resultado del paso 5 en la ecuación de la rapidez del flujo volumétrico desarrollada en el paso 1 y despeje una de las velocidades desconocidas.
7. Despeje la segunda velocidad desconocida a partir de la relación desarrollada en el paso 5.

8. Si hay duda sobre la exactitud del valor del factor de fricción utilizado en el paso 2, calcule el número de Reynolds para cada rama y vuelva a evaluar el factor de fricción en el diagrama de Moody o calcule los valores de los factores de fricción a partir de la ecuación (8-7) del capítulo 8.
9. Si los valores encontrados para el factor de fricción han cambiado significativamente, repita los pasos 3 a 8 utilizando los nuevos valores para el factor de fricción.
10. Cuando haya logrado una precisión satisfactoria, utilice la velocidad recién conocida en cada rama para calcular la rapidez del flujo de volumen de dicha rama. Compruebe la suma de los caudales volumétricos para garantizar que es igual al flujo total del sistema.
11. Use la velocidad encontrada en cada rama para calcular la pérdida de carga a través de esa rama, empleando la relación apropiada del paso 3. Esta pérdida de carga es también igual a la pérdida de carga registrada en todo el sistema ramificado. Si se desea, es posible calcular la caída de presión en el sistema usando la relación $\Delta p = \gamma h_L$.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 12.1

En la figura 12.2, fluyen 100 gal/min de agua a 60 °F en una tubería de acero de 2 in cédula 40 en la sección 1. El intercambiador de calor instalado en la rama *a* tiene un coeficiente de pérdida de $K = 7.5$ basado en la carga de velocidad de la tubería. Las tres válvulas están abiertas. La rama *b* es una línea de derivación compuesta por un tubo de acero de 1¼ in cédula 40. Los codos son estándar. La longitud de la tubería entre los puntos 1 y 2 de la rama *b* mide 20 ft. Debido al tamaño del intercambiador de calor, en la rama *a* la longitud de la tubería es muy corta y las pérdidas por fricción se pueden ignorar. Para este arreglo, determine (a) la rapidez del flujo de volumen en cada rama y (b) la caída de presión entre los puntos 1 y 2.

Solución

Si se aplica el paso 1 del método de solución descrito, la ecuación (12-1) relaciona los dos caudales volumétricos. ¿Cuántas cantidades son desconocidas en esta ecuación?

Las dos velocidades v_a y v_b se desconocen. Dado que $Q = Av$, la ecuación (12-1) se puede expresar como

$$Q_1 = A_a v_a + A_b v_b \qquad \textbf{(12-3)}$$

A partir de los datos dados, $A_a = 0.02333$ ft^2, $A_b = 0.01039$ ft^2 y $Q_1 = 100$ gal/min. Al expresar Q_1 en unidades de ft^3/s se obtiene

$$Q_1 = 100\,\text{gal/min} \times \frac{1\,\text{ft}^3/\text{s}}{449\,\text{gal/min}} = 0.223\,\text{ft}^3/\text{s}$$

Genere otra ecuación que también relacione a v_a con v_b, utilice el paso 2.

La ecuación (12-2) establece que las pérdidas de carga registradas en las dos ramas son iguales. Debido a que las pérdidas de carga h_a y h_b dependen de las velocidades v_a y v_b, respectivamente, esta ecuación se puede utilizar junto con la ecuación (12-3) para despejar las velocidades. Ahora, exprese las pérdidas de carga en términos de las velocidades para cada rama.

Para la rama *a*, usted debe tener algo similar a esto:

$$h_a = 2K_1(v_a^2/2g) + K_2(v_a^2/2g)$$

donde

$K_1 = f_{aT}(L_e/D)$ = Coeficiente de resistencia para cada válvula de compuerta

K_2 = Coeficiente de resistencia para el intercambiador de calor = 7.5 (dado en el planteamiento del problema)

Se conocen los siguientes datos:

$f_{aT} = 0.019$ para una tubería de 2 in cédula 40 (tabla 10.5)

$L_e/D = 8$ para una válvula de compuerta completamente abierta (tabla 10.4)

Entonces,

$$K_1 = (0.019)(8) = 0.152$$

Entonces,

$$h_a = (2)(0.152)(v_a^2/2g) + 7.5(v_a^2/2g) = 7.80(v_a^2/2g) \quad \textbf{(12-4)}$$

Para la rama b:

$$h_b = 2K_3(v_b^2/2g) + K_4(v_b^2/2g) + K_5(v_b^2/2g)$$

donde $K_3 = f_{bT}(L_e/D)$ = Coeficiente de resistencia para cada codo

$K_4 = f_{bT}(L_e/D)$ = Coeficiente de resistencia para la válvula de globo

$K_5 = f_b(L_b/D)$ = Pérdida por fricción en la tubería de la rama b para una longitud de tubería de $L_b = 20$ ft.

El valor de f_b no se conoce y se determinará mediante iteración. Los datos conocidos son

$f_{bT} = 0.021$ para una tubería de 1¼ in cédula 40 (tabla 10.5)

$L_e/D = 30$ para cada codo (tabla 10.4)

$L_e/D = 340$ para una válvula de globo completamente abierta (tabla 10.4)

Entonces,

$$K_3 = (0.021)(30) = 0.63$$
$$K_4 = (0.021)(340) = 7.14$$
$$K_5 = f_b(20/0.1150) = 173.9f_b$$

Entonces,

$$h_b = (2)(0.63)(v_b^2/2g) + (7.14)(v_b^2/2g) + f_b(173.9)(v_b^2/2g)$$
$$h_b = (8.40 + 173.9f_b)(v_b^2/2g)$$

En esta ecuación se introduce la incógnita adicional, f_b. Es posible utilizar un procedimiento de iteración similar al utilizado para los sistemas de tuberías en serie clase II en el capítulo 11. La rugosidad relativa de la rama b ayudará en la estimación del primer valor de prueba para f_b:

$$D/\varepsilon = (0.1150/1.5 \times 10^{-4}) = 767$$

A partir del diagrama de Moody de la figura 8.7, un cálculo lógico para el factor de fricción es $f_b = 0.023$. Al sustituir esto en la ecuación para h_b, resulta

$$h_b = [8.40 + 173.9(0.023)](v_b^2/2g) = 12.40(v_b^2/2g) \quad \textbf{(12-5)}$$

Ahora se ha completado el paso 3 del procedimiento de solución y es posible realizar los pasos 4 y 5 para obtener una expresión para v_a en términos de v_b.

Usted debe tener $v_a = 1.261v_b$, obtenida de la manera siguiente:

$$h_a = h_b$$
$$7.80(v_a^2/2g) = 12.40(v_b^2/2g)$$

Al despejar v_a se obtiene

$$v_a = 1.261v_b \quad \textbf{(12-6)}$$

En este momento, se pueden combinar las ecuaciones (12-3) y (12-6) para calcular las velocidades (pasos 6 y 7).

Las soluciones son $v_a = 5.60$ ft/s y $v_b = 7.06$ ft/s. A continuación se muestran los detalles:

$$Q_1 = A_a v_a + A_b v_b \quad \textbf{(12-3)}$$

$$v_a = 1.261v_b \quad \textbf{(12-6)}$$

Entonces, se tiene

$$Q_1 = A_a(1.261v_b) + A_b v_b = v_b(1.261A_a + A_b)$$

Al despejar v_b, resulta

$$v_b = \frac{Q_1}{1.261A_a + A_b} = \frac{0.223\ \text{ft}^3/\text{s}}{[\,(1.261)(0.02333) + 0.01039\,]\ \text{ft}^2}$$
$$v_b = 5.60\ \text{ft/s}$$
$$v_a = (1.261)(5.60)\ \text{ft/s} = 7.06\ \text{ft/s}$$

Debido a que estos cálculos se han realizado usando un valor supuesto para f_b, se debe comprobar la veracidad de la hipótesis.

Es posible evaluar el número de Reynolds para la rama *b*:

$$N_{Rb} = v_b D_b/\nu$$

A partir de la tabla A.2 del apéndice A, se encuentra que $\nu = 1.21 \times 10^{-5}$ ft^2/s. Entonces,

$$N_{Rb} = (5.60)(0.1150)/(1.21 \times 10^{-5}) = 5.32 \times 10^4$$

Con este valor y la rugosidad relativa de 767 obtenida antes, en el diagrama de Moody, se tiene un nuevo valor, $f_b = 0.0248$. Debido a que éste es significativamente distinto al valor supuesto de 0.023, se pueden repetir los cálculos para los pasos 3 a 8. Los resultados se resumen de la siguiente manera:

$$h_b = [\,8.40 + 173.9(0.0248)\,](v_b^2/2g) = 12.71(v_b^2/2g) \qquad \textbf{(12-5)}$$
$$h_a = 7.80(v_a^2/2g) \quad \text{(igual que para el primer ensayo)}$$

Al igualar las pérdidas de carga en las dos ramas se obtiene

$$h_a = h_b$$
$$7.80(v_a^2/2g) = 12.71(v_b^2/2g)$$

Si se despejan las velocidades resulta

$$v_a = 1.277 v_b$$

Sustituyendo esto en la ecuación para v_b utilizada antes da

$$v_b = \frac{0.223\ \text{ft}^3/\text{s}}{[(1.277)(0.02333) + 0.01039\,]\ \text{ft}^2} = 5.55\ \text{ft/s}$$
$$v_a = 1.277 v_b = 1.277(5.55) = 7.09\ \text{ft/s}$$

Al volver a calcular el número de Reynolds para la rama *b* se obtiene

$$N_{Rb} = v_b D_b/\nu$$
$$N_{Rb} = (5.55)(0.1150)/(1.21 \times 10^{-5}) = 5.27 \times 10^4$$

No hay ningún cambio significativo en el valor de f_b. Por lo tanto, los valores de las dos velocidades calculadas anteriormente son correctos. Ahora se pueden completar los pasos 10 y 11 del procedimiento para encontrar la rapidez del flujo volumétrico en cada rama, así como la pérdida de carga y la caída de presión en todo el sistema.

Ahora calcule los caudales Q_a y Q_b (paso 10).

Usted debe tener

$$Q_a = A_a v_a = (0.02333\ \text{ft}^2)(7.09\ \text{ft/s}) = 0.165\ \text{ft}^3/\text{s}$$
$$Q_b = A_b v_b = (0.01039\ \text{ft}^2)(5.55\ \text{ft/s}) = 0.0577\ \text{ft}^3/\text{s}$$

La conversión de estos valores a las unidades de gal/min da $Q_a = 74.1$ gal/min y $Q_b = 25.9$ gal/min.

También se pide calcular la caída de presión. ¿Cómo puede hacerse esto?

Es posible escribir la ecuación de la energía usando los puntos 1 y 2 como puntos de referencia. Debido a que las velocidades y elevaciones son las mismas en estos puntos, la ecuación de la energía es simplemente

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

Al resolver para la caída de presión, se obtiene

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L \tag{12-7}$$

¿Qué se puede usar para calcular h_L?

Debido a que $h_{L_{1-2}} = h_a = h_b$, se puede utilizar la ecuación (12-4) o la (12-5). Al emplear la ecuación (12-4), resulta

$$h_a = 7.80(v_a^2/2g) = (7.80)(7.09)^2/64.4 \text{ ft} = 6.09 \text{ ft}$$

Note que esto deja de lado las pérdidas menores en las dos tes. Entonces, se tiene

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L = \frac{62.4 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \times 6.09 \text{ ft} \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} = 2.64 \text{ psi}$$

Con esto concluye el problema de ejemplo.

Observe que en el sistema ilustrado en la figura 12.2, si la válvula de globo instalada en la tubería *b* está cerrada, todo el flujo pasa a través del intercambiador de calor y la caída de presión se puede calcular mediante el análisis de un sistema de tuberías en serie clase I como se expuso en el capítulo 11. De igual modo, si las válvulas de compuerta de la tubería *a* están cerradas, todo el flujo pasa por la línea de desvío.

Método B —Método de solución para sistemas con dos ramas cuando se conoce la caída de presión en el sistema y se desea calcular la rapidez del flujo de volumen en cada rama y la rapidez del flujo de volumen total. El problema de ejemplo 12.2 es de este tipo. El método de solución es el siguiente:

1. Calcule la pérdida de carga total registrada en el sistema utilizando la caída de presión que se conoce Δp en la relación $h_L = \Delta p/\gamma$.
2. Escriba expresiones para la pérdida de carga en cada rama en términos de la velocidad en esa rama y del factor de fricción.
3. Calcule la rugosidad relativa D/ε para cada rama, asuma una estimación razonable para el factor de fricción y complete el cálculo de la pérdida de carga en términos de la velocidad presente en cada rama.
4. Iguale la magnitud de la pérdida de carga en cada rama con la pérdida de carga total encontrada en el paso 1, despeje la velocidad en cada rama mediante el uso de la expresión que se encontró en el paso 3.
5. Si existe duda sobre la exactitud del valor del factor de fricción utilizado en el paso 3, calcule el número de Reynolds para cada rama y vuelva a evaluar el factor de fricción con base en el diagrama de Moody de la figura 8.7, o calcule el valor del factor de fricción a partir de la ecuación (8-7).
6. Si los valores encontrados para el factor de fricción han cambiado significativamente, repita los pasos 3 y 4, utilizando los nuevos valores para el factor de fricción.
7. Cuando se haya alcanzado una precisión satisfactoria, utilice la velocidad recién conocida en cada rama para calcular la rapidez del flujo de volumen de dicha rama. Después, calcule la suma de los caudales volumétricos, que es igual al flujo total presente en el sistema.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 12.1

El arreglo mostrado en la figura 12.3 se utiliza para suministrar aceite lubricante a los cojinetes de una máquina grande. Los cojinetes actúan como restricciones para el flujo. Los coeficientes de resistencia para los dos cojinetes son 11.0 y 4.0. En cada rama, las líneas son de tubo de acero estirado con 15 mm de diámetro exterior (OD) $\times$ 1.2 mm de pared. Cada uno de los cuatro dobleces que hay en el tubo tiene radio promedio de 100 mm. Incluya el efecto de estas curvas, pero excluya las pérdidas por fricción porque las líneas son cortas. Determine (a) la rapidez del flujo volumétrico de aceite en cada cojinete y (b) la rapidez del flujo volumétrico total en L/min. El aceite tiene gravedad específica de 0.881 y viscosidad cinemática de 2.50×10^{-6} m^2/s. El sistema se encuentra en un plano, por lo que todas las elevaciones son iguales.

Solución

Escriba la ecuación que relaciona la pérdida de carga h_L a través de este sistema en paralelo con las pérdidas de carga registradas en cada línea h_a y h_b.

Usted debe tener

$$h_L = h_a = h_b \tag{12-8}$$

Todas son iguales. Determine la magnitud de estas pérdidas de carga siguiendo el paso 1.

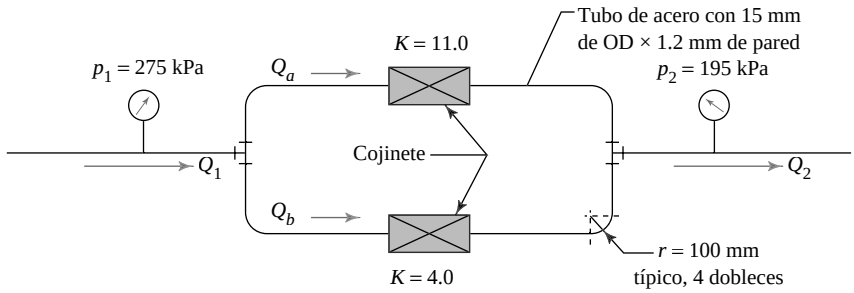


FIGURA 12.3 Sistema en paralelo para el problema de ejemplo 12.2.

Se puede encontrar h_L a partir de la ecuación de la energía

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dado que $z_1 = z_2$ y $v_1 = v_2$,

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

$$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma \qquad \textbf{(12-9)}$$

Usando los datos dados, se obtiene

$$h_L = \frac{(275 - 195)\ \text{kN}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{(0.881)(9.81)\ \text{kN}}$$

$$h_L = 9.26\ \text{m}$$

Ahora escriba las expresiones para h_a y h_b, paso 2.

Si se consideran las pérdidas ocurridas en los dobleces y en los cojinetes, se debe tener

$$h_a = 2K_1(v_a^2/2g) + K_2(v_a^2/2g) \qquad \textbf{(12-10)}$$

$$h_b = 2K_1(v_b^2/2g) + K_3(v_b^2/2g) \qquad \textbf{(12-11)}$$

donde

$K_1 = f_T(L_e D)$ = Coeficiente de resistencia para cada doblez

K_2 = Coeficiente de resistencia para el cojinete de la rama $a = 11.0$ (dado en el planteamiento del problema)

K_3 = Coeficiente de resistencia para el cojinete de la rama $b = 4.0$ (dado en el planteamiento del problema)

f_T = Factor de fricción en la zona de turbulencia completa en el tubo de acero

(L_e/D) = Relación de longitud equivalente para cada doblez, capítulo 10, figura 10.28

Se necesita el radio relativo para los dobleces.

$$r/D = (100\ \text{mm})/(12.6\ \text{mm}) = 7.94$$

A partir de la figura 10.28, se encuentra $L_e/D = 23.6$.

El factor de fricción en la zona de turbulencia completa se puede determinar mediante la rugosidad relativa D/ε y el diagrama de Moody, leyendo en el extremo derecho de la curva de rugosidad relativa donde se acerca a una línea horizontal:

$$D/\varepsilon = 0.0126\ \text{m}/1.5 \times 10^{-6}\ \text{m} = 8400$$

En el diagrama de Moody se puede leer $f_T = 0.0124$. Ahora es posible completar el paso 3 mediante la evaluación de todos los factores de resistencia y al expresar la pérdida de energía en cada rama en términos de la carga de velocidad en esa rama:

$$K_1 = f_T(L_e/D) = (0.0124)(23.6) = 0.293$$

$$K_2 = 11.0$$

$$K_3 = 4.0$$

$$h_a = (2)(0.293)(v_a^2/2g) + 11.0(v_a^2/2g)$$

$$h_a = 11.59 v_a^2/2g \qquad \textbf{(12-12)}$$

$$h_b = (2)(0.293)(v_b^2/2g) + 4.0(v_b^2/2g)$$
$$h_b = 4.59v_b^2/2g \qquad \textbf{(12-13)}$$

Para completar el paso 4, calcule las velocidades v_a y v_b.

Anteriormente se encontró que $h_L = 9.26$ m. Debido a que $h_L = h_a = h_b$, las ecuaciones (12-12) y (12-13) pueden resolverse directamente para v_a y v_b:

$$h_a = 11.59v_a^2/2g$$
$$v_a = \sqrt{\frac{2gh_a}{11.59}} = \sqrt{\frac{(2)(9.81)(9.26)}{11.59}}\ \text{m/s} = 3.96\ \text{m/s}$$
$$h_b = 4.59v_b^2/2g$$
$$v_b = \sqrt{\frac{2gh_b}{4.59}} = \sqrt{\frac{(2)(9.81)(9.26)}{4.59}}\ \text{m/s} = 6.29\ \text{m/s}$$

Ahora encuentre los caudales volumétricos, como se pide en el paso 7.

Usted debe tener $Q_a = 29.6$ L/min, $Q_b = 47.1$ L/min y la rapidez del flujo volumétrico total = 76.7 L/min. El área de cada tubo es de 1.247×10^{-4} m^2. Entonces, se tiene

$$Q_a = A_a v_a = 1.247 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 \times 3.96\ \text{m/s} \times \frac{60\,000\ \text{L/min}}{\text{m}^3/\text{s}}$$
$$Q_a = 29.6\ \text{L/min}$$

De igual modo,

$$Q_b = A_b v_b = 47.1\ \text{L/min}$$

Entonces, la rapidez del flujo volumétrico total es

$$Q_1 = Q_a + Q_b = (29.6 + 47.1)\ \text{L/min} = 76.7\ \text{L/min}$$

Con esto concluye el problema de ejemplo.

12.3 SISTEMAS DE TUBERÍAS EN PARALELO Y FRONTERAS DE PRESIÓN EN PIPE-FLO®

El uso de software en el análisis y diseño de sistemas de tuberías en paralelo es particularmente beneficioso dado el carácter exhaustivo de los cálculos necesarios. El siguiente problema de ejemplo proporciona una guía para el modelado y la determinación de los resultados necesarios para el sistema en paralelo que se muestra a continuación utilizando PIPE-FLO® y se repite para su solución manual como el problema de práctica 12.3 al final del capítulo.

Problema de ejemplo 12.3 con PIPE-FLO®

En el sistema de tuberías ramificado que se muestra en la figura 12.4, fluyen 850 L/min de agua a 10 °C en una tubería DN 100 cédula 40 en A, donde la presión es de 1000 kPa. El flujo se divide en dos tuberías DN 50 cédula 40 como se muestra y después se reincorpora en B. Calcule (a) la rapidez del flujo en cada una de las ramas y (b) la presión en B. Incluya el efecto de las pérdidas menores en la rama inferior del sistema. En la rama inferior, la longitud total de la tubería es de 60 m. Los codos son estándar. Suponga que todos los componentes se encuentran en el mismo plano horizontal.

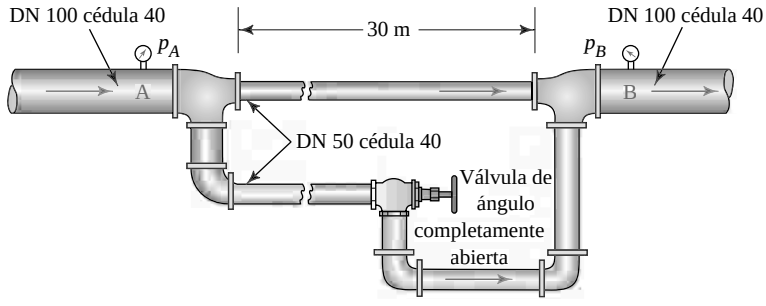
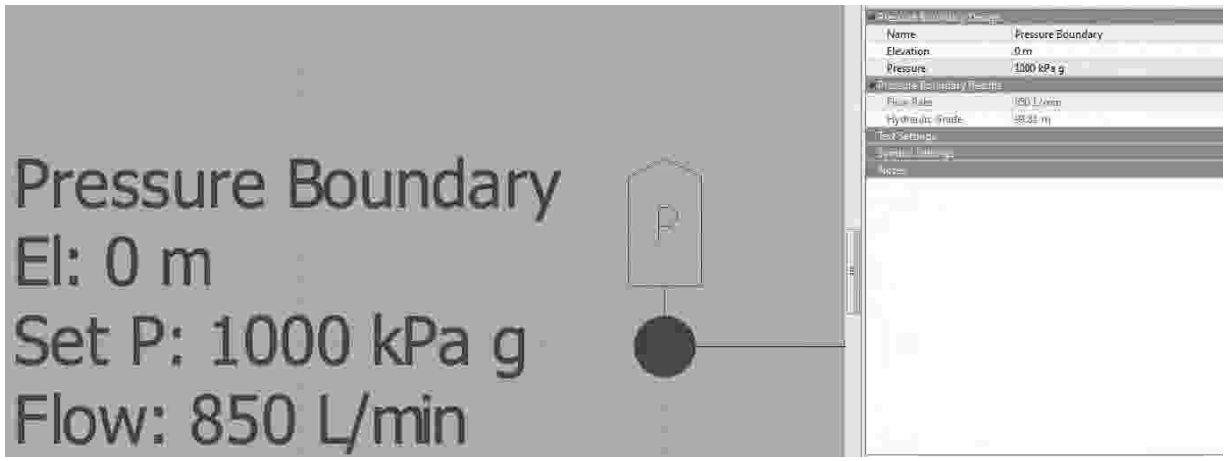


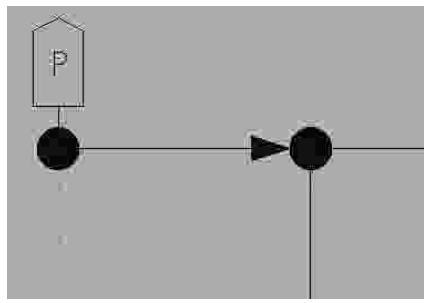
FIGURA 12.4 Sistema de tuberías en paralelo para el problema de ejemplo 12.4.

Solución

1. Comience usando el menú “SYSTEM” para establecer las unidades, zonas de fluido y especificaciones de la tubería para el sistema.
2. El planteamiento del problema indica que esta zona de análisis es un subconjunto de un sistema más grande. En casos como estos, otra opción disponible dentro de PIPE-FLO®, llamada “Pressure boundary” (frontera de presión), puede utilizarse como ayuda. En esencia, esta opción ubica un valor introducido por el usuario como la presión existente en un punto dado del sistema. Mientras no haya un tanque o un suministro de fluido mostrado explícitamente en el esquema, la “pressure boundary” asegura que el fluido todavía está disponible y fluye en este punto de inicio. También se puede incorporar una demanda de flujo en el problema para definir la rapidez del flujo de fluido. Para este ejemplo, se puede utilizar una frontera de presión para representar el punto A en el sistema que se ha mostrado anteriormente. La cantidad de presión se fija en este punto en 1000 kPa.



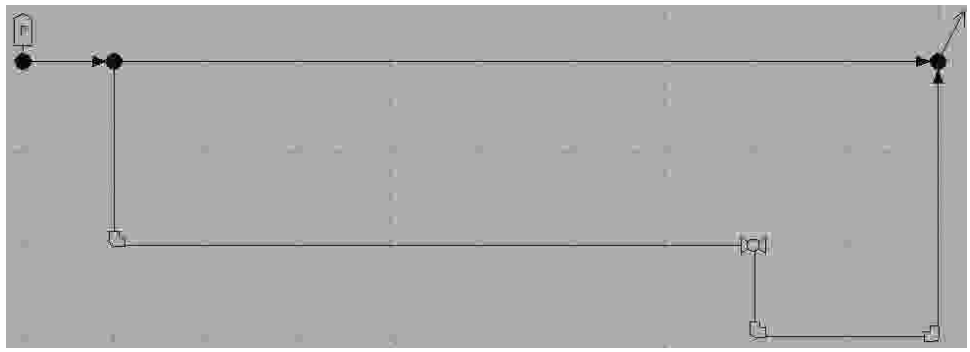
3. La principal novedad de este problema de ejemplo es la naturaleza paralela del sistema de tuberías. Para hacer una división o una convergencia de las tuberías, se debe utilizar un “Node” (nodo). Un nodo actúa como un punto en el sistema donde se dividen o unen dos tubos. En este caso, el nodo representará la te mostrada en la figura del problema. Para crear un nodo en el punto deseado del problema, dibuje una tubería desde la frontera de presión hasta un punto arbitrario en la FLO-Sheet® y haga doble clic hasta que aparezca el “punto”. Una vez aparecido el punto, significa que se ha creado el nodo. En la cuadrícula de propiedades, la única entrada para un nodo es su elevación. Introduzca “0” en este caso.
4. De manera ideal, la frontera de presión debe colocarse en el nodo, de forma que no se requiera un tubo para conectar la frontera de presión con el nodo. Sin embargo, PIPE-FLO® no permitirá que se ubique una frontera de presión en un nodo. Este es un ejemplo de la importancia que tiene comprender plenamente los principios antes de usar cualquier software de ingeniería. Para que este problema se ajuste a la estructura del software, inserte una longitud de tubería de sólo 1 mm. En realidad, no habrá tal tubería en el sistema, pero “insertarla” cumple con el objetivo de permitir la creación del modelo y mantener cualquier pérdida asociada en un nivel insignificante. La figura siguiente representa la frontera de presión conectada al nodo con la sección corta de tubería.



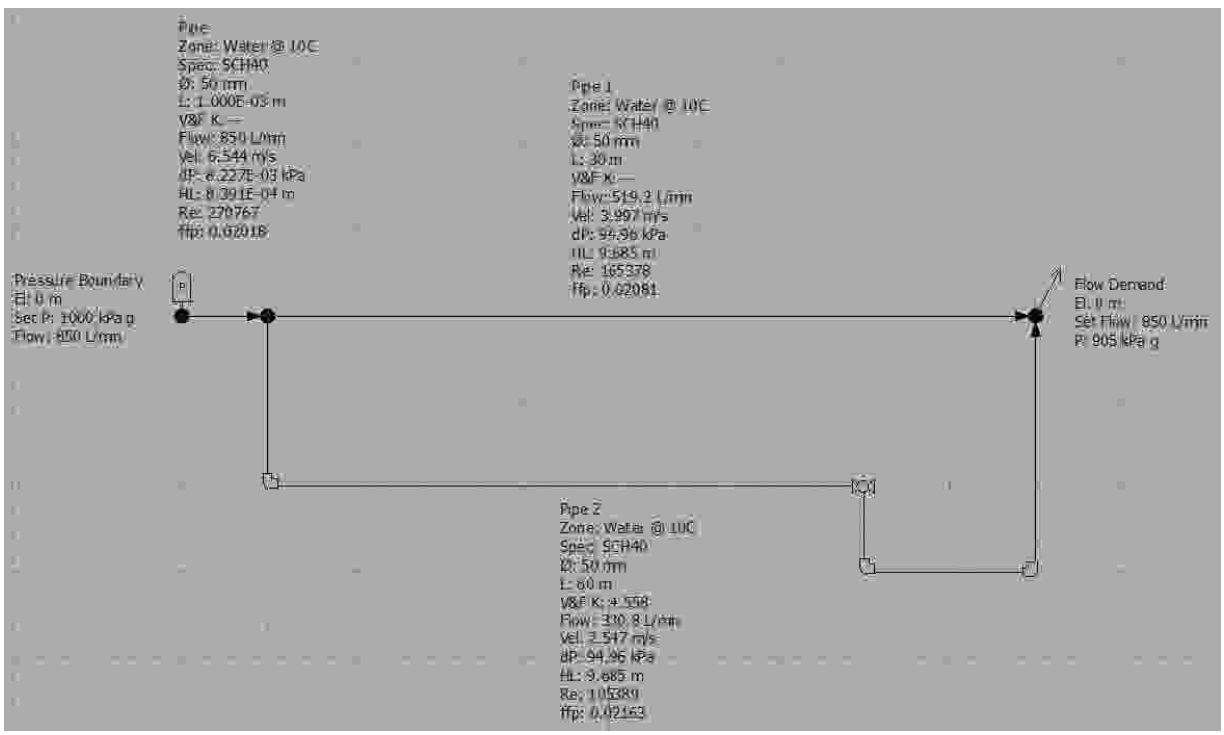
5. A partir de este punto, el resto del sistema de tuberías se puede dibujar como se ha hecho en los problemas anteriores. Se tendrá que usar otro nodo en el cual converjan las dos tuberías. Para ello, basta con hacer doble clic en el ratón después de dibujar el tubo recto, y conectar la parte inferior del tubo al mismo nodo.

6. Tal como ya se mencionó, puede utilizarse una demanda de flujo para representar el flujo del fluido a través del sistema establecido. La demanda de flujo representará el punto B en la figura 12.4. Introduzca el valor de 850 L/min en la cuadrícula de propiedades para la demanda de flujo. Aunque no hay un tanque para representar al fluido en el sistema, PIPE-FLO® asume que el fluido establecido en el menú de zonas de fluido realmente está fluyendo a través del sistema debido a la frontera de presión.

7. Asegúrese de incluir el número apropiado de codos (3) y la válvula como se muestra en la figura 12.4. La válvula se encuentra en la sección "Valves" del menú "Valves and Fittings"; se llama válvula "Globe-Angle 90°". Introduzca este elemento de igual modo que los accesorios y válvulas de los problemas anteriores.



8. Después de que se ha dibujado el sistema y se han "definido" todos los componentes mediante la introducción de los datos requeridos, ejecute los cálculos tal como lo hizo en los problemas de ejemplo anteriores. Los resultados se muestran a continuación.



9. Tal como ya se mencionó, los valores indicados para el tramo corto de tubería colocada entre la frontera de presión y el nodo pueden considerarse insignificantes debido a su corta longitud. Resumen de resultados:

- **a.** La caída de presión total a través de cada rama es de 95 kPa.
- **b.** La presión en B es de 1000 kPa − 95 kPa = 905 kPa como se muestra.
- **c.** Los caudales a través de las secciones superior e inferior son de 519 y 331 L/min, respectivamente.

Asegúrese de resolver el problema de ejemplo 12.3 manualmente para comprobar las respuestas y demostrar que el modelo de software entrega los mismos resultados que la solución analítica manual.

Uso de PIPE-FLO® para el análisis y diseño de sistemas más avanzados El problema de ejemplo anterior ha demostrado el valor del uso de PIPE-FLO® u otro software para analizar los problemas de tuberías en paralelo que normalmente requieren muchos cálculos y un análisis cuidadoso. Además, el análisis se vuelve mucho más difícil y consume más tiempo cuando se consideran múltiples condiciones de operación y sistemas más complejos, que son típicos de las aplicaciones industriales. Es posible analizar sistemas más complejos usando la versión educativa o la versión completa de este software y se anima al lector a explorar sus capacidades. La inclusión del dimensionamiento de bombas está cubierta en el capítulo 13 con un ejemplo para la selección de la bomba más adecuada para el diseño de un sistema dado.

Otro uso importante del software es el diseño y análisis de sistemas de tuberías que emplean válvulas de control. Por ejemplo, reconsidere el sistema de la figura 12.2 que utiliza una tubería de derivación paralela para moderar la temperatura del fluido después de un intercambiador de calor. En el problema de ejemplo 12.1 se mostró cómo calcular la rapidez del flujo en las dos ramas; una a través del propio intercambiador de calor y otra en la línea de derivación, para determinada configuración del sistema. Allí se observó que al ajustar la válvula de globo en la rama inferior, un operador puede cambiar la temperatura del fluido aguas abajo. Al cerrar parcialmente la válvula de globo, se crea mayor resistencia al flujo con la correspondiente mayor caída de presión en la válvula. La mayor resistencia provoca una disminución en el flujo a través de la línea que contiene la válvula y el consiguiente aumento en el flujo que pasa por el intercambiador de calor. El resultado es una temperatura moderada del fluido que fluye hacia un proceso aguas abajo.

En una operación de producción industrial, suele ser deseable sustituir la válvula de globo por un dispositivo automático llamado *válvula para control de flujo*, a veces referida como FCV, por sus siglas en inglés. Se pueden usar sensores de temperatura para controlar el estado del fluido en los puntos clave del sistema y compararlo con las condiciones deseadas. Cuando las condiciones rebasan un rango aceptable, se envía una señal de control a la FCV para que ésta ajuste automáticamente su posición y lleve las propiedades del fluido de nuevo al rango deseado. La válvula para control de flujo incluye un sistema de accionamiento que retira automáticamente el tapón de la válvula con respecto al asiento localizado dentro de ésta, de manera similar a como un operador puede realizar la tarea manualmente.

Los fabricantes de válvulas para control de flujo desarrollan datos para el coeficiente de flujo, C_V, en diferentes posiciones del tapón y proporcionan esos datos al usuario. Recuerde el estudio del C_V realizado en el capítulo 10. El diseñador del sistema seleccionará una FCV con un rango de valores del coeficiente de flujo que abarque todo el rango esperado de condiciones que el sistema va a experimentar. El valor nominal de diseño para el C_V estará cerca del punto medio de ese intervalo, permitiendo el ajuste hacia arriba y hacia abajo de ese punto.

Otra aplicación de las válvulas para control de flujo es en los sistemas abiertos, que son similares al sistema de rociadores de protección contra incendios mostrado en la figura 12.1. Considere el uso de un sistema de este tipo que entrega diferentes materiales de alimentación a un sistema de mezclado en la producción de alimentos o en un proceso químico. Como la naturaleza de los materiales de alimentación o las propiedades deseadas del producto cambian, las válvulas para control de flujo en cada línea de entrega pueden ajustarse automáticamente.

La referencia 1 incluye una amplia cobertura del diseño y análisis de sistemas de tuberías que emplean válvulas para control de flujo.

12.4 SISTEMAS CON TRES O MÁS RAMAS —REDES

Cuando tres o más ramas confluyen en un sistema de flujo de tuberías, al sistema se le denomina *red*. Las redes son indeterminadas porque tienen más factores desconocidos que el número existente de ecuaciones independientes que relacionan a estos factores. Por ejemplo, en la figura 12.5 hay tres velocidades desconocidas, una en cada tubo. Las ecuaciones disponibles para describir el sistema son

$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b + Q_c \qquad \textbf{(12-14)}$$

$$h_{L_{1-2}} = h_a = h_b = h_c \qquad \textbf{(12-15)}$$

Se requiere una tercera ecuación independiente para resolver explícitamente las tres velocidades, y no hay ninguna disponible.

Hardy Cross (vea la referencia 2) desarrolló un enfoque racional para completar el análisis de un sistema como el mostrado en la figura 12.5 empleando un procedimiento de iteración. Este procedimiento converge en los caudales correctos con bastante rapidez. Aún se requieren muchos cálculos, pero es posible configurarlo de manera ordenada para su uso en una calculadora o computadora digital.

La técnica de Cross requiere que los términos de pérdida de carga para cada tubería del sistema se expresen en la forma

$$h = kQ^n \qquad \textbf{(12-16)}$$

donde k representa una resistencia equivalente al flujo para toda la tubería y Q indica la rapidez del flujo registrada en la tubería. En el problema de ejemplo que sigue a este análisis general de la técnica de Cross, se ilustrará la creación de tal expresión.

Recuerde que tanto las pérdidas por fricción como las pérdidas menores son proporcionales a la carga de velocidad, $v^2/2g$. Entonces, usando la ecuación de continuidad, es posible expresar la velocidad en términos de la rapidez del flujo de volumen. Es decir,

$$v = Q/A$$

y

$$v^2 = Q^2/A^2$$

Esto permitirá el desarrollo de una ecuación de la forma que muestra la ecuación (12-16).

La técnica iterativa de Cross requiere que se hagan estimaciones iniciales para el caudal volumétrico en cada rama del sistema. Dos factores que ayudan en la realización de estas estimaciones son los siguientes:

1. En cada unión de la red, la suma de los flujos de entrada a la unión debe ser igual al flujo de salida.
2. El fluido tiende a seguir la trayectoria de menor resistencia a través de la red. Por lo tanto, una tubería con un menor valor de k conducirá mayor caudal que tuberías con valores más altos.

La red se debe dividir en un conjunto de circuitos de lazo cerrado antes de iniciar el proceso iterativo. La figura 12.6 muestra una representación esquemática de un sistema de tres

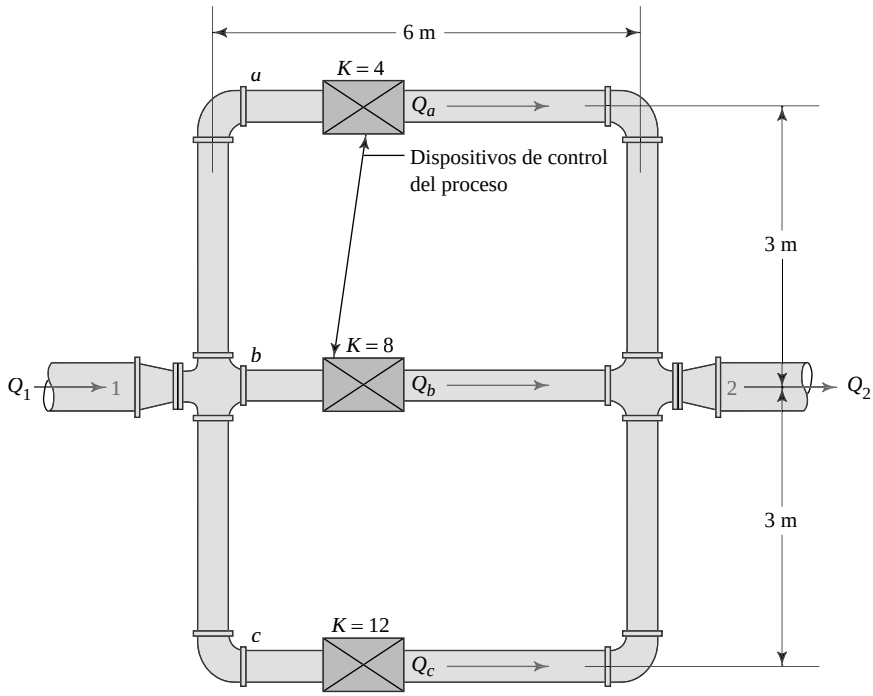


FIGURA 12.5 Red con tres ramas.

Nota: Tuberías de entrada y salida: DN 50 cédula 40
Tuberías ramificadas *a*, *b* y *c*: DN 25 cédula 40
Los codos son estándar

tuberías como el de la figura 12.5. Las flechas discontinuas trazadas en sentido horario ayudan en la definición de los signos necesarios para los caudales Q y las pérdidas de carga h ocurridas en las diversas tuberías de cada circuito de acuerdo con el siguiente criterio:

Si en una tubería dada de un circuito el flujo es en sentido horario, Q y h son positivos.

Si el flujo es en sentido antihorario, Q y h son negativos.

Entonces, para el circuito 1 de la figura 12.6, h_a y Q_a son positivos y h_b y Q_b son negativos. Los signos son fundamentales para el correcto cálculo de los ajustes a los caudales de volumétricos, indicados por ΔQ, que se producen al final de cada ciclo de iteración. Observe que la tubería *b* es común a ambos circuitos. Por lo tanto, los ajustes ΔQ para cada circuito deben aplicarse a la rapidez de flujo que haya en esta tubería.

A continuación se presenta la técnica de Cross para analizar el flujo en redes paso a paso. Después se da un problema de ejemplo programado para ilustrar la aplicación del procedimiento.

Técnica de Cross para el análisis de redes de tuberías

1. Exprese la pérdida de energía en cada tubería en la forma $h = kQ^2$.
2. Suponga un valor para la rapidez del flujo en cada tubería de modo que el flujo de entrada a cada unión sea igual a su flujo de salida.
3. Divida la red en una serie de circuitos de lazo cerrado.
4. Para cada tubería, calcule la pérdida de carga $h = kQ^2$ utilizando el valor supuesto de Q.
5. Proceda alrededor de cada circuito y sume algebraicamente todos los valores de h usando la siguiente convención de signos:

   Si el flujo es en sentido horario, h y Q son positivos.

   Si el flujo es en sentido antihorario, h y Q son negativos.

   La suma resultante se expresa como $\sum h$.
6. Para cada tubería, calcule $2kQ$.

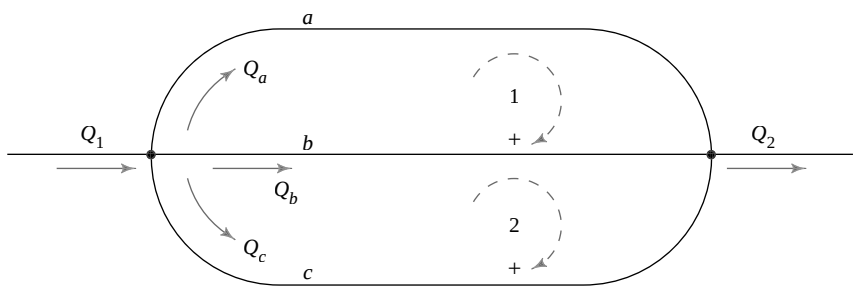


FIGURA 12.6 Circuitos de lazo cerrado utilizados en la técnica de Cross para analizar redes de tuberías.

7. Sume todos los valores de $2kQ$ para cada circuito, suponiendo que todos son positivos. Esta suma se denota como $\sum(2kQ)$.
8. Para cada circuito, calcule el valor de ΔQ, a partir de

$$\Delta Q = \frac{\sum h}{\sum(2kQ)} \qquad \textbf{(12-17)}$$

9. Para cada tubería, calcule una nueva estimación para Q a partir de

$$Q' = Q - \Delta Q$$

10. Repita los pasos del 4 al 8 hasta que ΔQ del paso 8 se vuelva insignificante. Se utiliza el valor de Q' para el siguiente ciclo de iteración.

PROBLEMA DE EJEMPLO PROGRAMADO

Problema de ejemplo 12.4 Para el sistema que muestra la figura 12.5, determine la rapidez del flujo de volumen de agua a 15 °C en cada rama si fluyen 600 L/min (0.01 m^3/s) hacia, y desde, el sistema a través de las tuberías DN 50.

Solución Ahora se debe expresar la pérdida de carga en cada tubería en la forma $h = kQ^2$ como lo indica el paso 1 del procedimiento. Considere primero la rama ***a*** y escriba una expresión para la pérdida de carga h_a.

La pérdida de carga total para la rama se debe a los dos codos (cada uno con $L_e/D = 30$), a la restricción (con $K = 4.0$ basado en la carga de velocidad en la tubería) y a la fricción en la tubería. Entonces,

$$h_a = \underset{\text{(codos)}}{2(f_{aT})(30)(v_a^2/2g)} + \underset{\text{(restricción)}}{4.0(v_a^2/2g)} + \underset{\text{(fricción)}}{f_a(L_a/D_a)(v_a^2/2g)}$$

El factor de fricción f_a para el flujo en la tubería es dependiente del número de Reynolds y, por lo tanto, de la rapidez del flujo de volumen. Puesto que ése es el objetivo del análisis de la red, no es posible determinar tal valor de manera explícita en este momento. Además, por lo general, la rapidez del flujo será diferente en cada segmento del sistema de flujo, dando como resultado diferentes valores para el factor de fricción. Lo anterior se tomará en cuenta para el presente análisis al calcular el valor del factor de fricción después de suponer una magnitud de la rapidez del flujo de volumen en cada tubería, un paso que es inherente a la técnica de Cross. Se utilizará el método de Swamee-Jain para calcular el factor de fricción a partir de la ecuación (8-7). Enseguida, se volverán a calcular los valores de los factores de fricción para cada ensayo a medida que se afine el valor de la rapidez del flujo de volumen.

Primero, se simplificará la ecuación para h_a al completar tantos cálculos como sea posible.

¿Qué valores se pueden determinar?

En la rama *a*, la longitud total de la tubería es de 12 m, y para la tubería DN 25 cédula 40, $D = 0.0266$ m y $A = 5.574 \times 10^{-4}$ m^2. En la tabla 10.5, se puede encontrar que el valor de $f_{aT} = 0.022$ para una tubería de acero DN 25 cédula 40 con flujo en la zona de turbulencia completa. El agua a 15 °C tiene viscosidad cinemática $\nu = 1.15 \times 10^{-6}$ m^2/s. Es posible introducir el caudal volumétrico Q en la ecuación si se tiene en cuenta que, como se indicó anteriormente,

$$v_a^2 = Q_a^2/A_a^2$$

Ahora sustituya estos valores en la ecuación para h_A y simplifique tanto como sea posible.

Usted debe tener algo como esto:

$$h_a = [\,60(f_{aT}) + 4.0 + (f_a)(12/0.0266)\,](v_a^2/2g)$$
$$h_a = [\,60(f_{aT}) + 4.0 + 451(f_a)\,](Q_a^2/2gA^2)$$
$$h_a = [\,60(0.0022) + 4.0 + 451(f_a)\,]\left[\frac{Q_a^2}{2(9.81)(5.574 \times 10^{-4})^2}\right]$$
$$h_a = [\,5.32 + 451(f_a)\,](1.64 \times 10^5)Q_a^2 \qquad \textbf{(12-18)}$$

También es conveniente expresar el número de Reynolds en términos de la rapidez del flujo de volumen Q y calcular el valor de la rugosidad relativa D/ε. Hágalo ahora.

Dado que las tres ramas tienen el mismo tamaño y tipo de tubería, estos cálculos se aplican a cada rama. Si se utilizan diferentes tuberías en toda la red, estos cálculos deben hacerse de nuevo para cada caso. Para la tubería de acero DN 25,

$$D/\varepsilon = (0.0266 \text{ m})/(4.6 \times 10^{-5} \text{ m}) = 578$$

La fórmula del número de Reynolds se debe modificar como

$$N_{Ra} = \frac{v_a D_a}{\nu} = \frac{Q_a D_a}{A_a \nu} = \frac{Q_a(0.0266)}{(5.574 \times 10^{-4})(1.15 \times 10^{-6})}$$
$$N_{Ra} = (4.15 \times 10^7) Q_a \qquad \textbf{(12-19)}$$

Ahora deben crearse expresiones para las pérdidas de carga en las otras dos tuberías, h_b y h_c, utilizando procedimientos similares.

Compare sus resultados con los que se dan a continuación. Observe que en las ramas *b* y *c* el tamaño de tubería es el mismo que en la rama *a*. Para la rama *b*:

$$h_b = \underset{\text{(restricción)}}{8.0(v_b^2/2g)} + \underset{\text{(fricción)}}{f_b(L_b/D_b)(v_b^2/2g)}$$
$$h_b = [8.0 + f_b(6/0.0266)](Q_b^2/2gA^2)$$
$$h_b = [8.0 + 225.6(f_b)](1.64 \times 10^5) Q_b^2 \qquad \textbf{(12-20)}$$

Para la rama *c*:

$$h_c = \underset{\text{(codos)}}{2(f_{cT})(30)(v_c^2/2g)} + \underset{\text{(restricción)}}{12.0(v_c^2/2g)} + \underset{\text{(fricción)}}{f_c(L_c/D_c)(v_c^2/2g)}$$
$$h_c = [60(f_{cT}) + 12.0 + f_c(12/0.0266)(v_c^2/2g)$$
$$h_c = [60(0.022) + 12.0 + 451 f_c](Q_c^2/2gA^2)$$
$$h_c = [13.32 + 451(f_c)](1.64 \times 10^5) Q_c^2 \qquad \textbf{(12-21)}$$

Las ecuaciones (12-18) a (12-21) se utilizarán en los cálculos de las pérdidas de carga a medida que continúe el proceso de iteración de Cross. Cuando se conocen o se suponen los valores para los factores de fricción, las ecuaciones de pérdida de carga se pueden reducir a la forma de la ecuación (12-16). A menudo es satisfactorio suponer valores razonables para los diversos factores de fricción porque los cambios menores tienen poco efecto sobre la distribución del flujo y la pérdida de carga total. Sin embargo, se mostrará el procedimiento de solución más completo en el que se calculan los nuevos factores de fricción para cada tubo en cada ensayo.

El paso 2 del procedimiento pide la estimación de la rapidez del flujo volumétrico en cada rama. ¿Cuál tubería debe tener el mayor caudal y cuál el menor?

Aunque los valores finales encontrados para los factores de fricción podrían afectar las magnitudes de las resistencias, parece que la tubería *b* tiene la menor resistencia y, por lo tanto, debe conducir el mayor flujo. La tubería *c* tiene la mayor resistencia y debería conducir el menor flujo. Son posibles muchas primeras estimaciones diferentes para los caudales, pero se sabe que

$$Q_a + Q_b + Q_c = Q_1 = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se usarán los supuestos iniciales

$$Q_a = 0.0033 \text{ m}^3/\text{s} \qquad Q_b = 0.0036 \text{ m}^3/\text{s} \qquad Q_c = 0.0031 \text{ m}^3/\text{s}$$

El paso 3 del procedimiento ya se muestra en la figura 12.6. Para completar el paso 4 se requieren los valores del factor de fricción en cada tubería. Con los valores supuestos para los caudales se puede calcular el número de Reynolds y después los factores de fricción. Hágalo ahora.

Si utiliza la ecuación (12-21) y $D/\varepsilon = 578$, usted debería tener,

$$N_{Ra} = (4.15 \times 10^7) Q_a = (4.15 \times 10^7)(0.0033 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.37 \times 10^5$$
$$N_{Rb} = (4.15 \times 10^7) Q_b = (4.15 \times 10^7)(0.0036 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.49 \times 10^5$$
$$N_{Rc} = (4.15 \times 10^7) Q_c = (4.15 \times 10^7)(0.0031 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.29 \times 10^5$$

Ahora se usa la ecuación (9-5) para calcular el factor de fricción en cada tubería:

$$f_a = \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\frac{1}{3.7(D/\varepsilon)} + \frac{5.74}{N_{Ra}^{0.9}}\right)\right]^2}$$
$$f_a = \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\frac{1}{3.7(578)} + \frac{5.74}{(1.37 \times 10^5)^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.0241$$

De manera similar, se calcula $f_b = 0.0240$ y $f_c = 0.0242$. Estos valores son bastante cercanos en magnitud y tal precisión puede no estar justificada. Sin embargo, con mayor disparidad entre las tuberías de la red, se producirían diferencias más considerables y la exactitud de la técnica de iteración dependería de la precisión de la evaluación de los factores de fricción.

Ahora, inserte los factores de fricción y los valores supuestos para Q en las ecuaciones (12-18), (12-20) y (12-23) para calcular k_a, k_b y k_c:

$$h_a = [5.32 + 451(f_a)](1.64 \times 10^5)Q_a^2 = k_a Q_a^2$$
$$h_a = [5.32 + 451(0.0241)](1.64 \times 10^5)Q_a^2 = 2.655 \times 10^6 Q_a^2$$

Entonces, $k_a = 2.655 \times 10^6$. Al completar el cálculo se obtiene

$$h_a = 2.655 \times 10^6 (0.0033)^2 = 28.91$$

De igual modo, para la rama b:

$$h_b = [8.0 + 225.6(f_b)](1.64 \times 10^5)Q_b^2 = k_b Q_b^2$$
$$h_b = [8.0 + 225.6(0.0240)](1.64 \times 10^5)Q_b^2 = 2.20 \times 10^6 Q_b^2$$
$$h_b = 2.20 \times 10^6 (0.0036)^2 = 28.53$$

Para la rama c:

$$h_c = [13.32 + 451(f_c)](1.64 \times 10^5)Q_c^2 = k_c Q_c^2$$
$$h_c = [13.32 + 451(0.0242)](1.64 \times 10^5)Q_c^2 = 3.974 \times 10^6 Q_c^2$$
$$h_c = 3.974 \times 10^6 (0.0031)^2 = 38.19$$

Esto completa el paso 4. Ahora realice el paso 5.

Para el circuito 1,

$$\sum h_1 = h_a - h_b = 28.91 - 28.53 = 0.38$$

Para el circuito 2,

$$\sum h_2 = h_b - h_c = 28.53 - 38.19 = -9.66$$

Ahora realice el paso 6.

A continuación se presentan los valores correctos para las tres tuberías:

$$2k_a Q_a = (2)(2.655 \times 10^6)(0.0033) = 17\,523$$
$$2k_b Q_b = (2)(2.20 \times 10^6)(0.0036) = 15\,850$$
$$2k_c Q_c = (2)(3.974 \times 10^6)(0.0031) = 24\,639$$

Pueden presentarse diferencias de redondeo. Ahora realice el paso 7.

Para el circuito 1,

$$\sum (2kQ)_1 = 17\,523 + 15\,850 = 33\,373$$

Para el circuito 2,

$$\sum (2kQ)_2 = 15\,850 + 24\,639 = 40\,489$$

Ahora se puede calcular el ajuste de los caudales ΔQ para cada circuito con base en el paso 8.

Para el circuito 1,

$$\Delta Q_1 = \frac{\sum h_1}{\sum (2kQ)_1} = \frac{0.38}{33\,373} = 1.14 \times 10^{-5}$$

Para el circuito 2,

$$\Delta Q_2 = \frac{\sum h_2}{\sum (2kQ)_2} = \frac{-9.66}{40\,489} = -2.39 \times 10^{-4}$$

Los valores para ΔQ son estimaciones del error en los valores supuestos originalmente para Q. Se recomienda repetir el proceso hasta que la magnitud de ΔQ sea menor a 1 por ciento del valor supuesto para Q. Existen circunstancias especiales que pueden justificar el uso de un criterio diferente para juzgar a ΔQ.

Ahora es posible completar el paso 9. Calcule el nuevo valor para Q_a antes de ver el siguiente panel.

El cálculo es como sigue:

$$\begin{aligned} Q'_a &= Q_a - \Delta Q_1 = 0.0033 - 1.14 \times 10^{-5} \\ &= 0.003\,29\ \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Calcule el nuevo valor para Q_c antes de Q_b. Preste atención especial a los signos algebraicos.

Usted debe tener

$$\begin{aligned} Q'_c &= Q_c - \Delta Q_2 = -0.0031 - (-2.39 \times 10^{-4}) \\ &= -0.002\,86\ \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Observe que Q_c es negativa porque fluye en una dirección antihoraria por el circuito 2. El cálculo para Q'_c se puede interpretar como una indicación de que la magnitud de Q_c debe disminuir en valor absoluto.

Ahora calcule el nuevo valor de Q_b. Recuerde que la tubería *b* está en ambos circuitos.

Tanto ΔQ_1 como ΔQ_2 deben aplicarse a Q_b. Para el circuito 1,

$$Q'_b = Q_b - \Delta Q_1 = -0.0036 - 1.14 \times 10^{-5}$$

Esto daría lugar a un aumento en el valor absoluto de Q_b. Para el circuito 2,

$$Q'_b = Q_b - \Delta Q_2 = +0.0036 - (-2.39 \times 10^{-4})$$

Esto también se traduce en un aumento de Q_b. Entonces Q_b se incrementa realmente en valor absoluto mediante la suma de ΔQ_1 y ΔQ_2. Es decir,

$$\begin{aligned} Q'_b &= 0.0036 + 1.14 \times 10^{-5} + 2.39 \times 10^{-4} \\ &= 0.003\,85\ \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Recuerde que la suma de los valores absolutos de los caudales presentes en los tres tubos debe ser igual a 0.01 m^3/s, el Q total.

Se puede continuar con la iteración al utilizar Q'_a, Q'_b y Q'_c como las nuevas estimaciones de los caudales y al repetir los pasos 4 a 8. Los resultados de cuatro ciclos iterativos se resumen en la tabla 12.1. Usted debe realizar los cálculos antes de ver la tabla.

Observe que en el ensayo 4 los valores de ΔQ están por debajo de 1 por ciento de los valores respectivos de Q. Éste es un grado adecuado de precisión. Los resultados muestran que:

$$\begin{aligned} Q_a &= 3.402 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s} = 0.003\,402\ \text{m}^3/\text{s} = 204.1\ \text{L/min} \\ Q_b &= 3.785 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s} = 0.003\,785\ \text{m}^3/\text{s} = 227.1\ \text{L/min} \\ Q_c &= 2.813 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s} = 0.002\,813\ \text{m}^3/\text{s} = 168.8\ \text{L/min} \end{aligned}$$

El caudal total es $Q = 600$ L/min. Una vez más, observe que las ramas que tienen resistencias inferiores conducen los mayores caudales.

Tal como se muestran en la tabla 12.1, los resultados del proceso de iteración con la técnica de Cross para los datos del problema de ejemplo 12.4 fueron encontrados usando una hoja de cálculo en una computadora. Esto facilitó los cálculos secuenciales y repetitivos que suelen ser necesarios en este tipo de problemas. También se pueden utilizar otros paquetes de software basados en computadora que ofrezcan ventajas, especialmente si existe un gran número de tuberías y circuitos en la red a ser analizada.

Existen muchos programas de análisis de redes en computadora disponibles comercialmente. Vea los recursos de inter-

TABLA 12.1

Ensayo 1 Circuito	Tubería	$Q(m^3/s)$	N_R	f	k	$h = kQ^2$	$2kQ$	ΔQ	% de cambio
1	a	3.300E − 03	1.37E + 05	0.0241	2.66E + 06	28.933	17535		0.38
	b	−3.600E − 03	1.50E + 05	0.0240	2.20E + 06	−28.518	15843		−0.35
					Sumas:	0.415	33379	1.244E − 05	
2	b	3.600E − 03	1.50E + 05	0.0241	2.20E + 06	28.518	15843		−6.64
	c	−3.100E − 03	1.29E + 05	0.0242	3.98E + 06	−38.201	24646		7.71
					Sumas:	−9.6830	40489	−2.391E − 04	
Ensayo 2 Circuito	Tubería	$Q(m^3/s)$	N_R	f	k	$h = kQ^2$	$2kQ$	ΔQ	% de cambio
1	a	3.288E − 03	1.37E + 05	0.0241	2.66E + 06	28.7196	17471.66		−3.43
	b	−3.852E − 03	1.60E + 05	0.0239	2.20E + 06	−32.5987	16927.42		2.93
					Sumas:	−3.8792	34399.08	−1.128E − 04	
2	b	3.852E − 03	1.603E + 05	0.0239	2.20E + 06	32.5987	16927.42		−0.003
	c	−2.861E − 03	1.191E + 05	0.0243	3.98E + 06	−32.6040	22793.25		0.005
					Sumas:	−0.0053	39720.67	−1.334E − 07	
Ensayo 3 Circuito	Tubería	$Q(m^3/s)$	N_R	f	k	$h = kQ^2$	$2kQ$	ΔQ	% de cambio
1	a	3.400E − 03	1.42E + 05	0.0241	2.65E + 06	30.6858	18048.74		−0.04
	b	−3.739E − 03	1.56E + 05	0.0240	2.20E + 06	−30.7382	16442.14		0.04
					Sumas:	−0.0523	34490.88	−1.518E − 06	
2	b	3.739E − 03	1.556E + 05	0.0240	2.20E + 06	30.7382	16442.14		−1.27
	c	−2.861E − 03	1.191E + 05	0.0243	3.98E + 06	−32.6010	22792.21		1.66
					Sumas:	−1.8628	39234.35	−4.748E − 05	
Ensayo 4 Circuito	Tubería	$Q(m^3/s)$	N_R	f	k	$h = kQ^2$	$2kQ$	ΔQ	% de cambio
1	a	3.402E − 03	1.42E + 05	0.0241	2.65E + 06	30.7127	18056.51		−0.66
	b	−3.785E − 03	1.58E + 05	0.0240	2.20E + 06	−31.4908	16640.17		0.59
					Sumas:	−0.7781	34696.68	−2.242E − 05	
2	b	3.785E − 03	1.58E + 05	0.0240	2.20E + 06	31.4908	16640.17		−0.03
	c	−2.813E − 03	1.17E + 05	0.0243	3.99E + 06	−31.5424	22424.29		0.05
					Sumas:	−0.0516	39064.46	−1.321E − 06	

Flujos finales en L/min

Circuito	Tubería	Q		
1	a	204.1 L/min		
	b	−227.1 L/min	Q Total = 600.0 L/min	
2	a	227.1 L/min		
	b	−168.8 L/min		

net 1 a 8. Algunos de estos recursos son de propósito general mientras que otros se concentran en aplicaciones industriales específicas, como la producción y el procesamiento de petróleo y gas o los sistemas de procesamiento de químicos. El software listado en el recurso de internet 1 se destaca en este libro, con una versión especial adaptada al alcance de los problemas que se encuentran durante el aprendizaje de los principios básicos de la mecánica de fluidos. La versión completa, a escala industrial, del software tiene significativamente mayor capacidad y puede aplicarse a prácticamente cualquier proyecto importante para diseñar y analizar un sistema de tuberías.

REFERENCIAS

1. Hardee, Ray T. y Jeffrey I. Sines. 2012. *Piping System Fundamentals*, 2a. ed. Lacey WA: ESI Press, Engineered Software, Inc.
2. Cross, Hardy. 1936 (noviembre). *Analysis of Flow in Networks of Conduits or Conductors* (University of Illinois Engineering Experiment Station Bulletin núm. 286). Urbana: University of Illinois.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Engineered Software, Inc.**: *www.eng-software.com* Es el productor del software para análisis del flujo de fluidos PIPE-FLO® para líquidos, fluidos compresibles y material de pulpa y papel. El software PUMP-FLO® ayuda en la selección de bombas centrífugas utilizando catálogos electrónicos de los fabricantes de bombas. Dispone de una gran base de datos con información de las propiedades físicas de los productos químicos y los fluidos que se usan en procesos industriales. Los usuarios de este texto pueden tener acceso a una versión de demostración de PIPE-FLO® creada especialmente para este libro en http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics.
2. **Tahoe Design Software**: Es el productor del software HYDRO-FLO™, HYDRONET™ y PumpBase™ para el análisis de sistemas de tuberías en serie, en paralelo y redes de tuberías. PumpBase™ ayuda en la selección de bombas centrífugas partir de una gran base de datos con las curvas de rendimiento de los fabricantes.
3. **ABZ, Inc.:** Es el productor del software Design Flow Solutions® utilizado para resolver una variedad de problemas de flujo de fluidos, incluyendo sistemas en serie, en paralelo y en red. También es proveedor de servicios de ingeniería y consultoría para la industria de la energía.
4. **SimSci-Esscor-Invensys Operations Management**: Proveedor de software para el diseño y análisis de sistemas de flujo de fluidos, incluyendo Process Engineering Suite (PES) que integra el simulador INPLANT para el diseño y análisis de sistemas de tuberías en plantas. El software PIPEPHASE modela el flujo sencillo y en múltiples fases de redes de gas y petróleo y de sistemas de tuberías.
5. **EPCON Software:** Es el productor de System 7 Process Explorer, el software de simulación de flujo de fluidos de SINET para ingenieros, y CHEMPRO Engineering Suite para el análisis de redes de tuberías y de ingeniería de procesos con líquidos, gases y sistemas multifase. Incluye una gran base de datos física propia.
6. **KORF Technology**: Productor con sede en Reino Unido del software KORF *Hidraulics* para el cálculo de caudales y presiones en tuberías y redes de tuberías para líquidos y fluidos isotérmicos, compresibles y bifásicos.
7. **Applied Technology Flow**: Es el productor de los paquetes de software AFT Titan, AFT Arrow, AFT Fathom y AFT Mercury que pueden analizar sistemas de tuberías y conductos para líquidos, aire y otros fluidos compresibles.
8. **Autodesk Plant Design:** El software Plant Design Suite se utiliza para el análisis y diseño de sistemas de tuberías con base en los formatos de tubería estándar de la industria.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Sistemas con dos ramas

12.1 La figura 12.7 muestra un sistema ramificado donde la presión en A es de 700 kPa y la presión en B es de 550 kPa. Cada rama tiene 60 m de largo. No tome en cuenta las pérdidas generadas en las uniones, pero considere todos los codos. Si el sistema conduce aceite con un peso específico de 8.80 kN/m^3, calcule la rapidez del flujo de volumen total. El aceite tiene viscosidad cinemática de 4.8×10^{-6} m^2/s.

12.2 Utilice el sistema de la figura 12.2 y los datos del problema de ejemplo 12.1 para determinar (a) la rapidez del flujo de volumen de agua en cada rama y (b) la caída de presión entre los puntos 1 y 2 si la primera válvula de compuerta está medio cerrada y las otras válvulas están completamente abiertas.

12.3 En el sistema de tuberías ramificado que se muestra en la figura 12.8, fluyen 850 L/min de agua a 10 °C por una tubería

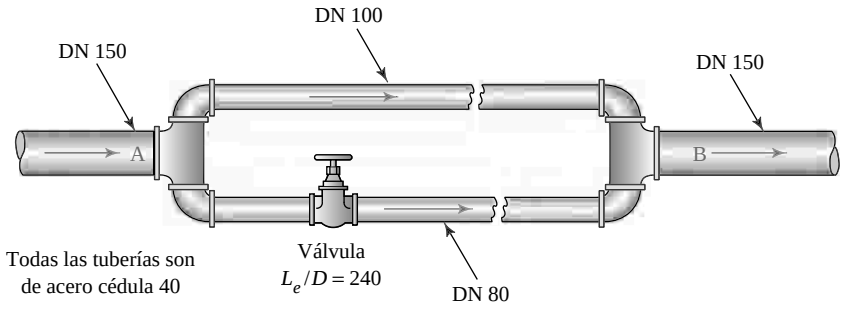


FIGURA 12.7 Problema 12.1.

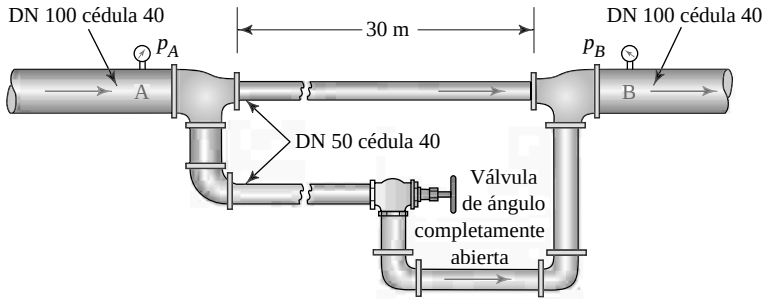


FIGURA 12.8 Problemas 12.3 y 12.8.

DN 100 cédula 40 en A. El flujo se divide en dos tuberías DN 50 cédula 40 como se muestra, después se reincorpora en B. Calcule (a) la rapidez de flujo volumétrico en cada una de las ramas y (b) la diferencia de presión $p_A - p_B$. Incluya el efecto de las pérdidas menores en la rama inferior del sistema. La longitud total de la tubería en la rama inferior es de 60 m. Los codos son estándar.

12.4 En el sistema de tuberías ramificado que se muestra en la figura 12.9, fluyen 1350 gal/min de benceno (sg = 0.87) a 140 °F por la tubería de 8 in. Calcule la rapidez del flujo volumétrico en las tuberías de 6 in y 2 in. Todas las tuberías son estándar de acero cédula 40.

12.5 Una tubería de 160 mm se ramifica en una tubería de 100 mm y otra de 50 mm, como se muestra en la figura 12.10. Ambas tuberías son de tubo de cobre hidráulico de 30 m de largo. (El fluido es agua a 10 °C). Determine cuál debe ser el coeficiente de resistencia K de la válvula para obtener caudales iguales de 500 L/min en cada rama.

12.6 Para el sistema de la figura 12.11, la presión en A se mantiene constante a 20 psig. La rapidez del flujo volumétrico total que sale de la tubería en B depende de si las válvulas están abiertas o cerradas. Use $K = 0.9$ para cada codo, pero ignore las pérdidas de energía ocurridas en las tes. Además, dado que la longitud de cada rama es corta, las pérdidas por fricción en la tubería son insignificantes. La tubería de acero en la rama 1 es de 2 in cédula 40 y en la rama 2 es de 4 in cédula 40. Calcule el caudal de agua para cada una de las siguientes condiciones:
- **a.** Ambas válvulas están abiertas.
- **b.** Sólo está abierta la válvula instalada en la rama 2.
- **c.** Sólo está abierta la válvula instalada en la rama 1.

12.7 Resuelva el problema 12.4 utilizando la técnica de Cross.

12.8 Resuelva el problema 12.3 utilizando la técnica de Cross.

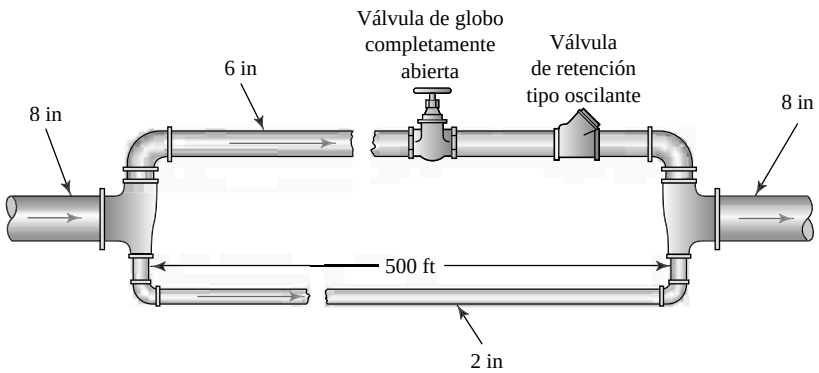


FIGURA 12.9 Problemas 12.4 y 12.7.

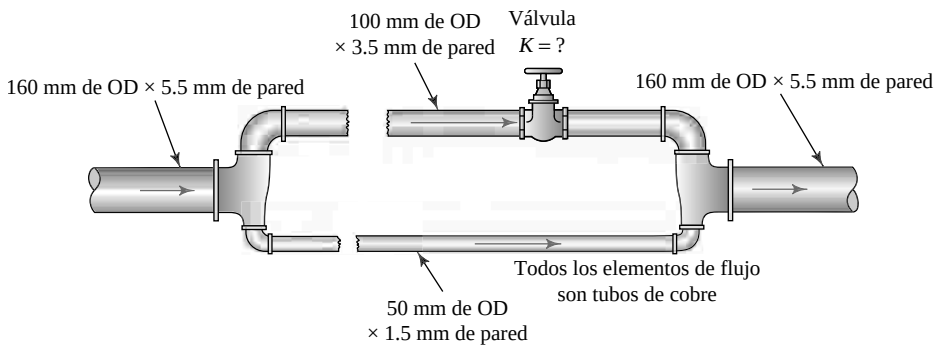


FIGURA 12.10 Problema 12.5.

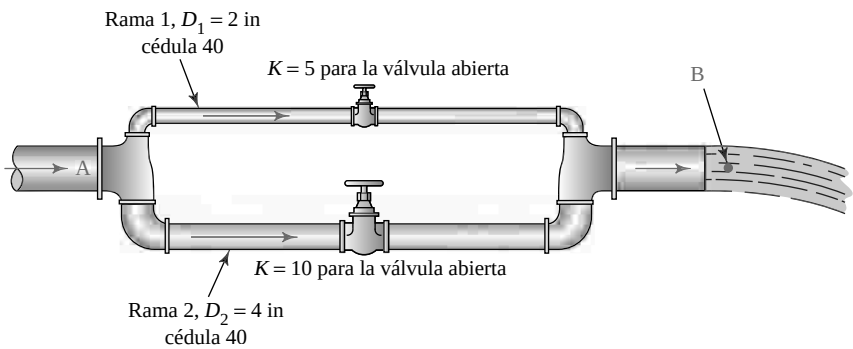


FIGURA 12.11 Problema 12.6.

Redes

Nota: Ignore las pérdidas menores.

12.9 Encuentre la rapidez del flujo volumétrico de agua a 60 °F en cada tubería de la figura 12.12.

12.10 La figura 12.13 representa un sistema de lavado por aspersión en el que fluye agua a 15 °C. Todas las tuberías son tubos de cobre de 3 in tipo K. Determine la rapidez del flujo volumétrico en cada tubería.

12.11 La figura 12.14 representa la red de distribución de agua instalada en un pequeño parque industrial. El suministro de 15.5 ft^3/s de agua a 60 °F entra en el sistema en A. Las fábricas extraen los flujos indicados en los puntos C, E, F, G, H e I. Determine el flujo en cada tubería del sistema.

12.12 La figura 12.15 representa una red para la entrega de refrigerante a cinco máquinas herramientas diferentes en un sistema de maquinado automatizado. La cuadrícula es un rectángulo de 7.5 m por 15 m. Todas las tuberías mostradas son tubos de acero con espesor de pared de 0.065 in. Los tubos 1 y 3 tienen 2 in de diámetro, la tubería 2 tiene 1½ in de diámetro y todos los demás tubos tienen diámetro de 1 in. El refrigerante tiene gravedad específica de 0.92 y viscosidad dinámica de 2.00×10^{-3} Pa•s. Determine el flujo en cada tubería.

Problema suplementario (solamente con PIPE-FLO®)

12.13 Resuelva el problema 12.4 usando el software PIPE-FLO®. Muestre la rapidez del flujo volumétrico en cada rama y todos los demás valores relevantes en la FLO-Sheet®.

FIGURA 12.12 Problema 12.9.

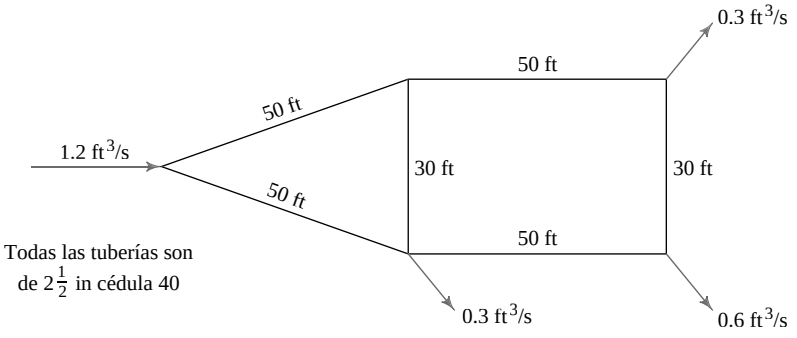


FIGURA 12.13 Problema 12.10.

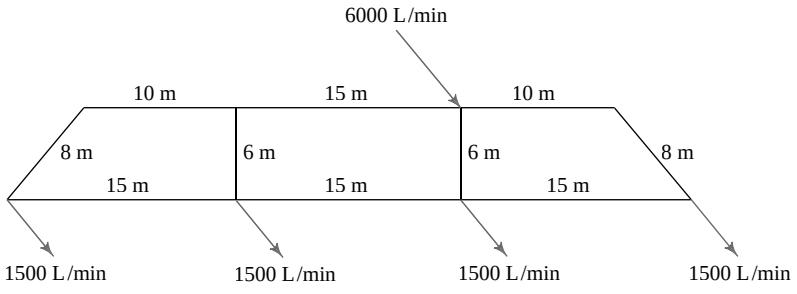
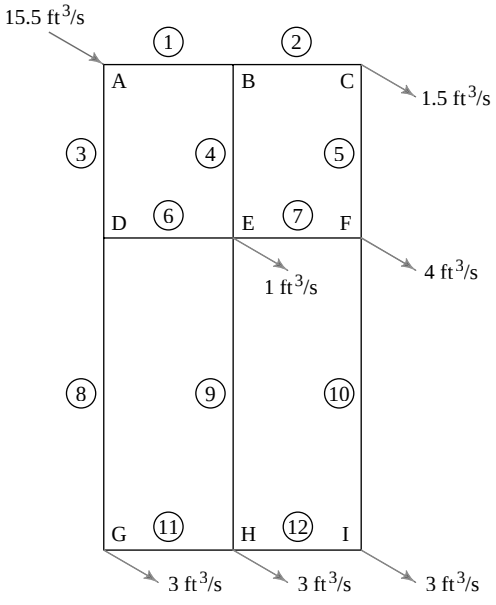


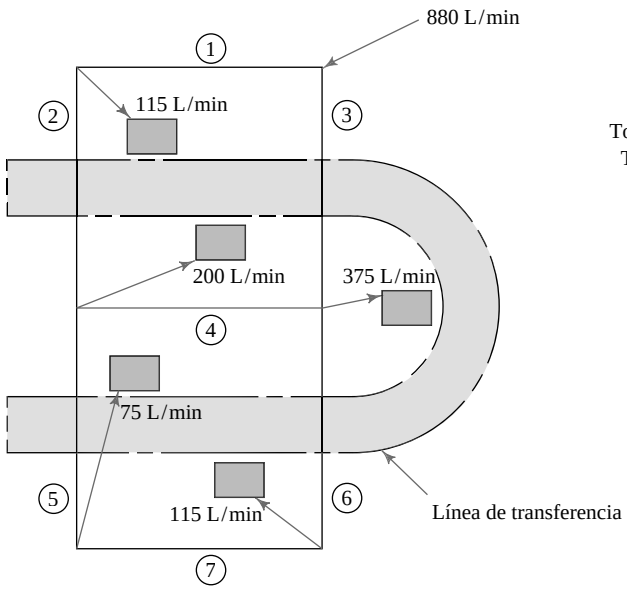
FIGURA 12.14 Problema 12.11.



Datos de la tubería
Todas las tuberías son cédula 40

Tubería núm.	Longitud (ft)	Tamaño (in)
1	1500	16
2	1500	16
3	2000	18
4	2000	12
5	2000	16
6	1500	16
7	1500	12
8	4000	14
9	4000	12
10	4000	8
11	1500	12
12	1500	8

FIGURA 12.15 Problema 12.12.



Datos de la tubería
Todas las tuberías tienen 7.5 m de largo
Todas las tuberías son tubos de acero
Espesor de pared = 0.065 in

Tubería núm.	Diámetro exterior (in)
1	2
2	$1\frac{1}{2}$
3	2
4	1
5	1
6	1
7	1

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa o una hoja de cálculo para analizar sistemas de tuberías en paralelo con dos ramas del tipo mostrado en el problema de ejemplo 12.1. Parte del análisis preliminar, como escribir las expresiones para las pérdidas de carga en las ramas en términos de las velocidades y los factores de fricción, se puede hacer antes de introducir datos en el programa.

2. Mejore el programa de la tarea 1 de modo que utilice la ecuación (8-7) del capítulo 8 para calcular el factor de fricción.

3. Escriba un programa o una hoja de cálculo para analizar sistemas de tuberías en paralelo con dos ramas del tipo mostrado en el problema de ejemplo 12.2. Utilice un método similar al descrito para la tarea 1.

4. Mejore el programa de la tarea 3 de modo que utilice la ecuación (8-7) del capítulo 8 para calcular el factor de fricción.

5. Escriba un programa o una hoja de cálculo que utilice la técnica de Cross, según se describió en la sección 12.4 e ilustró en el problema 12.4, para realizar el análisis de flujo en redes de tuberías. Podrán adoptarse los siguientes enfoques opcionales:
   a. Considere las redes de un solo circuito con dos ramas como alternativa al programa de las tareas 1 o 2.
   b. Considere las redes de dos o más circuitos, similares a las descritas en los problemas 12.9 a 12.12.

CAPÍTULO
TRECE

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE BOMBAS

PANORAMA GENERAL

Las bombas se utilizan para impulsar líquidos que se transportan a través de sistemas de tuberías como se muestra en la figura 13.1. Deben entregar el caudal deseado del fluido mientras transmite al mismo la energía cinética necesaria para vencer la carga dinámica total requerida h_a, equivalente a la suma de las cargas por cambios de elevación, cargas por diferencias de presión, cargas de velocidad y, por último, todas las pérdidas de energía ocurridas en el sistema. Es necesario que el estudiante desarrolle la capacidad de especificar las bombas adecuadas para satisfacer los requisitos de un sistema de tuberías. También debe aprender a diseñar sistemas de tuberías eficientes para la entrada de una bomba (la línea de succión) y para el lado de descarga de la bomba. Se debe medir la presión a la entrada y a la salida de la bomba para permitir el análisis que asegure su funcionamiento correcto. La mayoría de las aplicaciones que aparecen en este capítulo son para entornos industriales, sistemas de transmisión de potencia por medio de fluidos, suministro de agua, dispositivos de aplicación u otras situaciones similares.

En este capítulo usted aprenderá a analizar el desempeño de las bombas y a seleccionar una bomba adecuada para la aplicación dada. También aprenderá a diseñar un sistema eficiente que minimice la cantidad de energía necesaria para accionar la bomba.

Exploración

- En el transcurso de una semana dada, es probable que usted se encuentre con muchos tipos diferentes de bombas que realizan muchos trabajos diferentes. Mencione algunos de esos trabajos.
- Para cada bomba, anote todo lo que pueda sobre ella y sobre el sistema en el que opera.
- Describa la función de la bomba, el tipo de fluido que bombea, la fuente del fluido, el punto de descarga final y el sistema de tuberías con sus válvulas y accesorios.

Conceptos introductorios En capítulos anteriores se vio la aplicación general de las bombas. En el capítulo 7, cuando se introdujo la ecuación general de la energía, usted aprendió a determinar la energía añadida por una bomba al fluido, a la cual se le llamó h_a. Al despejar h_a de la ecuación general de la energía, se obtiene

Carga total en una bomba

$$h_a = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L \qquad \textbf{(13-1)}$$

A este valor de h_a le llamaremos *carga total en una bomba*. Algunos fabricantes de bombas se refieren a este dato como la *carga dinámica total* (*TDH*, por sus siglas en inglés).

Usted debe ser capaz de interpretar esta ecuación como una expresión útil para examinar integralmente el conjunto de tareas que se le demanda realizar a la bomba en un sistema dado, a saber:

- Debe aumentar la presión del fluido a partir de la fuente, p_1, hasta la presión que se requiera del fluido en el punto de destino, p_2.
- Debe elevar el nivel del fluido a partir de la fuente, z_1, hasta el nivel que se requiera en el destino, z_2.



FIGURA 13.1 Las bombas sirven como los principales impulsores de los sistemas de fluidos, y una comprensión de su funcionamiento y de cómo se relacionan con el resto del sistema resulta crucial, como en este sistema industrial con múltiples bombas. (*Fuente:* ekipa/Fotolia)

- Debe incrementar la carga de velocidad desde la existente en el punto 1 hasta la del punto 2.
- Debe superar pérdidas de energía que se producen en el sistema debido a fricción en las tuberías, al paso del flujo por válvulas, accesorios y demás componentes del proceso, o incluso pérdidas de energía debidas a cambios en el área de flujo o en la dirección del flujo.

Su tarea como diseñador consiste en realizar el análisis adecuado para determinar el valor de h_a utilizando las técnicas descritas en los capítulos 11 y 12.

También ha aprendido a calcular la potencia que le suministra la bomba al fluido, la cual se ha denominado como P_A:

⇨ Potencia suministrada por una bomba al fluido

$$P_A = h_a \gamma Q \qquad \textbf{(13-2)}$$

Existen pérdidas de energía inevitables en la bomba debido a la fricción mecánica y a la turbulencia creada en el fluido a medida que pasa por la bomba. Por lo tanto, se requiere más potencia para accionar la bomba de la cantidad que finalmente se suministra al fluido. Usted también aprendió, en el capítulo 7, a utilizar la eficiencia de la bomba e_M para determinar la potencia de entrada a la bomba P_I:

⇨ Eficiencia de la bomba

$$e_M = P_A / P_I \qquad \textbf{(13-3)}$$

⇨ Potencia de entrada a una bomba

$$P_I = P_A / e_M \qquad \textbf{(13-4)}$$

Para la lista de bombas que se desarrolló anteriormente, responda las siguientes preguntas. Consulte la ecuación (13-1) al hacerlo:

- ¿De dónde proviene el fluido cuando se acerca la entrada de la bomba?
- ¿Cuál es la elevación, la presión y la rapidez del fluido en la fuente?
- ¿Qué tipo de fluido conduce el sistema?
- ¿Cuál es la temperatura del fluido?
- ¿Considera usted que el fluido tiene una baja viscosidad similar a la del agua o una alta viscosidad como el aceite pesado?
- ¿Puede usted nombrar el tipo de bomba?
- ¿Cómo se acciona la bomba? ¿Mediante un motor eléctrico? ¿Por medio de una correa de transmisión? ¿Por un mecanismo distinto?
- ¿Qué elementos forman la *línea de succión* que lleva el fluido a la entrada de la bomba? Describa las tuberías, las válvulas, los codos u otros elementos.
- ¿Dónde se entrega el fluido? Considere su elevación, la presión requerida en el destino y la rapidez del flujo volumétrico requerida también en el destino.
- ¿Qué elementos forman la *línea de descarga* que toma fluido de la bomba y lo entrega al destino? Describa las tuberías, las válvulas, los codos u otros elementos.

En este capítulo se describen muchos tipos de bombas: *bombas centrífugas* para la transferencia general de fluidos desde un origen hasta un destino, *bombas de desplazamiento positivo* para sistemas de fluidos que pueden requerir presiones muy altas, *bombas de diafragma* que se pueden utilizar para bombear agua no deseada desde una obra en construcción, *bombas inyectoras* que proporcionan agua potable a la casa de una granja desde un pozo, *bombas de cavidad progresiva* que se utilizan para suministrar fluidos viscosos pesados a un sistema de procesamiento de materiales, entre otros tipos. Revise todo el capítulo para tener una idea del alcance de los temas tratados aquí; algunos de los cuales ya se presentaron en el capítulo 7 y ahora es necesario repasarlos.

En este capítulo, usted aprenderá a analizar el desempeño de las bombas y a seleccionar una bomba adecuada para una aplicación dada. También verá cómo afecta el diseño del sistema de flujo de fluidos al rendimiento de la bomba. Esto le ayudará a diseñar un sistema eficiente que minimice el trabajo requerido por la bomba y, por lo tanto, la cantidad de energía necesaria para accionar la bomba.

13.1 OBJETIVOS

Existe una amplia variedad de bombas para transportar líquidos en los sistemas de flujo de fluidos. La selección y aplicación correctas de las bombas requiere comprender sus características de desempeño y usos típicos.

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Escribir una lista de los parámetros que intervienen en la selección de una bomba.
2. Escribir una lista de los tipos de información que deben especificarse para una bomba determinada.
3. Describir las clasificaciones básicas de las bombas.
4. Escribir una lista de seis tipos de *bombas rotatorias de desplazamiento positivo*.
5. Escribir una lista de tres tipos de *bombas recíprocas de desplazamiento positivo*.
6. Escribir una lista de tres tipos de *bombas cinéticas*.
7. Describir las características principales de las *bombas centrífugas*.
8. Describir las *bombas inyectoras para pozo profundo* y las *bombas inyectoras para pozo somero*.
9. Describir la curva de rendimiento típica desarrollada para las bombas rotatorias de desplazamiento positivo.
10. Describir la curva de rendimiento típica desarrollada para las bombas centrífugas.
11. Establecer las *leyes de afinidad* para bombas centrífugas en cuanto a las relaciones generadas entre la rapidez rotacional de la bomba, el diámetro del impulsor, la capacidad, el contenido de carga total y la potencia necesaria para accionar la bomba.
12. Describir cómo se relaciona el *punto operativo* de una bomba con la *curva de resistencia del sistema* (*SRC*, por sus siglas en inglés).
13. Definir la *carga de succión positiva neta requerida* ($NPSH_R$, por sus siglas en inglés) para una bomba y analizar su importancia en el desempeño de la bomba.

14. Describir la importancia de la presión de vapor del fluido en relación con la *NPSH*.
15. Calcular la *NPSH* disponible ($NPSH_A$) para un diseño de línea de succión dado y un fluido determinado.
16. Definir la *velocidad específica* de una bomba centrífuga y analizar su relación con la selección de la bomba.
17. Describir el efecto del aumento de viscosidad en el desempeño de las bombas centrífugas.
18. Describir el desempeño de las bombas en paralelo y las bombas conectadas en serie.
19. Describir las características de diseño de una línea de succión deseable.
20. Describir las características de diseño de una línea de descarga deseable.
21. Considerar el costo del ciclo de vida (LCC, por sus siglas en inglés) de una bomba, el costo total del sistema y el costo de operación a través del tiempo, no sólo el precio de adquisición de la propia bomba.

13.2 PARÁMETROS QUE INTERVIENEN EN LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA

Al seleccionar una bomba para una aplicación particular, se deben considerar los siguientes factores:

1. La naturaleza del líquido a bombear
2. La capacidad requerida (rapidez del flujo volumétrico)
3. Las condiciones presentes en el lado de succión (entrada) de la bomba
4. Las condiciones presentes en el lado de descarga (salida) de la bomba
5. La carga total de la bomba (el término h_a de la ecuación de la energía)
6. El tipo de sistema al que la bomba le entrega el fluido
7. El tipo de fuente de energía (motor eléctrico, motor diesel, turbina de vapor, etcétera)
8. Las limitaciones de espacio, peso y posición
9. Las condiciones ambientales, códigos de gobierno y normas
10. Los costos de compra e instalación de la bomba
11. El costo operativo de la bomba
12. El costo del ciclo de vida total para el sistema de bombeo

La naturaleza de un fluido se caracteriza por su temperatura mientras es bombeado, su gravedad específica, su viscosidad, su tendencia a corroer o erosionar las distintas partes de la bomba y su presión de vapor a la temperatura de bombeo. El término *presión de vapor* se utiliza para definir la presión existente en la superficie libre de un fluido por causa de la formación de un vapor. La presión de vapor aumenta cuando sube la temperatura del líquido, y resulta esencial que a la entrada de la bomba la presión esté por encima de la presión de vapor del fluido. Usted aprenderá más acerca de la presión de vapor en la sección 13.11.

Después de seleccionar la bomba, se deben especificar los siguientes elementos:

1. Tipo de bomba y su fabricante
2. Tamaño de la bomba
3. Tamaño y tipo (bridada, atornillada, etc.) de la conexión de succión
4. Tamaño y tipo de la conexión de descarga
5. Rapidez rotacional de operación
6. Especificaciones para el impulsor (por ejemplo, para un motor eléctrico —potencia requerida, velocidad, voltaje, fase, frecuencia, tamaño de marco, tipo de bastidor)
7. Tipo de acoplamiento, su fabricante y número de modelo
8. Detalles del montaje
9. Materiales y accesorios especiales necesarios, en su caso
10. Diseño del sello del eje y materiales del sello

Los catálogos de bombas y la documentación de los fabricantes suministran la información necesaria que ayuda a la selección y especificación de bombas y equipos accesorios.

13.3 TIPOS DE BOMBAS

Por lo general, las bombas se clasifican como de desplazamiento positivo o bombas cinéticas. En la tabla 13.1 se listan varios tipos de cada una. Las bombas de desplazamiento positivo entregan un volumen determinado de fluido por cada revolución del eje de la bomba o por cada ciclo de movimiento de los elementos de bombeo activos. Con frecuencia, producen presiones muy altas con caudales moderados. Las bombas cinéticas operan mediante la transferencia de energía cinética desde un elemento giratorio, llamado impulsor, hasta un fluido mientras éste se desplaza hacia y a través de la bomba. Después, una parte de esta energía se convierte en energía de presión tanto estática como dinámica a la salida de la bomba. El tipo de bomba cinética más frecuentemente utilizado es la bomba centrífuga. El tipo de bomba inyectora o de chorro es una versión especial de una bomba cinética centrífuga, la cual se describirá más adelante. En el recurso de internet 1 se presenta una estructura más amplia de clasificación, con muchas de las variaciones que dependen de la orientación de la bomba (horizontal, vertical, en línea), del tipo de unidad de la bomba (monoblock, acoplado separado, de accionamiento magnético) o del diseño mecánico de ciertas características, como los soportes de los cojinetes y los montajes.

13.4 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

De manera ideal, las bombas de desplazamiento positivo entregan una cantidad fija de fluido por cada revolución del rotor de la bomba o eje impulsor. La capacidad de la bomba se ve afectada sólo moderadamente por los cambios de presión debidos a deslizamientos menores, los cuales son causados por los espacios existentes entre la carcasa y el rotor, los pistones, las paletas u otros elementos activos. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo pueden manejar líquidos que tienen un amplio rango de viscosidades y pueden entregar fluidos a altas presiones.

13.4.1 Bombas de engranes

En la figura 7.2 del capítulo 7 se muestra la configuración típica de una *bomba de engranes* que se utiliza para transmitir potencia por medio de fluidos y para el suministro de lubricantes a componentes específicos de maquinaria que sufren fricción durante su funcionamiento. La bomba de engranes está compuesta por dos engranes que se ajustan firmemente en rotación contraria dentro de una armadura. La periferia exterior de los dientes de engranaje encaja estrechamente con la superficie interior de la armadura. El fluido se succiona desde el depósito de suministro localizado en el puerto de succión y es conducido a través de los espacios existentes entre los dientes hasta el puerto de descarga, donde se su-

TABLA 13.1 Clasificación de los tipos de bombas

- Desplazamiento positivo
  - Rotatoria
    - De engranes
    - De paletas
    - De tornillo
    - De cavidad progresiva
    - De lóbulo o leva
    - De tubo flexible (peristáltica)
  - Recíproca
    - De pistón
    - De émbolo
    - De diafragma
- Cinéticas
  - De flujo radial (centrífuga)
  - De flujo axial (propulsora)
  - De flujo mixto
- De chorro o tipo eyector

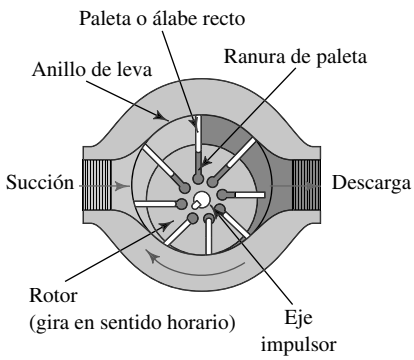


FIGURA 13.2 Bomba de paletas.
(*Fuente:* Machine Design Magazine)

ministra a alta presión al sistema. La presión de entrega depende de la resistencia del sistema. La parte (a) de la figura 7.2 muestra una vista seccional de una bomba de engranes disponible comercialmente. Las bombas de engranes desarrollan presiones del sistema en el rango de 1500 psi a 4000 psi (10.3 MPa a 27.6 MPa). El suministro varía con el tamaño de los engranes y la velocidad de rotación, que puede ser de hasta 4000 rpm. Son posibles suministros volumétricos de 1 a 50 gal/min (4 a 190 L/min) con unidades de diferentes tamaños. Vea los recursos de internet 8 y 9.

Las ventajas de las bombas de engranes incluyen baja pulsación del flujo, una buena capacidad para el manejo de fluidos de alta viscosidad y que pueden funcionar en cualquier dirección. Los factores limitantes incluyen la capacidad de funcionar sólo a presiones moderadas y que no se recomiendan para el manejo de fluidos que contengan sólidos.

13.4.2 Bombas de pistón para transmitir potencia por medio de fluidos

En la figura 7.3 se muestra una *bomba de pistón axial*, la cual utiliza una placa oscilante de rotación que actúa como leva para reciprocar los pistones. Los pistones atraen el líquido de manera alternada hacia sus cilindros a través de las válvulas de succión y después lo envían hacia las válvulas de descarga contra la presión del sistema. El suministro puede variar desde cero hasta un máximo al cambiar el ángulo de la placa oscilante y, por lo tanto, mediante el cambio de la carrera de los pistones. La variación en la rapidez rotacional de la bomba también se puede utilizar para cambiar la rapidez de flujo volumétrico. La capacidad de presión llega hasta 5000 psi (34.5 MPa). Vea los recursos de internet 8 y 9.

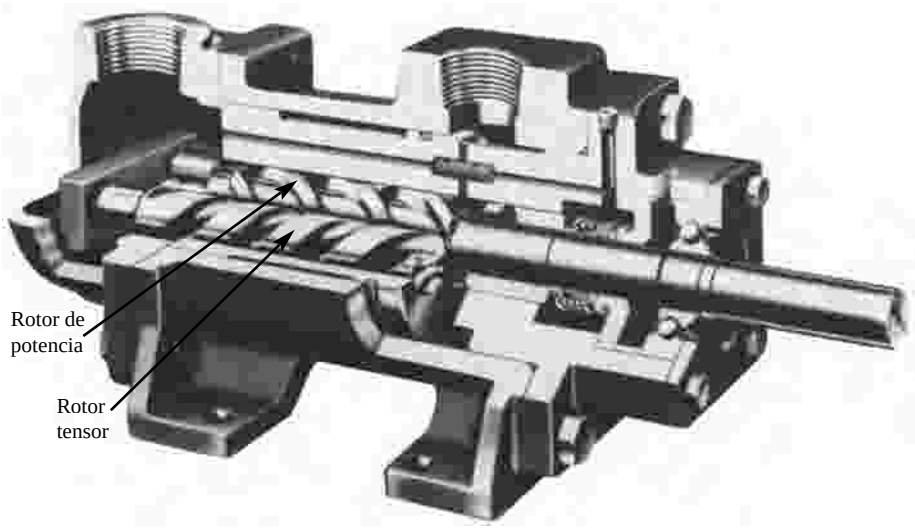
La capacidad de producir presiones muy altas es una ventaja importante, aunque normalmente sólo se dispone de un caudal moderado. Las desventajas de las bombas de pistón pueden ser las pulsaciones de presión del flujo de salida, ya que por lo general sólo son capaces de manejar fluidos con baja viscosidad, y el desgaste potencialmente alto de las piezas móviles.

13.4.3 Bombas de paletas

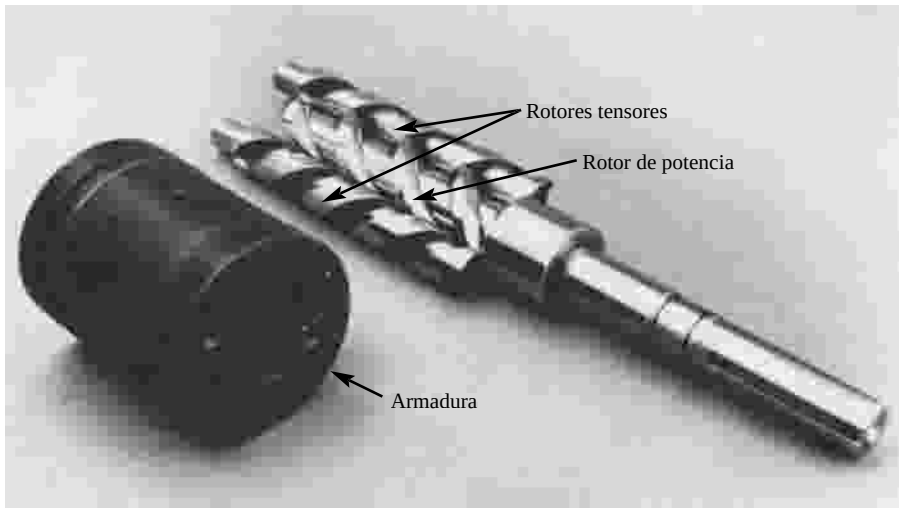
La *bomba de paletas* (figura 13.3), también utilizada para la transmisión de potencia por medio de fluidos, consiste en un rotor excéntrico que contiene un conjunto de paletas deslizantes montadas dentro de una armadura. En la armadura, un anillo de leva controla la posición radial de las paletas. El fluido entra en el puerto de succión ubicado a la izquierda, queda retenido entonces en un espacio existente entre dos paletas sucesivas y, así, es conducido al puerto de descarga el cual es el lugar o área de máxima presión en la bomba donde se entrega el fluido al sistema incrementando la presión total del mismo. Enseguida, las paletas se retraen dentro de sus ranuras en el rotor mientras regresan a la entrada, o lado de succión, de la bomba. Las bombas de paletas con desplazamiento variable pueden entregar un caudal de cero a un máximo al variar la posición del rotor con respecto al anillo de leva y la armadura. El ajuste de la entrega variable puede accionarse en forma eléctrica, manual, hidráulica o neumática para adaptar el rendimiento de la unidad de potencia hidráulica a las necesidades del sistema que está siendo impulsado. La rapidez rotacional también se puede variar para afectar directamente el caudal suministrado. Las capacidades de presión típicas van de 2000 a 4000 psi (13.8 a 27.6 MPa). Vea los recursos de internet 8 y 9.

13.4.4 Bombas de tornillo

Una desventaja de las bombas de engranes, pistones y paletas es que entregan un flujo pulsante a la salida porque cada elemento funcional mueve una porción volumétrica bien definida, es decir, el volumen de fluido captado y retenido por cada elemento es descargado al sistema en forma secuencial y sucesiva, desde



(a) Vista seccional del ensamble de la bomba



(b) Rotor de potencia, rotores tensores y armadura

FIGURA 13.3 Bomba de tornillo. (*Fuente:* Tecnología de tres tornillos de Imo Pump, cortesía de Colfax Fluid Handling)

la succión hasta la descarga. Las *bombas de tornillo* no tienen el problema de flujo pulsante. La figura 13.3 muestra una bomba de tornillo en la que el rotor de alimentación central tipo roscado se ajusta de manera estrecha a los dos rotores tensores, creando un recinto en el interior de la armadura que se mueve axialmente desde la succión hasta la descarga, proporcionando así un flujo continuo y uniforme. A este estilo se le denomina bomba *de tornillo múltiple sin tiempo*. Una bomba *de tornillo múltiple con tiempo* emplea engranajes de sincronización precisa para mantener una ubicación exacta que resulta en un contacto nulo con la armadura. De manera nominal, las bombas de tornillo funcionan hasta 3000 psi (20.7 MPa), se pueden operar a gran velocidad y funcionan más silenciosamente que la mayoría de los otros tipos de bombas hidráulicas. Vea el recurso de internet 11.

Otras ventajas de las bombas de tornillo son: alta capacidad de presión, operación silenciosa, aptitud para manejar un amplio rango de viscosidades y la disponibilidad de muchos materiales diferentes para asegurar la compatibilidad con los fluidos. Por lo general, no se utilizan para fluidos que contienen abrasivos o sólidos.

13.4.5 Bombas de cavidad progresiva

La *bomba de cavidad progresiva*, que se muestra en la figura 13.4, también produce un flujo suave, no pulsante y se utiliza sobre todo para la entrega de fluidos de proceso y no en aplicaciones hidráulicas. A medida que el largo rotor central gira dentro del estator, se forman cavidades que avanzan hacia el extremo de descarga de la bomba, la cual conduce el material que se está manejando. Por lo general, el rotor está hecho de acero recubierto con pesadas capas de cromo duro para aumentar la resistencia a la abrasión. En la mayoría de las aplicaciones, los estatores están hechos de caucho natural o de cualquiera de los diferentes tipos y formulaciones de caucho sintético. Existe cierto ajuste por compresión entre el rotor metálico y el estator de caucho para reducir el deslizamiento y mejorar la eficiencia. El caudal que puede suministrar una bomba dada depende de las dimensiones de la combinación rotor/estator y es proporcional a la velocidad de rotación. Las capacidades de flujo volumétrico llegan hasta 1860 gal/min (7040 L/min) y la capacidad de presión llega a ser de 900 psi (6.2 MPa).

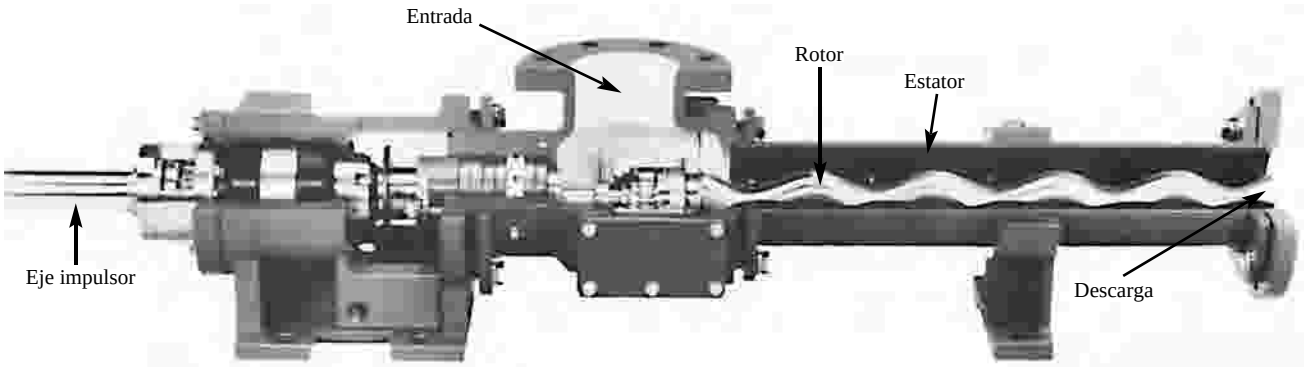


FIGURA 13.4 Bomba de cavidad progresiva. (*Fuente:* Robbins & Myers, Inc.)

Este tipo de bomba puede manejar una amplia variedad de fluidos, incluyendo agua limpia, lodos con contenido de sólidos pesados, líquidos altamente viscosos como adhesivos y lechada de cemento, fluidos abrasivos como suspensiones de carburo de silicio o piedra caliza molida, productos farmacéuticos como champú y crema para la piel, productos químicos corrosivos como soluciones para limpieza y fertilizantes y alimentos como puré de manzana o incluso masa para pan. Por lo general, las bombas de cavidad progresiva operan con velocidades rotacionales relativamente bajas y pueden requerir de un par o momento rotacional de gran magnitud en el arranque. Vea los recursos de internet 13 y 14.

13.4.6 Bombas de lóbulo

La *bomba de lóbulo* (figura 13.5), en ocasiones llamada bomba de leva, opera de una manera similar a la bomba de engranes. Los dos rotores que giran en sentidos contrarios pueden tener dos, tres o más lóbulos que engranan entre sí y se ajustan estrechamente con la armadura. El fluido se conduce alrededor de la cavidad formada entre lóbulos sucesivos. Las ventajas incluyen muy bajas pulsaciones de flujo, capacidad de manejar gran contenido de sólidos y lodos y que es autocebante. Una desventaja es el desgaste potencial de los engranes temporizadores necesarios para sincronizar los rotores.

13.4.7 Bombas de pistón para transferencia de fluidos

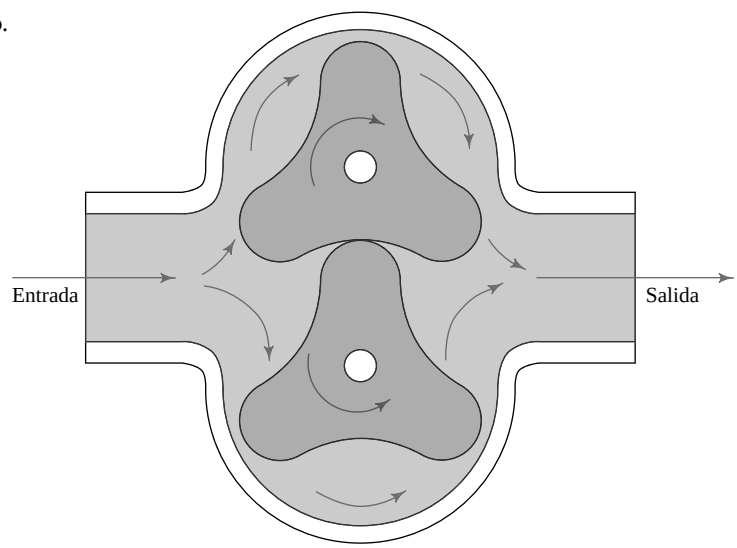
Las *bombas de pistón utilizadas para la transferencia de fluidos* se clasifican en los tipos simplex de actuación sencilla o dúplex de actuación doble, como se muestra en la figura 13.6. En principio, son similares a las bombas de pistón para transmitir potencia por medio de fluidos, pero suelen tener una capacidad de flujo mayor y operar a presiones más bajas. Además, se accionan normalmente a través de una unidad tipo manivela en lugar de la placa oscilante descrita anteriormente.

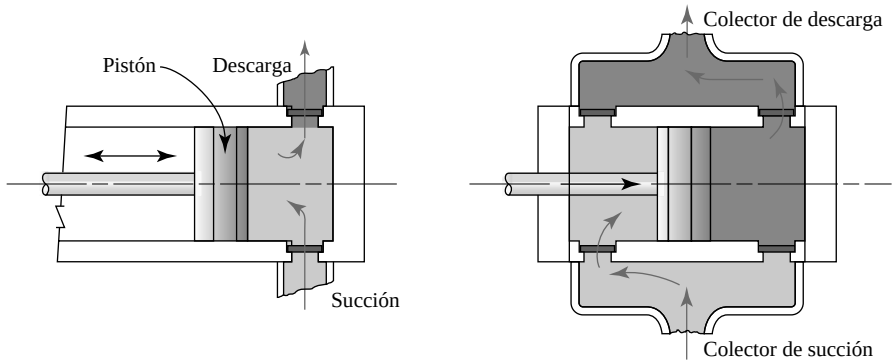
13.4.8 Bombas de diafragma

En la *bomba de diafragma* mostrada en la figura 13.7, una barra de movimiento alternativo mueve un diafragma flexible dentro de una cavidad para descargar fluido de manera alternada a medida que la barra se desplaza hacia la izquierda y extraer fluido mientras se desplaza hacia la derecha. Una ventaja de este tipo de bomba es que sólo el diafragma tiene contacto con el fluido, eliminando la posibilidad de contaminación a partir de los elementos de accionamiento. Las válvulas de succión y descarga se abren y cierran alternativamente. Vea el recurso de internet 15.

Las bombas de diafragma grande se utilizan en construcción, minería, petróleo y gas, procesamiento de alimentos, pro-

FIGURA 13.5 Bomba de lóbulo.





(a) Simplex de actuación sencilla (b) Dúplex de actuación doble

FIGURA 13.6 Bomba de pistón para la transferencia de fluidos.

cesamiento de productos químicos, procesamiento de aguas residuales y otras aplicaciones industriales. La mayoría son de actuación doble con dos diafragmas en los extremos opuestos de la bomba. Los puertos de succión y descarga paralelos y las válvulas de retención proporcionan un suministro relativamente suave durante la manipulación de fluidos con contenido de sólidos pesados. El diafragma puede estar hecho de muchos materiales similares al caucho, tales como Buna-N, neopreno, nylon, PTFE, polipropileno y muchos polímeros elastómeros especiales. La selección debe estar basada en la compatibilidad con el fluido bombeado. Muchas de estas bombas se accionan mediante aire comprimido controlado por una válvula de control direccional.

También existen bombas de diafragma pequeño que ofrecen caudales de fluido muy bajos para aplicaciones como la dosificación de productos químicos en un proceso, la fabricación microelectrónica y el tratamiento médico. La mayoría utiliza electromagnetismo para producir el movimiento alternativo de una varilla que acciona el diafragma.

13.4.9 Bombas peristálticas

Las *bombas peristálticas* (figura 13.8) son únicas en el sentido de que el fluido se capta completamente dentro de un tubo flexible durante el ciclo de bombeo. El tubo se enruta entre un conjunto de rodillos giratorios y una armadura fija. Los rodillos aprietan el tubo, atrapando un volumen dado entre los rodillos adyacentes. El diseño elimina efectivamente la posibilidad de contaminación del producto, lo que es atractivo para la industria química, médica, el procesamiento de alimentos, la impresión, el tratamiento de agua, así como para otras aplicaciones industriales y científicas. El material del tubo se selecciona de modo que resulte compatible con el fluido que va a ser bombeado, ya sea alcalino, ácido o disolvente. Los materiales típicos son neopreno, PVC, PTFE, silicona, sulfuro de fenileno (PPS) y varias formulaciones patentadas de elastómeros termoplásticos. Vea el recurso de internet 16.

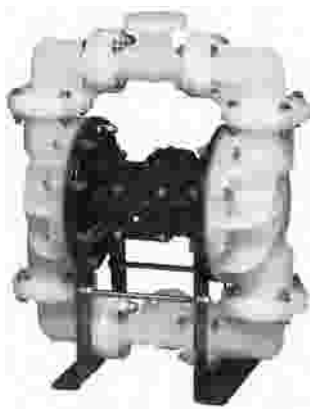
13.4.10 Datos de rendimiento para bombas de desplazamiento positivo

En esta sección se analizarán las características generales de las bombas de acción directa recíprocas y rotatorias.

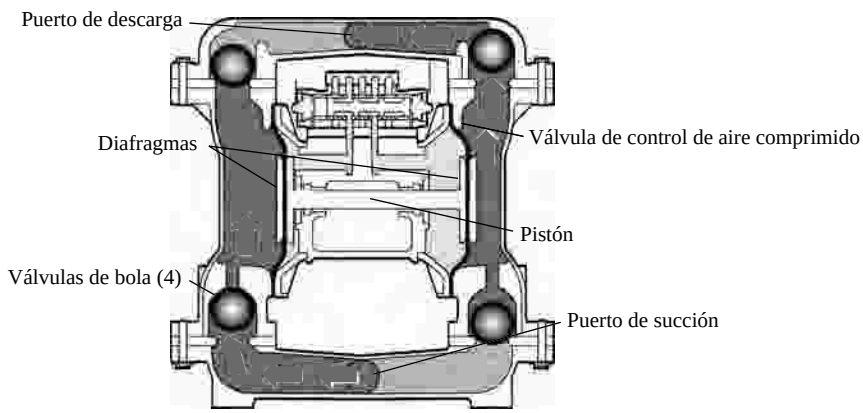
Las características operativas de las bombas de desplazamiento positivo las hacen útiles para el manejo de fluidos como agua, aceites hidráulicos en sistemas de transmisión de potencia por medio de fluidos, productos químicos, pintura, gasolina, grasas, adhesivos y algunos productos alimenticios. Dado que el suministro es proporcional a la velocidad de rotación del rotor, estas bombas pueden utilizarse para la dosificación. En general, se utilizan para aplicaciones a alta presión que requieren una entrega relativamente constante. Algunas desventajas de los diseños incluyen la salida pulsante, susceptibilidad al daño por sólidos y abrasivos y la necesidad de incluir una válvula de alivio.

13.4.11 Desempeño de la bomba recíproca

En su más simple forma, la bomba recíproca (figura 13.6) emplea un pistón que extrae fluido hacia un cilindro a través de una válvula de admisión cuando el pistón se aleja de la válvula. Después,



(a) Bomba de diafragma con armadura no metálica.

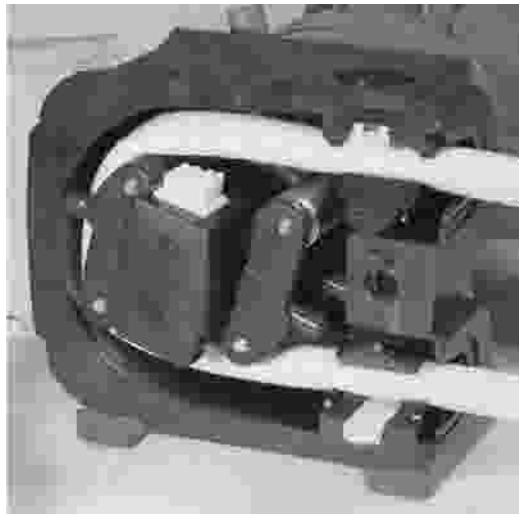


(b) Diagrama del flujo en una bomba de diafragma de doble pistón.

FIGURA 13.7 Bomba de diafragma. (*Fuente:* Warren Rupp, Inc.)



(a) Bomba peristáltica con sistema de accionamiento de velocidad variable.



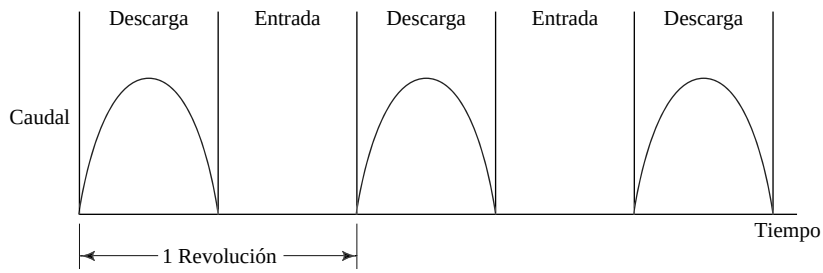
(b) Bomba peristáltica con caja abierta para mostrar la tubería y los rodillos de accionamiento rotatorios.

FIGURA 13.8 Bomba peristáltica. (*Fuente:* Watson-Marlow Pumps Group)

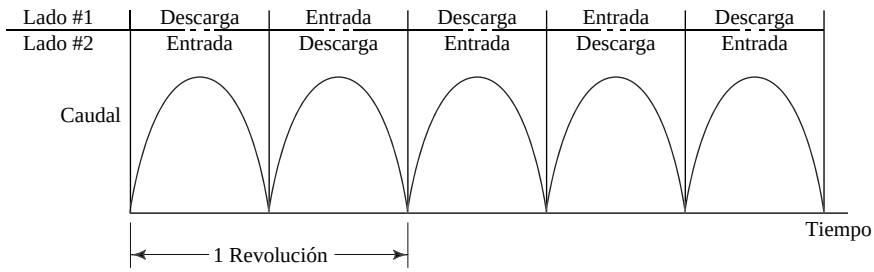
cuando el pistón se mueve hacia adelante, la válvula de admisión se cierra y el fluido es empujado a través de la válvula de descarga. Este tipo de bomba se llama *simplex* y su curva de descarga en función del tiempo se parece a la mostrada en la figura 13.9(a). La entrega intermitente que resulta suele ser indeseable. Si el pistón es de *doble efecto* o *dúplex*, uno de sus lados suministra fluido mientras el otro lo admite, lo cual resulta en la curva de rendimiento mostrada en la figura 13.9(b). El suministro se puede moderar aún más si se tienen tres o más pistones. Las bombas de pistón para sistemas hidráulicos suelen tener cinco o seis pistones.

13.4.12 Desempeño de la bomba rotatoria

La figura 13.10 muestra un conjunto típico de curvas de rendimiento para bombas rotatorias, como bombas de engranes, de paletas, de tornillo y de lóbulo. Se trata de una gráfica de la capacidad, eficiencia y potencia con respecto a la presión de descarga. A medida que aumenta la presión, se produce una ligera disminución de la capacidad debido a fugas internas que ocurren desde el lado de alta presión hasta el lado de baja presión. Esto suele ser insignificante. La potencia requerida para accionar la



(a) Bomba de actuación sencilla —simplex



(b) Bomba de actuación doble —dúplex

FIGURA 13.9 Suministro de bombas simplex y dúplex.

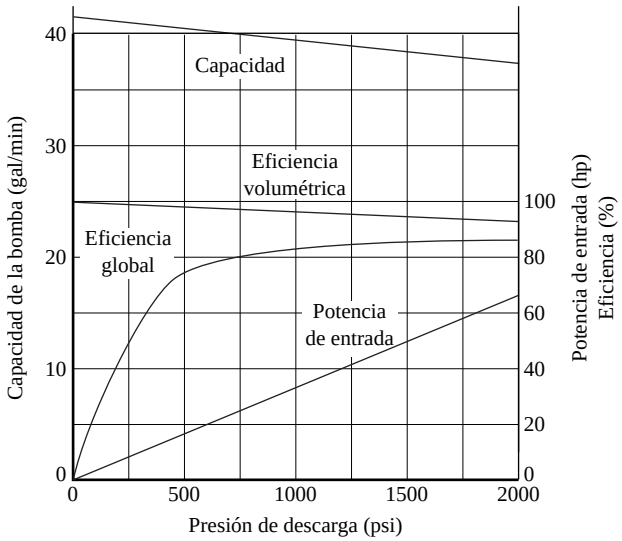


FIGURA 13.10 Curvas de desempeño de una bomba rotatoria de desplazamiento positivo.

bomba varía casi linealmente con la presión. Asimismo, debido a los diseños de desplazamiento positivo utilizados para las bombas rotatorias, la capacidad varía casi linealmente con la velocidad de rotación siempre y cuando las condiciones de succión permitan el flujo libre en la bomba.

Por lo general, la eficiencia de las bombas de desplazamiento positivo se reporta en dos formas, como indica la figura 13.10. La *eficiencia volumétrica* es una medida de la relación de la rapidez del flujo volumétrico suministrado por la bomba sobre el suministro teórico, el cual se basa en el desplazamiento por revolución de la bomba multiplicado por la rapidez de rotación. Normalmente, esta eficiencia se encuentra en un intervalo de entre 90 y 100 por ciento, y disminuye con el aumento de la presión en proporción a la disminución de la capacidad. La *eficiencia global* es una medida de la relación de la potencia suministrada al fluido sobre la entrada de alimentación a la bomba. En la eficiencia global se incluye la eficiencia volumétrica, la fricción mecánica de las piezas móviles y las pérdidas de energía en el fluido mientras éste pasa a través de la bomba. Cuando se operan bajo las condiciones de diseño, las bombas rotatorias de desplazamiento positivo exhiben una eficiencia global que va desde 80 hasta 90 por ciento.

13.5 BOMBAS CINÉTICAS

Las *bombas cinéticas* añaden energía al fluido acelerándolo mediante la acción de un *impulsor* giratorio. La figura 13.11 muestra la configuración básica de una bomba centrífuga de flujo radial, el tipo más común de bomba cinética. La parte (a) muestra la unidad completa que consta de la bomba en la parte delantera, el motor de accionamiento en la parte posterior y la conexión entre el eje de la bomba y el eje del motor en la parte central bajo una armadura de protección —todo se encuentra montado sobre una placa rígida que puede fijarse al suelo o en otra parte de la máquina donde se va a utilizar—. La parte (b) muestra una vista seccional de la bomba con la entrada de succión a la derecha y el puerto de descarga en la parte superior. El fluido se introduce en el centro del impulsor y luego se envía hacia fuera mediante las paletas. Al dejar el impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde se ralentiza gradualmente, y con esto una parte de la energía cinética se convierte en la presión del fluido. El eje de la bomba, los cojinetes, el sello y la armadura son fundamentales para el funcionamiento eficiente y confiable de la bomba, así como para darle una larga vida. La parte (c) muestra un impulsor abierto del tipo radial montado en la armadura de la bomba, la cual está orientada de modo que el puerto de descarga se encuentre a la izquierda. Consulte el recurso de internet 7 para ver información y fotografías de una amplia variedad de tipos de bombas centrífugas.

La figura 13.12 muestra el diseño básico de los impulsores radiales, axiales y de flujo mixto. El tipo de bomba de propulsor (flujo axial) depende de la acción hidrodinámica de las paletas del propulsor para levantar y acelerar el fluido axialmente, a lo largo de una trayectoria paralela al eje del propulsor. La bomba de flujo mixto incorpora algunas acciones de los tipos centrífugo radial y de propulsor. Vea en la sección 13.15 una comparación entre los modos de operación de los tres tipos de impulsor.

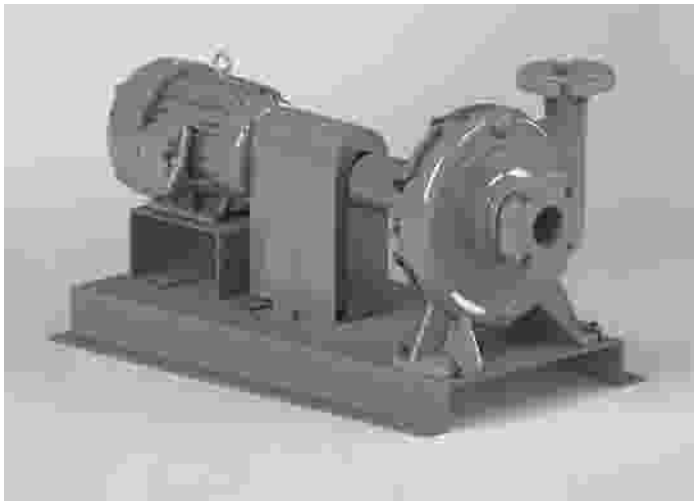
13.5.1 Bombas de chorro

Las *bombas de chorro*, que se utilizan con frecuencia para implementar los sistemas de agua domésticos, se componen de una bomba centrífuga junto con un conjunto de inyección o expulsión. La figura 13.13 muestra una configuración típica de una bomba de chorro para pozo profundo, donde la bomba principal y el motor están situados por encima del suelo en la parte superior del pozo y el conjunto de inyección se encuentra abajo, cerca del nivel del agua. La bomba suministra agua bajo presión hacia la parte baja del pozo a través de la tubería de presión hasta una boquilla. El chorro que sale de la boquilla crea un vacío detrás de él, esto hace que el agua del pozo se extraiga junto con el chorro. La corriente combinada pasa a través de un difusor, donde se ralentiza el flujo, con lo que parte de la energía cinética del agua, la cual posee presión dinámica, se convierte en presión estática al disminuir su rapidez al final del difusor. Dado que el difusor está dentro de la tubería de succión, el agua se conduce hacia la entrada de la bomba, donde el impulsor actúa sobre ella. Parte de la salida se descarga hacia el sistema que está recibiendo el suministro y el resto se recircula hacia el chorro para continuar la operación.

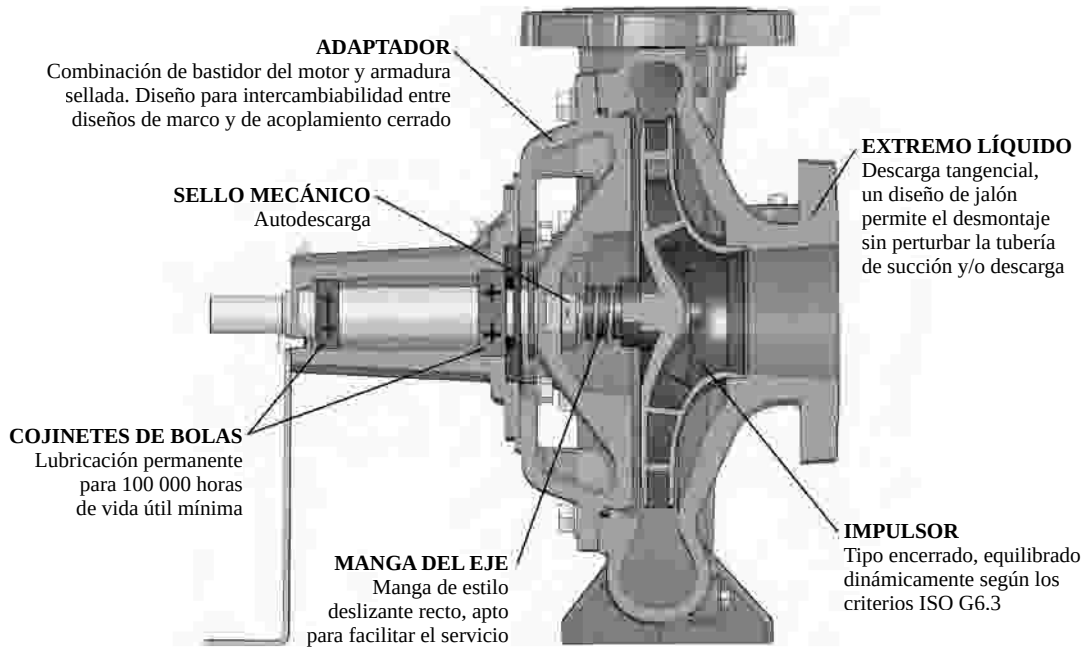
Si el pozo es poco profundo, con menos de 6.0 m (20 ft) desde la bomba hasta el nivel del agua, el conjunto de inyección puede ser integrado al cuerpo de la bomba. En ese caso, el agua se eleva a través de un solo tubo de succión, como ilustra la figura 13.14.

13.5.2 Bombas sumergibles

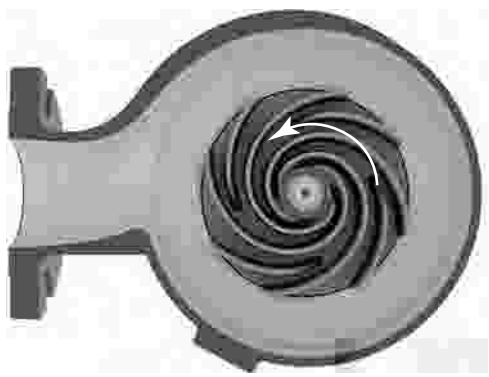
Las *bombas sumergibles* están diseñadas de manera que todo el conjunto de la bomba centrífuga, el motor de accionamiento y el aparato de succión y descarga puedan sumergirse en el fluido a bombear. La figura 13.15 muestra un diseño que tiene un motor de eje vertical, sellado y montado integralmente en la parte superior, con una conexión eléctrica a prueba de agua. Estas bombas son útiles para eliminar el agua no deseada en obras de construcción, minas, pozos de registro de servicios públicos, tanques industriales, instalaciones para el tratamiento de aguas residuales y depósitos de carga a bordo de barcos. Por lo general, la bomba se sostiene sobre una estructura que permite un libre flujo del fluido en la bomba. La succión de la bomba tiene lugar en la parte inferior, donde el agua fluye hacia el ojo del impulsor resistente a la abrasión y diseñado especialmente para manejar grandes sólidos mezclados con agua. La descarga fluye hacia fuera por el puerto de descarga situado a la izquierda.



(a) Bomba centrífuga con motor de accionamiento sobre una base de montaje.



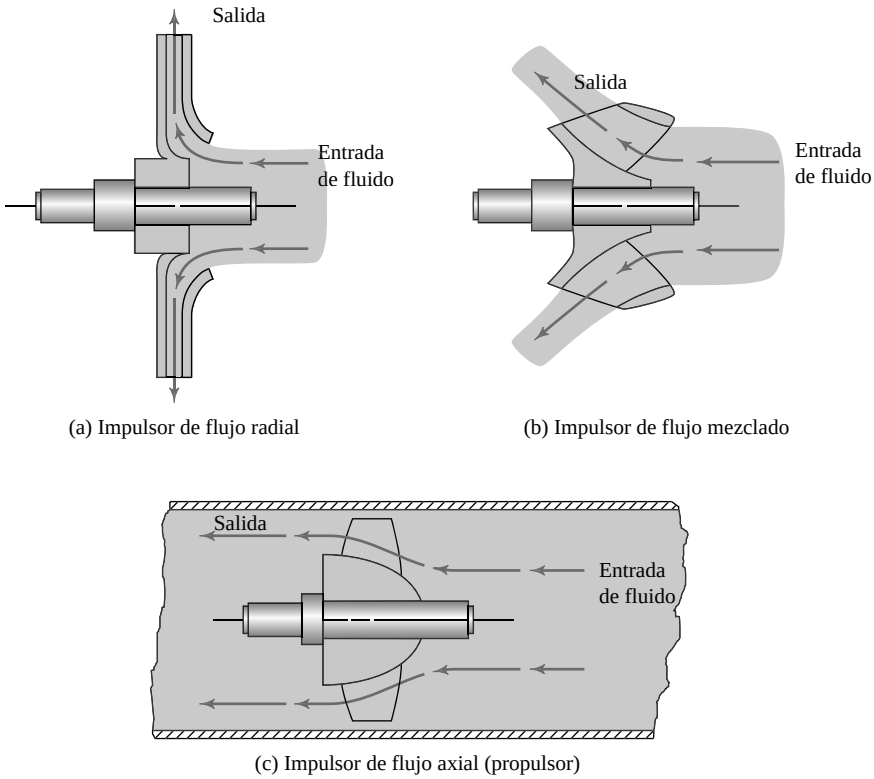
(b) Vista seccional de una bomba centrífuga con impulsor tipo encerrado.



(c) Impulsor radial, de tipo abierto, ubicado en la parte posterior de la carcasa de la bomba. El fluido entra en el centro del impulsor (llamado ojo), es arrojado radialmente hacia fuera mediante las paletas, se desplaza alrededor de la voluta y sale por el puerto de descarga de la izquierda. La rotación es en sentido antihorario. La parte frontal de la armadura contiene el puerto de succión y completa la voluta.

FIGURA 13.11 Bomba centrífuga y sus componentes. (*Fuente:* Crane Pumps and Systems, Inc.)

FIGURA 13.12 Tres estilos de impulsor para bombas cinéticas.



(a) Impulsor de flujo radial

(b) Impulsor de flujo mezclado

(c) Impulsor de flujo axial (propulsor)

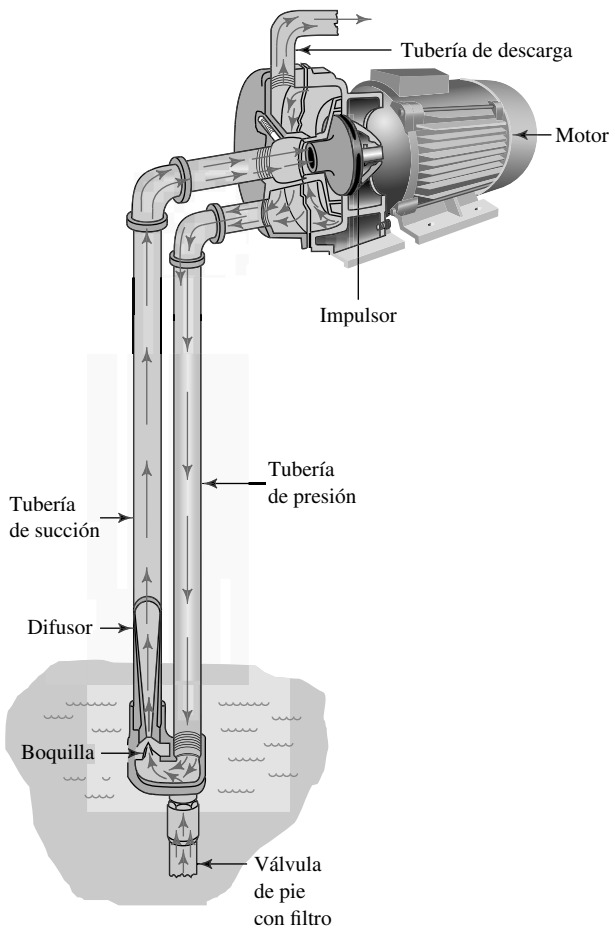


FIGURA 13.13 Bomba de chorro para pozos profundos.

13.5.3 Bombas centrífugas pequeñas

Aunque la mayoría de los tipos de bombas centrífugas analizados hasta ahora son bastante grandes y han sido diseñados para aplicaciones comerciales e industriales, existen unidades pequeñas que se usan en electrodomésticos pequeños como lavadoras y lavavajillas, fuentes, sistemas de enfriamiento de máquinas y otros productos de menor escala. La figura 13.16 muestra uno de estos diseños. Consulte el recurso de internet 7 para ver más ejemplos de este tipo de bombas.

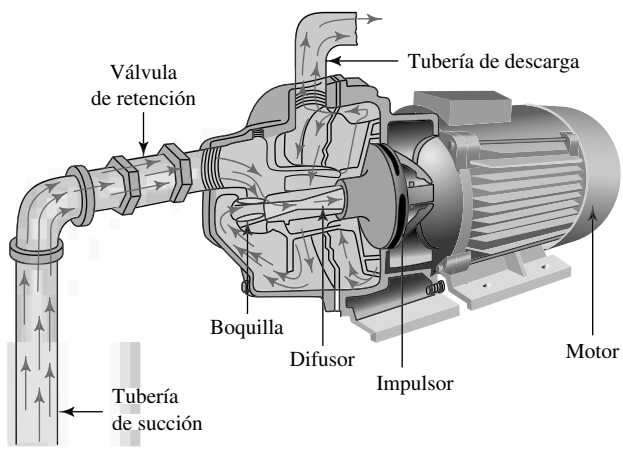


FIGURA 13.14 Bomba de chorro para pozos someros.

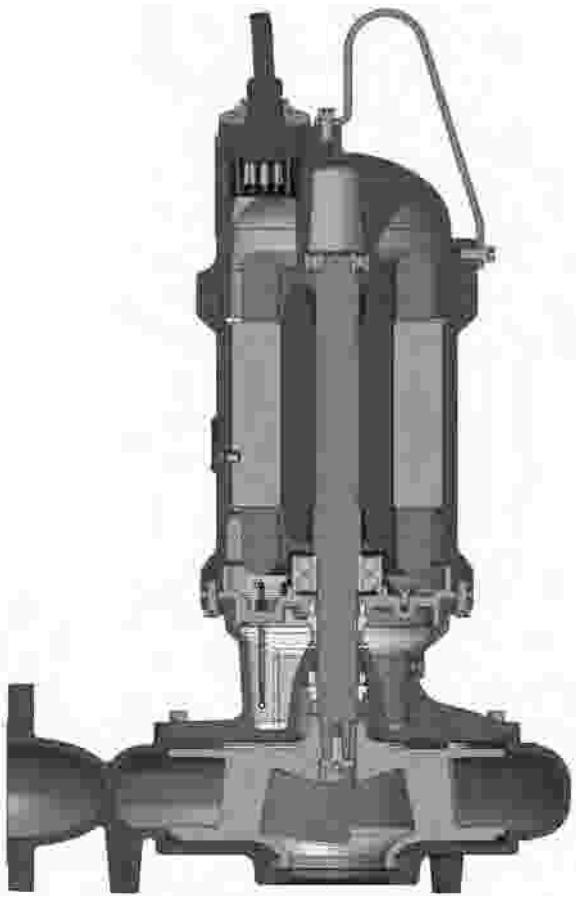


FIGURA 13.15 Bomba sumergible para el manejo de sólidos. El fluido entra por el ojo de la parte inferior y sale por la izquierda a través del puerto de descarga.
(*Fuente:* Crane Pumps and Systems)

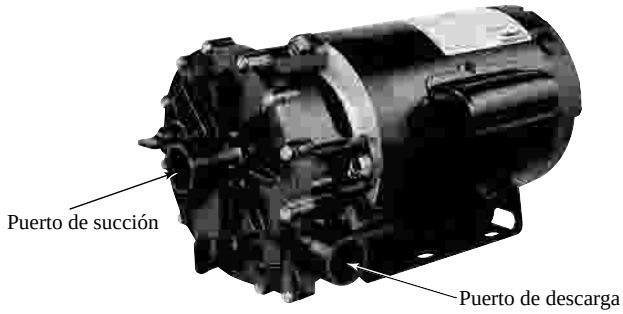
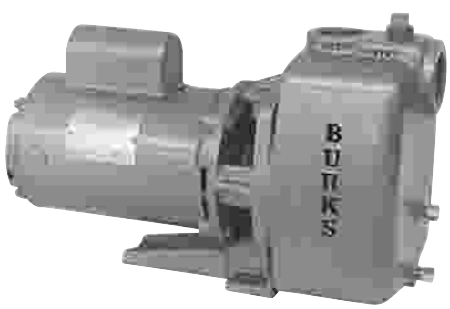


FIGURA 13.16 Bomba centrífuga pequeña con motor integral para su uso en electrodomésticos y aplicaciones similares.
(*Fuente:* Crane Pumps and Systems, Piqua, OH)

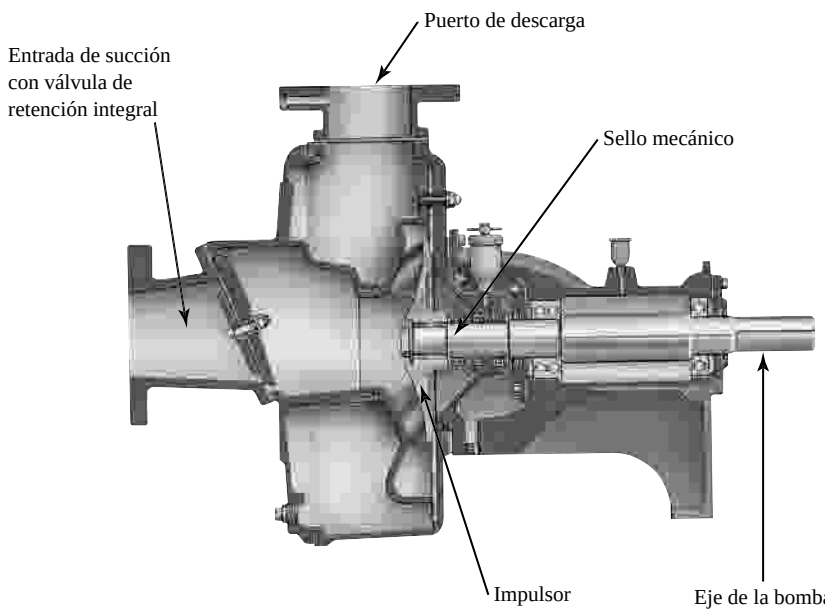
13.5.4 Bombas autocebantes

Cuando se activa una bomba, resulta esencial que existan las condiciones adecuadas en el puerto de succión para asegurar que el fluido fluirá hacia el impulsor y se establecerá un flujo constante de líquido. El término *cebado* describe este proceso. El método recomendado para cebar una bomba es colocar la fuente del fluido por encima de la línea central del impulsor, basándose en el efecto de la gravedad para inundar el puerto de succión. Sin embargo, a menudo es necesario extraer el fluido desde una fuente colocada por debajo de la bomba, lo cual requiere que la bomba cree un vacío parcial para elevar el fluido mientras simultáneamente expulsa todo el aire acumulado en la tubería de succión. Vea el recurso de internet 7.

La figura 13.17 muestra uno de varios estilos de bombas autocebantes. La cámara de entrada ampliada retiene algo del líquido dentro de la armadura durante los periodos de apagado



(a) Bomba con motor.



(b) Vista seccional que muestra los componentes internos de una bomba autocebante.

FIGURA 13.17 Bomba autocebante. (*Fuente:* Crane Pumps and Systems)

mediante la acción de la válvula de retención ubicada en el puerto de succión. Cuando la bomba se activa, el impulsor empieza jalando aire y agua desde el tubo de succión hacia la armadura y después abre la válvula de retención. Parte del agua bombeada recircula para mantener la acción de bombeo. De manera simultánea, el aire fluye hacia fuera del puerto de descarga y el proceso continúa hasta que se establece un flujo de líquido completo. Tales bombas pueden elevar el fluido hasta 25 ft, aunque son comunes las elevaciones más bajas.

13.5.5 Bombas de columna

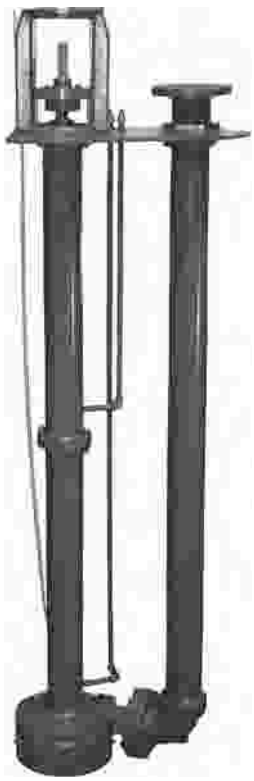
Cuando se extrae fluido de un tanque, sumidero u otra fuente con profundidad moderada, la bomba de columna como la mostrada en la figura 13.8 es un diseño útil a considerar. La parte (b) de la figura muestra la disposición interna del equipo de bombeo que consiste en el puerto de succión, el impulsor, la armadura y el puerto de descarga que se encuentra en la parte inferior del tanque, el fluido se suministra a través de la línea de descarga vertical ubicada al lado derecho del ensamble. Si es necesario, se puede instalar una estructura de soporte o patas cortas para permitir el flujo libre del fluido hacia el puerto de succión. La columna larga de la izquierda alberga el árbol de accionamiento que se prolonga desde la parte superior de la armadura de la bomba hasta lo más alto donde un motor vertical está montado y conectado al eje de accionamiento de la bomba. Vea el recurso de internet 7.

13.5.6 Bombas centrífugas de molino

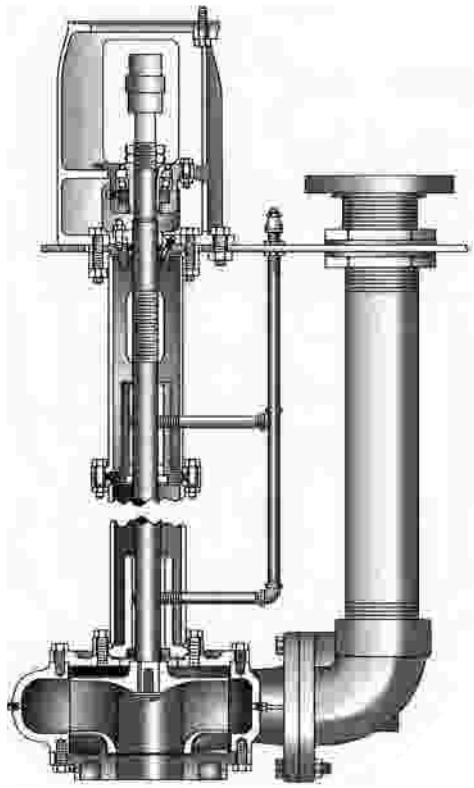
Cuando es necesario bombear líquidos que contienen una variedad de sólidos, una buena solución es una bomba sumergible con un molino incorporado. La figura 13.19 muestra un diseño que se encuentra en la parte inferior de un tanque o sumidero y maneja aguas residuales, efluentes de lavadoras o lavavajillas u otras aguas de desperdicio. El inciso (b) de la figura es una vista seccional parcial que muestra en la parte inferior al molino unido al eje impulsor a la entrada de la bomba de un modo que pueda reducir el tamaño de los sólidos antes de que fluyan hacia el impulsor y se conduzcan hasta la tubería de descarga para su disposición final. El inciso (c) muestra las cuchillas del molino. Con frecuencia, estas bombas vienen equipadas con interruptores de flotador que actúan automáticamente para controlar el nivel de líquido en el sumidero. Vea el recurso de internet 7.

13.6 DATOS DE DESEMPEÑO PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

Debido a que las bombas centrífugas no son del tipo de desplazamiento positivo, existe una fuerte dependencia entre su capacidad y la presión que debe desarrollar la bomba. Esto hace que la evaluación de su desempeño sea algo más compleja. La curva típica de calificación grafica la carga h_a total de la bomba contra la capacidad o el caudal Q, como se muestra en la figura 13.20.

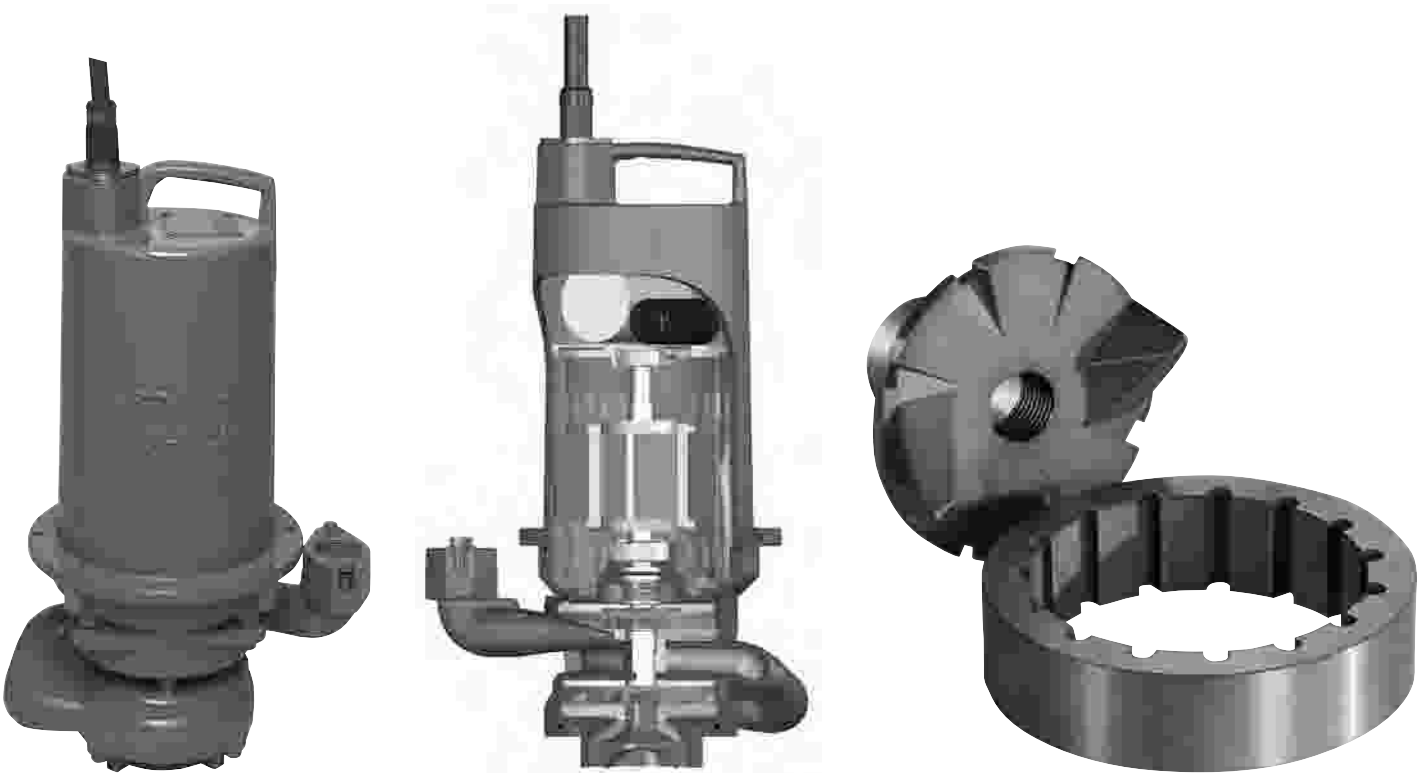


(a) Bomba de columna diseñada para instalarse en un tanque o una fosa. El motor de impulso vertical se monta sobre la estructura en la parte superior y se conecta al eje de la bomba. (*Fuente:* Crane Pumps & Systems, Piqua, OH)



(b) Bomba de columna —vista seccional—. El fluido entra en el ojo del impulsor ubicado en la parte inferior, sale hacia la derecha de la armadura y fluye hacia arriba por la tubería de descarga.

FIGURA 13.18 Bomba de columna. (*Fuente:* Crane Pumps and Systems)



(a) Vista exterior de la bomba.

(b) Vista seccional. El fluido cargado de sólidos entra en la parte inferior y pasa entre las cuchillas del molino antes de entrar en el impulsor y fluir a través del puerto de descarga.

(c) Cuchillas de molino para una bomba centrífuga de molino.

FIGURA 13.19 Bomba centrífuga de molino. (*Fuente:* Crane Pumps & Systems)

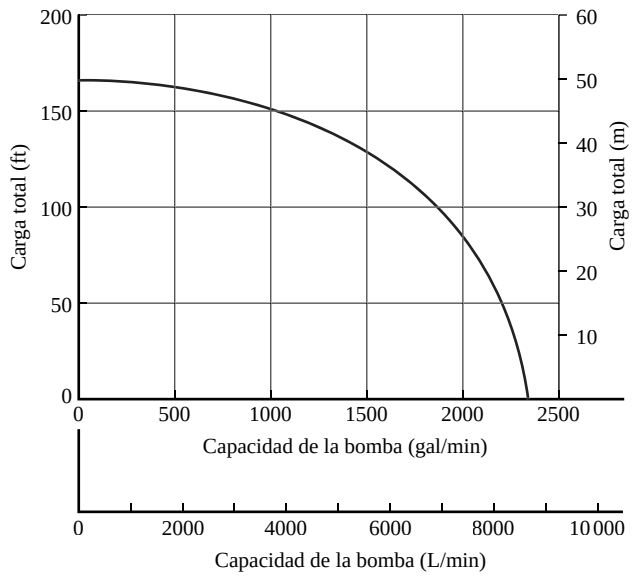


FIGURA 13.20 Curva de desempeño para una bomba centrífuga —carga total contra capacidad.

La carga total h_a se calcula a partir de la ecuación general de la energía, como se describe en el capítulo 7. Esta carga representa la cantidad de energía añadida a una unidad de peso del fluido a medida que pasa a través de la bomba. Vea también la ecuación (13-1).

Tal como se muestra en la figura 13.11, existen grandes espacios entre la rotación del impulsor y la armadura de la bomba. Esto explica la disminución de la capacidad a medida que aumenta la carga total. De hecho, a la carga de corte, el flujo se detiene por completo cuando toda la energía de entrada de la bomba se utiliza para mantener la carga. Por supuesto, la carga de funcionamiento típica está muy por debajo de la carga de corte, de manera que es posible lograr una alta capacidad.

La eficiencia y la potencia requeridas también son importantes para el buen funcionamiento de una bomba. La figura 13.21 muestra una calificación de desempeño más completa para una bomba, una superposición de las curvas de carga, eficiencia y potencia contra la capacidad. El funcionamiento normal debe estar en las cercanías del pico de la curva de eficiencia con eficiencias máximas en el rango de 60 a 80 por ciento, lo cual es típico de las bombas centrífugas.

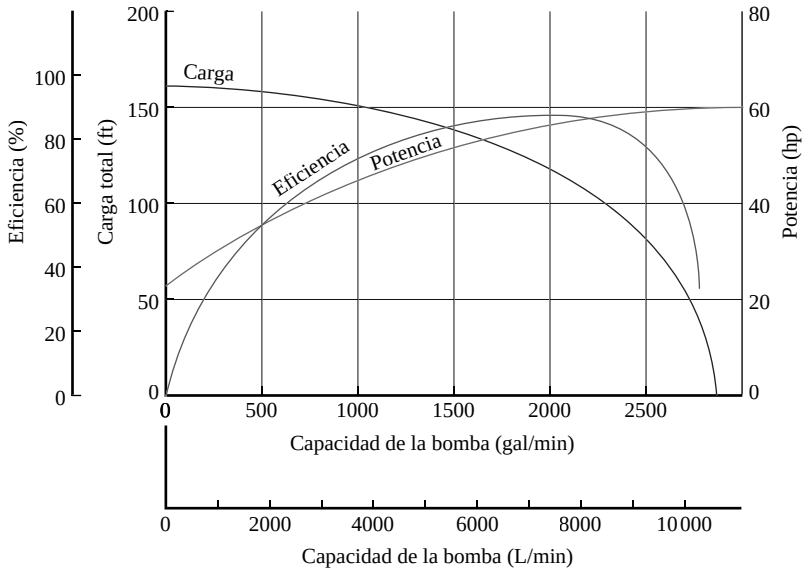


FIGURA 13.21 Curvas de desempeño características de las bombas centrífugas.

13.7 LEYES DE AFINIDAD PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

La mayoría de las bombas centrífugas pueden operarse a diferentes velocidades para obtener diversas capacidades. Además, un tamaño dado para la armadura de la bomba puede integrar impulsores de distintos diámetros. Es importante entender la manera en que varían la capacidad, la carga y la potencia cuando se modifica la rapidez rotacional o el diámetro del impulsor. Estas relaciones, denominadas *leyes de afinidad*, se listan aquí. El símbolo N se refiere al módulo de la velocidad angular o rapidez rotacional del impulsor, normalmente en revoluciones por minuto (r/min o rpm).

Cuando *varía la velocidad angular*:

a. La capacidad varía directamente con la velocidad angular:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \qquad \textbf{(13-5)}$$

b. La capacidad de carga total varía con el cuadrado del módulo de la velocidad angular:

$$\frac{h_{a_1}}{h_{a_2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \qquad \textbf{(13-6)}$$

c. La potencia requerida por la bomba varía con el cubo de la magnitud de la velocidad angular:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \qquad \textbf{(13-7)}$$

Cuando *varía el diámetro del impulsor*:

a. La capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \qquad \textbf{(13-8)}$$

b. La carga total varía con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{h_{a_1}}{h_{a_2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \qquad \textbf{(13-9)}$$

c. La potencia requerida por la bomba varía con el cubo del diámetro del impulsor:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \qquad \textbf{(13-10)}$$

La eficiencia permanece casi constante cuando hay cambios en la rapidez rotacional y modificaciones pequeñas en el diámetro del impulsor. (Vea el recurso de internet 10).

Problema de ejemplo 13.1 Suponga que la bomba cuyos datos de desempeño se representan en la figura 13.21 estaba operando a una rapidez rotatoria de 1750 rpm y que el diámetro del impulsor era de 13 in. En primer lugar, determine la carga que resultaría en una capacidad de 1500 gal/min y la potencia requerida para accionar la bomba. Después, calcule el desempeño cuando la magnitud de la velocidad es de 1250 rpm.

Solución A partir de la figura 13.21, proyectando hacia arriba desde $Q_1 = 1500$ gal/min resulta

$$\text{Carga total} = 130\,\text{ft} = h_{a_1}$$
$$\text{Potencia requerida} = 50\,\text{hp} = P_1$$

Cuando el módulo de la velocidad cambia a 1250 rpm, el nuevo desempeño se puede calcular mediante el uso de las leyes de afinidad:

$$\text{Capacidad: } Q_2 = Q_1(N_2/N_1) = 1500(1250/1750) = 1071\,\text{gal/min}$$
$$\text{Carga: } h_{a_2} = h_{a_1}(N_2/N_1)^2 = 130(1250/1750)^2 = 66.3\,\text{ft}$$
$$\text{Potencia: } P_2 = P_1(N_2/N_1)^3 = 50(1250/1750)^3 = 18.2\,\text{hp}$$

Observe la disminución significativa en la potencia necesaria para hacer funcionar la bomba. Si la capacidad disponible y la carga son adecuadas, es posible obtener grandes ahorros en costos de energía mediante la variación de la velocidad de funcionamiento de una bomba. Vea también la sección 13.14.1 sobre variadores de velocidad angular.

Aquí debe señalarse que estos cálculos se aplican sólo al desempeño de la bomba. Los correspondientes cambios que tienen lugar en el comportamiento del sistema de flujo de fluidos resultan en modificaciones para la curva de carga del sistema, de modo que también debe determinarse un nuevo punto de operación del sistema. Esta cuestión se aborda con más detalle en las secciones 13.13 y 13.15.

13.8 DATOS DE LOS FABRICANTES PARA LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Se ha indicado antes que los datos básicos necesarios para especificar una bomba adecuada para un sistema dado son la rapidez del flujo volumétrico requerida, llamada *capacidad*, y la carga total, h_a, determinada para el sistema en el que la bomba estará funcionando. Dado que los fabricantes de bombas son capaces de utilizar diferentes velocidades angulares y diámetros del impulsor, pueden cubrir una amplia gama de exigencias de capacidad y carga con unos cuantos tamaños básicos de bomba. Muchos fabricantes de bombas centrífugas para aplicaciones industriales utilizan un sistema de designación que proporciona datos útiles para conocer el tamaño de la bomba. Por ejemplo, una bomba puede tener la designación $2 \times 3 - 10$, y cada uno de estos números describe una característica importante de la bomba. La bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ tiene una conexión de descarga de 2 in, una conexión de succión de 3 in y una armadura que puede alojar impulsores con diámetros de hasta 10 in.

La figura 13.22 muestra un ejemplo de un diagrama de calificación compuesta para una línea de bombas que operan con una rapidez angular de 3500 rpm, el cual permite determinar rápidamente el tamaño de la bomba. Después, para cada tamaño de bomba, el fabricante prepara diagramas de funcionamiento más completos, como se muestra a continuación. Note que la figura 13.22 no representa los datos de un fabricante de bombas en particular, sino que es una muestra típica de cómo se presentan los datos en los catálogos contenidos en los recursos de internet 5 a 10 y 12.

13.8.1 Efecto del tamaño del impulsor

La figura 13.23 muestra la forma en que varía el desempeño de la bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ a medida que cambia el tamaño del impulsor. Se muestran las curvas de capacidad contra carga de cinco tamaños diferentes de impulsores, entre 6 y 10 in, dentro de la misma armadura. El módulo de la velocidad angular de funcionamiento es de 3500 rpm, y corresponde a la rapidez rotacional a plena carga de un motor eléctrico de corriente alterna (CA) común con dos polos. A menudo, los usuarios modifican una bomba existente al recortar el diámetro de su impulsor para ajustar de manera más cercana la salida de la bomba a las necesidades de un sistema en particular.

13.8.2 Efecto de la velocidad

La figura 13.24 muestra el desempeño de la misma bomba $2 \times 3 - 10$ operando a 1750 rpm (una rapidez rotacional de funcionamiento típica para un motor de CA de cuatro polos) en lugar de 3500 rpm. Al comparar las cargas totales máximas para cada tamaño de impulsor, queda ilustrada la ley de afinidad; es decir, la duplicación de la velocidad aumenta la capacidad de carga total

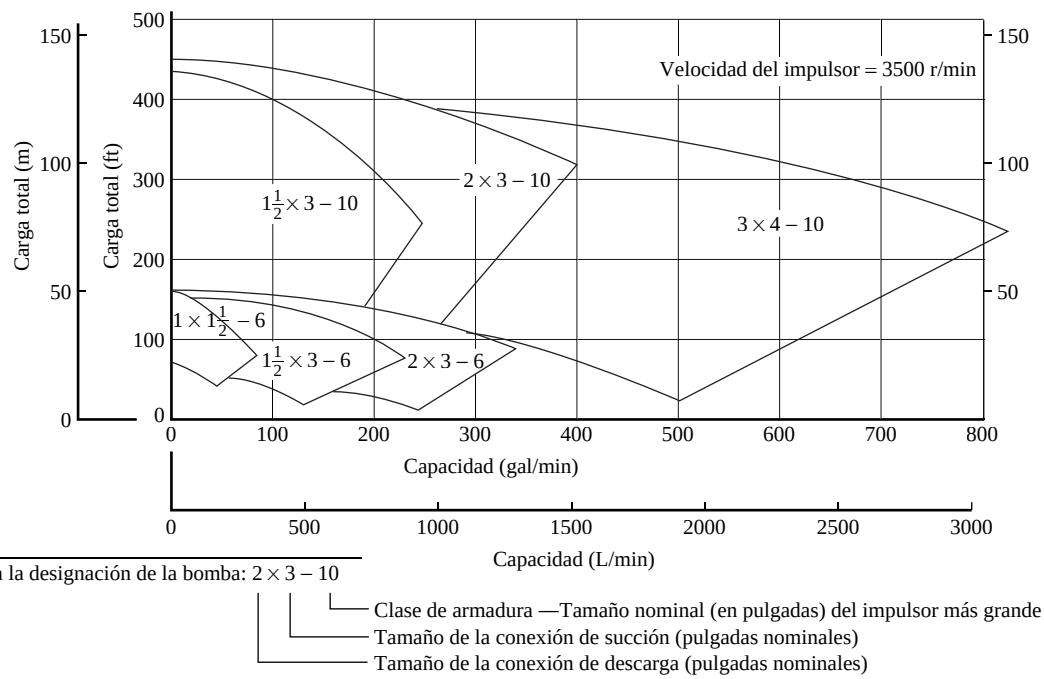


FIGURA 13.22 Diagrama de calificación compuesta para una línea de bombas centrífugas.

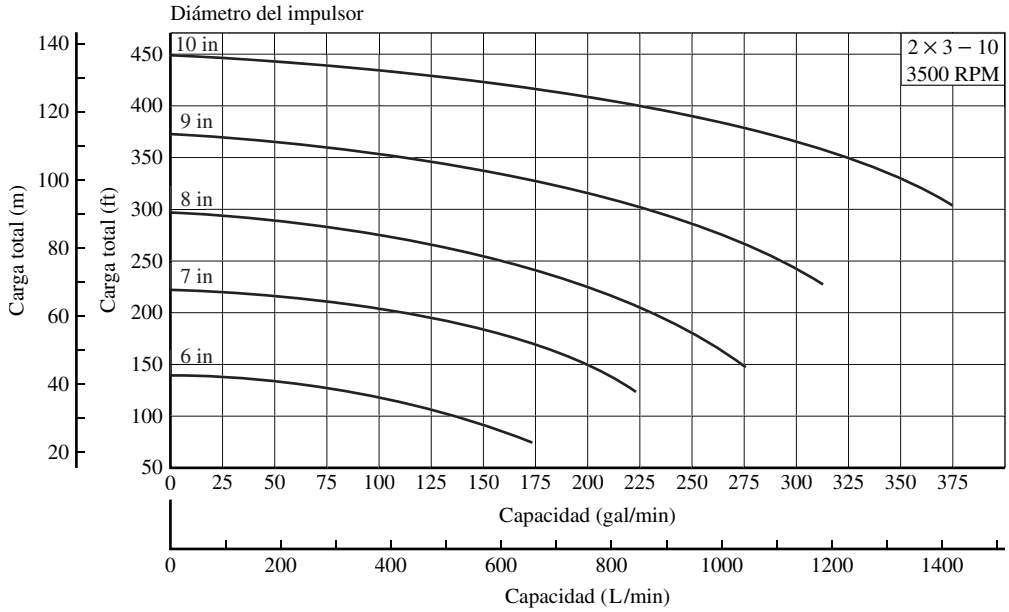


FIGURA 13.23 Ilustración del desempeño de una bomba para diferentes diámetros de impulsor. Diagrama de desempeño para una bomba centrífuga 2 × 3 − 10 a 3500 rpm.

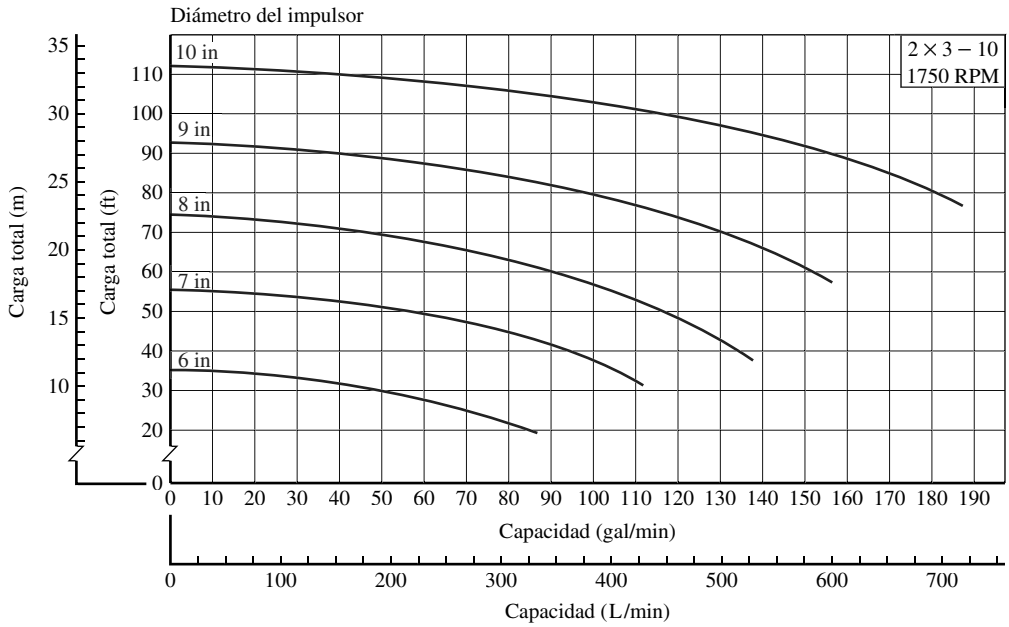


FIGURA 13.24 Desempeño de una bomba centrífuga 2 × 3 − 10 que opera a 1750 rpm.

en un factor de 4 (el cuadrado de la relación de velocidad). Si las curvas se extrapolan hasta el punto cero de la carga total, donde se produce la máxima capacidad, se observa que la capacidad se duplica cuando también se duplica la velocidad angular.

13.8.3 Potencia requerida

La figura 13.25 es igual a la figura 13.23, excepto que se han añadido las curvas que muestran la potencia requerida para accionar la bomba a 3500 rpm. Después de localizar un punto en el diagrama para un conjunto particular de carga total y capacidad, la potencia requerida se lee a partir del conjunto de curvas de potencia.

13.8.4 Eficiencia

La figura 13.26 es igual a la figura 13.23, excepto que se han añadido las curvas de eficiencia constante. Observe que la eficiencia máxima para esta bomba se encuentra en la parte superior derecha del diagrama. Por supuesto, es deseable operar una bomba dada cerca de su punto de máxima eficiencia (BEP, por sus siglas en inglés). Los datos de este diagrama indican el alto grado de la importancia que usted debe darle al conocimiento del punto en el que está operando el sistema donde se instala la bomba. La eficiencia disminuye drásticamente cuando se opera por debajo de las condiciones de máximo rendimiento dadas en el BEP y es probable que surjan otros problemas que pueden afectar la vida

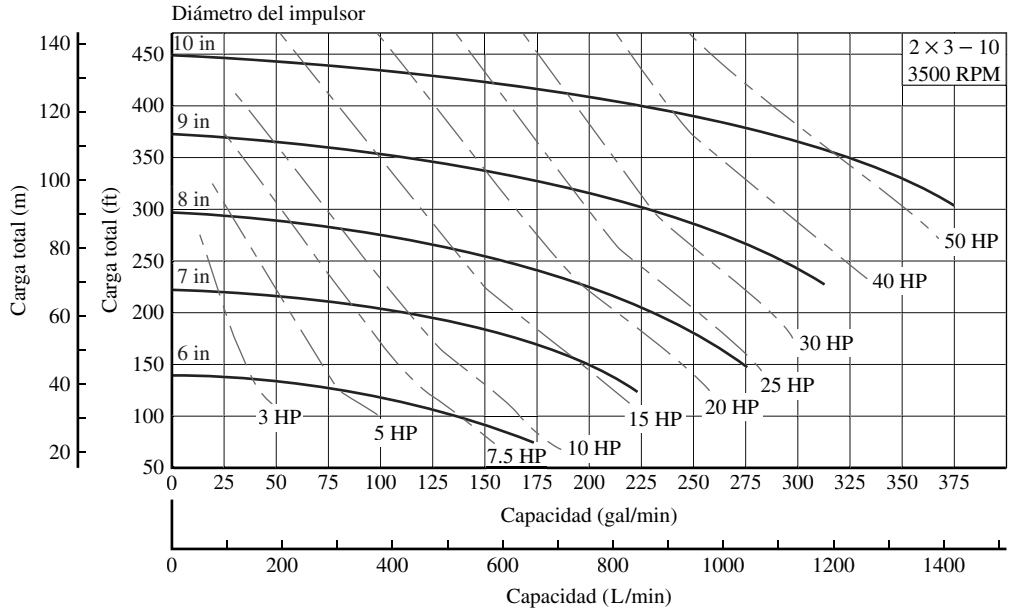


FIGURA 13.25 Ilustración del desempeño de una bomba para diferentes diámetros de impulsor con la potencia requerida. Diagrama de desempeño para una bomba centrífuga 2 × 3 − 10 a 3500 rpm.

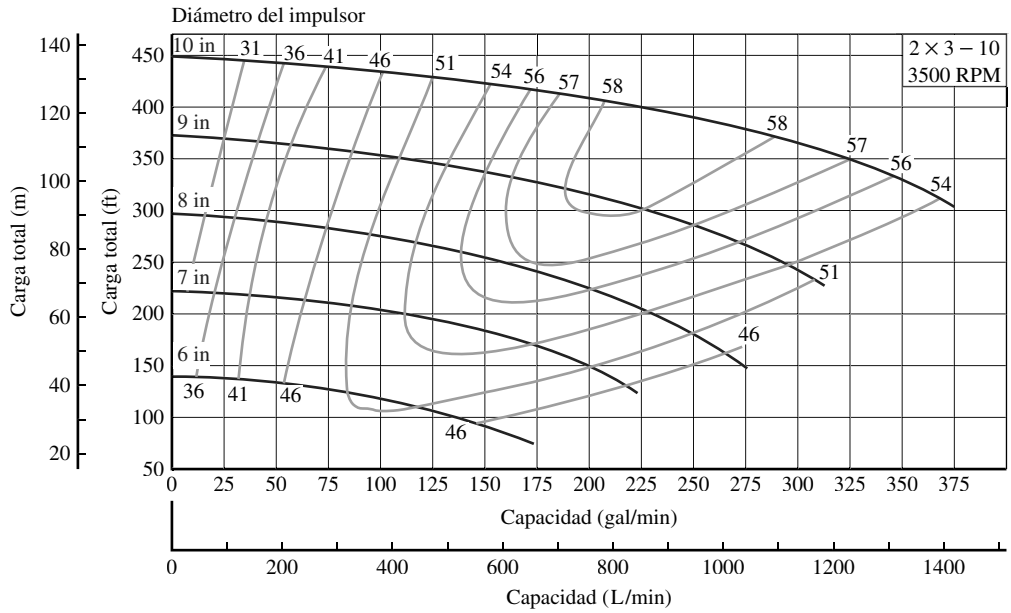


FIGURA 13.26 Ilustración del desempeño de una bomba para diferentes diámetros de impulsor con la eficiencia. Diagrama de desempeño de una bomba centrífuga 2 × 3 − 10 a 3500 rpm.

de la bomba o de sus cojinetes. En secciones posteriores de este capítulo se profundiza más sobre estos temas.

13.8.5 Carga de succión positiva neta requerida

La carga de succión positiva neta requerida ($NPSH_R$) es un factor importante a considerar en la aplicación de una bomba, como se analizará en la sección 13.9. La $NPSH_R$ se relaciona con la presión existente a la entrada de la bomba. Para este estudio, es suficiente con decir que se desea una $NPSH_R$ baja. Una vez más lo señalamos, después de localizar un punto en el diagrama para un conjunto particular de carga total y capacidad, la $NPSH_R$ se lee a partir del conjunto de curvas dadas. En la figura 13.27 se muestran las curvas para la $NPSH_R$ relacionada con el rango de capacidad de la misma bomba que se utilizó en la figura 13.23. Estas curvas se colocan debajo de las curvas de la bomba como se muestra a continuación.

13.8.6 Diagrama de desempeño completo

La figura 13.28 reúne todos estos datos en un diagrama para que el usuario pueda ver todos los parámetros importantes al mismo tiempo. El diagrama parece complicado al principio, pero el hecho de haber examinado cada parte por separado debe ayudar a interpretarlo correctamente. El siguiente problema de ejemplo ilustra la interpretación de este diagrama.

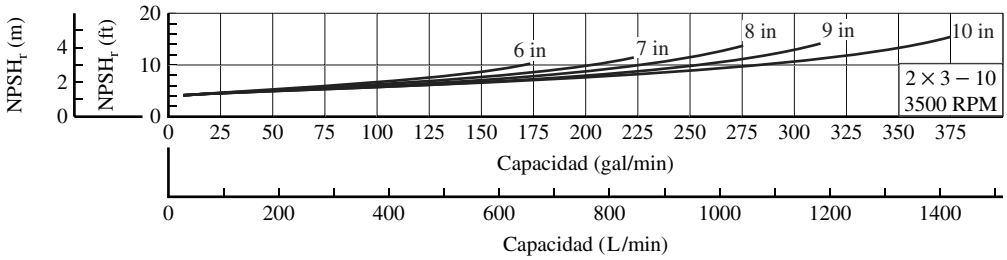


FIGURA 13.27 Ilustración del desempeño de una bomba para diferentes diámetros del impulsor con la carga de succión positiva neta requerida. Diagrama de desempeño para una bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ a 3500 rpm.

Problema de ejemplo 13.2 Una bomba centrífuga debe entregar al menos 200 gal/min de agua con una carga total de 300 ft de agua. Especifique una bomba adecuada. Liste sus características de desempeño.

Solución Es posible encontrar una solución a partir de la figura 13.28. La bomba $2 \times 3 - 10$ con un impulsor de 9 in entregará aproximadamente 229 gal/min a 300 ft de carga. En este punto de funcionamiento, la eficiencia sería de 58.0 por ciento, cerca del máximo para este tipo de bomba. Se requerirían casi 30 hp. La $NPSH_R$ a la entrada de succión de la bomba es más o menos de 8.8 ft de agua.

13.8.7 Diagramas de desempeño adicionales

Las figuras 13.29 a 13.34 muestran los diagramas de desempeño completo para otras seis bombas centrífugas medianas. Varían en tamaño desde $1½ \times 3 - 6$ hasta $6 \times 8 - 17$. Las capacidades máximas van desde 110 gal/min (416 L/min) hasta casi 3500 gal/min (13 250 L/min). Con estas bombas es posible desarrollar una carga total de hasta 700 ft (213 m) de fluido. Note que las figuras 13.29 a 13.32 son para bombas que operan entre 1750 y 1780 rpm y las figuras 13.28, 13.33 y 13.34 son para valores de 3500 a 3560 rpm.

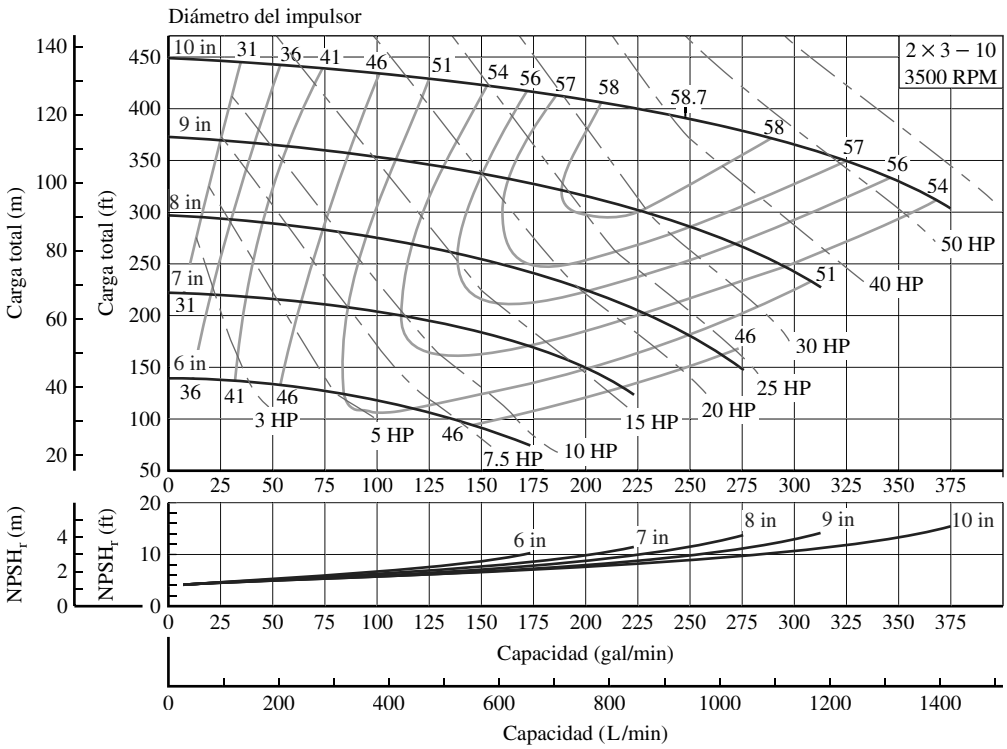


FIGURA 13.28 Diagrama de desempeño completo para una bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ a 3500 rpm. (*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

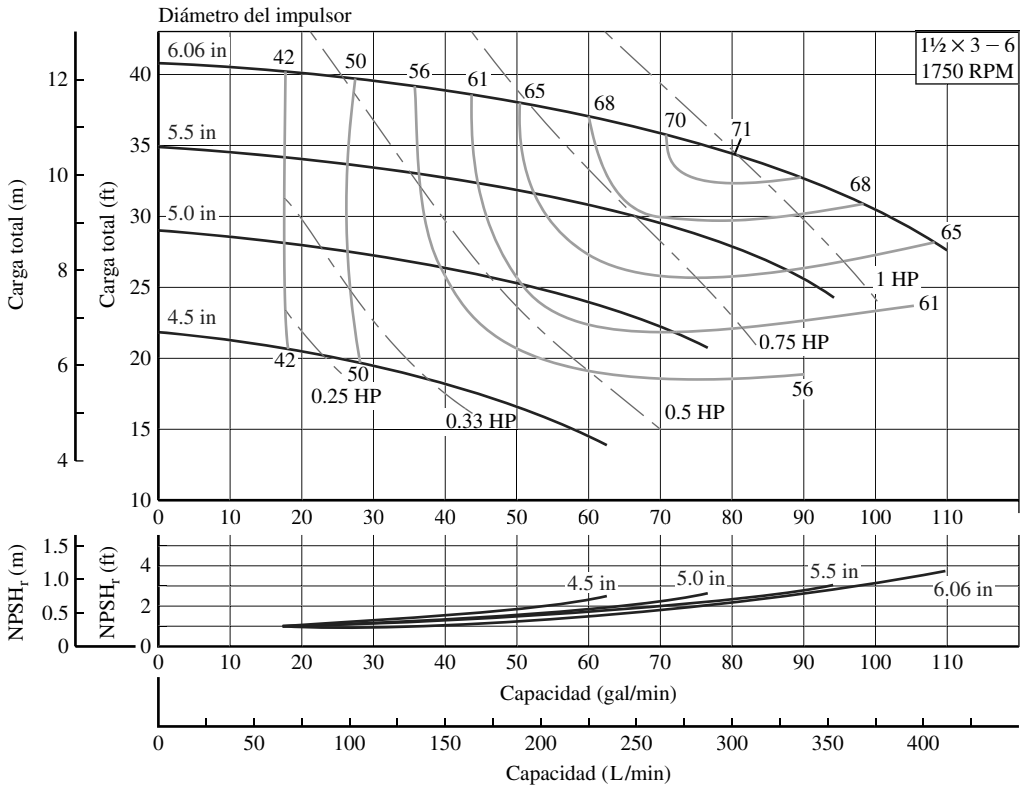


FIGURA 13.29 Desempeño para una bomba centrífuga 1½ × 3 − 6 a 1750 rpm.
(*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

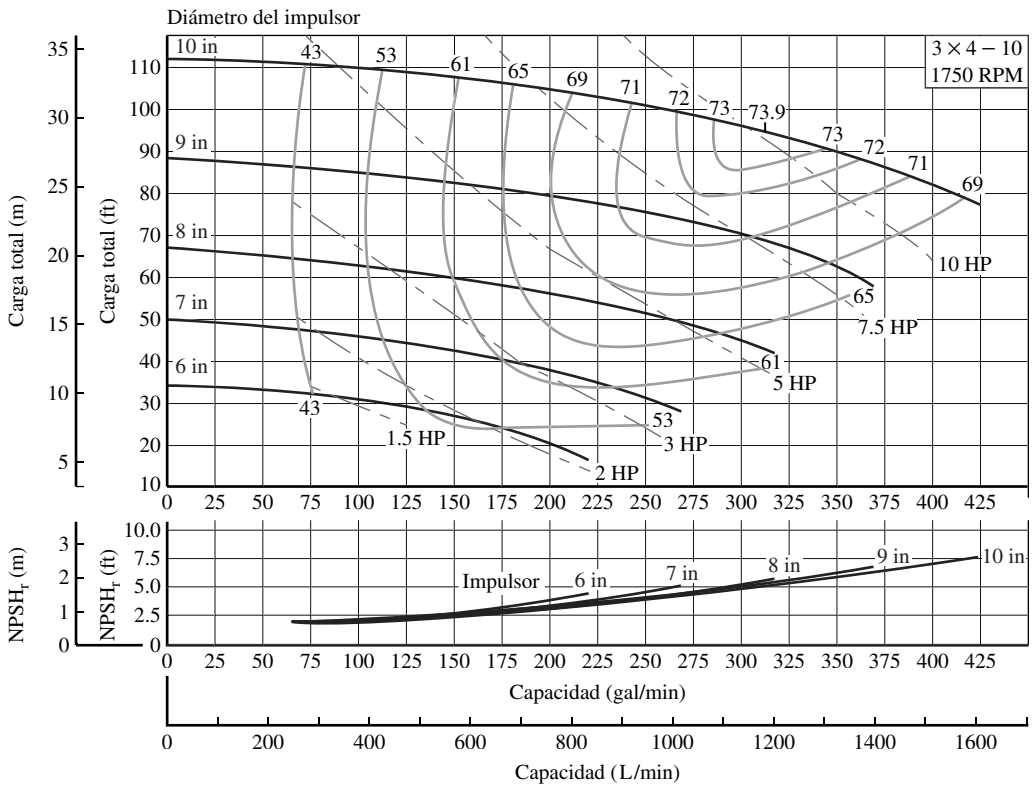


FIGURA 13.30 Desempeño para una bomba centrífuga 3 × 4 − 10 a 1750 rpm.
(*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

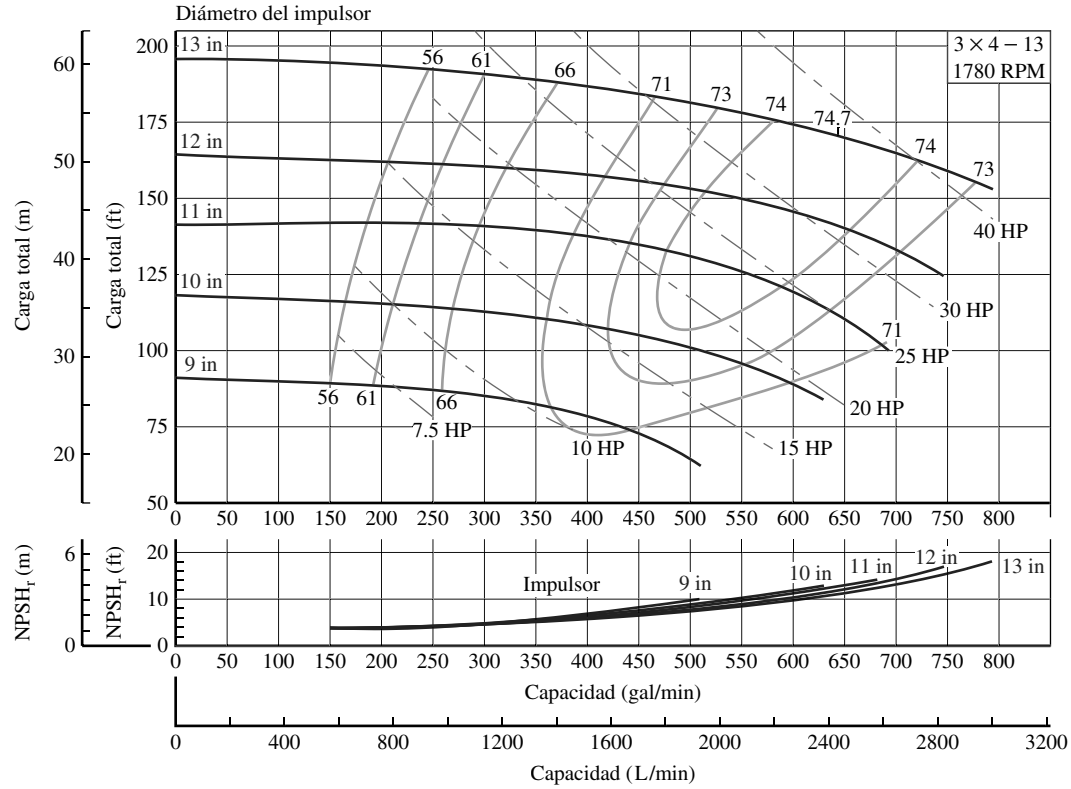


FIGURA 13.31 Desempeño para una bomba centrífuga $3 \times 4 - 13$ a 1780 rpm. (*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

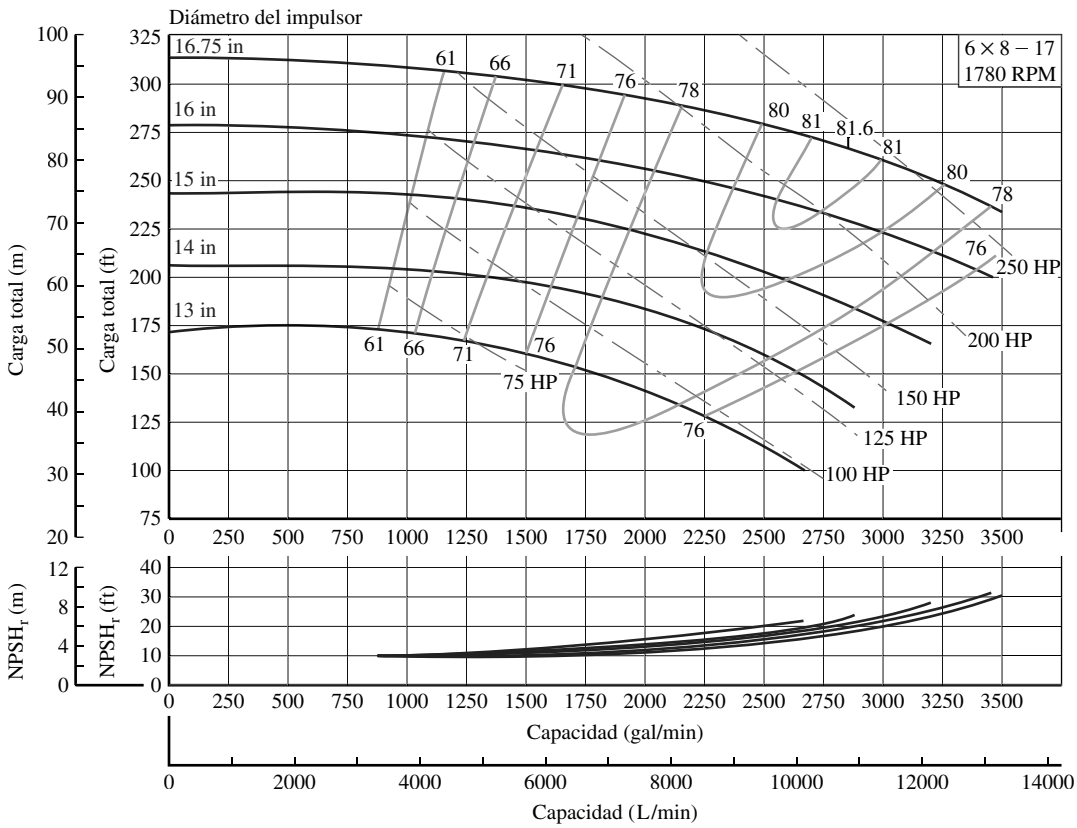


FIGURA 13.32 Desempeño de una bomba centrífuga $6 \times 8 - 17$ a 1780 rpm. (*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

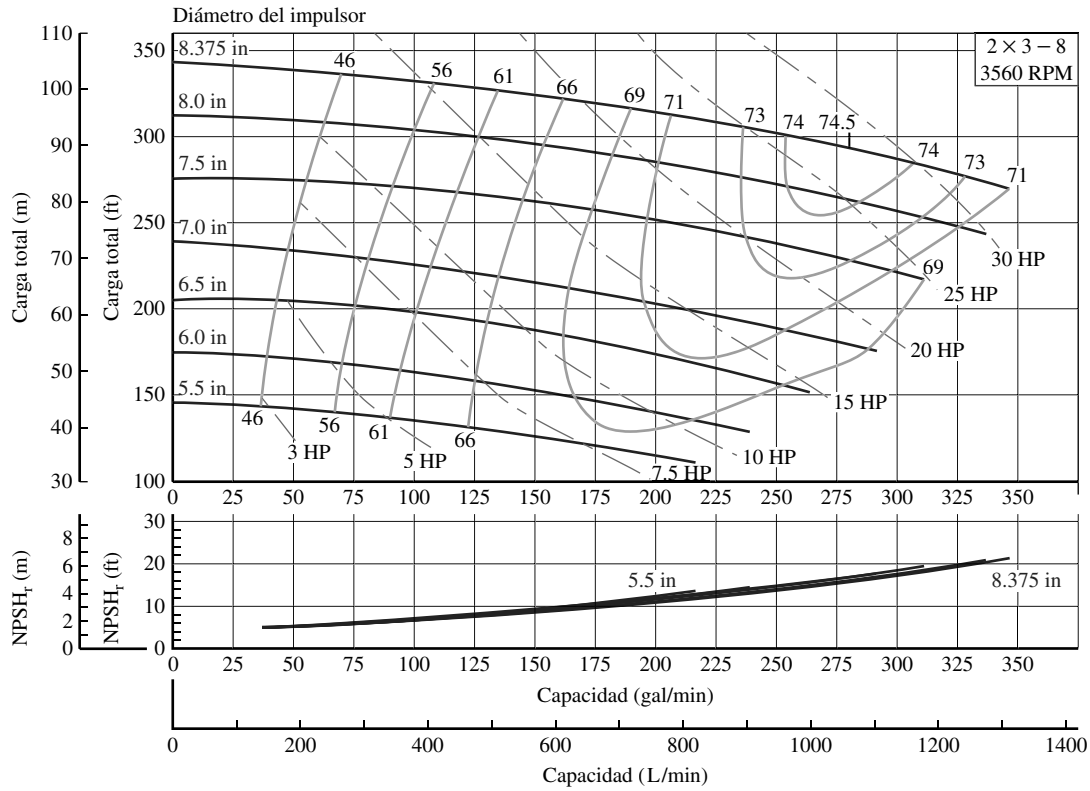


FIGURA 13.33 Desempeño para una bomba centrífuga 2 × 3 − 8 a 3560 rpm. (*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

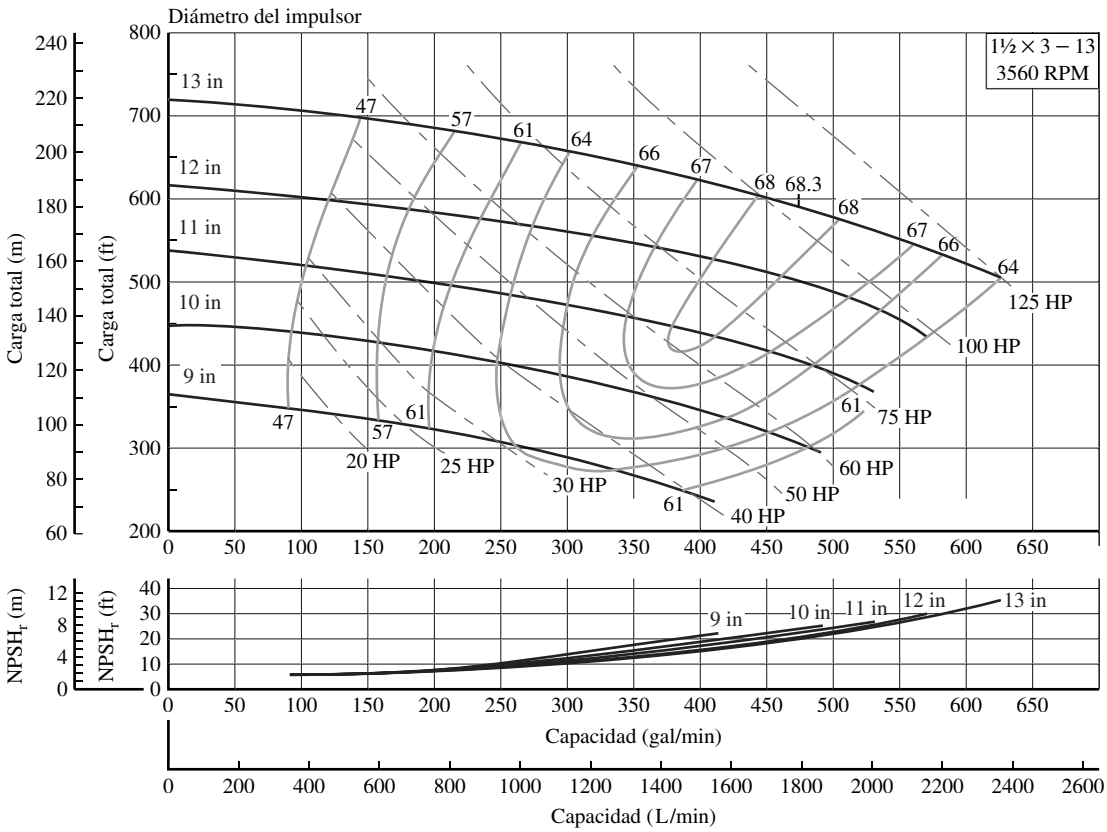


FIGURA 13.34 Desempeño de una bomba centrífuga 1½ × 3 − 13 a 3560 rpm. (*Fuente:* Reproducido con autorización de ITT Corporation).

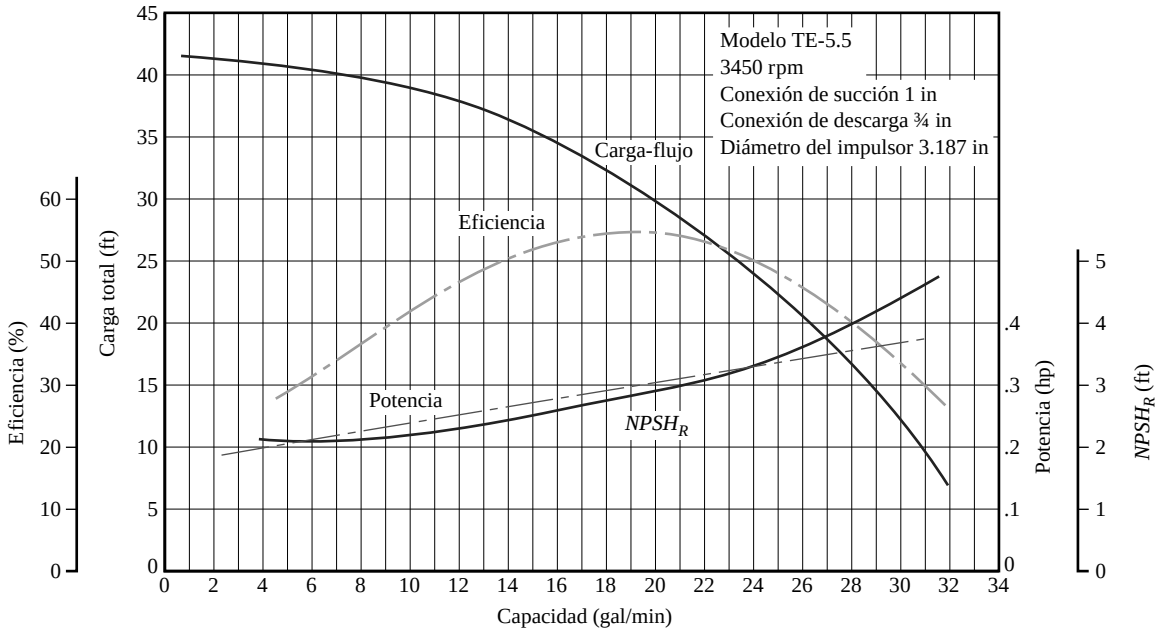


FIGURA 13.35 Bomba centrífuga modelo TE-5.5. (*Fuente:* Reproducido con autorización de March Manufacturing, Inc., Glenview, IL)

Las figuras 13.35 y 13.36 muestran dos curvas de desempeño adicionales para bombas centrífugas pequeñas. Debido a que estas bombas suelen ofrecerse con un solo tamaño de impulsor, la manera de mostrar los parámetros de rendimiento utiliza el formato de la figura 13.21. Se presentan las curvas completas de carga total, eficiencia, potencia de entrada requerida y *NPSH* requerida contra la capacidad de la bomba. Cada bomba entregará aproximadamente 19 gal/min en el punto de máxima eficiencia, pero la bomba de la figura 13.35 tiene un diámetro de impulsor más pequeño que proporciona una capacidad de carga total de 32 ft a 19 gal/min, mientras que la bomba más grande de la figura 13.36 tiene una capacidad de carga total de 43 ft con la misma capacidad.

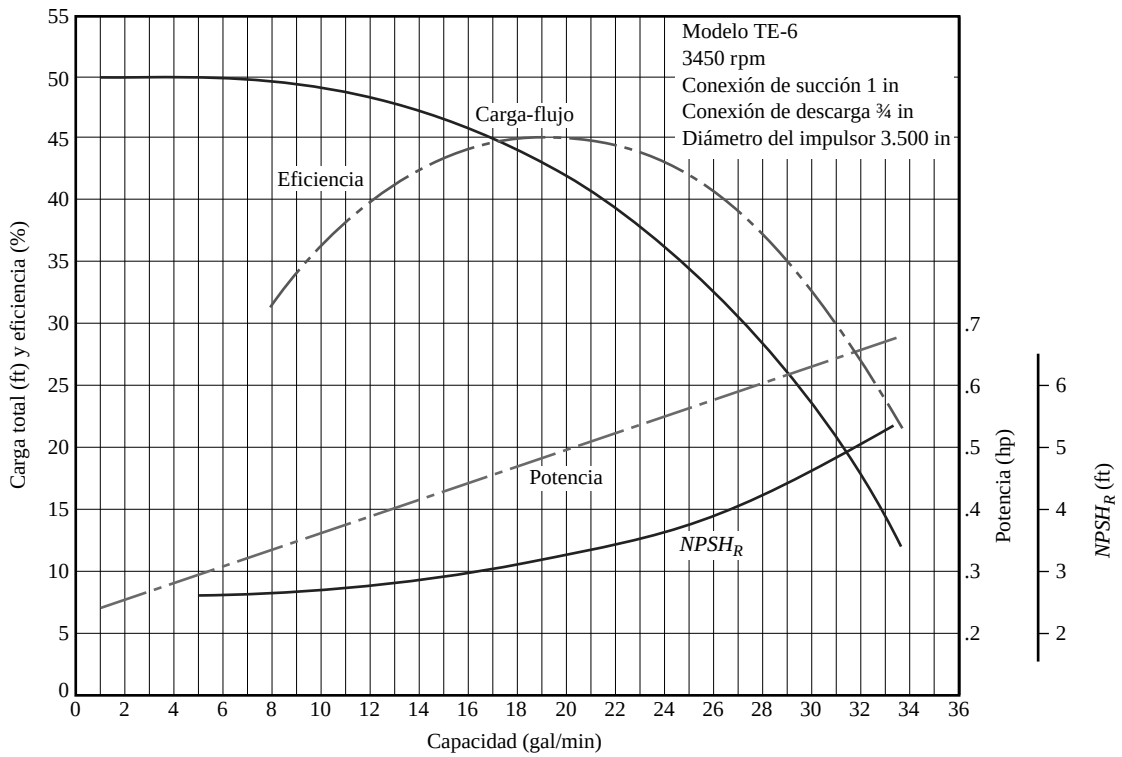


FIGURA 13.36 Bomba centrífuga modelo TE-6. (*Fuente:* Reproducido con autorización de March Manufacturing, Inc., Glenview, IL)

Es necesario que usted desarrolle la capacidad de interpretar los datos de desempeño a partir de estos diagramas para que pueda especificar una bomba adecuada en una aplicación dada. Al final de este capítulo se describen varios proyectos de diseño en los que se debe especificar una bomba para suministrar un caudal determinado, con una carga dada, para satisfacer los requerimientos de un sistema en particular. Después de localizar un punto en el diagrama para un conjunto particular de carga total y capacidad, se leen la potencia requerida, la eficiencia y la $NPSH_R$ a partir del conjunto completo de curvas.

Los recursos de internet del 5 al 10 y el 12 ofrecen curvas características de desempeño en línea para muchos tipos y tamaños de bombas centrífugas. Algunos permiten la búsqueda de bombas adecuadas cuando se introducen datos de la carga total y la capacidad deseada. El software PIPE-FLO® que se describe en este libro incluye datos de desempeño de bombas de numerosos proveedores comerciales de bombas centrífugas y tiene la capacidad de buscar automáticamente las bombas que se requieren para un sistema dado que se esté analizando, como se ilustra en la sección 13.14 de este capítulo. Otros paquetes de software mencionados en los recursos de internet para el capítulo 12 también incluyen la capacidad de seleccionar una bomba.

13.9 CARGA DE SUCCIÓN POSITIVA NETA

Las descripciones de los diferentes aspectos del desempeño de las bombas centrífugas referidas en las secciones anteriores pusieron de relieve la importancia de la *carga de succión positiva neta*, *NPSH*. Este concepto se define más completamente aquí. Los aspectos básicos son:

1. Evitar una condición llamada *cavitación*, debido a sus extremos efectos perjudiciales en la bomba.
2. El efecto de la presión de vapor del fluido que se bombea sobre el establecimiento de la cavitación.
3. Las consideraciones de diseño de los sistemas de tuberías que afectan a la *NPSH*.
4. Se debe satisfacer la $NPSH_R$ de la bomba seleccionada.

Resulta esencial que el diseño del sistema de tuberías que conduce a la bomba, llamado *línea de succión*, permita el flujo completo de líquido a través de la bomba y en la línea de descarga. El factor principal es la presión del fluido en la entrada de succión de la bomba. El diseño del sistema de tuberías de succión debe proporcionar una presión lo suficientemente alta como para evitar el desarrollo de la cavitación, en la cual se forman burbujas de vapor dentro del fluido que fluye. Es responsabilidad del diseñador asegurarse de que la cavitación no se produzca. Las burbujas de vapor tienden a formarse dependiendo de la naturaleza del fluido, de su temperatura y de la presión de succión. Estos factores se analizan en la presente sección.

13.9.1 Cavitación

Cuando a la entrada de la bomba la presión de succión es demasiado baja, se forman burbujas de vapor en el fluido de una manera similar a la ebullición. Como una ayuda para comprender la formación de burbujas de vapor, vierta agua en un recipiente abierto, colóquelo en una unidad de cocción y observe su comportamiento a medida que aumenta la temperatura. En cierto momento, se formarán algunas pequeñas burbujas de vapor de agua en la parte inferior del recipiente. Si el calentamiento continúa, se formarán más burbujas que ascenderán hasta la superficie del líquido para escapar de éste y difundirse en el aire circundante. Finalmente, el agua llegará a la plena ebullición presentando entonces una vaporización continua y rápida.

Para ilustrar el efecto de la presión en la formación de burbujas de vapor, primero considere que usted realiza el experimento de ebullición a una baja altitud, donde el agua contenida en un recipiente abierto experimenta una presión atmosférica de aproximadamente 101 kPa o 14.7 psi. La temperatura de ebullición del agua es de aproximadamente 100 °C o 212 °F. Sin embargo, a grandes altitudes, la presión atmosférica es notablemente inferior y la temperatura de ebullición correspondiente es menor. Por ejemplo, la tabla del apéndice E.3 (propiedades de la atmósfera) muestra que a 5000 ft (1524 m) la presión atmosférica es de sólo 12.2 psi (84.3 kPa). Esta es la elevación aproximada de Denver, Colorado, a menudo llamada la "Ciudad de la Milla", donde el agua hierve aproximadamente a 94 °C o 201 °F.

Relacione este sencillo experimento con las condiciones presentes en la entrada de succión de una bomba. Si la bomba debe extraer líquido desde abajo o si hay pérdidas de energía excesivas en la línea de succión, la presión en la bomba puede ser lo suficientemente baja como para causar la formación de burbujas de vapor en el fluido. Ahora considere lo que ocurre con el fluido a medida que comienza su viaje a través de la bomba. Consulte la figura 13.11, la cual muestra el diseño de una bomba centrífuga radial.

El fluido entra en la bomba por el puerto de succión localizado en el ojo central del impulsor y es allí donde se produce la presión más baja. Enseguida, la rotación del impulsor acelera el fluido hacia el exterior a lo largo de las paletas y en dirección de la armadura, llamada *voluta*. La presión del fluido sigue aumentando en todo este proceso. De haberse formado burbujas de vapor en el puerto de succión debido a una presión excesivamente baja en ese punto, éstas colapsarán puesto que fluyen hacia zonas de mayor presión. El colapso de las burbujas libera grandes cantidades de energía, lo cual ejerce fuerzas de impacto efectivas sobre las paletas o álabes del impulsor y causa una erosión rápida de su superficie.

Cuando se produce la cavitación, el desempeño de la bomba resulta gravemente degradado conforme disminuye el caudal volumétrico entregado. La bomba vibra y hace ruido, emitiendo un fuerte sonido como si el fluido contuviera grava. Si se permite que esto continúe, la bomba se destruye en poco tiempo. La bomba debe apagarse de inmediato para identificar la causa de la cavitación y corregirla antes de reanudar la operación. Obviamente, es preferible asegurarse de que no se presente la cavitación en las condiciones de operación esperadas, como se mostrará en las secciones 13.10 y 13.13.

13.9.2 Presión de vapor

La propiedad del fluido que determina las condiciones en que se forman burbujas de vapor es su *presión de vapor* p_{vp}, la cual suele reportarse como una presión absoluta en unidades de kPa o psia. Cuando las formas de vapor y líquido de una sustancia están en equilibrio, hay una compensación entre el vapor que se expulsa fuera del líquido por acción de la energía térmica y la condensación del vapor debida a las fuerzas de atracción entre las moléculas. A la presión del líquido que tiene esta condición se le llama presión de vapor. Se dice que un líquido es *volátil* si tiene una presión de vapor relativamente alta y se vaporiza rá-

TABLA 13.2 Presión de vapor y carga de la presión de vapor para el agua

Temperatura °C	Presión de vapor kPa (abs)	Peso específico (kN/m^3)	Carga de la presión de vapor (m)
0	0.6105	9.806	0.06226
5	0.8722	9.807	0.08894
10	1.228	9.804	0.1253
20	2.338	9.789	0.2388
30	4.243	9.765	0.4345
40	7.376	9.731	0.7580
50	12.33	9.690	1.272
60	19.92	9.642	2.066
70	31.16	9.589	3.250
80	47.34	9.530	4.967
90	70.10	9.467	7.405
100	101.3	9.399	10.78

Temperatura °F	Presión de vapor (psia)	Peso específico (lb/ft^3)	Carga de la presión de vapor (ft)
32	0.08854	62.42	0.2043
40	0.1217	62.43	0.2807
50	0.1781	62.41	0.4109
60	0.2563	62.37	0.5917
70	0.3631	62.30	0.8393
80	0.5069	62.22	1.173
90	0.6979	62.11	1.618
100	0.9493	62.00	2.205
120	1.692	61.71	3.948
140	2.888	61.38	6.775
160	4.736	61.00	11.18
180	7.507	61.58	17.55
200	11.52	60.12	27.59
212	14.69	59.83	35.36

pidamente en condiciones ambientales. A continuación se presenta una lista de seis líquidos conocidos, clasificados en orden creciente de volatilidad: agua, tetracloruro de carbono, acetona, gasolina, amoniaco y propano. La ASTM International ha establecido varios estándares para medir la presión de vapor en diferentes tipos de fluidos. Consulte las referencias 1 y 2 para ver más ejemplos.

En el análisis de la *carga de succión positiva neta* que sigue, es pertinente utilizar la *carga de la presión de vapor* h_{vp} en lugar de la presión de vapor p_{vp} básica, donde

$h_{vp} = p_{vp}/\gamma =$ Carga de la presión de vapor del líquido en metros o pies

La presión de vapor a cualquier temperatura debe dividirse entre el peso específico del líquido a esa temperatura.

La carga de la presión de vapor de cualquier líquido aumenta rápidamente al incrementarse la temperatura. En la tabla 13.2 se muestran los valores de la presión de vapor y de la carga de la presión de vapor para el agua. La figura 13.37 muestra las gráficas de la carga de la presión de vapor contra la temperatura, tanto en unidades métricas como del sistema de uso común en Estados Unidos, para cuatro fluidos diferentes: agua, tetracloruro de carbono, gasolina y propano. El bombeo de cualquiera de estos fluidos a temperaturas mayores requiere de una cuidadosa consideración de la *NPSH*.

13.9.3 NPSH

Los fabricantes de bombas prueban cada diseño de bomba para determinar el nivel de presión de succión necesario para evitar la cavitación, reportando el resultado como la carga de succión positiva neta requerida, $NPSH_R$, para la bomba en cada condición operativa de capacidad (caudal) y carga total sobre la bomba. El diseñador de un sistema de bombeo tiene la responsabilidad de asegurar que la *carga de succión positiva neta disponible*, $NPSH_A$, sea significativamente superior a la $NPSH_R$.

El American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) han establecido normas en conjunto donde exigen que exista una diferencia mínima del 10 por ciento de la $NPSH_A$ sobre la $NPSH_R$. El *margen M* de la *NPSH* se puede definir como

⇨ Margen de la *NPSH*

$$M = NPSH_A - NPSH_R \qquad \textbf{(13-11)}$$

Para aplicaciones críticas, como el control de inundaciones, los oleoductos y el servicio de generación de energía, se esperan diferencias entre la $NPSH_A$ y la $NPSH_R$ mayores, hasta del 100 por ciento. Algunos diseñadores exigen un margen de 5.0 ft de altura para los sistemas de bombeo de gran tamaño. Consulte la *Standard for Centrifugal and Vertical Pumps for NPSH Margin* o ANSI/HI 9.6.1 para conocer los márgenes de la *NPSH*.

En los problemas de diseño presentados en este libro, se exige una diferencia entre la $NPSH_A$ y la $NPSH_R$ mínima del 10 por ciento. Es decir,

$$NPSH_A > 1.10\ NPSH_R \qquad \textbf{(13-12)}$$

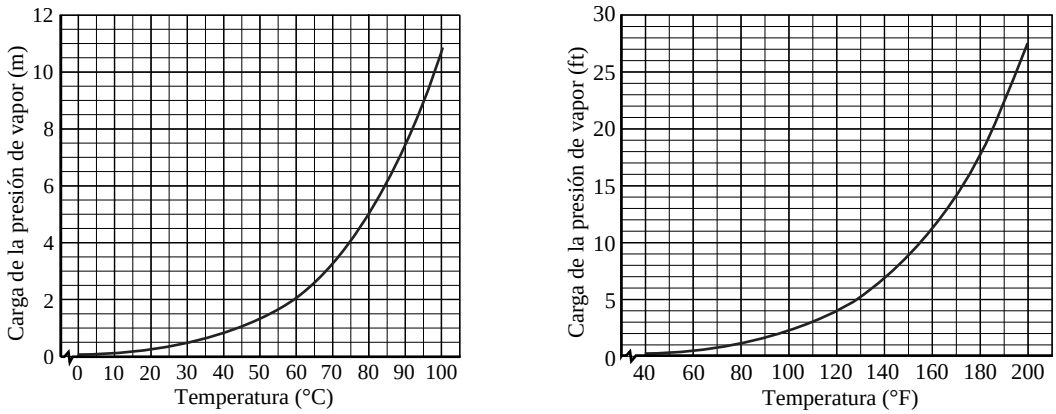
Cálculo de la *$NPSH_A$* El valor de la $NPSH_A$ depende de la presión de vapor del fluido que está siendo bombeado, de las pérdidas de energía en la tubería de succión, de la elevación del depósito de fluido y de la presión aplicada al fluido en el depósito. Esto se puede expresar como

⇨ *NPSH* disponible

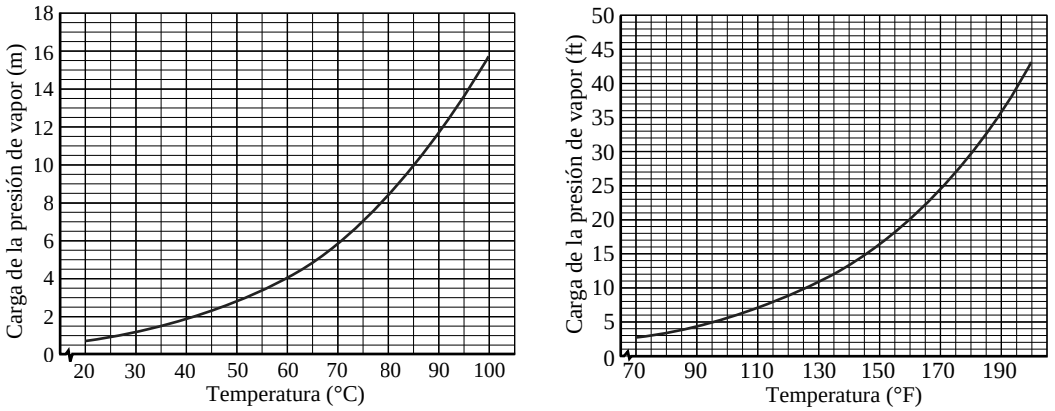
$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \qquad \textbf{(13-13)}$$

Estos términos se ilustran en la figura 13.38 y se definen a continuación. La figura 13.38(a) incluye un depósito presurizado situado por encima de la bomba. La parte (b) muestra la bomba que extrae fluido desde un depósito abierto localizado debajo de la bomba.

$p_{sp} =$ Presión estática (absoluta) por encima del líquido contenido en el depósito



(a) Agua



(b) Tetracloruro de carbono

FIGURA 13.37 Presión de vapor contra la temperatura para líquidos comunes. Los datos de la gasolina son aproximados porque existen muchas formulaciones diferentes que tienen volatilidades ampliamente variables para el funcionamiento de un vehículo en diferentes climas y altitudes.

(continúa…)

h_{sp} = Carga de la presión estática (absoluta) por encima del líquido contenido en el depósito, en metros o pies de líquido; $h_{sp} = p_{sp}/\gamma$

h_s = Diferencia de elevación, expresada en metros o pies, entre el nivel del fluido contenido en el depósito y la línea central de la entrada de succión en la bomba

Si la bomba está por debajo del depósito, h_s es positiva [recomendable; figura 13.38(a)]

Si la bomba está por encima del depósito, h_s es negativa [figura 13.38(b)]

h_f = Pérdida de carga en la tubería de succión debida a las pérdidas por fricción y pérdidas menores; se expresa en metros o pies

p_{vp} = Presión de vapor (absoluta) del líquido a la temperatura de bombeo

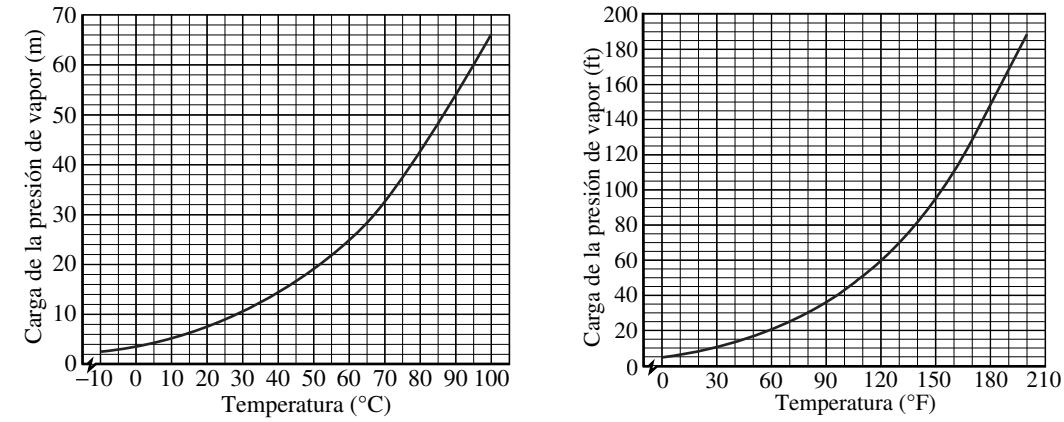
h_{vp} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, expresada en metros o en pies de líquido; $h_{vp} = p_{vp}/\gamma$

Note que la ecuación (13-13) no incluye términos que representen cargas de velocidad en el sistema. Se supone que en el depósito fuente la velocidad es casi cero debido a que el depósito es muy grande en relación con la tubería. La carga de velocidad en la tubería de succión se incluyó en la deducción de la ecuación, pero fue anulada.

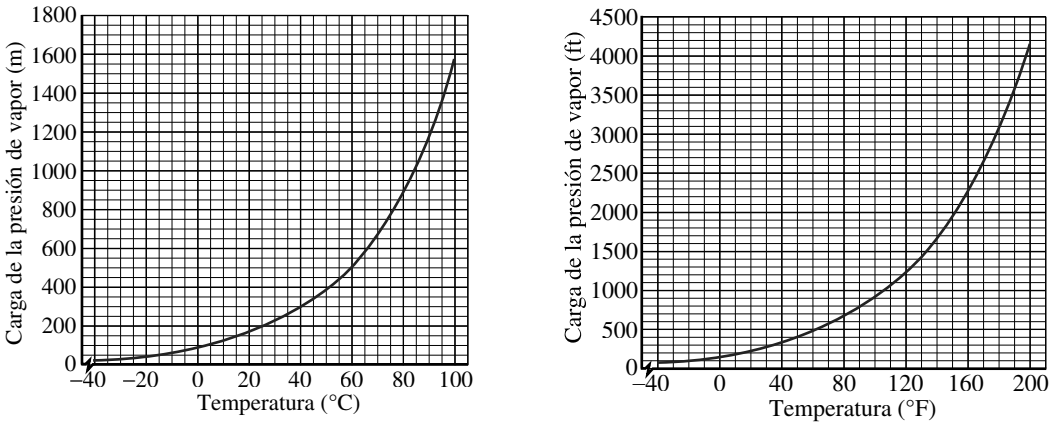
Efecto de la magnitud de la velocidad angular de la bomba en la $NPSH_R$ Los datos de la $NPSH_R$ dados en los catálogos de bombas son para el agua y se aplican únicamente a la velocidad de operación indicada. Si la bomba se hace funcionar con una velocidad angular diferente, la *NPSH* requerida con el módulo de la nueva velocidad angular puede calcularse a partir de

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1 \qquad \textbf{(13-14)}$$

donde el subíndice 1 se refiere a los datos del catálogo y el subíndice 2 indica las condiciones de la nueva velocidad angular de operación. El módulo la velocidad angular de la bomba en revoluciones por minuto está representada por *N*. Ésta es una observación importante en el diseño de unidades de bombeo con velocidades angulares variables.



(c) Gasolina



(d) Propano

FIGURA 13.37 (*Continuación*).

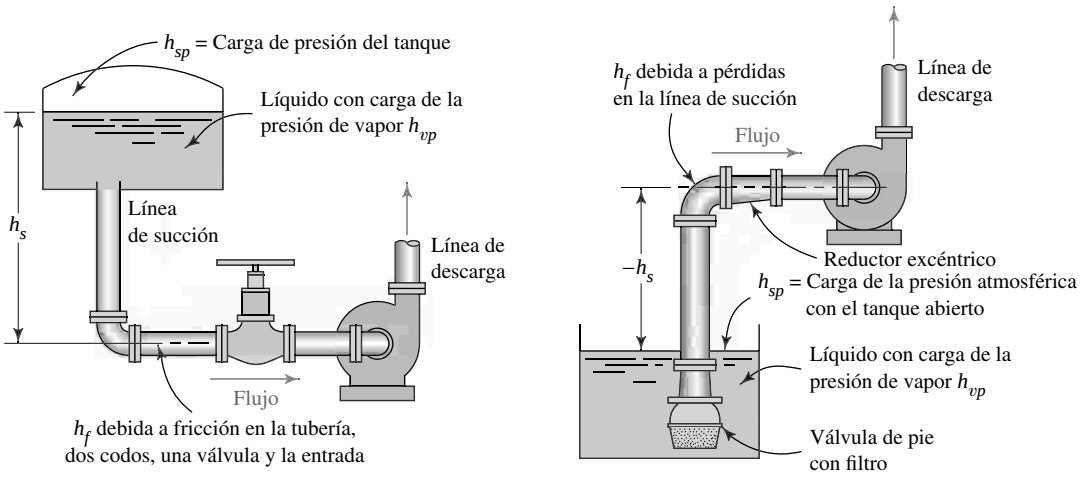


FIGURA 13.38 Detalles de la línea de succión de la bomba y definiciones de los términos empleados para calcular la *NPSH*.

Problema de ejemplo 13.3

Determine la *NPSH* disponible para el sistema que muestra la figura 13.38(a). El depósito de fluido es un tanque cerrado con una presión de −20 kPa por encima del agua a 70 °C. La presión atmosférica es de 100.5 kPa. En el depósito el nivel del agua es de 2.5 m por encima de la entrada de la bomba. La tubería es de acero inoxidable DN 40 cédula 40 con una longitud total de 12.0 m. El codo es estándar y la válvula es de globo completamente abierta. El caudal es de 95 L/min. Después calcule la $NPSH_R$ máxima permisible para la bomba en este sistema.

Solución

Use la ecuación (13-13). En primer lugar, encuentre h_{sp}:

$$\text{Presión absoluta} = \text{Presión atmosférica} + \text{presión manométrica del tanque}$$

$$p_{abs} = 100.5\ \text{kPa} - 20\ \text{kPa} = 80.5\ \text{kPa}$$

Pero se sabe que

$$h_{sp} = p_{abs}/\gamma = \frac{80.5 \times 10^3\ \text{N/m}^2}{9.59 \times 10^3\ \text{N/m}^3} = 8.39\ \text{m}$$

Ahora, con base en la elevación del tanque, se tiene

$$h_s = +2.5\ \text{m}$$

Para encontrar la pérdida por fricción h_f, es necesario determinar la magnitud de la velocidad del fluido, el número de Reynolds y el factor de fricción:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{95\ \text{L/min}}{1.314 \times 10^{-3}\ \text{m}^2} \times \frac{1.0\ \text{m}^3\text{/s}}{60\,000\ \text{L/min}} = 1.21\ \text{m/s}$$

$$N_R = \frac{vD}{\nu} = \frac{(1.21)(0.0409)}{4.11 \times 10^{-7}} = 1.20 \times 10^5 \qquad \text{(turbulento)}$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.0409\ \text{m}}{4.6 \times 10^{-5}\ \text{m}} = 889$$

Por lo tanto, a partir de la figura 8.7, $f = 0.0225$. Con base en la tabla 10.5, $f_T = 0.020$. Ahora se tiene

$$h_f = \underset{\text{(tubería)}}{f(L/D)(v^2/2g)} + \underset{\text{(codos)}}{2f_T(30)(v^2/2g)} + \underset{\text{(válvula)}}{f_T(340)(v^2/2g)} + \underset{\text{(entrada)}}{1.0(v^2/2g)}$$

La carga de velocidad es

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(1.21\ \text{m/s})^2}{2(9.81\ \text{m/s}^2)} = 0.0746\ \text{m}$$

Entonces, la pérdida por fricción es

$$\begin{aligned} h_f &= (0.0225)(12/0.0409)(0.0746) + (0.020)(60)(0.0746) \\ &\quad + (0.020)(340)(0.0746) + 0.0746 \\ &= (0.0746\ \text{m})[(0.0225)(12/0.0409) + (0.020)(60) + (0.020)(340) + 1.0] \\ &= 1.16\ \text{m} \end{aligned}$$

Por último, para la carga de la presión de vapor del agua, con base en la tabla 13.2, se obtiene

$$h_{vp} = 3.25\ \text{m a } 70\ °\text{C}$$

La combinación de estos términos da

$$NPSH_A = 8.39\ \text{m} + 2.5\ \text{m} - 1.16\ \text{m} - 3.25\ \text{m} = 6.48\ \text{m}$$

Es posible calcular la $NPSH_R$ máxima permisible para la bomba a partir de la ecuación (13-12),

$$NPSH_A > 1.10\ NPSH_R$$

Reordenando los términos, se obtiene

$$NPSH_R < NPSH_A/1.10 \qquad \textbf{(13-15)}$$

Entonces,

$$NPSH_R < 6.48\ \text{m}/1.10 = 5.89\ \text{m}$$

El resultado indica que puede aceptarse cualquier bomba que requiera 5.89 m o menos de *NPSH*.

13.10 DETALLES DE LA LÍNEA DE SUCCIÓN

La *línea de succión* se refiere a todas las partes que constituyen el sistema de flujo desde la fuente del fluido hasta la entrada de la bomba. Debe tenerse un gran cuidado en el diseño de la línea de succión para asegurar una carga de succión positiva neta adecuada, tal como se analizó en la sección 13.9. Además, algunas condiciones especiales pueden requerir dispositivos auxiliares. Se recomienda instalar un medidor de presión en la línea de succión cerca de la bomba para monitorear la condición del fluido y detectar el desarrollo de una tendencia a la cavitación.

En la figura 13.38 se muestran dos métodos útiles para suministrar fluido a una bomba. En la parte (a) se crea una carga positiva al colocar la bomba por debajo del depósito de suministro. Ésta es una ayuda para asegurar una *NPSH* satisfactoria. Además, la bomba siempre se ceba con una columna de líquido al arranque.

En la figura 13.38(b) se produce una condición de *elevación por succión* debido a que la bomba debe extraer líquido desde abajo. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo pueden elevar fluidos hasta unos 8 m (26 ft). Sin embargo, en la mayoría de las bombas centrífugas la bomba debe prepararse artificialmente para llenar la línea de succión de líquido. Esto puede hacerse proporcionando un suministro auxiliar de fluido durante el arranque o haciendo vacío en la armadura de la bomba, con lo cual es posible succionar fluido desde la fuente. Después, con la bomba en marcha, se mantendrá el flujo. Vea también la sección 13.5.4 sobre las bombas centrífugas autocebantes.

A menos que se sepa que el fluido está muy limpio, debe instalarse un filtro ya sea en la entrada o en otra parte de la tubería de succión para mantener los desechos fuera de la bomba y del proceso al que debe suministrarse el fluido. Una válvula de pie a la entrada (figuras 10.21 y 10.22), que actúa como válvula de retención para mantener una columna de líquido en la bomba, permite el flujo libre por la bomba, pero se cierra cuando ésta se detiene. Esto evita la necesidad de cebar la bomba cada vez que se inicia. Si va a utilizarse una válvula cerca de la bomba, se recomienda una válvula de compuerta, la cual ofrece muy poca resistencia al flujo cuando está totalmente abierta. El vástago de la válvula debe estar en posición horizontal para evitar la formación de bolsas de aire.

Aunque el tamaño de la tubería empleada para la línea de succión no debe ser más pequeño que la conexión de entrada a la bomba, puede ser algo más grande para reducir la velocidad de flujo y las pérdidas por fricción. La alineación de la tubería debe eliminar la posibilidad de que se formen burbujas o bolsas de aire en la línea de succión porque esto haría que la bomba perdiera capacidad y posiblemente calidad de servicio. Las tuberías largas deben inclinarse hacia arriba en dirección de la bomba. Se deben evitar los codos en un plano horizontal. Si se requiere un reductor, debe ser del tipo excéntrico, tal como ilustra la figura 13.38(b). Las reducciones concéntricas colocan parte de la tubería de suministro por encima de la entrada de la bomba, donde podría formarse una bolsa de aire.

En el capítulo 6, en el análisis de la sección 6.4 y en la figura 6.3, se incluyen recomendaciones sobre los rangos de tamaños de tubería deseables para producir una determinada rapidez del flujo volumétrico (caudal). En general, se recomiendan los tamaños más grandes y las velocidades del fluido más bajas con base en el ideal de minimizar las pérdidas de energía en las líneas que conducen hacia las bombas. Sin embargo, consideraciones prácticas de instalación y costo pueden llevar a la selección de tuberías más pequeñas con las correspondientes velocidades del fluido más altas.

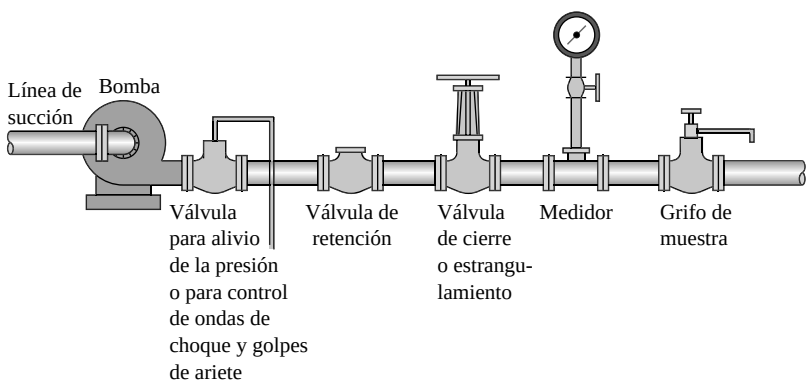
Algunas de estas consideraciones prácticas incluyen el costo de la tubería, las válvulas y los accesorios; el espacio físico disponible para dar cabida a estos elementos; y la unión de la tubería de succión con la conexión de succión de la bomba. Consulte las referencias 3 a 7 y 11 a 18 para obtener detalles adicionales sobre los sistemas de tuberías. La referencia 15, en particular, incluye un amplio análisis de los detalles de diseño de la línea de succión.

13.11 DETALLES DE LA LÍNEA DE DESCARGA

En general, la línea de descarga debe ser tan corta y directa como sea posible para minimizar la carga sobre la bomba. Los codos deben ser del tipo estándar o de radio largo si es posible. El tamaño del tubo debe elegirse de acuerdo con la velocidad o las pérdidas por fricción permisibles.

La línea de descarga debe contener una válvula cerca de la bomba para permitir el servicio o reemplazo de la bomba. Esta válvula actúa con la válvula en el extremo de la línea de succión para aislar la bomba. Con objeto de obtener baja resistencia, se prefiere una válvula de compuerta o de mariposa. Si el flujo se debe regular durante el servicio, una válvula de globo es mejor, ya que permite un suave estrangulamiento de la descarga. Esto, en efecto, aumenta la carga y hace que el suministro de la bomba disminuya hasta el valor deseado.

FIGURA 13.39 Detalles de la línea de descarga.



Tal como se muestra en la figura 13.39, es posible añadir otros elementos a la línea de descarga según se requiera. Una válvula de alivio de presión protegerá a la bomba y a otros equipos en caso de que ocurra un bloqueo del flujo o se cierre accidentalmente una válvula. Una válvula de retención evita que el flujo se regrese a través de la bomba cuando no está operando y debe colocarse entre la válvula de cierre y la bomba. Si se utiliza una ampliación desde el puerto de descarga de la bomba, deberá colocarse entre la válvula de retención y la bomba. Se recomienda colocar un grifo en la línea de descarga para instalar un medidor con la válvula de cierre. En combinación con el medidor instalado en la línea de succión, un operador puede determinar la carga total de la bomba y compararla con los requisitos de diseño. Un grifo de muestra permitirá extraer una pequeña porción del fluido con el fin de hacer una prueba sin interrumpir la operación. En las figuras 13.1 y 7.1 (ésta del capítulo 7) se muestran ejemplos de instalaciones reales.

En muchas instalaciones industriales de tubería suelen incluirse otros elementos en la línea de descarga del sistema relacionados con el proceso de manufactura. Algunos ejemplos son los intercambiadores de calor, filtros, coladores, actuadores de potencia impulsados por fluidos, difusores y sistemas de lubricación para la maquinaria. Cada uno de estos elementos proporciona una resistencia adicional al sistema. Además, tales sistemas se ven sometidos continuamente a cambios en la demanda del caudal de fluido por modificaciones en las necesidades de los procesos a los que se está suministrando mediante el sistema, cambios en las profundidades de los líquidos contenidos en los tanques de origen y de destino y cambios en la naturaleza del producto que se bombea. En las industrias del petróleo, gas, procesamiento químico de alimentos y en los sistemas de lubricación de maquinaria, continuamente deben monitorearse y ajustarse las presiones, los caudales, las temperaturas y las viscosidades del fluido. En consecuencia, la mayoría de los sistemas de este tipo requieren válvulas de control de flujo que adapten la rapidez del flujo volumétrico en respuesta a las cambiantes necesidades del sistema. Las válvulas de control pueden operarse manual o automáticamente por medio de actuadores que responden a las instrucciones del operador o a sensores colocados en el sistema para revisar el nivel de los tanques, las presiones, las temperaturas u otras necesidades del proceso. Vea también la sección 13.15 para un análisis más profundo de las válvulas de control.

13.12 CURVA DE RESISTENCIA DEL SISTEMA

El punto de operación de una bomba se define como el caudal que entregará la bomba cuando se instale en un sistema dado y esté trabajando contra una carga total en particular. Por lo general, el sistema de tuberías incluye varios de los elementos descritos en los apartados anteriores sobre el diseño de las líneas de succión y descarga; válvulas, codos, elementos del proceso y tramos rectos de tubería conectados. La bomba debe realizar las siguientes tareas:

1. Elevar el fluido desde un depósito u otra fuente inferior hasta un punto de destino o tanque superior.
2. Aumentar la presión del fluido desde el punto de origen hasta el punto de destino.
3. Superar la resistencia causada por la fricción en la tubería, las válvulas y los accesorios.
4. Superar la resistencia causada por los elementos del proceso como se describe en la sección 13.11.
5. Suministrar la energía relacionada con la operación de las válvulas de control del flujo que causan cambios inherentes a la carga del sistema para lograr los caudales deseados.

Los dos primeros elementos de esta lista son componentes de la *carga estática*, h_o, esperada para el sistema, donde el nombre se refiere al hecho de que la bomba debe superar estas resistencias antes de que cualquier fluido comience a desplazarse, es decir, cuando el fluido está estático. La *carga estática*, h_0, se define como:

⇨ Carga estática total

$$h_0 = (p_2 - p_1)/\gamma + (z_2 - z_1) \qquad \textbf{(13-16)}$$

Pero se espera que la bomba trabaje contra una carga superior y, de hecho, que suministre fluido al sistema con una rapidez de flujo volumétrico especificada. Tan pronto como el fluido comienza a fluir por las tuberías, válvulas, los accesorios y elementos del proceso incluidos en el sistema, se desarrolla más carga debido a las pérdidas de energía que se producen. Recuerde que las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de velocidad presente en las tuberías ($v^2/2g$) y, por lo tanto, aumentan de acuerdo con el cuadrado de la rapidez del fluido. Esto hace que la forma característica de una curva de resistencia del sistema sea parabólica (SRC, por sus siglas en inglés), a veces llamada *curva de segundo grado*, sea como se muestra en la figura 13.40.

Como un ejemplo inicial para desarrollar la curva de un sistema, considere el sistema que muestra la figura 13.41 donde se requiere una bomba para elevar el fluido desde un depósito inferior abierto hasta un tanque elevado presurizado. Aquí se analiza el sistema en una condición de flujo constante sin necesidad de utilizar una válvula de control. Los sistemas con diferentes demandas y válvulas de control se analizan más adelante. Los datos para esta curva se determinan dentro del problema de ejemplo 13.4 que se presenta enseguida.

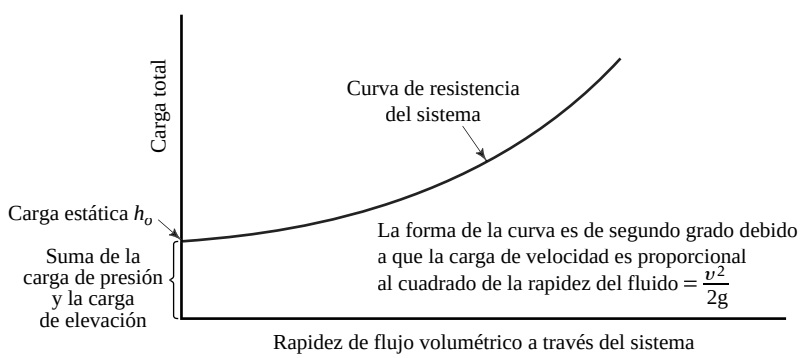


FIGURA 13.40 Forma general de una curva de resistencia del sistema (SRC) para un sistema de flujo de fluidos bombeado.

Problema de ejemplo 13.4

En la figura 13.41 se muestra un sistema de flujo de fluidos bombeado que está siendo diseñado para conducir 225 gal/min de agua a 60 °F desde un depósito inferior abierto hasta un tanque elevado a una presión de 35.0 psig. La línea de succión tiene 8.0 ft de tubería de acero y la línea de descarga tiene 360 ft de tubería. Los tamaños de las tuberías se indican en la figura. Prepare la curva de resistencia del sistema, SRC, para esta aplicación considerando caudales desde cero hasta 250 gal/min, calcule los valores de la carga en incrementos de 50 gal/min.

Solución

Objetivo: Desarrollar la SRC para el sistema bombeado que muestra la figura 13.41.

Datos: Fluido: Agua a 60 °F: $\gamma = 62.4$ lb/ft^3; $\nu = 1.21 \times 10^{-5}$ ft^2/s; $h_{vp} = 0.5917$ ft.

(Apéndice A.2 y tabla 13.2).

Rango de caudales: $Q = 0$ a 250 gal/min en incrementos de 50 gal/min.

Seleccione el punto de referencia 1 para la ecuación de la energía en la superficie del depósito inferior y el punto 2 en la superficie del tanque superior.

Fuente: Depósito inferior; $p_1 = 0$ psig; elevación = 8.0 ft por encima de la entrada de la bomba.

Destino: Depósito superior; $p_2 = 35.0$ psig; elevación = 88 ft por encima de la entrada de la bomba.

La tubería de succión es de acero de 3½ in cédula 40; $D = 0.2957$ ft, $A = 0.06868$ ft^2; $L = 8.0$ ft.

La línea de descarga es tubería de acero de 2½ in cédula 40; $D = 0.2058$ ft, $A = 0.03326$ ft^2; $L = 360$ ft.

Paso 1 La figura 13.41 muestra el diseño propuesto.

Paso 2 Para la carga estática: $z_2 - z_1 = 88.0$ ft $- 8.0$ ft $= 80.0$ ft; $p_2 = 35.0$ psig; $p_1 = 0$

Entonces,

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{35.0 \text{ lb}}{\text{in}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{62.4 \text{ lb}} \times \frac{144 \text{ in}^2}{\text{ft}^2} = 80.77 \text{ ft}$$

La carga estática total es $h_o = (p_2 - p_1)/\gamma + (z_2 - z_1) = 80.77$ ft $+ 80$ ft $= 160.77$ ft.

Paso 3 Para calcular la carga total con muchos caudales diferentes, es conveniente usar la hoja de cálculo mostrada en la figura 13.42, adaptada a partir del capítulo 11. Los datos mostrados en la figura son para la carga dinámica total h_a con el caudal de diseño de 225 gal/min, la cual está dada por

$$h_a = (z_2 - z_1) + p_2/\gamma + h_L = 80.0 \text{ ft} + 80.8 \text{ ft} + 139.0 \text{ ft} = 299.8 \text{ ft}$$

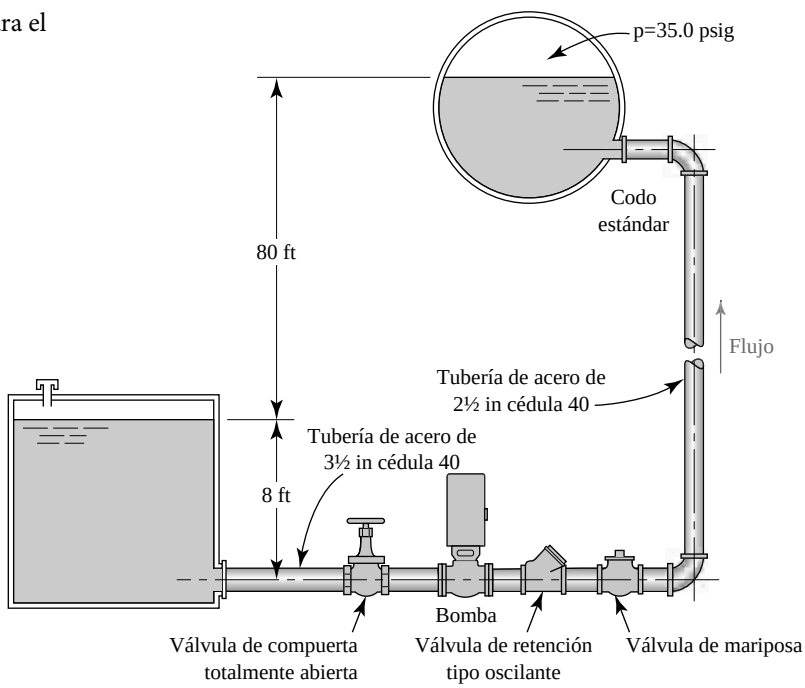


FIGURA 13.41 Sistema para el problema de ejemplo 13.4.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA				**SISTEMAS EN SERIE CLASE I**		
Objetivo: ***Curva del sistema***				*Puntos de referencia para la ecuación de la energía:*		
Problema de ejemplo 13.4				Punto 1: Superficie del depósito inferior		
Figura 13.41				Punto 2: Superficie del depósito superior		
Datos del sistema:	**Unidades de uso común en Estados Unidos**					
Rapidez del flujo de volumen: Q =	*0.5011 ft³/s*			*Elevación en el punto 1 =*	*0 ft*	
Presión en el punto 1 =	*0 psig*			*Elevación en el punto 2 =*	*80 ft*	
Presión en el punto 2 =	*35 psig*			*Si el punto de referencia está en la tubería: establezca v_1"= B20" o bien v_2"= E20"*		
Velocidad en el punto 1 =	*0.00 ft/s*			Carga de velocidad en el punto 1 =	*0.00 ft*	
Velocidad en el punto 2 =	*0.00 ft/s*			Carga de velocidad en el punto 2 =	*0.00 ft*	
Propiedades del fluido:				Puede ser necesario calcular v = η/ρ		
Peso específico =	62.40 lb/ft³			*Viscosidad cinemática = 1.21E-05ft²/s*		
Tubo 1: Tubería de acero de 3½ in cédula 40				***Tubo 2: Tubería de acero de 2½ in cédula 40***		
Diámetro: D =	*0.2957 ft*			*Diámetro: D =*	*0.2058 ft*	
Rugosidad de pared: ϵ =	*1.50E-04 ft*			*Rugosidad de pared: ϵ =*	*1.50E-04 ft*	
Longitud: L =	*8 ft*			*Longitud: L =*	*360 ft*	
Área: *A =*	*0.06867 ft²*			Área: *A =*	0.03326 ft²	[$A = \pi D^2/4$]
D/ϵ =	1971			*D/ϵ =*	1372	Rugosidad relativa
L/D =	27			*L/D =*	1749	
Velocidad de flujo =	7.30 ft/s			Velocidad de flujo =	15.06 ft/s	[$v = Q/A$]
Carga de velocidad =	0.827 ft			Carga de velocidad =	3.524 ft	[$v^2/2g$]
Núm. de Reynolds =	1.78E+05			Núm. de Reynolds =	2.56E+05	[$N_R = vD/v$]
Factor de fricción: *f =*	0.0192			Factor de fricción: *f =*	0.0197	Usando la ecuación 8-7
Pérdidas de energía en la tubería 1:		Cant.	K total			
Tubería: K_1 =	*0.519*	*1*	*0.519*	Pérdida de energía h_{L1} =	0.43 ft	
Entrada: K_2 =	*0.500*	*1*	*0.500*	Pérdida de energía h_{L2} =	0.41 ft	
Válvula de compuerta: K_3 =	*0.136*	*1*	*0.136*	Pérdida de energía h_{L3} =	0.11 ft	
Elemento 4: K_4 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L4} =	0.00 ft	
Elemento 5: K_5 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L5} =	0.00 ft	
Elemento 6: K_6 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L6} =	0.00 ft	
Elemento 7: K_7 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L7} =	0.00 ft	
Elemento 8: K_8 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L8} =	0.00 ft	
Pérdidas de energía en la tubería 2:		Cant.	K total			
Tubería: K_1 =	34.488	1	34.488	Pérdida de energía h_{L1} =	121.53 ft	
Válvula de retención: K_2 =	*1.800*	*1*	*1.800*	Pérdida de energía h_{L2} =	6.34 ft	
Válvula de mariposa: K_3 =	*0.810*	*1*	*0.810*	Pérdida de energía h_{L3} =	2.85 ft	
Codo estándar: K_4 =	*0.540*	*2*	*1.080*	Pérdida de energía h_{L4} =	3.81 ft	
Pérdida de salida: K_5 =	*1.000*	*1*	*1.000*	Pérdida de energía h_{L5} =	3.52 ft	
Elemento 6: K_6 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L6} =	0.00 ft	
Elemento 7: K_7 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L7} =	0.00 ft	
Elemento 8: K_8 =	*0.000*	*1*	*0.000*	Pérdida de energía h_{L8} =	0.00 ft	
				Pérdida de energía total h_{Ltot} =	139.01 ft	
		Resultados:		Carga total sobre la bomba: h_A =	299.8 ft	

FIGURA 13.42 Hoja de cálculo para calcular la carga total de la bomba en el punto de operación deseado para el problema de ejemplo 13.4.

Paso 4 Los puntos sobre la SRC están listados en la tabla 13.3, calculada mediante la hoja de cálculo, variando únicamente la rapidez del flujo volumétrico desde cero hasta 250 gal/min en incrementos de 50 gal/min (de cero a 0.557 ft³/s en incrementos de 0.111 ft³/s).

TABLA 13.3 Puntos de datos sobre la curva de resistencia del sistema (SRC)

Q (gal/min)	Q (cfs)	h_a (ft)
0	0	160.8
50	0.111	168.6
100	0.223	189.9
150	0.334	224.1
200	0.445	271.3
225	0.501	299.8 (Punto de diseño)
250	0.557	331.4

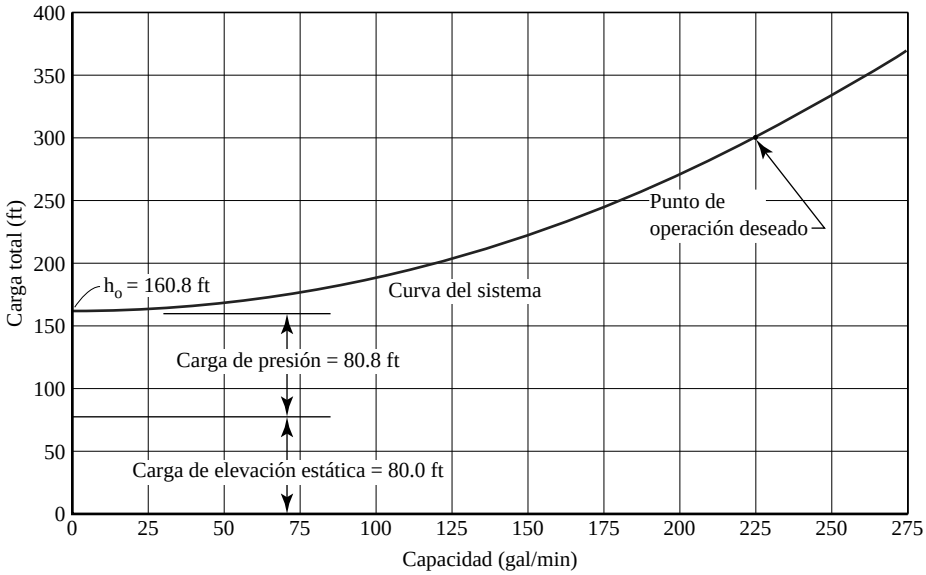


FIGURA 13.43 Curva del sistema para el problema de ejemplo 13.4. El sistema se muestra en la figura 13.41.

Paso 5 La figura 13.43 muestra la curva de resistencia del sistema.

Observe la carga estática de 166.77 ft en el eje izquierdo para el flujo cero, la forma de segundo orden de la curva y la carga total de 299.8 ft con el caudal de diseño de 225 gal/min.

13.13 SELECCIÓN DE LA BOMBA Y PUNTO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

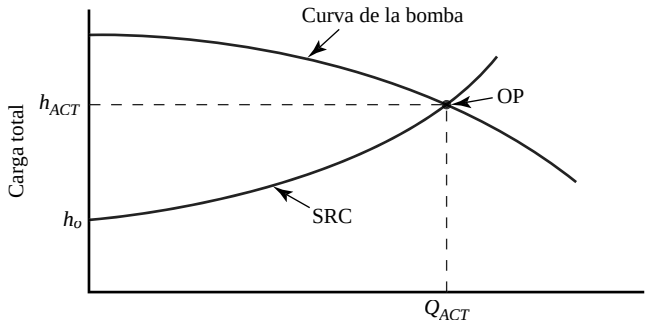
Los datos básicos necesarios para especificar una bomba son el caudal de diseño y la carga total requerida en ese caudal. Esto requiere que el sistema donde funcionará la bomba haya sido diseñado y analizado para determinar su curva de resistencia utilizando un método similar al mostrado en la sección anterior e ilustrado en el problema de ejemplo 13.4. Enseguida se presenta un problema de ejemplo que amplía el diseño del sistema de la figura 13.41 de modo que incluya el proceso de selección de la bomba y la documentación de los parámetros de operación de la bomba seleccionada. Para ilustrar este proceso, utilizaremos las curvas de las bombas presentadas en las figuras 13.28 a 13.36 que cubren un amplio rango de caudales (capacidades) y capacidades de carga total.

Otro concepto introducido aquí es la identificación del *punto de operación* para la bomba seleccionada, el cual se utilizó en el sistema analizado en el problema de ejemplo 13.4. Para encontrar el punto de operación se superpondrá la curva de desempeño de la bomba trazada para la carga contra el flujo registrado sobre la curva de resistencia del sistema. La intersección de las dos curvas es el punto de operación. En la figura 13.44 se muestra un ejemplo genérico de un diagrama donde puede verse el punto de operación. A continuación presentamos un conjunto de directrices útiles para seleccionar una bomba adecuada.

Directrices para la selección de la bomba

Dado el punto de operación deseado para el sistema, con el caudal recomendado y la carga total esperada sobre la bomba:

1. Busque una bomba con una alta eficiencia en el punto de diseño y para la cual el punto de operación se encuentre cerca del *punto de máxima eficiencia* (*BEP*, por sus siglas en inglés) para la bomba.
2. Las normas establecidas en forma conjunta por el American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (IH) exigen una *región de operación recomendada* (*POR*, por sus siglas en inglés) para las bombas centrífugas que se encuentra entre 70 y 120 por ciento del BEP. Vea la norma ANSI/HI 9.6.3-2012, *Standard for Centrifugal and Vertical Pumps for Allowable Operating Region*.



SRC = Curva de resistencia del sistema
OP = Punto de operación
Q_{ACT} = Rapidez de flujo volumétrico real en el sistema
h_{ACT} = Carga total real de la bomba
h_o = Carga estática para el sistema

FIGURA 13.44 Ilustración genérica del punto de operación de una bomba en un sistema de flujo de fluidos.

3. Para la bomba seleccionada, especifique la designación del modelo, el módulo de la velocidad angular, el tamaño del impulsor y los tamaños de los puertos de succión y descarga.
4. En el punto de operación real, determine la potencia requerida, la rapidez del flujo volumétrico real entregado, la eficiencia y la $NPSH_R$. Además, verifique el tipo de bomba, los requisitos de montaje y los tipos y tamaños de las líneas de succión y descarga para asegurarse de que son compatibles con la instalación pretendida.
5. Calcule la $NPSH_A$ para el sistema usando la ecuación (13-13).
6. Asegúrese de que habrá una $NPSH_A > 1.10\ NPSH_R$ para todas las condiciones de operación esperadas.
7. Si es necesario, proporcione el medio adecuado para conectar los tamaños de tubería especificados a las conexiones de la bomba si éstas son de tamaños diferentes. Utilice un reductor gradual o un expansor gradual para minimizar las pérdidas de energía añadidas al sistema por estos elementos. Vea los ejemplos de las figuras 7.1, 13.38 y 13.39.

Problema de ejemplo 13.5

Para el sistema de flujo de fluidos bombeado que muestra la figura 13.41, seleccione una bomba adecuada para permitir que el sistema suministre al menos 225 gal/min de agua a 60 °F con una carga total de 299.8 ft, tal como se determinó en el problema de ejemplo 13.4. Luego muestre el punto de operación de la bomba en ese sistema. Además, liste la eficiencia de la bomba en el punto de operación, la potencia requerida para accionar la bomba y la $NPSH_R$. Analice la parte de la línea de succión del sistema para determinar la $NPSH_A$ y asegúrese de que es adecuada para la bomba elegida. Recomiende los ajustes deseables para el sistema de tuberías con el fin de que pueda alojar la bomba seleccionada.

Solución

Datos A partir del problema de ejemplo 13.4, se debe seleccionar una bomba que pueda entregar 225 gal/min con una carga total de 299.8 ft.

Solución

Paso 1 La figura 13.28 muestra las curvas de desempeño para una bomba centrífuga adecuada, la $2 \times 3 - 10$ que opera con una rapidez angular de 3500 rpm. El punto operativo deseado se encuentra entre las curvas de los impulsores de 8 y 9 in. Se especifica el impulsor de 9 in que tiene una capacidad ligeramente mayor que la capacidad mínima de 225 gal/min. Se encuentran los siguientes datos cerca del punto de operación deseado:

- La eficiencia de la bomba es de aproximadamente 58 por ciento, cerca del punto de máxima eficiencia indicado para esta bomba.
- El puerto de succión es de 3 in y el puerto de descarga de 2 in.

Paso 2 La figura 13.45 muestra la curva de la bomba seleccionada sobre la gráfica de la SRC que se presentó en la figura 13.43 como resultado del problema de ejemplo 13.4. La intersección de la curva de la bomba y la curva de resistencia del sistema define el punto de operación para esta bomba en este sistema.

Paso 3 A partir de la figura 13.45, en el punto de operación, se encuentran los siguientes datos:

$$\text{Capacidad} = Q = 229 \text{ gal/min}$$

$$\text{Carga total } h_a = 303 \text{ ft}$$

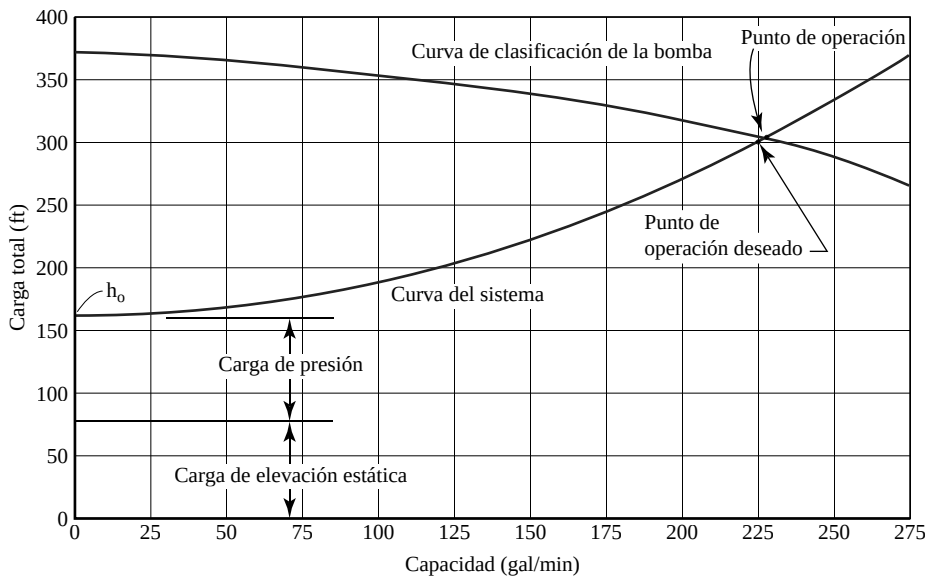


FIGURA 13.45 Punto de operación para el problema de ejemplo 13.5.

$$\text{Energía de entrada} = P = 30.0 \text{ hp}$$

$$NPSH_R = 8.8 \text{ ft}$$

Paso 4 Ahora es posible calcular la $NPSH_A$ para el sistema en el puerto de succión de la bomba, usando la ecuación

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

Suponga que $p_{sp} = 14.7$ psia (atmosférica) por encima del agua en el depósito fuente. Entonces,

$$h_{sp} = \frac{p_{sp}}{\gamma} = \frac{14.7 \text{ lb}}{\text{in}^2} \frac{144 \text{ in}^2}{\text{ft}^2} \frac{\text{ft}^3}{62.4 \text{ lb}} = 33.9 \text{ ft}$$

$h_s =$ +8.0 ft (positiva porque la bomba está por debajo del nivel de la fuente)

$h_f =$ Pérdida total de energía en la línea de succión = pérdida de entrada + pérdida en la válvula + pérdida en la tubería

$h_f = 0.421 \text{ ft} + 0.114 \text{ ft} + 0.436 \text{ ft} = 0.971 \text{ ft}$ (valores encontrados en la figura 13.42)

$h_{vp} = 0.5917$ ft (a partir de la tabla 13.2)

Los valores para la pérdida de carga, h_f, usados anteriormente se determinaron empleando la hoja de cálculo mostrada en la figura 13.42, pero con la rapidez de flujo de 229 gal/min en vez de 225 gal/min. Entonces,

$$NPSH_A = 33.9 \text{ ft} + 8.0 \text{ ft} - 0.971 \text{ ft} - 0.5917 \text{ ft} = 40.34 \text{ ft}$$

Paso 5 Ahora el valor de la $NPSH_A$ se puede comparar con la $NPSH_R$ para la bomba seleccionada. Se recomienda que la $NPSH_A$ sea al menos 10 por ciento mayor que la $NPSH_R$ propuesta por el fabricante. Calcule

$$1.10\ NPSH_R = 1.10(8.8\text{ft}) = 9.68 \text{ ft}$$

Así que, como $NPSH_A = 40.34$ ft, la bomba es aceptable.

Paso 6 Ahora se puede ver si existen problemas para colocar la bomba seleccionada en el sistema que muestra la figura 13.41. Los tamaños de las tuberías de succión y descarga son diferentes de los tamaños de los puertos de la bomba. Se debe utilizar un reductor gradual a partir de la línea de succión de 3½ in cédula 40 hasta el puerto de succión de 3 in. Es necesario utilizar una ampliación gradual desde el puerto de descarga de 2 in hasta la tubería de descarga de 2½ in cédula 40. Estos elementos añaden pérdidas de energía que deben evaluarse. La relación de diámetro para cada elemento es de aproximadamente 1.2. En relación con la figura 10.6 para una ampliación gradual y con la figura 10.11 para una reducción (contracción) gradual, y especificando un ángulo incluido de 15°, se encuentra que el valor K será de 0.09 para la ampliación y de 0.03 para la reducción. Las pérdidas de energía adicionales son

$$h_{Ls} = 0.03(v^2/2g) = 0.03(0.842 \text{ ft}) = 0.025 \text{ ft}$$

$$h_{Ld} = 0.09(v^2/2g) = 0.09(3.587 \text{ ft}) = 0.323 \text{ ft}$$

Estos valores son insignificantes en comparación con las otras pérdidas de energía registradas en las líneas de succión y descarga; por lo tanto, no deben afectar significativamente a la selección de la bomba o a su desempeño. Además, la $NPSH_A$ aún será aceptable.

13.14 USO DE PIPE-FLO® PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS DISPONIBLES COMERCIALMENTE

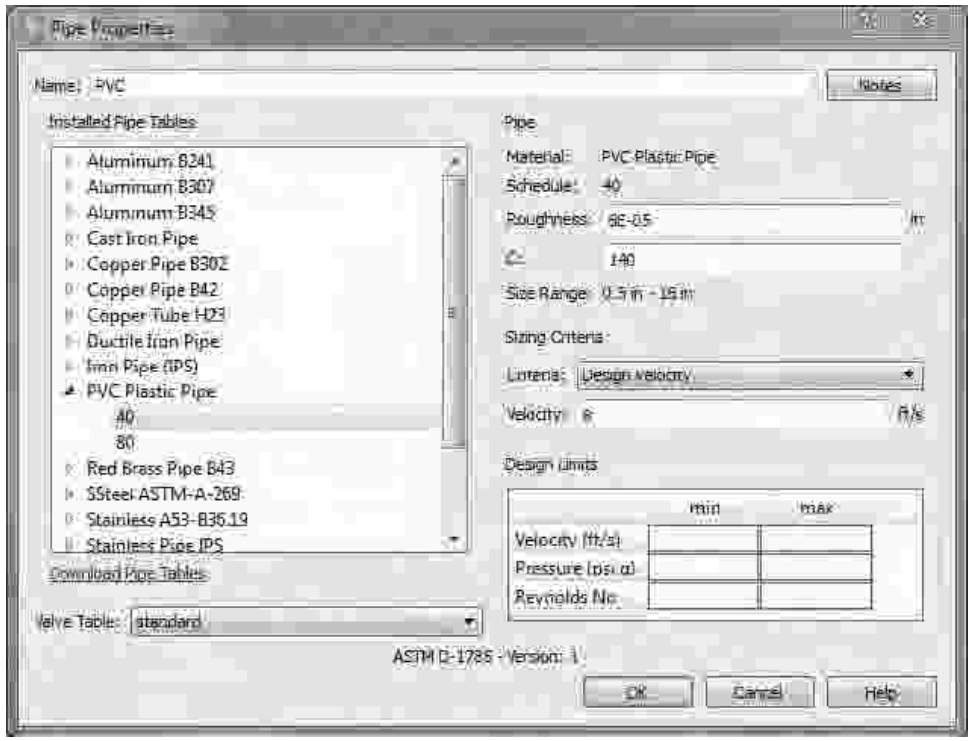
En este libro ya se ha utilizado PIPE-FLO® para simular una bomba de tamaño genérico en un sistema dado. Otra poderosa capacidad de este software es poder integrar en un sistema las bombas disponibles en el mercado para ver los resultados reales de su desempeño. Para ello, PIPE-FLO® ha recopilado curvas de rendimiento y otros datos a partir de numerosos fabricantes de bombas y los ha integrado en el software para que el usuario pueda simular su sistema. La versión demostrativa de PIPE-FLO® empleada en este texto utiliza un "catálogo de muestra" con un número limitado de bombas típicas. La versión completa del software, que está disponible bajo pedido para su uso académico, incluye muchas más bombas e identifica los fabricantes y números de modelo. Otra característica conveniente de PIPE-FLO® es su capacidad de hacer recomendaciones sobre el tamaño de tubería con base en ciertos datos dados. El siguiente problema de ejemplo describe el uso de una bomba disponible en el mercado para un sistema dado y muestra cómo usar la calculadora de tamaños de tubería.

Problema de ejemplo 13.6 Selección de una bomba empleando PIPE-FLO®

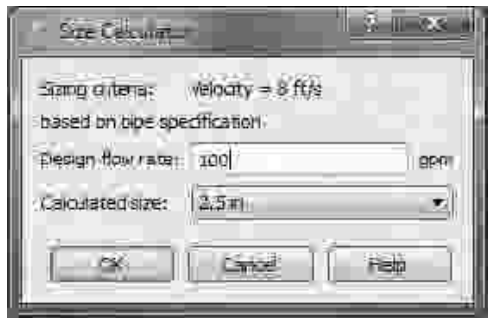
Agua a 80 °F fluye por un río localizado a 130 ft por debajo de un tanque de almacenamiento de agua. El tanque contiene agua extraída del río mediante una bomba que suministra 100 gal/min. Las elevaciones de la entrada y la descarga de la bomba son de 15 ft. Establezca la profundidad del río en 13 ft y el nivel del fluido en el tanque en 15 ft. La tubería que se utilizará es de PVC plástico cédula 40 y la longitud total de la tubería mide 155 ft. Diseñe el tamaño de tubería para una velocidad de 8 ft/s. Existe una presión de 30 psi en el tanque de almacenamiento de modo que el agua pueda ser distribuida para diversos usos. Se tienen 2 codos estándar de 90° y una válvula de pie en la línea de succión. Hay 2 codos estándar de 45° en la línea de descarga. Utilice PIPE-FLO® para calcular la carga total de la bomba, seleccione una bomba disponible en el mercado, muestre la curva de la bomba y elabore un resumen de las principales decisiones de diseño necesarias en el sistema.

Solución

1. Comience usando el menú "system" para establecer las unidades a usar para el problema, las zonas de fluido y las especificaciones de la tubería. Como el planteamiento del problema pide diseñar la tubería para una velocidad nominal de 8 ft/s, esto debe tenerse en cuenta al establecer las especificaciones de las tuberías. En el menú de especificaciones de tuberías, en "Sizing Criteria", elija "Design Velocity" e introduzca el valor 8 ft/s. Esto permitirá realizar los cálculos posteriores de tamaño de tubería para un caudal dado. Tome como referencia la figura siguiente.

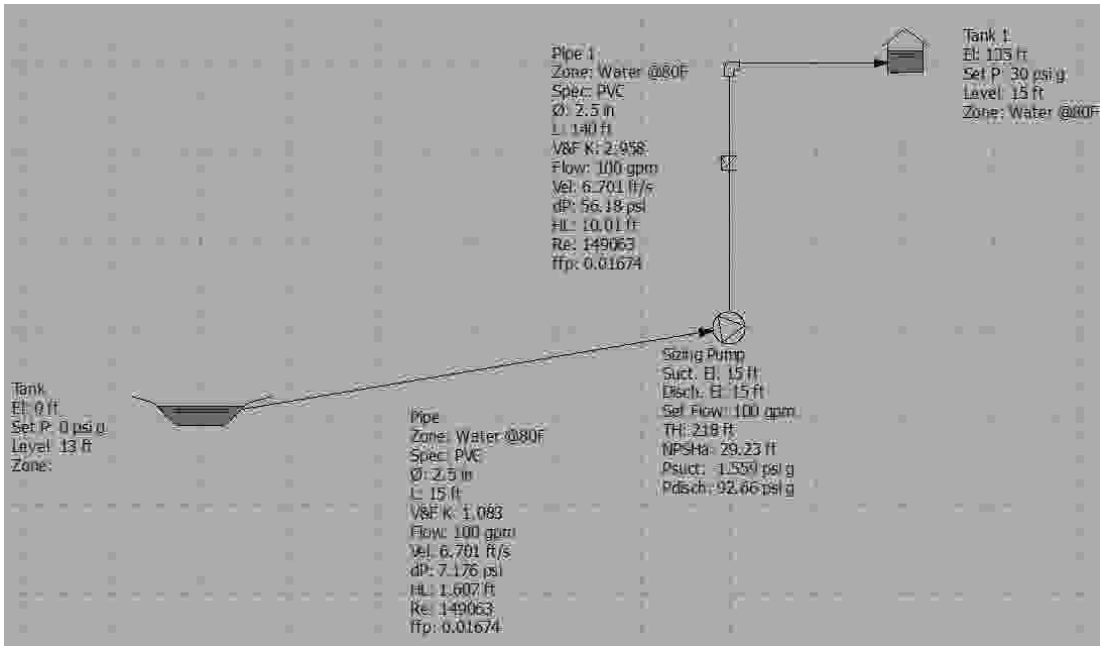


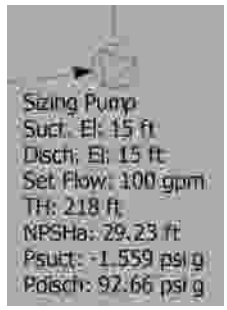
2. Enseguida, coloque los dos "tanques" en el sistema. Haga clic derecho sobre los símbolos y seleccione "CHANGE SYMBOL". Cambie los tanques para que uno parezca un río y el otro un depósito cerrado. Asegúrese de incluir en la cuadrícula de propiedades los valores dados en el enunciado del problema para estos dos elementos.
3. Añada el tamaño de la bomba e introduzca sus datos en la cuadrícula de propiedades.
4. Dibuje la tubería para conectar el río con la bomba. Suponga que la longitud de este tramo de tubería es de 15 ft. Como no se ha especificado un tamaño de tubería, se puede usar la función de PIPE-FLO® llamada "Design for Velocity" para calcular el tamaño apropiado. Para ello, haga clic en la tubería y comience a introducir los valores correspondientes en la cuadrícula de propiedades. Para calcular el tamaño de tubería apropiado, haga clic en el botón "…" que aparece a la derecha del recuadro designado para el tamaño de tubería en la cuadrícula de propiedades. Una calculadora de tamaños aparecerá en la pantalla; llene los datos requeridos y PIPE-FLO® mostrará el tamaño calculado. Para este problema de ejemplo, una rapidez de flujo especificada como 100 gal/min y la velocidad de 8 ft/s dan un tamaño de tubería recomendado de 2.5 in Cédula 40. Continúe introduciendo los datos en la cuadrícula de propiedades, incluyendo la válvula de pie y los codos, hasta que la tubería esté completamente definida. Vea la siguiente figura como una referencia para localizar la calculadora del tamaño de tubería.



5. Repita el mismo proceso para la tubería de descarga que va desde la bomba hasta el tanque de almacenamiento. Suponga que la longitud total de esta tubería es de 140 ft. Al dibujar las tuberías, asegúrese de incluir todos los accesorios y válvulas que se requerirán.

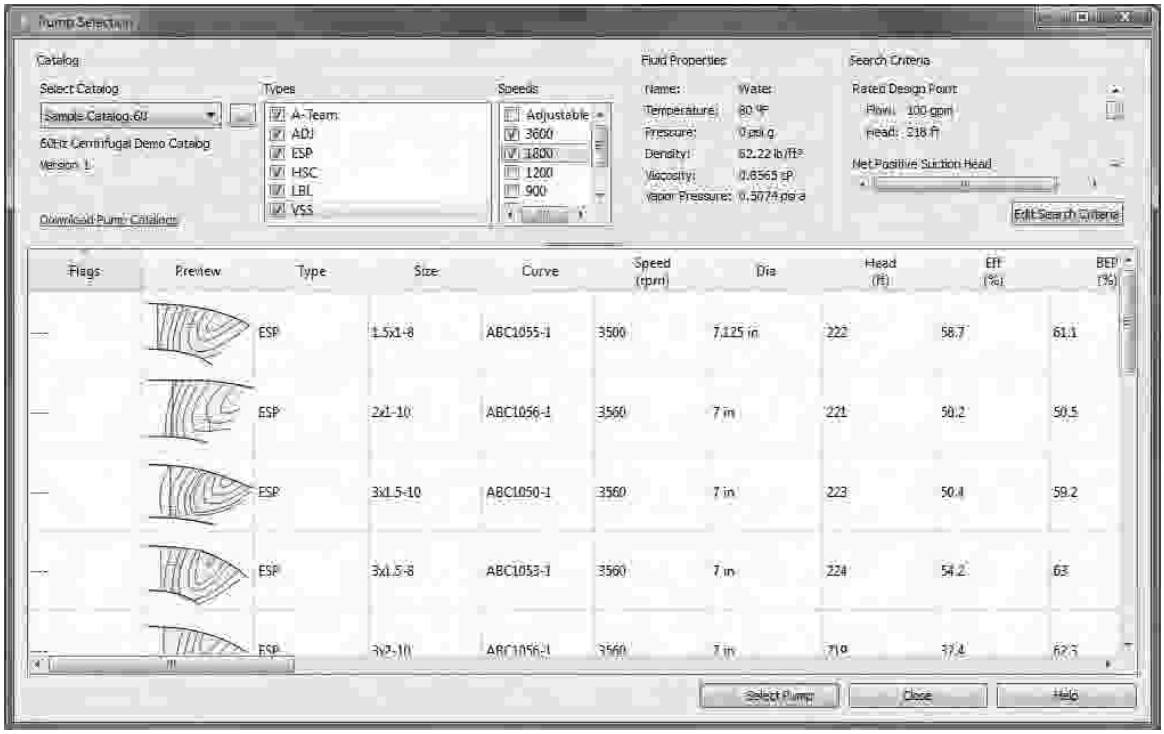
6. Cuando se hayan introducido todos los datos, ejecute los cálculos de PIPE-FLO® para encontrar la carga total de la bomba, la presión de succión, la presión de descarga, etc. Una vez más lo señalamos, estos valores calculados se utilizan para ayudar a determinar una bomba apropiada disponible en el mercado y con la cual se puedan simular los resultados reales. A continuación se muestra la solución encontrada para la primera mitad del problema. La carga total calculada es de 218 ft como se ve en el dibujo del sistema y en la imagen ampliada de los datos de dimensionamiento de la bomba.





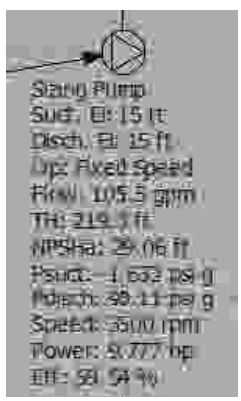
7. Ahora que se han establecido los datos iniciales para el sistema, los resultados pueden utilizarse para seleccionar una bomba disponible en el mercado. Para ello, haga clic en el dimensionamiento de la bomba y elija la opción “Select Catalog Pump…” en el menú. En pantalla aparecerá un menú para seleccionar la bomba. En la versión demostrativa del software las bombas incluidas no son reales, pero sí muy parecidas a las unidades disponibles en el mercado. La versión completa sí contiene las curvas de bombas reales que usted podría especificar y adquirir para su aplicación.

8. En el cuadro desplegable “Select Catalog”, elija “Sample Catalog.60”. Éste es el catálogo de muestra para bombas con motores de 60 Hz, que es la frecuencia común empleada para las fuentes de alimentación en Estados Unidos. Existen opciones disponibles de 50 Hz para los usuarios de países distintos de Estados Unidos. En el menú “Types”, marque todas las casillas para que se muestren todos los fabricantes de bombas. En el menú “Speeds”, marque solamente las opciones de 3600 y 1800. Estos valores representan las velocidades nominales de los motores de corriente alterna más comunes que se utilizan para el accionamiento de bombas. Las velocidades reales pueden ser ligeramente inferiores y se indican junto con los datos de la bomba. A continuación, aparecen las curvas de las bombas en el mismo menú “Pump Selection” disponible para todas las bombas aplicables; vea la siguiente figura.



9. PIPE-FLO® clasifica de manera automática las bombas disponibles de modo que la bomba óptima sea la primera en aparecer en la lista, según lo indicado por la eficiencia requerida en el punto de operación de la bomba. Se presenta entonces una curva de la bomba de muestra, y un marcador sobre la curva de la bomba indica el lugar donde coincide el sistema en particular que usted está utilizando con esa bomba específica. En este ejemplo, se elegirá la primera bomba de la lista y se utilizará la recomendación de PIPE-FLO®.

10. Resalte la bomba que se va a utilizar en el sistema y haga clic en el botón “Select Pump” ubicado en la parte inferior de la página. Esto reemplaza automáticamente el dimensionamiento de la bomba establecido en el problema por la bomba disponible comercialmente que acaba de elegirse. Si se presiona de nuevo el botón de cálculo después de que la bomba haya sido reemplazada, otros valores como la energía y la eficiencia de la bomba disponible en el mercado aparecerán en la FLO-Sheet®. A continuación se muestran los resultados obtenidos para este problema de ejemplo.



11. Observe que PIPE-FLO® no cambia el nombre de la bomba después de haber elegido una bomba disponible comercialmente, puesto que supone que el usuario está introduciendo los nombres de todos los componentes. La manera de saber si la bomba ha cambiado realmente del dimensionamiento a la bomba disponible en el mercado, es mediante los resultados calculados que se muestran. Cuando se listen la potencia y la eficiencia, el usuario sabrá que la bomba disponible en el mercado se incluyó en el problema ya que estos valores no son los que se dan para el dimensionamiento de la bomba.

12. Resumen: La designación de la bomba y sus principales parámetros de desempeño son:

- **a.** Punto de operación: 100 gal/min de caudal a una carga total de 218 ft.
- **b.** Bomba: Bomba centrífuga de 1½ × 1 × 8; tipo ESP; curva de la bomba ABC1055-1.
- **c.** Velocidad de la bomba: 3500 rpm Diámetro del impulsor: 7.125 in.
- **d.** BEP: 61.1 por ciento.
- **e.** Eficiencia en el punto de operación: 58.7 por ciento (en el 96 por ciento del BEP y a su izquierda).
- **f.** El software eligió un tamaño de tubería plástica para el sistema de 2½ in cédula 40 para las tuberías de succión y de descarga con base en la velocidad de flujo deseada de 8.0 ft/s. La velocidad de flujo real es de 6.70 ft/s.
- **g.** Se requiere un reductor gradual en la entrada de la bomba de 2½ in a 1½ in y una ampliación gradual a la salida de la bomba de 1 in a 2½ in.
- **h.** La $NPSH_A$ para la entrada de succión a la bomba se calcula en 29.06 ft.
- **i.** El valor de la $NPSH_R$ para la bomba y los datos operativos adicionales se pueden consultar a partir del software.

13.15 MODOS DE OPERACIÓN CON SISTEMA ALTERNADO

En las secciones 13.9 a 13.14, la atención se concentró en el diseño y análisis de sistemas de suministro de fluidos bombeados que emplean una trayectoria única de flujo y operan bajo condiciones fijas de caudal, presiones y elevaciones. Se analizaron algunos principios importantes del funcionamiento del sistema, como el desempeño de las bombas centrífugas, las curvas de resistencia del sistema, el punto de operación de una bomba en un sistema dado, la *NPSH* y la eficiencia y potencia necesarias para la operación de la bomba. Estos fundamentos son básicos para comprender cómo funciona un sistema de flujo de fluidos.

Existen muchos modos alternos de operación de los sistemas y se usan con frecuencia en una amplia variedad de aplicaciones industriales que se basan en los fundamentos básicos pero incluyen características adicionales y requieren diferentes métodos de análisis. Esta sección describe lo siguiente:

- El uso de válvulas de control que permiten a los operadores del sistema ajustar el comportamiento de éste para satisfacer necesidades variables, ya sea manual o automáticamente.
- Los variadores de velocidad que permiten la variación continua de los caudales para afinar la operación del sistema y armonizar los niveles de suministro para un producto o proceso.
- El efecto de la viscosidad del fluido en el desempeño de la bomba.
- Las bombas que operan en paralelo.
- Las bombas que operan en serie.
- Las bombas de etapas múltiples.

La referencia 7 y el recurso de internet 2 ofrecen un amplio estudio de estos temas que va más allá del nivel práctico para incluirlo en este libro, y de una manera que es altamente compatible con la terminología y los métodos de análisis que se presentan aquí. Existen otros apoyos que también ofrecen una cobertura adicional, particularmente las referencias 3 a 6 y 9 a 20. La referencia 8 representa una fuente valiosa para obtener un amplio conjunto de datos de los fluidos (densidad, viscosidad, gravedad específica, presión de vapor), datos del vapor, pérdidas por fricción en válvulas y accesorios, datos de tuberías de acero y hierro fundido, cables eléctricos, motores y controles. En la sección de referencias del capítulo 11 también se presentan otras referencias relevantes para estos temas.

13.15.1 Uso de válvulas de control

En la sección 13.13 se estableció que el punto de operación de una bomba se define como el caudal volumétrico que entregará cuando se instale en un sistema dado y funcione contra una carga total particular. Por lo general, un sistema de tuberías incluye varios de los elementos descritos en los apartados anteriores para el diseño de las líneas de succión y descarga: válvulas, codos, elementos del proceso y conexiones de tramos rectos de tubería. Las válvulas se colocan en el sistema para permitir el cierre de las líneas cuando se les da servicio o cuando el sistema se apaga; por lo tanto, suelen denominarse *válvulas de cierre*. Normalmente poseen baja resistencia, como las válvulas tipo compuerta o mariposa, y se modelan en su posición totalmente abierta como parte de la curva de resistencia del sistema.

Sin embargo, cuando hay necesidad de variar los caudales para satisfacer diferentes necesidades, se utilizan válvulas de control que pueden ajustarse manual o automáticamente. Con frecuencia, el dimensionamiento inicial de una válvula de control se basa en el punto medio entre los límites de caudal más alto y más bajo que se esperan durante la aplicación. Entonces la válvula se puede ajustar a una posición más abierta (menor resistencia) o más cerrada (mayor resistencia) para producir caudales mayores o menores, respectivamente.

Es importante obtener los datos que el proveedor ofrece acerca del desempeño de la válvula de control en todo su rango,

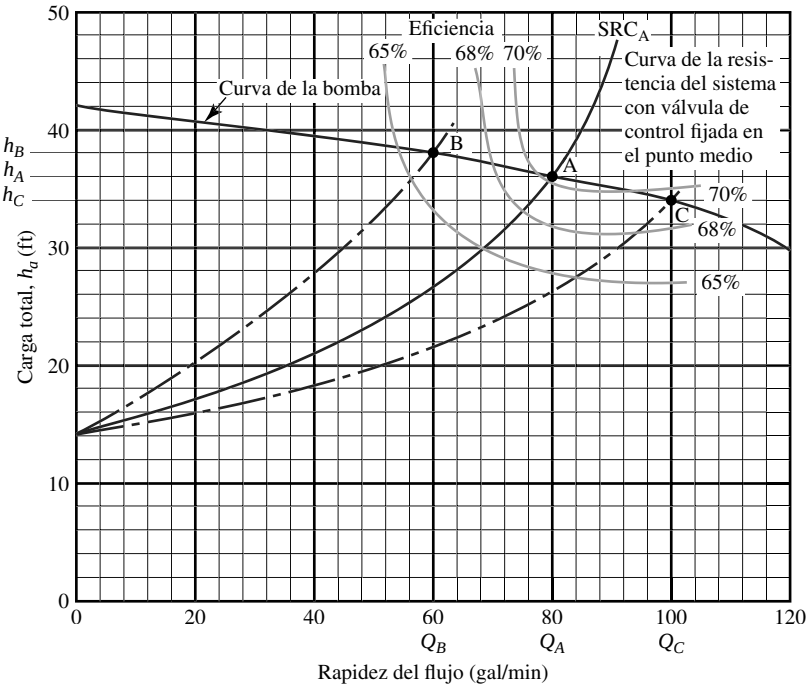


FIGURA 13.46 Puntos de operación para un sistema que incluye una válvula de control que tiene configuraciones de control variables.

por lo general en términos del coeficiente de flujo, C_v, tal como se define en el capítulo 10. En el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos con Q en gal/min y la presión en psi, la definición del coeficiente de flujo es:

$$C_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta \text{p}/\text{sg}}}$$

La base para el coeficiente de flujo es que una válvula con un coeficiente de flujo de 1.0 pasará 1.0 gal/min de agua si la caída de presión en la válvula es de 1.0 psi. Existen otras formas de esta ecuación que resultan útiles:

$$Q = \text{Flujo en gal/min} = C_v\sqrt{\Delta \text{p}/\text{sg}}$$
$$\Delta \text{p} = \text{sg}(Q/C_v)^2$$

Cuando se trabaja en unidades métricas, se utiliza una forma alternativa del coeficiente de flujo y se le llama K_v en vez de C_v. Se define como la cantidad de agua en m^3/h con una caída de presión de un bar en la válvula. Utilice la siguiente ecuación para realizar conversiones entre C_v y K_v:

$$C_v = 1.156\ K_v$$

Ahora, con una válvula de control (fijada en su punto medio) en el sistema junto con todos los demás elementos, se puede hacer el modelado de la curva de resistencia del sistema y es posible seleccionar una bomba adecuada para el punto de operación *A* como se muestra en la figura 13.46. En el punto de operación, la rapidez de flujo es el caudal nominal deseado para el sistema y la carga total resultante de la bomba puede leerse en la gráfica. Para los datos de muestra de la figura 13.46, se lee $Q = 80$ gal/min y $h_a = 36.0$ ft.

A continuación se explorará lo que tendría que hacerse si el operador del sistema deseara un caudal de 60 gal/min en vez de 80 gal/min. La válvula de control se giraría hasta una posición más restrictiva, oponiendo más resistencia al flujo a través del sistema. Entonces aumentaría la caída de presión en la válvula de control, con la correspondiente disminución en el flujo y un aumento en la carga total de la bomba. El resultado es que la curva de resistencia del sistema podría girar hacia la izquierda, llegando a un nuevo punto de operación *B*. En ese punto, la carga total de la bomba es de 38.2 ft y una carga adicional de 2.2 ft se disipa en la válvula de control.

Si el sistema de producción requiriera mayor rapidez de flujo, por ejemplo 100 gal/min, la válvula de control se abriría para ofrecer menos resistencia y la curva del sistema se impulsaría hacia la derecha hasta el punto de operación *C*. En este punto, la carga total de la bomba es de 33.5 ft o 2.5 ft menos que en el punto *A*.

Es importante señalar que hay otros aspectos de la operación de una bomba que se ven afectados por el cambio de la configuración de la válvula de control. En la figura 13.46 se muestran las curvas de eficiencia de la bomba en las proximidades de los puntos de operación descritos anteriormente. Los resultados del punto de operación inicial *A* en cuanto al funcionamiento de la bomba son de alrededor del 70 por ciento de su eficiencia, muy cerca del punto de máxima eficiencia referido para esta bomba. Cuando se opera en *C*, la eficiencia cae hasta aproximadamente 68 por ciento, y en *B* hasta alrededor del 66 por ciento. El rango de caudales de 60 gal/min a 100 gal/min es más o menos el rango límite recomendado en las normas del Hydraulic Institute, entre 70 y 120 por ciento del flujo referido en el punto de máxima eficiencia.

El funcionamiento de la válvula de control implica intrínsecamente la disipación de energía en el sistema —energía que debe ser proporcionada por la bomba—. Por lo tanto, al realizar la función de control se incurre en un costo. La figura 13.47 ilustra la naturaleza de la energía utilizada por la válvula de control. La curva *A* es igual a la mostrada en la figura 13.46 para el sistema que incluye una válvula de control fijada en su punto medio. La curva *D* es para el mismo sistema, pero sin la válvula de control. La diferencia en la carga total registrada entre estas dos curvas representa la energía adicional requerida para llevar a cabo la función de control y el costo de esa energía puede calcularse. La referencia 7 contiene un amplio análisis sobre los tipos de válvulas de control, calibradas según las necesidades de un sistema particular, y acerca de los costos en que se incurre por su operación.

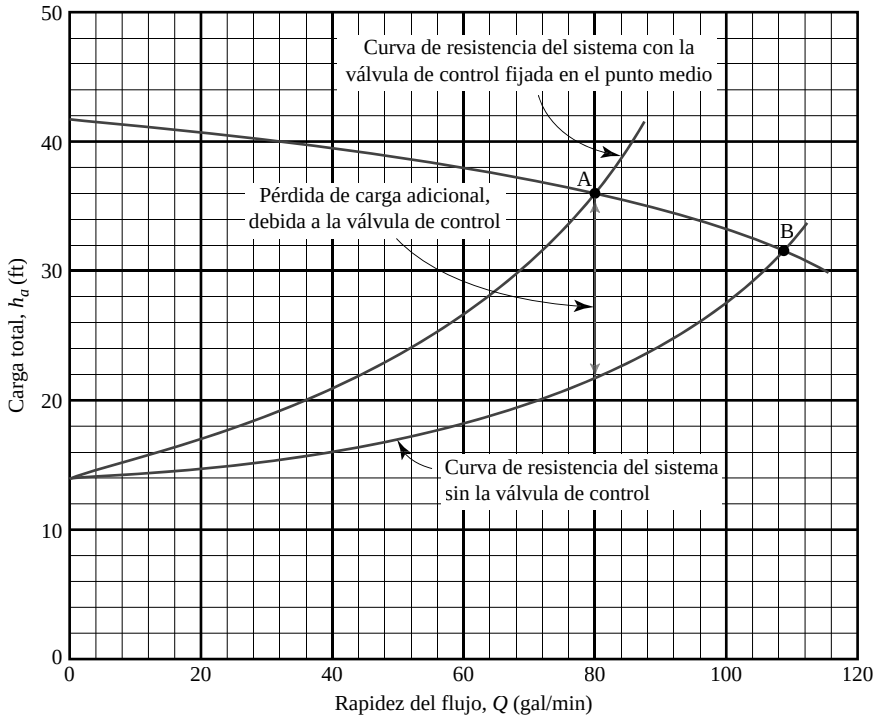


FIGURA 13.47 Pérdida de carga debida a una válvula de control instalada en un sistema de flujo de fluidos bombeado.

13.15.2 Impulsores de velocidad variable

Los impulsores de velocidad variable ofrecen una alternativa atractiva al uso de una válvula de control. Existen varios tipos de impulsores de velocidad variable mecánicos y un control electrónico de frecuencia variable para un motor eléctrico de corriente alterna estándar. La frecuencia estándar de alimentación de CA en Estados Unidos y muchos otros países es de 60 hertz (Hz), o 60 ciclos por segundo. En Europa, y algunos otros países, el estándar es de 50 Hz. Dado que la velocidad de un motor de CA es directamente proporcional a la frecuencia de la corriente alterna, al variar la frecuencia se logra que la velocidad del motor varíe. Debido a las leyes de afinidad, a medida que la velocidad del motor disminuye, la capacidad de la bomba también se reduce; esto permite que la bomba funcione con el suministro deseado sin necesidad de usar una válvula de control y sin la pérdida de energía adicional a través de la válvula. Además, se obtiene otro beneficio porque la potencia requerida por la bomba disminuye en proporción a la reducción de velocidad al cubo. Por supuesto, un motor de velocidad variable es más caro que un motor estándar, y es necesario evaluar la economía general del sistema a través del tiempo. Vea las referencias 7 y 10.

El efecto de implementar un impulsor de velocidad variable en un sistema con una bomba centrífuga depende de la naturaleza de la curva del sistema, como se muestra en la figura 13.48. La parte (a) muestra una curva del sistema que incluye solamente las pérdidas por fricción. En la parte (b) la curva del sistema incluye una carga estática sustancial que comprende un cambio de elevación y el cambio de presión desde la fuente hasta el destino. Cuando se producen sólo pérdidas por fricción, la variación en el desempeño de la bomba tiende a seguir las curvas de rendimiento constante, ello indica que las leyes de afinidad analizadas en la sección 13.7 se aplican de manera estricta. La rapidez del flujo cambia en proporción con el cambio de la velocidad; la carga cambia con el cambio de la velocidad al cuadrado y la potencia cambia de acuerdo con el cubo de la velocidad.

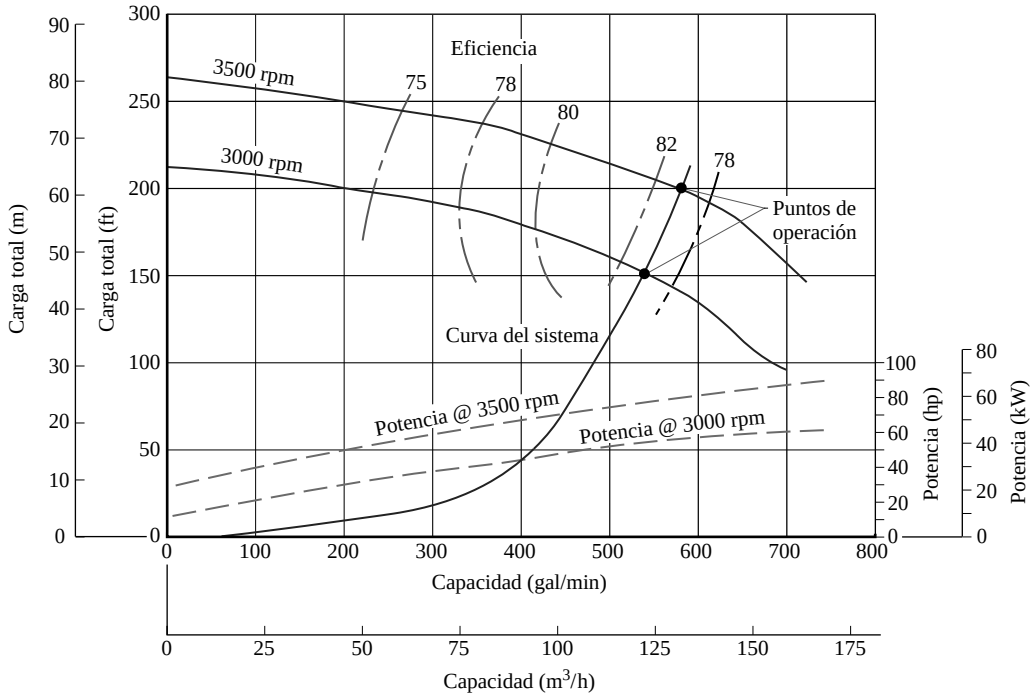
Para la curva de un sistema que tiene una alta presión estática [figura 13.48(b)], la curva de desempeño de la bomba se moverá hacia diferentes zonas de eficiencia de operación, por lo que la ley de afinidad sobre la potencia requerida no se aplicará estrictamente. Sin embargo, el uso de impulsores de velocidad variable en bombas centrífugas siempre va a proporcionar el método de menor energía para variar el caudal de la bomba.

Además del ahorro de energía, existen otros beneficios por la utilización de impulsores de velocidad variable:

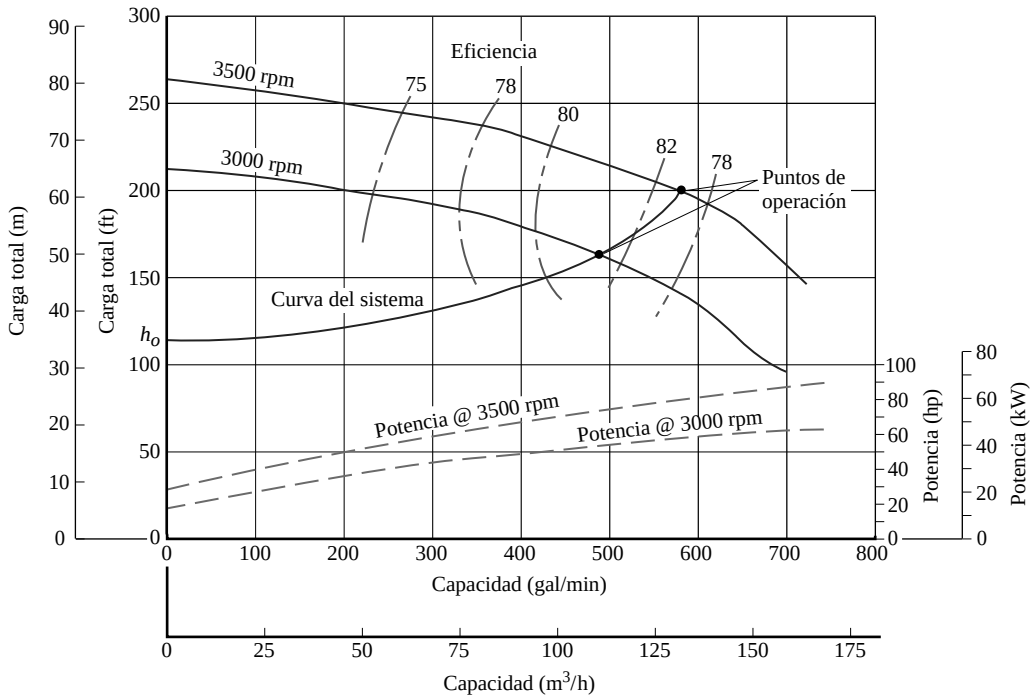
- ***Mejor control del proceso*** El caudal de la bomba se puede adaptar de manera cercana a los requerimientos, lo que mejora la calidad del producto.
- ***Control de la razón de cambio*** Los impulsores de velocidad variable no sólo controlan la velocidad final, sino también la rapidez del cambio de velocidad, lo que reduce la sobretensión.
- ***Menor desgaste*** Velocidades más bajas reducen drásticamente las fuerzas ejercidas sobre los sellos y cojinetes, lo que resulta en una vida más larga y mayor confiabilidad del sistema de bombeo.

La operación de bombas en un amplio rango de velocidades puede producir efectos indeseables. Los fluidos en movimiento generan vibraciones inducidas por el flujo que cambian con la velocidad del fluido. Se pueden presentar resonancias en la propia bomba, en la estructura de montaje de la bomba, en el sistema de soporte de la tubería y en el equipo conectado. Se requiere un monitoreo del funcionamiento del sistema en todo el rango esperado de velocidades para identificar dichas condiciones. Con frecuencia, las resonancias se pueden contrarrestar mediante el uso de amortiguadores de vibraciones, aisladores o diferentes soportes de tubería.

También es necesario revisar los efectos del flujo bajo o alto en los componentes del sistema de fluidos. Las válvulas de retención requieren cierto caudal mínimo para garantizar la apertura y el cierre seguros de los componentes internos de la válvula. Con velocidades bajas, los sólidos en suspensión pueden tender a depo-



(a) Curva del sistema con pérdidas por fricción puras



(b) Curva del sistema con alta carga estática

FIGURA 13.48 Efectos de los cambios en la velocidad sobre el desempeño de la bomba como una función del tipo de curva del sistema.

sitarse y acumularse en regiones indeseables del sistema. La operación de bombas e impulsores a velocidades bajas puede perjudicar su lubricación o enfriamiento, para lo cual se requieren sistemas complementarios. Velocidades más altas de lo normal pueden requerir mayor potencia de la que el motor es capaz de entregar, en cuyo caso se colocarían mayores cargas en los acoplamientos y otros componentes del impulsor.

13.15.3 Efecto de la viscosidad del fluido

Las curvas de rendimiento para bombas centrífugas, como las que se muestran en las figuras 13.28 a 13.36, se generan a partir de datos de prueba que utilizan al agua como fluido. Estas curvas son razonablemente precisas para cualquier fluido que tenga una

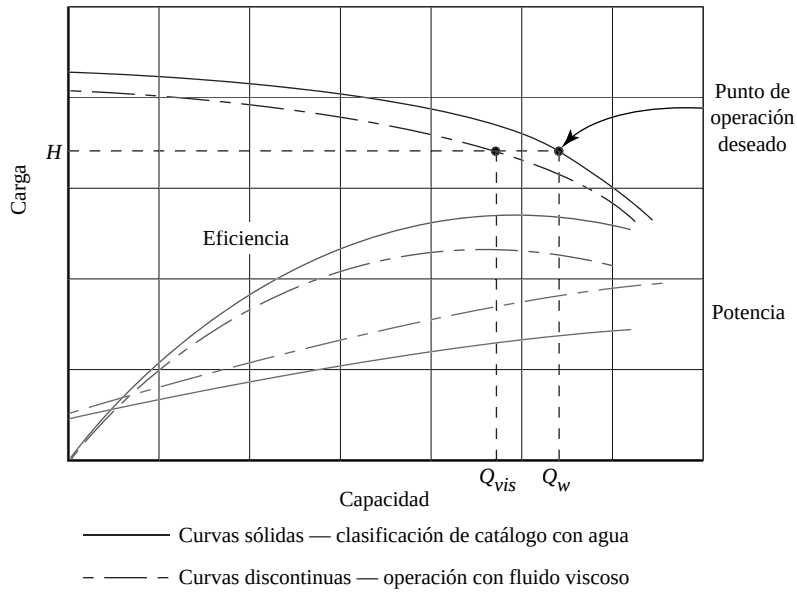


FIGURA 13.49 Efecto del aumento de la viscosidad sobre el desempeño de una bomba.

viscosidad similar a la del agua. Sin embargo, el bombeo de fluidos más viscosos provoca los siguientes efectos:

- Se incrementa la necesidad de potencia para accionar la bomba.
- Disminuye el flujo suministrado contra una carga dada.
- Disminuye la eficiencia.

En la figura 13.49 se ilustra el efecto de bombear un fluido viscoso cuando se ha seleccionado la bomba para el punto de operación deseado sin aplicar correcciones. El símbolo Q_w indica la capacidad nominal de la bomba con agua fría (típicamente agua a 60 °F o 15.6 °C) contra una determinada carga H. Contra la misma carga, la bomba suministraría el fluido viscoso a una rapidez de flujo inferior Q_{vis}; la eficiencia sería menor y la potencia requerida para accionar la bomba aumentaría.

La referencia 8 proporciona datos para los factores de corrección que pueden utilizarse en el cálculo del rendimiento esperado con fluidos de diferente viscosidad. Algunos programas de software para la selección de bombas aplican automáticamente estos factores de corrección para ajustar las curvas de rendimiento de la bomba después de que el usuario introduce la viscosidad del fluido bombeado. El paquete de software PIPE-FLO® proporciona correcciones del rendimiento de la bomba de acuerdo con la viscosidad. Vea el recurso de internet 2.

Como un ejemplo del efecto de la viscosidad en el desempeño, se analizó un conjunto de datos para una bomba que suministra 750 gal/min de agua fría, a una carga de 100 ft, con eficiencia del 82 por ciento y requerimiento de potencia de 23 hp. Si el líquido bombeado tenía una viscosidad cinemática aproximada de 2.33×10^{-3} ft^2/s (2.16×10^{-4} m^2/s; 1000 SUS), se puede predecir el siguiente desempeño:

1. A los 100 ft de carga, el suministro de la bomba se reduciría a 600 gal/min.
2. Para obtener 750 gal/min de flujo, la capacidad de carga de la bomba se reduciría a 88 ft.
3. Con 88 pies de carga y 750 gal/min de flujo, la eficiencia de la bomba sería del 51 por ciento y la energía necesaria sería de 30 hp.

Éstos son cambios significativos. La viscosidad dada corresponde aproximadamente a la de un aceite lubricante pesado para máquina, un fluido hidráulico pesado o glicerina.

13.15.4 Operación de bombas en paralelo

Muchos sistemas de flujo de fluidos requieren variar en gran medida caudales que son difíciles de suministrar con una sola bomba sin hacer que ésta funcione lejos de su punto de máximo rendimiento. Un ejemplo es un hotel de varios pisos, donde el suministro de agua requerido varía con la ocupación y la hora del día. Otro ejemplo son las aplicaciones industriales que requieren diversas cantidades de fluidos de proceso o refrigerantes.

Una solución popular a este problema consiste en usar dos o más bombas en paralelo, donde cada bomba extrae el fluido de la misma fuente de entrada y lo suministra a un colector común y al sistema global. En la figura 13.1 se muestra un sistema de este tipo con tres bombas que funcionan en paralelo. Para predecir el rendimiento de los sistemas en paralelo se requiere comprender la relación existente entre las curvas de la bomba y la curva del sistema implementado para una aplicación en particular. En teoría, la adición de una segunda bomba duplica la capacidad del sistema. Sin embargo, como se produce un mayor caudal en el sistema de tuberías, se crea mayor carga y, por ende, cada bomba suministra menos flujo.

La figura 13.50 ilustra este punto. Observe que la bomba 1 opera sobre la curva de desempeño más baja y que a una carga de H_1 suministra un caudal Q_1, el cual está cerca de su capacidad práctica máxima en el punto de operación 1. Cuando se requiere mayor flujo, se activa una segunda bomba idéntica y el caudal aumenta. Sin embargo, las pérdidas de energía debidas a la fricción y las pérdidas menores siguen aumentando, tal como lo indica la curva del sistema, hasta alcanzar el punto de operación 2 y entregar el flujo total Q_2 contra la carga H_2. Sin embargo, la bomba 1 experimenta la carga más alta y su suministro vuelve a caer hasta Q_1'. Después de alcanzar la nueva condición de equilibrio, la bomba 1 y la bomba 2 suministran flujos iguales, donde cada flujo es la mitad del flujo total. Las bombas deben seleccionarse

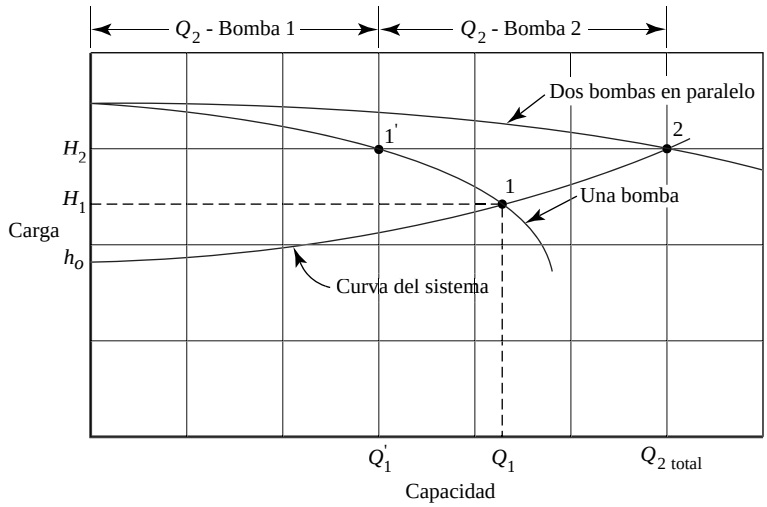


FIGURA 13.50 Desempeño de dos bombas en paralelo.

de modo que tengan una eficiencia razonable con todas las capacidades y cargas esperadas.

Es posible aplicar análisis similares a sistemas con tres o más bombas, pero se requiere de una cuidadosa consideración de la operación de cada bomba con todas las combinaciones posibles de carga y flujo porque pueden surgir otras dificultades. Además, algunos diseñadores utilizan dos bombas idénticas, donde la primera opera a una velocidad constante y la segunda con un variador de velocidad para adaptar de manera más continua el suministro a la demanda. Estos sistemas también requieren un análisis especial y se recomienda consultar al fabricante de la bomba.

13.15.5 Operación de bombas en serie

Dirigir la salida de una bomba hacia la entrada de una segunda bomba permite alcanzar la misma capacidad con una carga total igual a la suma de las clasificaciones de las dos bombas. Este método permite operar contra cargas inusualmente altas.

La figura 13.51 ilustra el funcionamiento de dos bombas en serie. Obviamente, cada bomba conduce el mismo caudal Q_{total}. La bomba 1 trae el fluido desde la fuente, aumenta la presión en alguna medida y entrega el fluido con esta presión mayor a la bomba 2. La bomba 1 opera en contra de la carga H_1 producida por las pérdidas generadas en la línea de succión y el aumento inicial de la presión. La bomba 2 toma entonces la salida de la bomba 1, que además incrementa la presión, y entrega el fluido al destino final. La carga de la bomba 2, H_2, es la diferencia entre la carga dinámica total existente en el punto de operación de las bombas combinadas y H_1.

13.15.6 Bombas de etapas múltiples

Es posible conseguir un comportamiento similar al que se logra mediante el uso de bombas en serie por medio del uso de bombas de etapas múltiples. Se disponen dos o más impulsores en la misma armadura, de modo que el fluido fluya sucesivamente desde un impulsor al siguiente. Cada etapa aumenta la presión del fluido, de manera que puede desarrollarse una carga total alta.

13.16 SELECCIÓN DEL TIPO DE BOMBA Y VELOCIDAD ESPECÍFICA

La figura 13.52 muestra un método útil para decidir qué tipo de bomba es adecuada para un servicio determinado. Existen algunas conclusiones generales que pueden extraerse a partir de una gráfica de este tipo, pero es necesario mencionar que los límites entre las zonas son aproximados. En ocasiones, hay dos o más tipos de bombas que pueden dar servicio satisfactorio bajo las

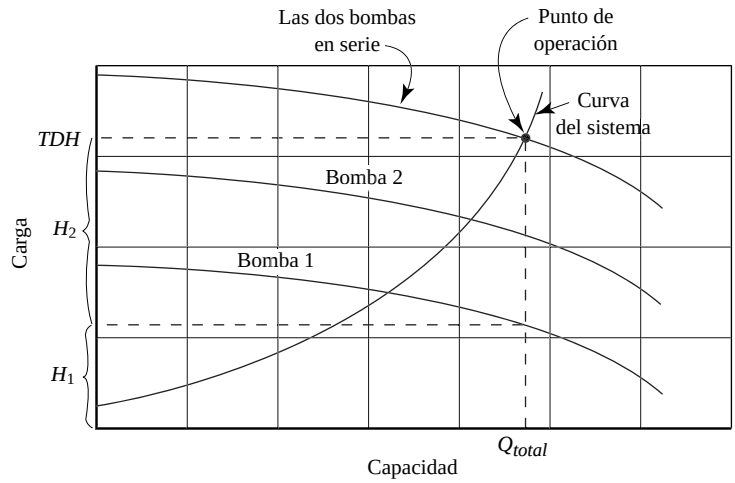


FIGURA 13.51 Desempeño de dos bombas que operan en serie.

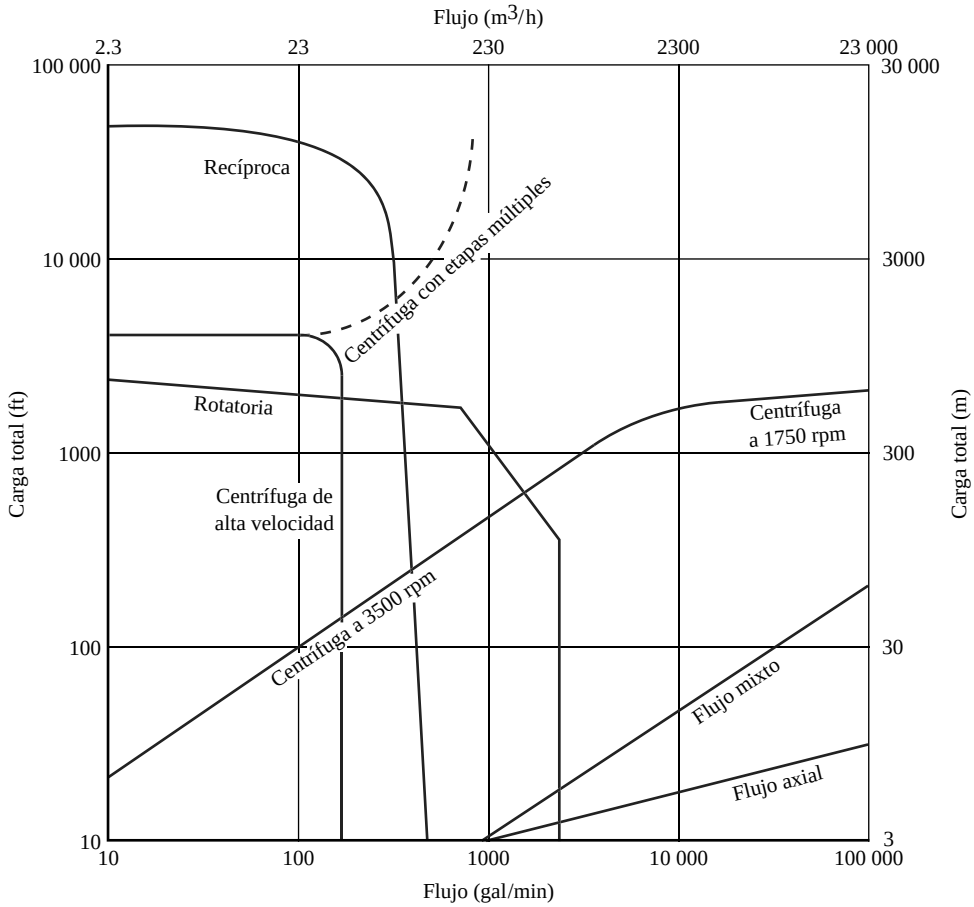


FIGURA 13.52 Diagrama para la selección de bombas.

mismas condiciones. Algunos factores como el costo, el tamaño físico, las condiciones de succión y el tipo de fluido pueden dictar una elección en particular. En general:

1. Las bombas recíprocas se utilizan para caudales de hasta 500 gal/min y desde cargas muy bajas hasta un máximo de 50 000 pies.
2. Las bombas centrífugas se utilizan en una amplia gama de condiciones, sobre todo en aplicaciones de alta capacidad y carga moderada.
3. Las bombas centrífugas de una sola etapa que funcionan a 3500 rpm son económicas en caudales bajos y cargas moderadas.
4. Las bombas centrífugas de etapas múltiples se recomiendan en condiciones de carga alta.
5. Las bombas rotatorias (por ejemplo, de engranes, de paletas, etc.) se utilizan en aplicaciones que requieren capacidades moderadas y altas cargas o para manejar fluidos con altas viscosidades.
6. Las bombas centrífugas especiales de alta velocidad que operan muy por encima de la velocidad de 3500 rpm determinada para los motores eléctricos estándar se recomiendan para manejar cargas altas y capacidades moderadas. En ocasiones, tales bombas son impulsadas mediante turbinas a vapor o a gas.
7. Las bombas de flujo mixto y de flujo axial se utilizan para caudales muy altos y cargas bajas. Entre los ejemplos de estas aplicaciones se encuentran el control de inundaciones y la eliminación de aguas subterráneas de las obras en construcción.

Otro parámetro que resulta útil al seleccionar el tipo de bomba para una aplicación dada es la *velocidad específica*, definida como

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad \textbf{(13-17)}$$

donde

$N =$ Magnitud de la velocidad angular del impulsor (rpm)

$Q =$ Rapidez del flujo volumétrico a través de la bomba (gal/min)

$H =$ Carga total sobre la bomba (ft)

Se puede pensar en la velocidad específica como en la velocidad de rotación de un impulsor geométricamente semejante que bombea 1.0 gal/min contra una carga de 1.0 ft (referencia 8). En ocasiones se utilizan diferentes unidades fuera de Estados Unidos, por lo que, al realizar comparaciones, el diseñador de la bomba debe determinar qué unidades se emplearon en un documento en particular.

A menudo la velocidad específica se combina con el *diámetro específico* para producir una gráfica similar a la mostrada en la figura 13.53. El diámetro específico es

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{\sqrt{Q}} \qquad \textbf{(13-18)}$$

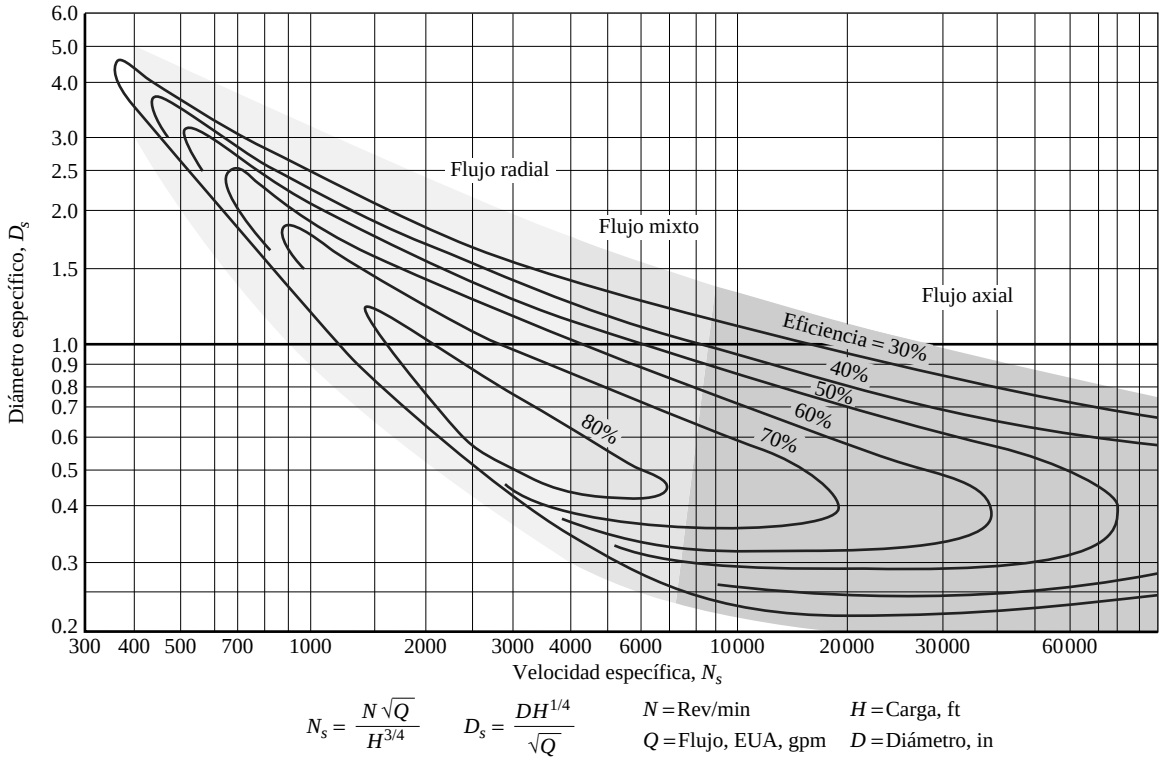


FIGURA 13.53 Velocidad específica contra el diámetro específico para bombas centrífugas—Una ayuda para la selección de bombas. (Tomado con permiso especial de *Chemical Engineering*, 3 de abril de 1978. Copyright © 1978, McGraw-Hill, Inc., Nueva York).

aquí D representa el diámetro del impulsor en pulgadas. Los otros términos se definieron anteriormente para la ecuación 13-17.

En la figura 13.53 puede verse que las bombas centrífugas de flujo radial son recomendables para velocidades específicas de alrededor de 400 a 4000. Las bombas de flujo mixto se usan de 4000 a más o menos 7000. Las bombas de flujo axial se utilizan desde 7000 hasta más de 60 000. Vea las formas de los tipos de impulsor en la figura 13.12.

13.17 COSTOS DEL CICLO DE VIDA PARA SISTEMAS DE FLUIDOS BOMBEADOS

El término *costo del ciclo de vida* (LCC) se refiere aquí a la consideración de todos los factores que componen el costo por adquirir, mantener y operar un sistema de fluidos bombeado. Las buenas prácticas de diseño buscan minimizar el LCC mediante la cuantificación y el cálculo de la suma de los siguientes factores:

1. El costo inicial por la compra de las bombas, tuberías, válvulas y otros accesorios y los controles.
2. El costo por instalar el sistema y ponerlo en servicio.
3. El costo de la energía necesaria para accionar la bomba y los componentes auxiliares del sistema a lo largo de su vida útil esperada.
4. Los costos de operación relacionados con el manejo del sistema, incluyendo mano de obra y supervisión.
5. Los costos de mantenimiento y reparación durante la vida útil del sistema para que la bomba opere en las condiciones de diseño.
6. El costo de la producción perdida de un producto durante fallas de la bomba o cuando la bomba se cierra por mantenimiento.
7. Los costos ambientales creados por los líquidos derramados desde la bomba o el equipo relacionado.
8. Los costos de desmantelamiento al final de la vida útil de la bomba, incluyendo la eliminación de la bomba y la limpieza del sitio.

En la referencia 9 se pueden encontrar más detalles sobre cada uno de estos elementos y un contexto más amplio del costo del ciclo de vida.

Minimización de los costos de energía Para las bombas que operan en forma continua durante largos periodos, el costo de la energía es el componente más alto del costo del ciclo de vida total. Incluso para una bomba que opera sólo durante 8 horas al día, 5 días a la semana, el tiempo de funcionamiento acumulado es de más de 2000 h/yr (horas por año). Las bombas que alimentan procesos continuos, como en la generación de energía eléctrica, pueden operar más de 8000 h/yr. Por lo tanto, la minimización de la energía requerida para operar la bomba es una meta importante de un buen diseño del sistema de fluidos. La siguiente lista contiene un resumen de los enfoques empleados para el diseño de sistemas que pueden reducir los costos de energía y ayudar a garantizar un funcionamiento confiable. Algunos de estos elementos ya se han mencionado en el presente capítulo:

1. Realice un análisis cuidadoso y completo de la propuesta de diseño para el sistema de tuberías con el fin de comprender dónde se producen las pérdidas de energía y predecir con precisión el punto de operación de diseño para la bomba.

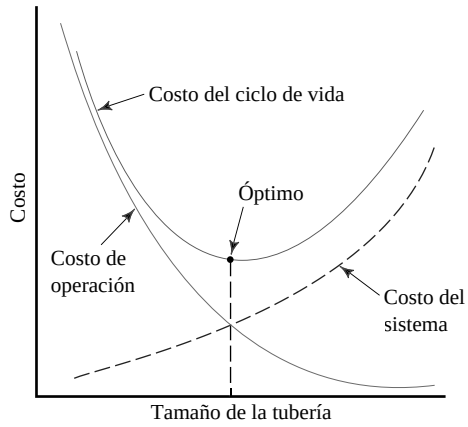


FIGURA 13.54 Principio del costo del ciclo de vida para sistemas de distribución de fluidos bombeados.

2. Reconozca que las pérdidas de energía en tuberías, válvulas y accesorios son proporcionales a la carga de velocidad, es decir, al cuadrado de la velocidad de flujo. Por lo tanto, reducir la velocidad produce una impresionante reducción en las pérdidas de energía y la carga dinámica total requerida por la bomba. Por lo tanto, es posible usar una bomba menos costosa y más pequeña.
3. Utilice el tamaño práctico más grande de tubería para las líneas de succión y descarga del sistema con el fin de mantener la velocidad de flujo en un mínimo. Comprenda que las tuberías más grandes son más caras y requieren válvulas y accesorios que también son más grandes y más caros. Sin embargo, el ahorro de energía acumulado durante la vida operativa del sistema suele superar estos costos más altos. La figura 13.54 ilustra este punto de manera conceptual mediante la comparación de los costos considerados para implementar el sistema contra los costos de operación como una función del tamaño de tubería. Otra consideración práctica es la relación entre los tamaños de tubería y los tamaños empleados para los puertos de succión y descarga de la bomba. Algunos diseñadores recomiendan que los tubos sean de un tamaño mayor que los puertos.
4. De manera cuidadosa, haga coincidir la bomba con los requisitos de carga y capacidad del sistema para asegurar que la bomba funcione en su punto de máxima eficiencia o cerca de él y para evitar el uso de una bomba de gran tamaño que opere con menor eficiencia.
5. Use la bomba que sea más eficiente para la aplicación y opérela tan cerca de su BEP como sea posible.
6. Utilice motores eléctricos de alta eficiencia u otras máquinas motrices para accionar la bomba.
7. Considere el uso de impulsores de velocidad variable (VSD, por sus siglas en inglés) para las bombas con el fin de que sea posible hacer coincidir el caudal de la bomba con los requisitos del proceso. Vea la sección 13.15.2.
8. Considere dos o más bombas que funcionen en paralelo para los sistemas que requieren caudales muy variables. Vea la sección 13.15.4.
9. Proporcione un mantenimiento diligente al sistema de bombas y tuberías para minimizar la disminución en el rendimiento debido al desgaste, a la acumulación de corrosión sobre las superficies de las tuberías y a las fugas de fluido. El control periódico del desempeño de la bomba (presiones, temperaturas, caudales, corriente del motor, vibraciones, ruido) crea una referencia para el funcionamiento normal y permite una pronta atención ante condiciones anormales.

13.17.1 Otras consideraciones prácticas

1. Los componentes internos de las bombas centrífugas sufren desgaste con el tiempo. Se incluyen anillos de roce para configurar inicialmente las holguras existentes entre el impulsor y la armadura en los valores óptimos. A medida que se desgastan los anillos, las holguras se ensanchan y el rendimiento de la bomba disminuye. La sustitución de los anillos en forma regular, según lo recomendado por el fabricante de la bomba, puede devolver a la bomba su nivel de rendimiento de diseño. Las superficies del impulsor pueden desgastarse debido a la abrasión del fluido. Esto podría conducir a la necesidad de reemplazar el impulsor.
2. La operación de una bomba en puntos distantes al punto de máxima eficiencia provoca mayores cargas en los cojinetes, sellos y anillos de roce, con lo que se reduce la vida útil de la bomba.
3. Un soporte rígido para la bomba y su sistema impulsor es fundamental para lograr un funcionamiento satisfactorio y una larga vida.
4. La alineación cuidadosa del motor de accionamiento con la bomba resulta esencial para evitar la desviación excesiva del eje de la bomba que pueda causar una falla prematura. Siga las recomendaciones del fabricante de la bomba y verifique periódicamente la alineación.
5. Asegúrese de que en la línea de succión a la entrada de la bomba el flujo sea suave, sin vórtices o remolinos. Algunos diseñadores recomiendan un mínimo de 10 diámetros de tubería recta ($10 \times D$) entre cualquier válvula o accesorio y la entrada a la bomba. Sin embargo, si se requiere un reductor, éste debe instalarse justo en la bomba.
6. Dé soporte a las tuberías y válvulas de manera independiente a la bomba y no permita que alguna carga significativa de la tubería se transfiera a la armadura de la bomba. Las cargas altas tienden a ocasionar cargas adicionales sobre los cojinetes y a desviar el eje, lo cual puede modificar la holgura entre el impulsor y la armadura.
7. Use aceite, grasa u otros lubricantes limpios para los cojinetes de la bomba.
8. No permita que la bomba opere en seco o con aire arrastrado en el fluido que se bombea. Esto requiere un diseño cuidadoso de la alimentación hacia la línea de succión y del tanque, sumidero, o depósito desde donde se extrae el fluido.

REFERENCIAS

Nota: Vea también la extensa lista de referencias recopiladas para el capítulo 11, muchas de las cuales tratan el tema de las bombas y los sistemas de bombeo.

1. ASTM International. 2008. *ASTM D323-08 Standard Test Method for Vapor Pressure of Petroleum Products (Reid Method)*. DOI: 10.1520/D0323-08. West Conshohocken, PA: Autor.
2. _____. 2012. *ASTM D4953-06(2012). Standard Test Method for Vapor Pressure of Gasoline and Gasoline-Oxygenate Blends (Dry*

Method). DOI: 10.1520/D4953-06(2012). West Conshohocken, PA: Autor.

3. Bachus, Larry. 2003. *Know and Understand Centrifugal Pumps*. Nueva York: Elsevier Science.
4. Bloch, Heinz P. 2011. *Pump Wisdom: Problem Solving for Operators and Specialists*. Nueva York: Wiley.
5. Bloch, Heinz P. y Allan R. Budris. 2010. *Pump User's Handbook: Life Extension*. Boca Raton, FL: CRC Press.
6. Gülich, Johann F. 2010. *Centrifugal Pumps*, 2a. ed. Nueva York: Springer Science+Business Media.
7. Hardee, Ray T. y Jeffrey L. Sines. 2012. *Piping Systems Fundamentals*, 2a. ed. Lacey, WA: ESI Press – Engineered Software, Inc.
8. Heald, C. C., ed. 2002. *Cameron Hydraulic Data*, 19a. ed. Irving, TX: Flowserve, Inc.
9. Hydraulic Institute and Europump. 2001. *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems*. Parsippany NJ: Hydraulic Institute.
10. Hydraulic Institute and Europump. 2004. *Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications*. Parsippany NJ: Hydraulic Institute.
11. Hydraulic Institute. 1990. *Engineering Data Book*, 2a. ed. Parsippany NJ: Autor.
12. Hydraulic Institute. 2012. *Pump Standards*. Parsippany NJ: Autor. [Normas individuales o series completas para bombas centrífugas, recíprocas, rotatorias, verticales y bombas operadas con aire].
13. Hydraulic Institute and Pump Systems Matter™. 2008. *Optimizing Pumping Systems*. Parsippany NJ: Autor.
14. Jones, Garr M. y Sanks, Robert L. 2008. *Pumping Station Design*, 3a. ed. Nueva York: Elsevier.
15. Karassik, Igor J., Joseph P. Messina, Paul Cooper y Charles C. Heald. 2008. *Pump Handbook*, 4a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
16. Manning, Noah D. 2013. *Fluid Power Pumps and Motors: Analysis, Design, and Control*. Nueva York: McGraw-Hill.
17. Menon, E. y Shashi. 2009. *Working Guide to Pumps and Pumping Stations*. Nueva York: Elsevier.
18. Michael, A. M., S. D. Khepar y S. K. Sondhi. 2008. *Water Wells and Pumps*. Nueva York: McGraw-Hill.
19. Rishel, J. B. 2010. *HVAC Pump Handbook*, 2a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
20. Volk, Michael. 2005. *Pump Characteristics and Applications*, 2a. ed. Boca Raton, FL: CRC Press.

RECURSOS DE INTERNET

Nota: Consulte la serie de recursos de internet incluida al final del capítulo 12, la cual incluye varios paquetes de software para el diseño de sistemas de tuberías disponibles en el mercado, muchos de los cuales contienen características útiles para la selección de bombas.

1. **Hydraulic Institute:** Asociación de fabricantes y usuarios de bombas que ofrece normas de producto y un foro para el intercambio de información de la industria de la ingeniería, la fabricación y la aplicación de equipos de bombeo.
2. **Engineered Software, Inc. (ESI): www.eng-software.ccs:** productor de los paquetes de software PIPE-FLO® y Pump Base® para el análisis de sistemas de tuberías de flujo de fluidos y la selección de bombas óptimas para este tipo de sistemas, tal como se presentan en este libro. Se incluye una extensa lista de catálogos de proveedores de bombas a partir de la cual se pueden hacer selecciones. Los lectores pueden acceder a una versión especial de demostración de PIPE-FLO® en **http://www.eng-software.com/appliedfluidmechanics**
3. **Pumps & Systems Magazine:** Es una publicación que sirve a los usuarios y fabricantes de bombas, con especial énfasis en la operación y el mantenimiento de bombas y sistemas.
4. **Animated Software Company—Pumps:** Productor de *All About Pumps*, un conjunto de imágenes gráficas de más de 75 tipos diferentes de bombas con una animación que muestra el flujo de fluidos y la acción mecánica.
5. **Armstrong Pumps, Inc.:** Fabricante de bombas para aplicaciones residenciales y comerciales incluyendo sistemas de climatización (HVAC, por sus siglas en inglés) sistemas hidráulicos y protección contra incendios. En su sitio web pueden encontrarse curvas de rendimiento.
6. **Bell & Gossett:** Fabricante de bombas centrífugas para HVAC, hidrónicos, sistemas de agua y aplicaciones industriales.
7. **Crane Pumps and Systems:** Fabricante de una amplia variedad de diseños y configuraciones de bombas centrífugas comercializadas bajo las marcas Barnes, Burks, Prosser, Deming, Weinman y Crown.
8. **Eaton Hydraulics:** Fabricante de bombas hidráulicas, motores y válvulas bajo las marcas Eaton, Vickers, Char-Lynn, Hydrokraft e Hydro-Line. Es una división de Eaton Corporation.
9. **Flowserve Corporation:** Fabricante de bombas centrífugas y rotatorias bajo varias marcas como Flowserve, Durco, Pacific, Worthington y otras. Tiene aplicaciones en los mercados de generación de energía, petróleo y gas, procesamiento de productos químicos, recursos hídricos, navegación, de la pulpa y el papel, minería, metales primarios y la industria en general. Es líder en el campo de las bombas para procesamiento químico y bombas resistentes a la corrosión.
10. **Goulds Pumps:** Fabricante de una amplia gama de bombas centrífugas para agua y aguas residuales, agricultura, riego, alimentación de calderas, sistemas de climatización y todo tipo de industria. Es una filial de ITT Industries, Inc.
11. **IMO Pump Company:** Fabricante de bombas de tornillo y engranes para industrias como transporte de petróleo, maquinaria hidráulica, marina, refinería, manejo de combustibles para aviación y potencia de fluidos. Es una filial de Colfax Corporation.
12. **March Pumps:** Fabricante de bombas centrífugas de pequeña y mediana capacidad.
13. **Moyno, Inc.:** Fabricante de la marca Moyno de bombas de cavidad progresiva que se utilizan en aplicaciones como medio ambiente, especialidades químicas, pulpa y papel, materiales de construcción, alimentos y bebidas, minería y muchas otras. Forma parte de Robbins & Myers, Inc., Process and Flow Control Group.
14. **Seepex Pumps:** Fabricante de bombas de cavidad progresiva para aplicaciones industriales.
15. **Warren Rupp, Inc.:** Fabricante de bombas de membrana bajo las marcas SandPIPER y Marathon para el mercado general de la industria química, la pintura, la elaboración de alimentos, la construcción y la minería. Es una unidad de Idex Corporation.
16. **Watson-Marlow Pumps Group:** Fabricante de bombas peristálticas para el mercado general de la industria química, la impresión, el tratamiento de agua, la minería y la ciencia. También produce bombas de diafragma pequeño para gases y líquidos. Es una unidad de Spirax Sarco Engineering Company.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

13.1 Liste 12 factores que deben considerarse al seleccionar una bomba.
13.2 Liste 10 conceptos que deben especificarse para las bombas.
13.3 Describa una bomba de desplazamiento positivo.
13.4 Nombre cuatro ejemplos de bombas rotatorias de desplazamiento positivo.
13.5 Nombre tres tipos de bombas recíprocas de desplazamiento positivo.
13.6 Describa una bomba cinética.
13.7 Nombre tres clasificaciones de bombas cinéticas.
13.8 Describa la acción de los impulsores y la trayectoria general de flujo para los tres tipos de bombas cinéticas.
13.9 Describa una bomba de chorro.
13.10 Distinga entre una bomba de chorro de pozo somero y una bomba de chorro de pozo profundo.
13.11 Describa la diferencia entre una bomba recíproca simplex y una de tipo dúplex.
13.12 Describa la forma general de la gráfica de capacidad de la bomba contra la presión de descarga para una bomba rotatoria de desplazamiento positivo.
13.13 Describa la forma general de la gráfica de la carga total contra la capacidad de la bomba para las bombas centrífugas.
13.14 Para la gráfica de carga contra capacidad del problema 13.13, añada las gráficas de la eficiencia y la potencia requeridas.
13.15 ¿A qué se refieren las *leyes de afinidad* en relación con las bombas?
13.16 Para una bomba centrífuga dada, si la velocidad de rotación del impulsor disminuye a la mitad, ¿cómo cambia la capacidad?
13.17 Para una bomba centrífuga dada, si la velocidad de rotación del impulsor disminuye a la mitad, ¿cómo cambia la capacidad de carga total?
13.18 Para una bomba centrífuga dada, si la velocidad de rotación del impulsor disminuye a la mitad, ¿cómo cambia la potencia necesaria para impulsar la bomba?
13.19 Para un determinado tamaño de armadura de una bomba centrífuga, si el diámetro del impulsor se reduce en 25 por ciento, ¿cuánto cambia la capacidad?
13.20 Para un determinado tamaño de armadura de una bomba centrífuga, si el diámetro del impulsor se reduce en 25 por ciento, ¿cuánto cambia la capacidad de carga total?
13.21 Para un determinado tamaño de armadura de una bomba centrífuga, si el diámetro del impulsor se reduce en 25 por ciento, ¿cuánto cambia la potencia necesaria para impulsar la bomba?
13.22 Describa cada parte de esta designación para una bomba centrífuga: $1\frac{1}{2} \times 3 - 6$.
13.23 Para la línea de bombas que muestra la figura 13.22, especifique un tamaño adecuado para suministrar 100 gal/min de agua a una carga total de 300 ft.
13.24 Para la línea de bombas que muestra la figura 13.22, especifique un tamaño adecuado para suministrar 600 L/min de agua a una carga total de 25 m.
13.25 Para la curva característica de desempeño de la bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ que muestra la figura 13.28, describa el desempeño que se puede esperar de una bomba con un impulsor de 8 in que opera contra una carga del sistema de 200 ft. Proporcione la capacidad esperada, la potencia necesaria, la eficiencia y la *NPSH* requerida.
13.26 Para la curva característica de desempeño de la bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ que muestra la figura 13.28, ¿a qué carga opera en su máxima eficiencia la bomba que tiene un impulsor de 8 in? Indique la potencia de la bomba, la capacidad requerida, la eficiencia y la *NPSH* requerida con esa carga.
13.27 Con base en el resultado del problema 13.26, describa cómo cambia el desempeño de la bomba si la carga del sistema aumenta en 15 por ciento.
13.28 Para la curva característica de desempeño de la bomba centrífuga $2 \times 3 - 10$ que muestra la figura 13.28, indique la carga total y la capacidad a la que la bomba funcionará con su máxima eficiencia para cada uno de los tamaños de impulsor mostrados.
13.29 Para una bomba centrífuga y un tamaño de impulsor determinado, describa cómo varía la *NPSH* requerida a medida que aumenta la capacidad.
13.30 Establezca algunas ventajas de utilizar un accionamiento de velocidad variable para una bomba centrífuga que suministra fluido a un proceso que requiere caudales variables en comparación con el ajuste obtenido mediante válvulas de estrangulamiento.
13.31 Describa cómo varían la capacidad, la eficiencia y la potencia requerida para una bomba centrífuga a medida que aumenta la viscosidad del fluido bombeado.
13.32 Si dos bombas centrífugas idénticas se conectan en paralelo y operan en contra de cierta carga, ¿cómo se compararía la capacidad total con la de una sola bomba que operara en contra de la misma carga?
13.33 Describa el efecto de operar dos bombas en serie.
13.34 Para cada uno de los siguientes conjuntos de condiciones de operación, indique al menos un tipo apropiado de bomba. Vea la figura 13.52.
- **a.** 500 gal/min de agua a 80 ft de carga total.
- **b.** 500 gal/min de agua a 800 ft de carga.
- **c.** 500 gal/min de un adhesivo viscoso a 80 ft de carga.
- **d.** 80 gal/min de agua a 8000 ft de carga.
- **e.** 80 gal/min de agua a 800 ft de carga.
- **f.** 8000 gal/min de agua a 200 ft de carga.
- **g.** 8000 gal/min de agua a 60 ft de carga.
- **h.** 8000 gal/min de agua a 12 ft de carga.

13.35 Para la curva de desempeño de la bomba centrífuga $1\frac{1}{2} \times 3 - 13$ que muestra en figura 13.34, determine la capacidad que se puede esperar de una bomba con un impulsor de 12 in operando contra una carga del sistema de 550 ft. Después, calcule la velocidad específica y el diámetro específico y localice el punto correspondiente en la figura 13.53.
13.36 Para la curva de desempeño de la bomba centrífuga $6 \times 8 - 17$ que muestra en figura 13.32, determine la capacidad que se puede esperar de una bomba con un impulsor de 15 in operando contra una carga del sistema de 200 ft. Después, calcule la velocidad específica y el diámetro específico y localice el punto correspondiente en la figura 13.53.
13.37 En la figura 13.52 se muestra que para entregar 10 000 gal/min de agua a una carga de 40 ft es recomendable usar una bomba de flujo mixto. Si tal bomba funciona con una velocidad específica de 5000, calcule la velocidad de operación apropiada para la bomba.
13.38 Calcule la velocidad específica de una bomba que opera a 1750 rpm entregando 5000 gal/min de agua a una carga total de 100 ft.
13.39 Calcule la velocidad específica para una bomba que opera a 1750 rpm entregando 12 000 gal/min de agua a una carga total de 300 ft.
13.40 Calcule la velocidad específica de una bomba que opera a 1750 rpm entregando 500 gal/min de agua a una carga total de 100 ft.
13.41 Calcule la velocidad específica de una bomba que opera a 3500 rpm entregando 500 gal/min de agua a una carga total de 100 ft. Compare este resultado con el del problema 13.40 y con la figura 13.52.

13.42 Se desea operar una bomba a 1750 rpm impulsada con un motor eléctrico de cuatro polos. Para cada una de las siguientes condiciones, calcule la velocidad específica mediante la ecuación (13-17). Después recomiende si debe utilizarse una bomba axial, una bomba de flujo mixto, una bomba de flujo radial o ninguna de éstas basándose en un análisis relacionado con la figura 13.53.
- **a.** 500 gal/min de agua a 80 ft de carga total.
- **b.** 500 gal/min de agua a 800 ft de carga.
- **c.** 3500 gal/min de agua a 80 ft de carga.
- **d.** 80 gal/min de agua a 8000 ft de carga.
- **e.** 80 gal/min de agua a 800 ft de carga.
- **f.** 8000 gal/min de agua a 200 ft de carga.
- **g.** 8000 gal/min de agua a 60 ft de carga.
- **h.** 8000 gal/min de agua a 12 ft de carga.

13.43 Defina la expresión *carga de succión positiva neta* (*NPSH*).

13.44 Distinga entre la *NPSH disponible* y la *NPSH requerida*.

13.45 Describa lo que ocurre con la presión de vapor del agua al aumentar la temperatura.

13.46 Describa por qué es importante considerar la *NPSH* al diseñar y operar un sistema de bombeo.

13.47 ¿Para qué punto de un sistema de bombeo se calcula la *NPSH*? ¿Por qué?

13.48 Analice por qué es deseable elevar el depósito desde el que una bomba extrae líquido.

13.49 Analice por qué es conveniente utilizar tamaños de tubería relativamente grandes para las líneas de succión instaladas en los sistemas de bombeo.

13.50 Analice por qué deberá utilizarse un *reductor excéntrico* cuando se requiera disminuir el tamaño de una línea de succión al aproximarse a una bomba.

13.51 Suponga que una bomba determinada requiere 7.50 ft de *NPSH* cuando funciona a 3500 rpm, entonces ¿cuál sería la *NPSH* requerida a 2850 rpm?

13.52 Determine la *NPSH* disponible para la bomba del problema de práctica 7.14 cuando el agua está a 80 °F y la presión atmosférica es de 14.4 psia. Repita los cálculos para el agua a 180 °F.

13.53 Encuentre la *NPSH* disponible cuando una bomba extrae agua a 140 °F desde un tanque cuyo nivel está 4.8 ft por debajo de la entrada de la bomba. Las pérdidas en la línea de succión son de sólo 2.2 lb-ft/lb y la presión atmosférica es de 14.7 psia.

13.54 Una bomba extrae benceno a 25 °C desde un tanque cuyo nivel está 2.6 m por encima de la entrada de la bomba. La línea de succión tiene una pérdida de carga de 0.8 N•m/N. Se ha medido que la presión atmosférica es de 98.5 kPa (abs). Encuentre la *NPSH* disponible. La presión de vapor del benceno es de 13.3 kPa.

13.55 Determine la *NPSH* disponible para el sistema de la figura 13.38(b). El fluido es agua a 80 °C y la presión atmosférica es de 101.8 kPa. El nivel del agua en el tanque está 2.0 m por debajo de la entrada a la bomba. La rama vertical de la línea de succión es una tubería de acero DN 80 cédula 40, mientras que la rama horizontal es una tubería DN 50 cédula 40, con 1.5 m de largo. El codo es del tipo radio largo. Ignore las pérdidas en el reductor. La válvula de pie y el filtro son del tipo disco articulado. La rapidez del flujo volumétrico es de 300 L/min.

13.56 Determine la *NPSH* disponible cuando una bomba extrae tetracloruro de carbono a 150 °F (sg = 1.48) desde un tanque cuyo nivel está 3.6 ft por debajo de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 1.84 ft y la presión atmosférica es de 14.55 psia.

13.57 Determine la *NPSH* disponible cuando una bomba extrae tetracloruro de carbono a 65 °C (sg = 1.48) desde un tanque cuyo nivel está 1.2 m por debajo de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 0.72 m y la presión atmosférica es de 100.2 kPa (abs).

13.58 Determine la *NPSH* disponible cuando una bomba extrae gasolina a 40 °C (sg = 0.65) desde un tanque subterráneo cuyo nivel está 2.7 m por debajo de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 1.18 m y la presión atmosférica es de 99.2 kPa (abs).

13.59 Determine la *NPSH* disponible cuando una bomba extrae gasolina a 110 °F (sg = 0.65) desde un tanque de almacenamiento exterior cuyo nivel está 4.8 ft por encima de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 0.87 ft y la presión atmosférica es de 14.28 psia.

13.60 Repita el problema 13.56 si la bomba está 44 in por debajo de la superficie del fluido.

13.61 Repita el problema 13.59 si la bomba está 27 in por encima de la superficie del fluido.

13.62 Repita el problema 13.57 si la bomba está 1.2 m por debajo de la superficie del fluido.

13.63 Repita el problema 13.58 si la bomba se instala abajo del depósito, 0.65 m por debajo de la superficie del fluido.

13.64 Una bomba extrae propano a 110 °F (sg = 0.48) desde un tanque cuyo nivel está 30 in por encima de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 0.73 ft y la presión atmosférica es de 14.32 psia. Determine la presión requerida en el tanque, encima del propano, para asegurar que la *NPSH* disponible sea de al menos 4.0 ft.

13.65 Una bomba extrae propano a 45 °C (sg = 0.48) desde un tanque cuyo nivel está 1.84 m por debajo de la entrada a la bomba. Las pérdidas de energía en la línea de succión suman 0.92 m y la presión atmosférica es de 98.4 kPa (abs). Determine la presión requerida en el tanque, encima del propano, para asegurar que la $NPSH_A$ sea de al menos 1.50 m.

PROBLEMA SUPLEMENTARIO (SOLAMENTE CON PIPE-FLO®)

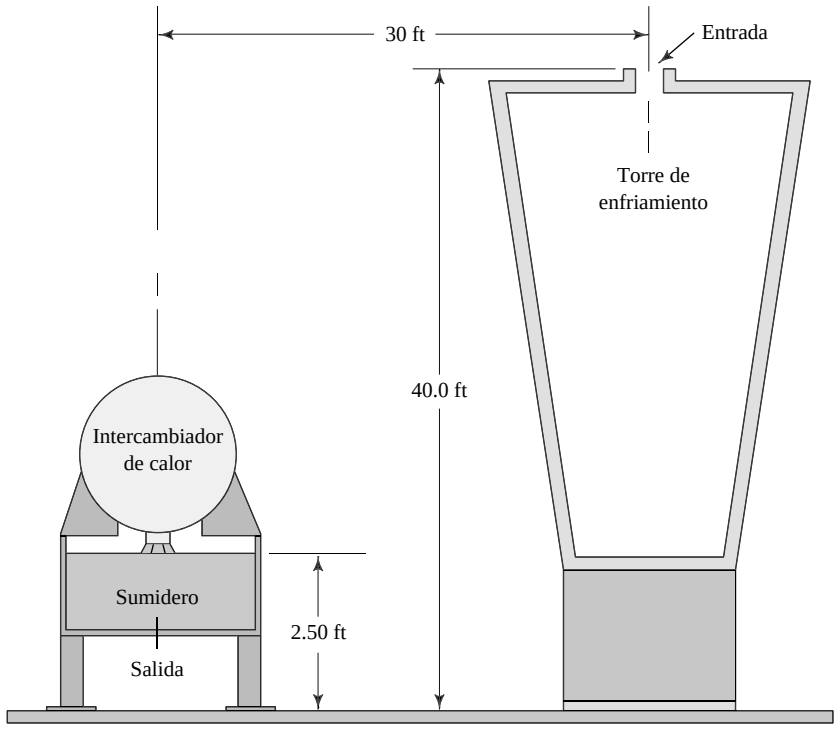
13.66 Seleccione una bomba del catálogo de muestra incluido dentro del software demostrativo de PIPE-FLO® para operar un sistema que bombea agua a 30 °C desde un depósito hasta una torre de almacenamiento, la cual se encuentra 20 m más arriba, y tiene una rapidez de flujo volumétrico de 1800 L/min. Coloque la bomba en el mismo nivel que el depósito. En el lado de succión, utilice 8 m de tubería DN 100 cédula 40 e instale una válvula de pie de ángulo y dos codos estándar. En la línea de descarga, use 30 m de tubería DN 80, una válvula de globo completamente abierta y cuatro codos estándar de 90°. Además de identificar una bomba para realizar el trabajo, determine la $NPSH_R$, la $NPSH_A$, la eficiencia de la bomba, la presión a la salida de la bomba y la carga total sobre la bomba tal como se muestren en la FLO-Sheet® de PUMP-FLO®.

PROBLEMAS DE DISEÑO

A continuación se presentan varias situaciones en las que se está diseñando un sistema para bombear un fluido desde una fuente hasta un destino determinado. En cada caso, el objetivo es definir completamente la configuración del sistema, incluyendo:

- Los tamaños y tipos de la tubería.
- La ubicación de la bomba.
- La longitud de la tubería para todas las partes del sistema.
- Válvulas y accesorios.
- La especificación de una bomba con un desempeño adecuado.
- Un dibujo cuidadoso de la disposición de la tubería.
- Una lista de los materiales necesarios para implementar el sistema.
- El análisis de la presión en los puntos pertinentes.

FIGURA 13.55 Problema de diseño 1.



Consulte la sección 13.12 y el problema de ejemplo 13.4 para ver el procedimiento. Presente los resultados en un reporte escrito usando una buena técnica para la redacción de informes.

PLANTEAMIENTOS DE LOS PROBLEMAS DE DISEÑO

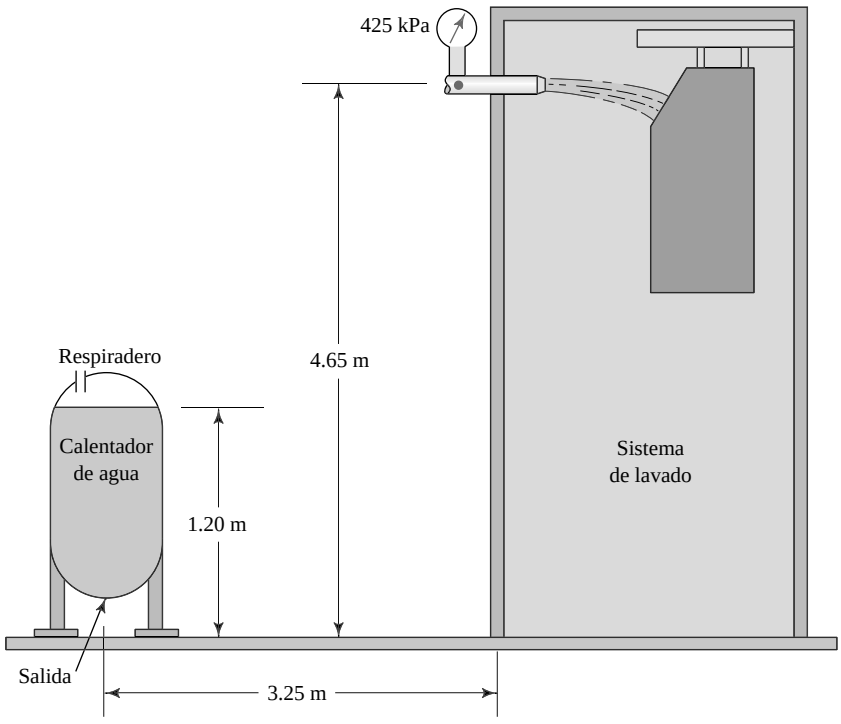
1. Diseñe un sistema para bombear agua a 140 °F desde un sumidero localizado por debajo de un intercambiador de calor hasta la parte superior de una torre de enfriamiento, como se muestra en la figura 13.55. El caudal mínimo deseado es de 200 gal/min.

2. Diseñe un sistema para bombear agua a 80 °C desde un calentador de agua hasta un sistema de lavado, como se muestra en la figura 13.56. El caudal mínimo deseado es de 750 L/min (198 gal/min).

3. Diseñe un sistema para bombear agua a 90 °F desde un río hasta un tanque elevado que se encuentra 55 ft por encima de la superficie del río. El caudal mínimo deseado es de 1500 gal/min. El tanque debe colocarse a 125 ft de la orilla del río.

4. Diseñe el sistema de agua necesario para la cabaña del profesor Crocker, como se describe en la figura 7.38. El caudal mínimo deseado es de 40 gal/min y el tanque de distribución debe mantenerse con una presión de 30 psig por encima del agua. La cabaña se

FIGURA 13.56 Problema de diseño 2.



encuentra a 150 m de la corriente desde donde se extraerá el agua. La pendiente aproximada de la ladera es de 30° con respecto a la vertical. El agua está a 80 °F.

5. Diseñe un sistema similar al que muestra la figura 7.35, en el que se utiliza aire con una presión de 400 kPa por encima del queroseno a 25 °C para provocar el flujo. La distancia horizontal entre los dos tanques es de 32 m. El caudal mínimo deseado es de 500 L/min.

6. Diseñe un sistema similar al que muestra la figura 8.12, que debe suministrar al menos 1500 gal/min de agua a 60 °F para un sistema de protección contra incendios. La presión en el punto B debe ser al menos de 85 psig. La profundidad del agua en el tanque es de 5.0 ft. No considere los tamaños especificados para las tuberías y tome sus propias decisiones. Añada las válvulas adecuadas y rediseñe la línea de succión.

7. Diseñe un sistema similar al que muestra la figura 8.18 y describe el problema de práctica 8.44. No tome en cuenta los tamaños de tubería dados y la presión indicada a la entrada de la bomba. Añada las válvulas adecuadas. La bomba extrae agua contaminada desde un estanque cuya superficie está 30 in por debajo de la línea central de la entrada a la bomba. Utilice la presión del vapor de agua a 100 °F.

8. Diseñe un sistema similar al que muestra la figura 7.22 para entregar 60 L/min de un fluido cortante basado en agua (sg = 0.95) a la cortadora de una máquina de fresado. Suponga que la viscosidad y la presión del vapor son 10 por ciento mayores que las del agua a 40 °C. Suponga que la bomba está sumergida y que la profundidad mínima por encima de la entrada de succión es de 75 mm. La longitud total de la trayectoria requerida para la línea de descarga es de 1.75 m.

9. Diseñe un sistema similar al que muestra la figura 7.21 para suministrar 840 L/min de agua a 100 °F desde un tanque de almacenamiento subterráneo hasta un tanque de almacenamiento a presión. No considere los tamaños de tubería originales y tome sus propias decisiones. Añada las válvulas adecuadas. La presión del tanque superior es de 500 kPa.

10. Especifique una bomba adecuada para el sistema de la figura 13.57. Se trata de un sistema combinado serie-paralelo que funciona de la siguiente manera.
- El agua a 160 °F se extrae a razón de 275 gal/min desde un tanque hasta la línea de succión de la bomba de 4 in. La línea de succión tiene longitud total de 10 ft.
- La línea de descarga de 3 in eleva el agua 15 ft hasta el nivel de un gran intercambiador de calor. La línea de descarga tiene longitud total de 40 ft.
- El flujo se divide en dos ramas donde la línea primaria de 3 in alimenta un gran intercambiador de calor que tiene un factor K de 12 con base en la carga de velocidad registrada en la tubería. En esta rama la longitud total de la tubería es de 8 ft.

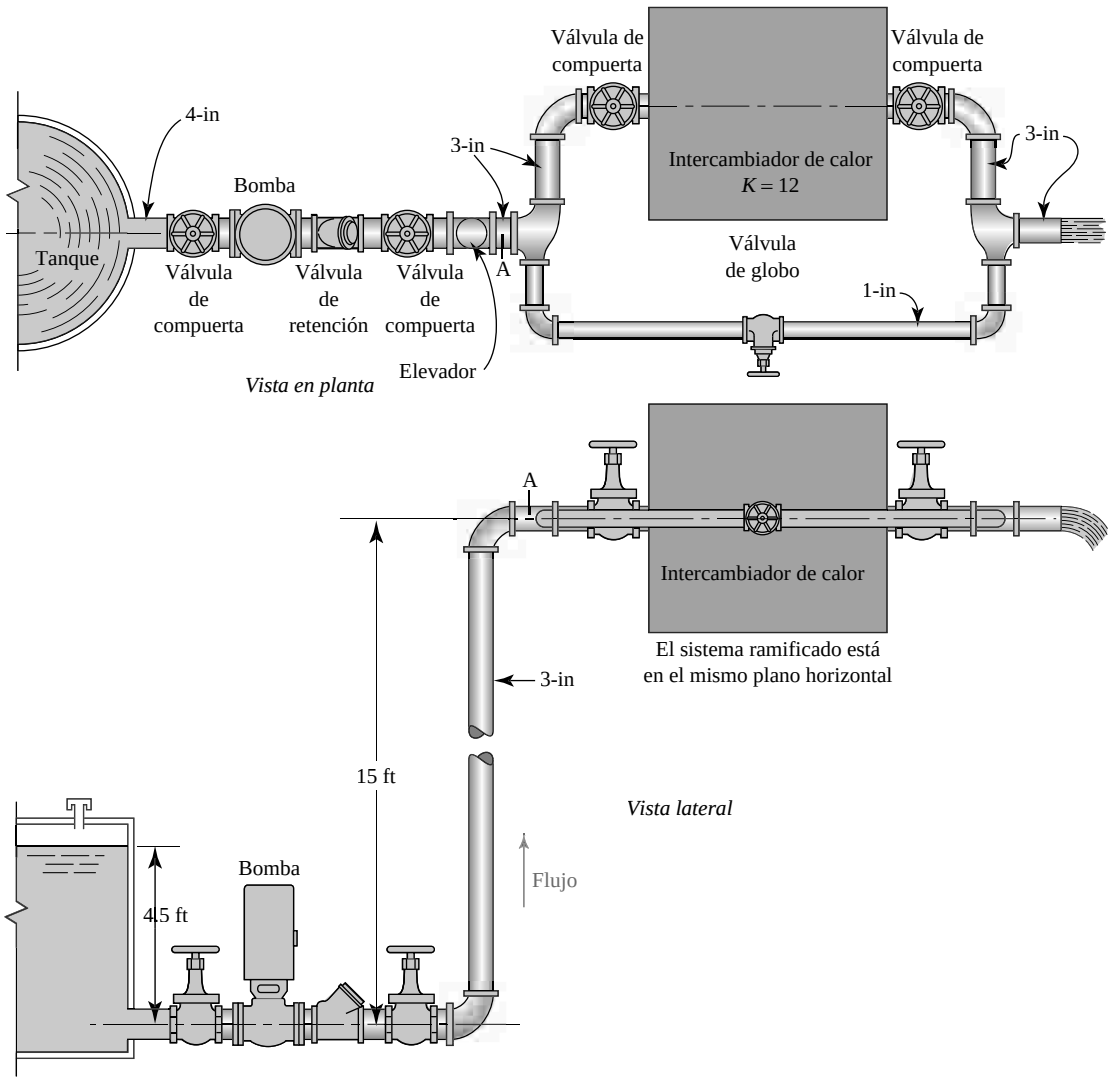


FIGURA 13.57 Sistema para el problema de diseño 10.

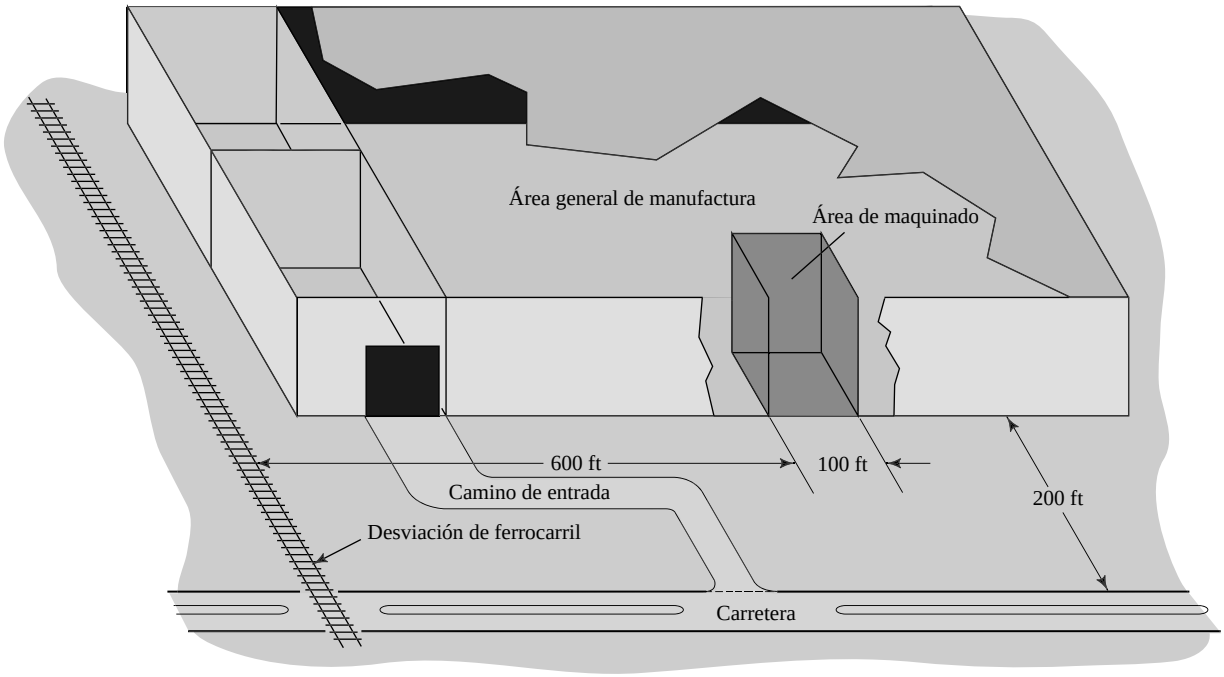


FIGURA 13.58 Plano en planta del edificio de una fábrica para un problema de diseño integral.

- La línea de 1 in se desvía alrededor del intercambiador de calor con una longitud total de 30 ft.
- Las dos líneas se unen a la derecha y descargan hacia la atmósfera por una tubería corta de 3 in.
- Todas las tuberías son de acero cédula 40.

Para este sistema, que funciona bajo las condiciones de operación deseadas, determine lo siguiente:

a. La presión en la entrada de la bomba.
b. La *NPSH* disponible en la entrada de la bomba.
c. La presión en el punto *A* antes de la ramificación.
d. La rapidez del flujo de volumen a lo largo de la línea del intercambiador de calor.
e. La rapidez del flujo de volumen a lo largo de la línea de desvío.
f. La carga total sobre la bomba.
g. La potencia suministrada por la bomba al agua.

Después especifique una bomba adecuada para este sistema que entregue al menos el flujo deseado de 275 gal/min. Para la bomba seleccionada, determine lo siguiente:

h. La rapidez de flujo real que se espera produzca la bomba en el punto de operación.
i. La potencia de entrada a la bomba.
j. La NPSH requerida.
k. La eficiencia en el punto de operación.

11. Se está diseñando un camión de bomberos para suministrar 1250 gal/min de agua a 100 °F. La entrada viene desde una manguera de succión que se inserta en un lago, un río o un estanque. La descarga es una pistola de agua montada sobre el camión que requiere 150 psi en su boquilla. La fuente de agua podría estar hasta a 200 ft del camión y 10 ft por debajo del nivel de la calle. La bomba se montará sobre una plataforma en el centro del camión, a una altura de 40 in sobre la calle. La conexión con la pistola de agua está 6.5 ft por encima de la bomba. Especifique el tamaño de la manguera de succión, el diseño de la tubería rígida necesaria para conectar la manguera con la entrada de la bomba, la tubería de descarga para el cañón de agua, las válvulas y demás accesorios.

PROBLEMA DE DISEÑO INTEGRAL

Considere que usted es un ingeniero de planta en una empresa que está planeando una nueva instalación de manufactura. Como parte de la nueva planta, habrá una línea de maquinado automatizado con cinco máquinas a las que se suministrará refrigerante desde un mismo depósito. Usted es responsable del diseño del sistema necesario para manejar el refrigerante desde el momento en que éste llega a la planta en carros-tanque de ferrocarril hasta que sale sucio y es retirado de las instalaciones por una compañía contratada para su recuperación.

En la figura 13.58 se muestra la distribución de la instalación planeada. Son aplicables los siguientes datos y requisitos de diseño.

1. El refrigerante nuevo se entrega a la planta mediante carros-tanque que transportan 15 000 gal cada uno. Se debe especificar un tanque de almacenamiento para el refrigerante nuevo.
2. El depósito para el sistema de maquinado automatizado debe tener una capacidad de 1000 gal.
3. Normalmente, el tanque de 1000 gal se vacía una vez por semana. Es posible tener vertederos de emergencia por si el refrigerante se contamina demasiado antes del vaciamiento programado.
4. El fluido sucio es recogido por un camión sólo una vez al mes.
5. Se debe especificar un tanque de almacenamiento para el fluido sucio.
6. La planta se está diseñando para funcionar en dos turnos por día 7 días a la semana.
7. Normalmente, el mantenimiento se realiza durante el tercer turno.
8. El edificio es de una sola planta con piso de concreto.
9. El nivel del piso se encuentra a la misma elevación que la vía del ferrocarril.
10. No puede haber ningún tanque de almacenamiento dentro de la planta o bajo el suelo, con excepción del depósito de 1000 gal que surtirá al sistema de maquinado.
11. La parte superior del techo estará 32 ft por encima del nivel del piso y el techo puede diseñarse para que soporte un tanque de almacenamiento.

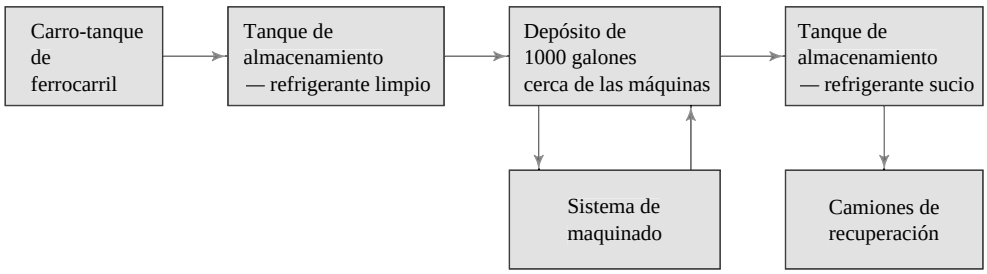


FIGURA 13.59 Diagrama de bloques del sistema de enfriamiento.

12. El edificio se encuentra en Dayton, Ohio, donde la temperatura puede oscilar entre −20 °F y +105 °F.

13. La línea de congelación está 30 in por debajo de la superficie.

14. El refrigerante es una solución de agua y un aceite soluble con gravedad específica de 0.94 y punto de congelación de 0 °F. Su corrosividad es aproximadamente igual a la del agua.

15. Suponga que la presión de vapor y la viscosidad del refrigerante son 1.50 veces las del agua a cualquier temperatura.

16. No se le pide diseñar el sistema para suministrar a las máquinas.

17. El sistema básico de almacenamiento y suministro del refrigerante tiene el diseño funcional bosquejado en el diagrama de bloques de la figura 13.59.

Como diseñador del sistema, usted debe realizar las siguientes tareas:

a. Especifique la ubicación y el tamaño de todos los tanques de almacenamiento.

b. Especifique la disposición del sistema de tuberías, todos los tipos y tamaños de tubería y las longitudes requeridas.

c. Especifique el número, tipo y tamaño de todas las válvulas, codos y accesorios.

d. Especifique el número de bombas, sus tipos, así como las capacidades, los requisitos de carga y la potencia que requieren.

e. Especifique los requisitos de instalación de las bombas, incluyendo el sistema completo de la línea de succión. Evalúe la $NPSH_A$ para su diseño y demuestre que su bomba tiene una *NPSH* requerida aceptable.

f. Determine el tiempo necesario para llenar y vaciar todos los tanques.

g. Bosqueje la distribución de su diseño, tanto en una vista en planta (desde arriba) como en una vista en elevación (lateral). También puede utilizar un dibujo isométrico.

h. Incluya el análisis de todas las partes del sistema, considerando las pérdidas de energía debidas a la fricción y las pérdidas menores.

i. Presente los resultados de su diseño en un informe ordenado y completo que incluya una descripción por escrito del sistema, sus bosquejos, una lista de materiales y un análisis que demuestre que su diseño cumple con las especificaciones.

CAPÍTULO
CATORCE

FLUJO EN CANAL ABIERTO

PANORAMA GENERAL

Un canal abierto es un sistema de flujo en el que la superficie superior del fluido está expuesta a la atmósfera. Algunos ejemplos son las canaletas para lluvia en los edificios, los drenajes pluviales, los ríos y arroyos naturales y los canales construidos para drenar líquidos de una manera controlada. El análisis de los canales abiertos requiere técnicas especiales diferentes a las utilizadas para analizar el flujo en tuberías y tubos cerrados.

Considere el canal de irrigación que muestra la figura 14.1, el cual conduce agua hacia los campos sembrados. Los lados y el fondo de la corriente se excavan en la tierra y la única manera en que el agua puede fluir es por gravedad, con la corriente en pendiente descendente desde una fuente hasta su destino final.

Conceptos introductorios

A diferencia de los conductos cerrados que se han analizado en los capítulos anteriores, un *canal abierto* es un sistema de flujo en el que la superficie superior del fluido está expuesta a la atmósfera. Existen muchos ejemplos de canales abiertos en la naturaleza y en los sistemas diseñados para abastecer de agua a las comunidades o para alejar de las ciudades el drenaje pluvial y sanitario en forma segura.

Los ríos y arroyos son ejemplos obvios de canales naturales. Las canaletas para lluvia implementadas en los edificios y los acotamientos de las calles acarrean el agua pluvial. Los colectores pluviales, que generalmente se encuentran bajo tierra, captan la escorrentía de las calles y la conducen a una corriente, una zanja o un canal grande construido para ese propósito En la industria, los canales abiertos se utilizan con frecuencia para alejar el agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor o los refrigerantes de los sistemas de maquinado.

La forma de la sección transversal del canal abierto resulta crítica para su capacidad de entregar una rapidez del flujo volumétrico particular del fluido y usted aprenderá a caracterizar la forma del canal usando los términos *radio hidráulico*, *R*, el cual depende del área de la sección transversal neta de la corriente de flujo, *A*, y *perímetro mojado*, *WP*. Estos términos se utilizan también en el capítulo 9 para describir los conductos no circulares que se operan llenos de fluido a presión. En el presente capítulo se describe el ajuste de los métodos empleados para calcular *A*, *WP* y *R* en canales abiertos. La figura 14.2 muestra algunas formas de secciones transversales comunes para canales abiertos junto con las fórmulas para *A* y *WP*.

Exploración

- Observe dónde existen canales abiertos en áreas con las que usted esté familiarizado.
- Busque canaletas para lluvia, arroyos naturales y otras estructuras de drenaje.
- ¿Qué ejemplos nuevos pudo encontrar?

Realice bosquejos de las formas de las secciones transversales utilizadas en los canales abiertos que encuentre y describa cómo se inclina el canal para permitir que el agua u otro



FIGURA 14.1 Este canal de irrigación es un ejemplo de canal abierto porque su superficie superior está expuesta a la atmósfera. También se muestra un *vertedero*, que es una obstrucción implementada en el canal, diseñado para medir la rapidez del flujo volumétrico en la corriente. (*Fuente:* Ruud Morijn/Fotolia)

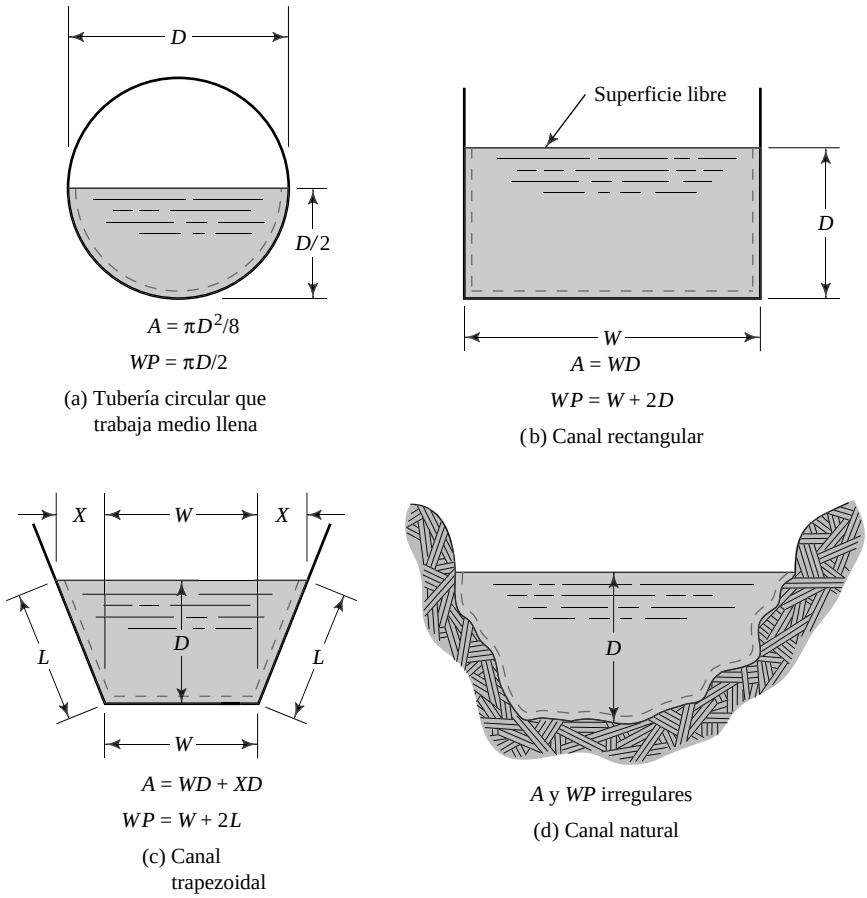


FIGURA 14.2 Ejemplos de secciones transversales de canales abiertos.

fluido fluyan en la dirección deseada. Responda a preguntas como las siguientes:

- ¿Para qué se utiliza el canal?
- ¿Qué fluido fluye en el canal?
- ¿Parece el flujo suave y tranquilo o caótico y turbulento?
- ¿Cuál es la forma de la sección transversal del canal y cuáles son sus dimensiones?
- ¿La sección transversal es constante en toda su longitud o varía?
- ¿Cuál era la profundidad del fluido al momento de verlo? ¿Cuál puede ser la profundidad del fluido bajo condiciones de flujo muy pesadas antes de desbordarse?
- ¿Cómo cambia la forma de la corriente de flujo, si lo hace, a medida que aumenta la profundidad?
- ¿Podría detectar usted si el canal está instalado sobre una pendiente?

En este capítulo se presentarán algunos de los métodos empleados para analizar el flujo en canal abierto. La cobertura completa de esta asignatura es una tarea extensa y se estudia en libros enteros como los de las referencias 3 a 5, 7 a 11 y 13 a 15 mencionadas al final de este capítulo.

La medición de la rapidez del flujo volumétrico en un canal abierto también es importante para controlar las corrientes naturales y ayudar a predecir inundaciones inminentes, para medir la cantidad de fluido que se está extrayendo de un depósito y como parte de los planes de control de la contaminación del agua. La medición del caudal a canal abierto se presenta en la sección 14.10.

14.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Calcular el radio hidráulico para canales abiertos.
2. Describir el *flujo uniforme* y el *flujo variado*.
3. Usar la ecuación de Manning para analizar el flujo uniforme.
4. Definir la pendiente de un canal abierto y calcular su valor.
5. Calcular la descarga normal para un canal abierto.
6. Calcular la profundidad normal de flujo para un canal abierto.
7. Diseñar un canal abierto para transmitir una descarga dada con flujo uniforme.
8. Definir la *profundidad hidráulica* y el *número de Froude*.
9. Describir el *flujo crítico*, el *flujo subcrítico* y el *flujo supercrítico*.

10. Definir la energía específica del flujo en canales abiertos.

11. Definir los términos *profundidad crítica*, *profundidad alternada* y *profundidad secuente*.

12. Describir el término *salto hidráulico*.

13. Describir los *vertederos* y *aforadores* que se utilizan para medir el flujo en canales abiertos y realizar los cálculos necesarios.

14.2 CLASIFICACIÓN DEL FLUJO EN CANAL ABIERTO

En flujo en canal abierto se puede clasificar en varios tipos.

El *flujo estable uniforme* se produce cuando la rapidez del flujo volumétrico (llamada normalmente *descarga* en el análisis de flujo en canal abierto) permanece constante en la sección de interés y la profundidad del fluido no varía en el canal. Para lograr un flujo estable uniforme, la sección transversal del canal no puede cambiar a lo largo de su longitud. Un canal de este tipo es *prismático*. La figura 14.3 muestra el flujo estable en una vista lateral. Note que la superficie libre, en la parte superior del fluido, es paralela a la superficie inferior del canal.

El *flujo estable variado* se produce cuando la descarga se mantiene constante pero la profundidad del fluido varía a lo largo de la sección de interés. Esto ocurrirá si el canal no es prismático.

El *flujo variado inestable* ocurre cuando la descarga varía con el tiempo dando lugar a cambios en la profundidad del fluido a lo largo de la sección de interés, sin importar que el canal sea prismático o no.

El flujo variado se puede clasificar aún más en *flujo de variación rápida* o *flujo de variación gradual*. Tal como indican estos nombres, la diferencia tiene que ver con la razón de cambio en la profundidad con la posición a lo largo del canal. En la figura 14.4 se ilustra una serie de condiciones en las que se produce el flujo variado. El análisis siguiente describe el flujo ilustrado en las diferentes partes de esta figura.

- *Sección 1* El flujo inicia desde un depósito donde el fluido está prácticamente en reposo. La *compuerta* es un dispositivo que permite que el fluido fluya desde el depósito por un punto localizado debajo de la superficie del fluido. Se produce un flujo que varía rápidamente cerca de la compuerta a medida que el fluido se acelera, y es probable que la velocidad del flujo sea bastante grande en esta área.
- *Sección 2* Si aguas abajo de la compuerta el canal es relativamente corto y su sección transversal no varía mucho, enseguida se produce un flujo de variación gradual. Si el canal es prismático y lo suficientemente largo, podría desarrollarse un flujo uniforme.
- *Sección 3* La formación de un *salto hidráulico* es un fenómeno curioso del flujo en canales abiertos. Antes del salto el flujo es bastante rápido y relativamente poco profundo. En el salto, el flujo se vuelve muy turbulento y se disipa una gran cantidad de energía. Entonces, después del salto, la velocidad de flujo es mucho menor y la profundidad del fluido es mayor. Más adelante se estudiará el salto hidráulico con mayor detalle.
- *Sección 4* Un *vertedero* es una obstrucción colocada en la corriente de flujo y provoca un cambio brusco en la sección transversal del canal. Los vertederos pueden utilizarse como dispositivos de control o para medir la rapidez del flujo volumétrico. Por lo general, el flujo varía rápidamente a medida que pasa sobre el vertedero y se forma una "cascada" (llamada *napa*) aguas abajo.
- *Sección 5* Como en la sección 2, aguas abajo de un vertedero el flujo suele variar gradualmente si el canal es prismático.

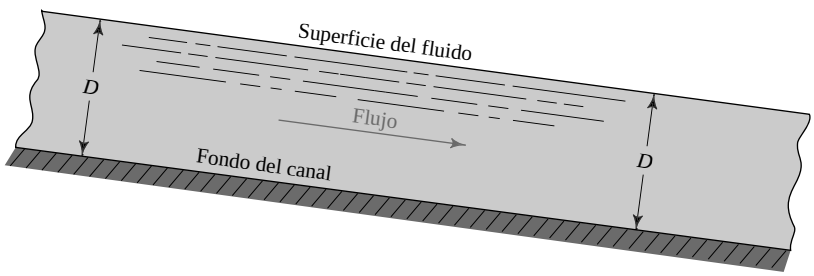


FIGURA 14.3 Flujo estable uniforme en canales abiertos —vista lateral.

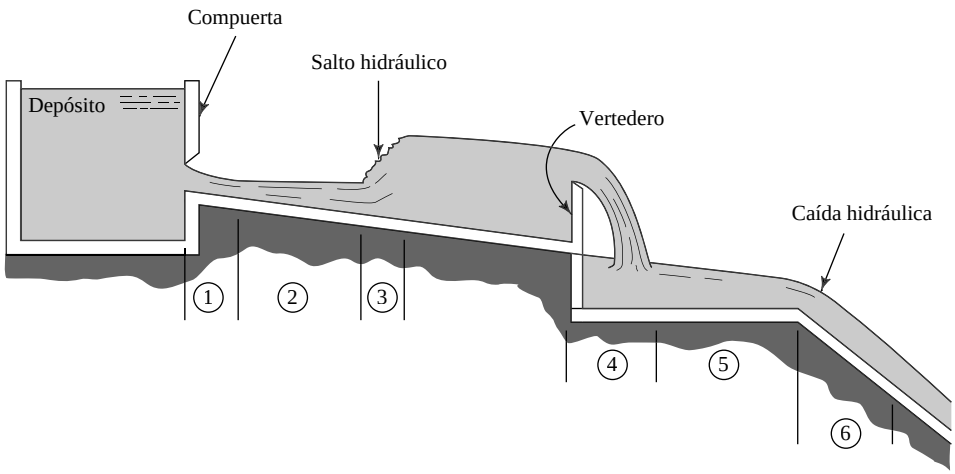


FIGURA 14.4 Condiciones que causan un flujo variado.

- *Sección 6* La *caída hidráulica* tiene lugar cuando la pendiente del canal aumenta súbitamente hasta un ángulo pronunciado. El flujo se acelera debido a la gravedad y se produce un flujo de variación rápida.

14.3 RADIO HIDRÁULICO Y NÚMERO DE REYNOLDS EN EL FLUJO EN CANAL ABIERTO

La dimensión característica de los canales abiertos es el *radio hidráulico*, el cual se define como la relación entre el área de la sección transversal neta de una corriente de flujo sobre el perímetro mojado de la sección. Es decir,

Radio hidráulico

$$R = \frac{A}{WP} = \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro mojado (WP)}} \qquad \textbf{(14-1)}$$

La unidad de R es el metro en el sistema de unidades SI y el pie en el sistema inglés.

En el cálculo del radio hidráulico, el área de la sección transversal neta debe ser evidente a partir de la geometría de la sección, en particular para los canales fabricados que se utilizan comúnmente, como los que se muestran en las partes (a), (b) y (c) de la figura 14.2. Para las corrientes naturales, como la dibujada en la parte (d) de la figura, suelen utilizarse aproximaciones. El *perímetro mojado (WP)* se define como la suma de la longitud de los límites sólidos de la sección que realmente entran en contacto con (es decir, son humedecidos por) el fluido. La figura 14.2 proporciona las expresiones del área A y del perímetro mojado WP para cada una de las secciones ilustradas. En cada caso, el fluido fluye en la parte sombreada de la sección. Se muestra una línea discontinua adyacente a los límites que conforman el perímetro mojado. Observe que la longitud de la superficie libre de un canal abierto *NO* se incluye en el perímetro mojado (*WP*).

El siguiente problema de ejemplo ilustra los cálculos necesarios para determinar R.

Problema de ejemplo 14.1 Determine el radio hidráulico de la sección trapezoidal mostrada en la figura 14.2(c) si $W = 4$ ft, $X = 1$ ft y $D = 2$ ft.

Solución El área de flujo neta es la suma de un rectángulo y dos triángulos:

$$A = WD + 2(XD/2) = WD + XD$$
$$= (4)(2) + (1)(2) = 10\,\text{ft}^2$$

Para determinar el perímetro mojado, es necesario calcular el valor de L usando el teorema de Pitágoras:

$$WP = W + 2L$$
$$L = \sqrt{X^2 + D^2} = \sqrt{(1)^2 + (2)^2} = 2.24\,\text{ft}$$
$$WP = 4 + 2(2.24) = 8.48\,\text{ft}$$

Entonces, se tiene

$$R = A/WP = 10\,\text{ft}^2/8.48\,\text{ft} = 1.18\,\text{ft}$$

Recuerde que el número de Reynolds para secciones circulares cerradas que corren de manera completa es

$$N_R = \frac{vD}{\nu} \qquad \textbf{(14-2)}$$

donde v = velocidad de flujo promedio, D = diámetro de la tubería y ν = viscosidad cinemática del fluido. Se ha visto que ocurre un flujo laminar cuando $N_R < 2000$ y un flujo turbulento cuando $N_R > 4000$ en la mayoría de las situaciones prácticas que involucran el flujo en tuberías. El número de Reynolds representa los efectos de la viscosidad del fluido en relación con su inercia.

Para el flujo en canales abiertos, la dimensión característica es el radio hidráulico R. Se mostró en el capítulo 9 que para una sección transversal circular completa, $D = 4R$. Para secciones transversales no circulares cerradas, resultó conveniente sustituir $4R$ por D para que el número de Reynolds tuviera el mismo orden de magnitud que las tuberías y tubos circulares. Sin embargo, esto no suele hacerse en el análisis de flujo en canal abierto. Entonces, el número de Reynolds para el flujo en canal abierto es

Número de Reynolds para los canales abiertos

$$N_R = \frac{vR}{\nu} \qquad \textbf{(14-3)}$$

La evidencia experimental (referencia 4) muestra que, en canales abiertos, se produce un flujo laminar cuando $N_R < 500$. El rango de 500 a 2000 es la región de transición. Por lo general, el flujo turbulento se presenta cuando $N_R > 2000$.

14.4 TIPOS DE FLUJO EN CANALES ABIERTOS

El número de Reynolds y los términos *laminar* y *turbulento*, aunque son útiles, no resultan suficientes para caracterizar todos los tipos de flujo que tienen lugar en canales abiertos. Además de los efec-

tos de la viscosidad contra la inercia, también es importante la relación de las fuerzas inerciales sobre las fuerzas de gravedad; esta relación está dada por el *número de Froude* N_F y se define como

➪ Número de Froude

$$N_F = \frac{v}{\sqrt{gy_h}} \tag{14-4}$$

donde y_h, llamada la profundidad hidráulica, está dada por

➪ Profundidad hidráulica

$$y_h = A/T \tag{14-5}$$

y T es la anchura de la superficie libre del fluido en la parte superior del canal.

Cuando el número de Froude es igual a 1.0, es decir, cuando $v = \sqrt{gy_h}$, el flujo se denomina *flujo crítico*. Cuando $N_F < 1.0$, el flujo es *subcrítico*, y cuando $N_F > 1.0$, el flujo es *supercrítico*. Vea también la sección 14.8.

Así, es posible encontrar los siguientes tipos de flujo:

1. Subcrítico laminar: $N_R < 500$ y $N_F < 1.0$.
2. Subcrítico turbulento: $N_R > 2000$ y $N_F < 1.0$.
3. Supercrítico turbulento: $N_R > 2000$ y $N_F > 1.0$.
4. Supercrítico laminar: $N_R < 500$ y $N_F > 1.0$.

Además, los flujos pueden estar en la región de transición. Sin embargo, estos flujos son inestables y muy difíciles de caracterizar. Vea las referencias 12 y 17.

En este análisis, los términos *laminar* y *turbulento* tienen el mismo significado que en el caso del flujo en tuberías. El flujo laminar es muy tranquilo y hay poca o ninguna mezcla del fluido, de modo que una corriente de tinta inyectada en un flujo de ese tipo se mantiene prácticamente intacta. Por otra parte, en el flujo turbulento se presenta un entremezclado caótico y la corriente de tinta se disipa rápidamente por todo el fluido.

14.5 FLUJO ESTABLE UNIFORME EN CANALES ABIERTOS

La figura 14.3 muestra una ilustración esquemática del flujo estable uniforme en un canal abierto. La característica distintiva del flujo uniforme es que la superficie del fluido es paralela a la pendiente del fondo del canal. Se utilizará el símbolo S para indicar la pendiente del fondo del canal y S_w para la pendiente de la superficie del agua. Así, para un flujo uniforme, $S = S_w$. En teoría, el flujo uniforme puede existir sólo si el canal es prismático; es decir, si sus lados tienen una geometría uniforme alineada con un eje en la dirección del flujo. Algunos ejemplos de canales prismáticos son aquellos con secciones rectangulares, trapezoidales, triangulares y circulares que se operan parcialmente llenos. Además, la pendiente S del canal debe ser constante. Si la sección transversal o la pendiente del canal son cambiantes, entonces la corriente de flujo sería convergente o divergente y se produciría un flujo variado.

La pendiente S de un canal puede reportarse en varias formas. De manera ideal, se define como la relación de la caída vertical h sobre la distancia horizontal en la que ocurre la caída. Para las pendientes pequeñas, que son típicas del flujo en canal abierto, resulta más práctico utilizar h/L, donde L es la longitud del canal como se muestra en la figura 14.5. Normalmente, la magnitud de la pendiente para las corrientes naturales y las estructuras de drenaje es muy pequeña; un valor típico es 0.001. Este número también se puede expresar como un porcentaje, donde 0.01 = 1 por ciento. Entonces, 0.001 = 0.1 por ciento. Puesto que sen $\theta = h/L$, también podría utilizarse el ángulo que forma el fondo del canal con la horizontal. En resumen, la pendiente de 0.001 podría reportarse como:

1. El canal cae 1 m en 1000 m de canal.
2. La pendiente es de 0.1 por ciento.
3. sen $\theta = 0.001$. Entonces $\theta = \text{sen}^{-1}(0.001) = 0.057°$.

Debido a que el ángulo es tan pequeño, se utiliza muy pocas veces como una medida de la pendiente

En el flujo uniforme, la fuerza que impulsa al fluido es debida a la componente del peso del fluido paralela a la dirección del flujo que actúa a lo largo del canal, como se muestra en la figura 14.5. Esta fuerza es w sen θ, donde w representa el peso de un elemento dado de líquido dentro de un volumen de control y θ es el ángulo de la pendiente de la parte inferior del canal. Si el flujo es uniforme, es decir que se mueve con rapidez constante, no puede acelerarse. Por lo tanto, debe existir una fuerza opuesta igual a dicha componente del peso que actúa a lo largo de la superficie del canal. Ésta es una fuerza de fricción que depende de la rugosidad de las superficies de los canales y del tamaño y forma de la sección transversal.

Al igualar las expresiones para la fuerza impulsora y la fuerza de oposición, es posible deducir una expresión para la magnitud de la velocidad promedio del fluido con flujo uniforme. Una forma de la ecuación resultante, que se utiliza con frecuencia, fue desarrollada por Robert Manning. En unidades del SI, la ecuación de Manning se escribe como

➪ Ecuación de Manning —unidades del SI

$$v = \frac{1.00}{n} R^{2/3} S^{1/2} \tag{14-6}$$

Las unidades empleadas en la ecuación (14-6) deben ser consistentes. La magnitud de la velocidad promedio del fluido v

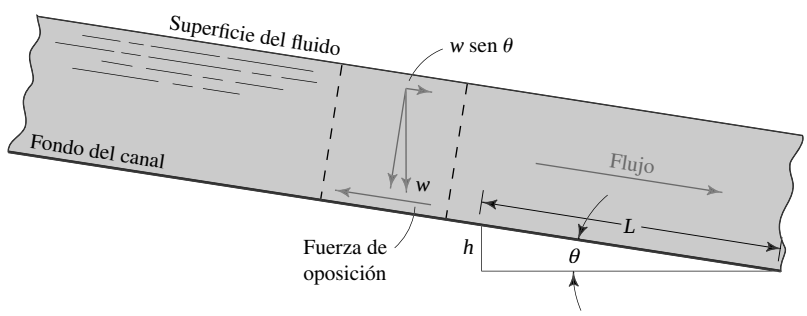


FIGURA 14.5 Flujo uniforme en canal abierto: fuerzas y pendiente.

TABLA 14.1 Valores de la *n* de Manning

Descripción del canal	*n*
Vidrio, cobre, plástico u otras superficies lisas	0.010
Acero liso sin pintura, madera cepillada	0.012
Acero pintado o hierro fundido recubierto	0.013
Asfalto liso, baldosas de drenaje de arcilla común, concreto acabado con llana, ladrillo vidriado	0.013
Hierro fundido sin revestimiento, tubería de hierro negro forjado, baldosas de drenaje de arcilla vitrificada	0.014
Ladrillo con mortero de cemento, concreto acabado con flota, tubería de concreto	0.015
Formado, concreto sin acabado, tubería de acero en espiral	0.017
Tierra lisa	0.018
Tierra excavada limpia	0.022
Colector de aguas pluviales de metal corrugado	0.024
Canal natural con piedras y maleza	0.030
Canal natural con vegetación ligera	0.050
Canal natural con hierbas altas y juncos	0.060
Canal natural con vegetación densa	0.100

estará en m/s cuando el radio hidráulico R esté en metros. La pendiente S del canal, definida como $S = h/L$, no tiene dimensiones. El término final n representa un factor de resistencia al que en ocasiones se le llama la *n de Manning*. El valor de n depende de la condición de la superficie del canal y, por lo tanto, es un poco análogo a la rugosidad de pared de la tubería ε que se utilizó anteriormente. La forma de la ecuación de Manning en unidades de uso común en Estados Unidos se da más adelante en esta sección.

En la tabla 14.1 se presentan los valores de diseño típicos de n para materiales de uso común en canales artificiales y corrientes naturales. V. T. Chow (referencia 4) presenta un análisis muy extenso sobre la determinación de la n de Manning y una tabla más completa de valores. Los valores de la tabla 14.1 son valores medios que proporcionan buenas estimaciones para su uso en el diseño o el análisis aproximado de canales existentes. Se deben esperar variaciones con respecto al promedio.

Es posible calcular la rapidez del flujo volumétrico en un canal a partir de la ecuación de continuidad, que es igual a la utilizada para el flujo en tuberías:

$$Q = Av \tag{14-7}$$

En el análisis de flujo en canal abierto, a Q se le suele llamar la *descarga*. Al sustituir la ecuación (14-6) en la (14-7) se obtiene una ecuación que relaciona directamente la descarga con los parámetros físicos del canal:

⇨ Descarga normal —unidades del SI

$$Q = \left(\frac{1.00}{n}\right) AR^{2/3}S^{1/2} \tag{14-8}$$

Éste es el único valor de descarga para el cual se producirá un flujo uniforme con la profundidad dada del canal, y se le denomina la *descarga normal*. Las unidades de Q están en m^3/s cuando el área A se expresa en metros cuadrados (m^2) y el radio hidráulico en metros (m).

Otra forma útil de esta ecuación es

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{S^{1/2}} \tag{14-9}$$

El término del lado izquierdo de la ecuación (14-9) depende únicamente de la geometría de la sección. Por lo tanto, dados una descarga, una pendiente y un tipo de superficie del canal, es posible determinar las características geométricas del canal. Como alternativa, dados un tamaño y una forma del canal, se puede calcular la profundidad a la que se produciría la descarga normal Q. Esta profundidad se denomina *profundidad normal*.

Al analizar el flujo uniforme, los problemas típicos que pueden encontrarse son los cálculos de la descarga normal, la profundidad normal, la geometría de la sección del canal, la pendiente y el valor de la n de Manning. Estos cálculos pueden hacerse mediante las ecuaciones (14-6) a (14-9).

14.5.1 Ecuación de Manning en el sistema de uso común en Estados Unidos

Aunque no es estrictamente cierto, existe la convención de tomar los valores de la n de Manning como adimensionales, de manera que pueden utilizarse los mismos datos ya sea en la forma de la ecuación dada para el SI [ecuación (14-6)] o en la forma dada para el sistema de uso común en Estados Unidos. Una conversión cuidadosa de las unidades (vea la referencia 4) permite utilizar los mismos valores de n en la ecuación siguiente:

⇨ Ecuación de Manning —unidades de uso común en Estados Unidos

$$v = \frac{1.49}{n} R^{2/3}S^{1/2} \tag{14-10}$$

Entonces, la velocidad se expresará en pies por segundo (ft/s) cuando R se dé en pies. Ésta es la forma de la ecuación de Manning para el sistema de uso común en Estados Unidos.

También es posible crear formas de esta ecuación análogas a las ecuaciones (14-8) y (14-9). Es decir,

⇨ Descarga normal —unidades de uso común en Estados Unidos

$$Q = Av = \left(\frac{1.49}{n}\right) AR^{2/3}S^{1/2} \tag{14-11}$$

y

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{1.49S^{1/2}} \tag{14-12}$$

En estas ecuaciones, Q representa la descarga normal en pies cúbicos por segundo (ft^3/s) cuando A es el área de flujo en pies cuadrados (ft^2) y R se expresa en pies (ft).

Problema de ejemplo 14.2 Determine la descarga normal para un drenaje común de baldosas de arcilla, que tiene 200 mm de diámetro interior y corre medio lleno, si se coloca sobre una pendiente que desciende 1 m en un tramo de 1000 m.

Solución Se usa la ecuación (14-8):

$$Q = \left(\frac{1.00}{n}\right)AR^{2/3}S^{1/2}$$

La pendiente $S = 1/1000 = 0.001$. En la tabla 14.1 se encuentra $n = 0.013$. La figura 14.6 muestra la sección transversal de la baldosa medio llena. Escriba

$$A = \frac{1}{2}\left(\frac{\pi D^2}{4}\right) = \frac{\pi D^2}{8} = \frac{\pi(200)^2}{8}\text{mm}^2 = 5000\pi\ \text{mm}^2$$
$$A = 15\,708\ \text{mm}^2 = 0.0157\ \text{m}^2$$
$$WP = \pi D/2 = 100\pi\ \text{mm}$$

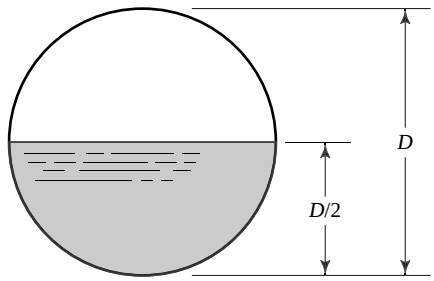
Entonces, se tiene

$$R = A/WP = 5000\pi\ \text{mm}^2/100\pi\ \text{mm} = 50\ \text{mm} = 0.05\ \text{m}$$

Luego, en la ecuación (14-8),

$$Q = \frac{(0.0157)(0.05)^{2/3}(0.001)^{1/2}}{0.013}$$
$$Q = 5.18 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s}$$

FIGURA 14.6 Drenaje circular de baldosas que corre medio lleno; problema de ejemplo 14.2.



Problema de ejemplo 14.3 Calcule la pendiente mínima con la que debe tenderse el canal mostrado en la figura 14.7 si deben conducirse 50 ft^3/s de agua con una profundidad de 2 ft. Los lados y el fondo del canal están hechos de concreto formado sin acabar.

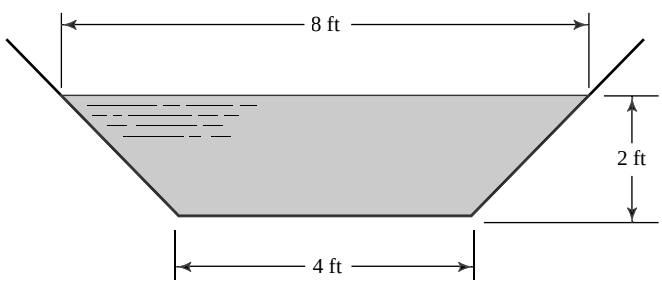
Solución La pendiente S puede ser despejada a partir de la ecuación (14-11):

$$Q = \left(\frac{1.49}{n}\right)AR^{2/3}S^{1/2}$$
$$S = \left(\frac{Qn}{1.49AR^{2/3}}\right)^2 \qquad \textbf{(14-13)}$$

En la tabla 14.1 se encuentra $n = 0.017$. Los valores de A y R pueden calcularse a partir de la geometría de la sección, como ilustra la figura 14.2:

$$A = (4)(2) + (2)(2)(2)/2 = 12\ \text{ft}^2$$
$$WP = 4 + 2\sqrt{4 + 4} = 9.66\ \text{ft}$$
$$R = A/WP = 12/9.66 = 1.24\ \text{ft}$$

FIGURA 14.7 Canal trapezoidal para el problema de ejemplo 14.3.



Entonces, a partir de la ecuación (14-13), se tiene

$$S = \left[\frac{(50)(0.017)}{(1.49)(12)(1.24)^{2/3}}\right]^2 = 0.00169$$

Por lo tanto, el canal debe caer por lo menos 1.69 ft por cada 1000 ft de longitud.

Problema de ejemplo 14.4

Diseñe un canal rectangular que estará hecho de concreto formado sin acabar y deberá conducir 5.75 m^3/s de agua al tenderlo sobre una pendiente al 1.2 por ciento. La profundidad normal debe ser la mitad de la anchura del fondo del canal.

Solución

Debido a que es necesario determinar la geometría del canal, resulta más conveniente usar la ecuación (14-9):

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{S^{1/2}} = \frac{(0.017)(5.75)}{(0.012)^{1/2}} = 0.892$$

La figura 14.8 muestra la sección transversal. Debido a que $y = b/2$, tanto A como R se pueden expresar en términos de b y sólo es necesario determinar b.

$$A = by = \frac{b^2}{2}$$

$$WP = b + 2y = 2b$$

$$R = A/WP = \frac{b^2}{(2)(2b)} = \frac{b}{4}$$

Entonces, se tiene

$$AR^{2/3} = 0.892$$

$$\frac{b^2}{2}\left(\frac{b}{4}\right)^{2/3} = 0.892$$

$$\frac{b^{8/3}}{5.04} = 0.892$$

$$b = (4.50)^{3/8} = 1.76\,\text{m}$$

La anchura del canal debe ser de 1.76 m.

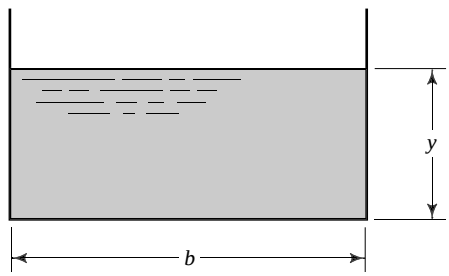


FIGURA 14.8 Canal rectangular para el problema de ejemplo 14.4.

Problema de ejemplo 14.5

En el diseño final del canal descrito en el problema de ejemplo 14.4, el ancho se hizo de 2 m. El caudal máximo esperado para el canal es de 12 m^3/s. Determine la profundidad normal para esta descarga.

Solución

Se volverá a utilizar la ecuación (14-9):

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{S^{1/2}} = \frac{(0.017)(12)}{(0.012)^{1/2}} = 1.86$$

Tanto A como R deben expresarse en términos de la dimensión y de la figura 14.8, con $b = 2.0$ m:

$$A = 2y$$

$$WP = 2 + 2y$$

$$R = A/WP = 2y/(2 + 2y)$$

Entonces, se tiene

$$1.86 = AR^{2/3} = 2y\left(\frac{2y}{2 + 2y}\right)^{2/3}$$

La solución algebraica de y no se obtiene de manera sencilla. Se puede utilizar un enfoque de prueba y error. Los resultados son los siguientes:

y (m)	A (m^2)	WP (m)	R (m)	$R^{2/3}$	$AR^{2/3}$	Cambio requerido en y
2.0	4.0	6.0	0.667	0.763	3.05	Reducir y
1.5	3.0	5.0	0.600	0.711	2.13	Reducir y
1.35	2.7	4.7	0.574	0.691	1.86	y es correcta

Por lo tanto, la profundidad del canal será de 1.35 m si la descarga es de 12 m^3/s.

14.6 GEOMETRÍA DE LOS CANALES ABIERTOS TÍPICOS

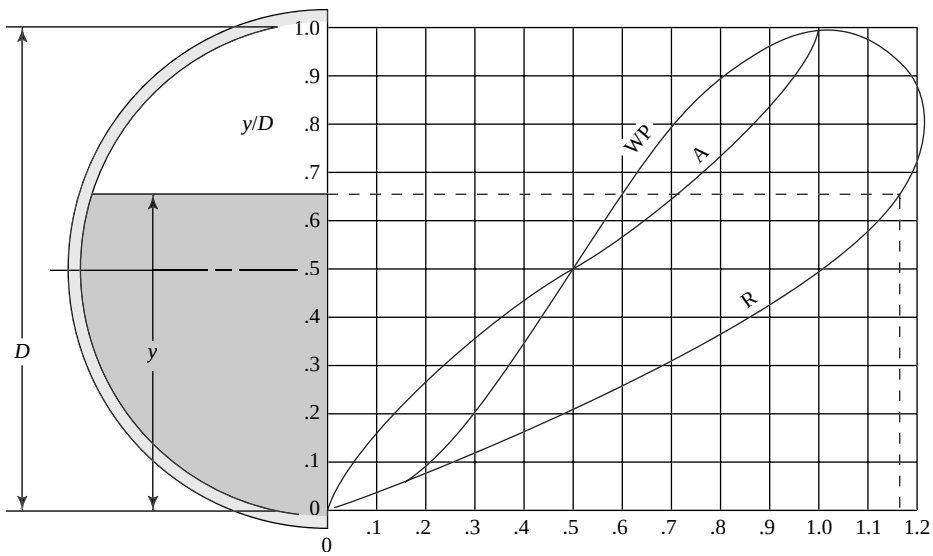
Con frecuencia, las formas usadas para los canales abiertos incluyen la circular, la rectangular, la trapezoidal y la triangular. En la tabla 14.2 se listan las fórmulas utilizadas para calcular las características geométricas pertinentes en el análisis del flujo en canales abiertos.

El trapezoide es popular por varias razones. Se trata de una forma eficiente que proporciona una gran área de flujo en relación con el perímetro mojado. Los lados inclinados son convenientes para los canales hechos en tierra porque se pueden establecer pendientes con un ángulo en el que los materiales de construcción sean estables.

La pendiente de los lados puede definirse mediante el ángulo que forma con respecto a la horizontal o por medio de su *paso*, que es la relación de la distancia horizontal sobre la distancia vertical. En la tabla 14.2, el paso se indica mediante el valor de z, que es la distancia horizontal correspondiente a una unidad de distancia vertical. En la práctica, los canales de tierra hechos con una forma trapezoidal usan valores de z desde 1.0 hasta 3.0.

El rectángulo es un caso especial del trapezoide con una pendiente lateral de 90° o $z = 0$. Los canales de concreto formado suelen hacerse con esta forma. El canal triangular es también un caso especial del trapezoide con una anchura inferior igual a cero. A menudo las zanjas simples en tierra se hacen con esta forma.

El cálculo de datos para las secciones circulares a diferentes profundidades puede facilitarse mediante la gráfica de la figura 14.9. En la parte izquierda de la figura se muestra la mitad de una sección circular que corre parcialmente llena con una profundidad del fluido llamada y. La escala vertical para la gráfica es



Sólo se muestra media sección

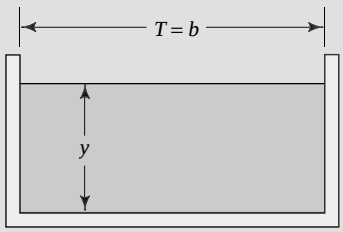
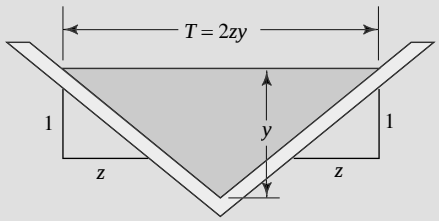
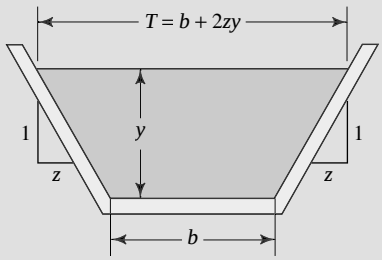
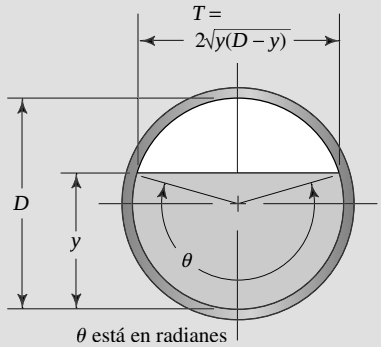
Curva A: Relación de A/A_f; $A_f = \pi D^2/4$
Curva WP: Relación de WP/WP_f; $WP_f = \pi D$
Curva R: Relación de R/R_f; $R_f = D/4$

Ejemplo: $D = 2.0$ ft; $y = 1.30$ ft; $y/D = 0.65$

$A_f = 3.14$ ft^2; $A/A_f = .7$; $A = 0.7(3.14) = 2.20$ ft^2
$WP_f = 6.28$ ft; $WP/WP_f = 0.6$; $WP = 0.6(6.28) = 3.77$ ft
$R_f = 0.50$ ft; $R/R_f = 1.16$; $R = 1.16(0.50) = 0.580$ ft

FIGURA 14.9 Geometría de una sección circular parcialmente llena.

TABLA 14.2 Geometría de secciones de canal abierto

Sección	Área A	Perímetro mojado WP	Radio hidráulico R
Rectángulo 	by	$b + 2y$	$\frac{by}{b + 2y}$
Triángulo 	zy^2	$2y\sqrt{1 + z^2}$	$\frac{zy}{2\sqrt{1 + z^2}}$
Trapezoide 	$(b + zy)y$	$b + 2y\sqrt{1 + z^2}$	$\frac{(b + zy)y}{b + 2y\sqrt{1 + z^2}}$
Círculo  θ está en radianes	$\frac{(\theta - \text{sen}\,\theta)\,D^2}{8}$	$\theta D/2$	$\left[\frac{(\theta - \text{sen}\,\theta)}{\theta}\right]\frac{D}{4}$

Nota: θ debe estar en radianes.
Para $y < D/2$, $\theta = \pi - 2\ \text{sen}^{-1}[1 - (2y/D)]$
Para $y > D/2$, $\theta = \pi + 2\ \text{sen}^{-1}[(2y/D) - 1]$

la relación y/D. La curva A indica la relación de A/A_f, donde A representa el área de flujo real del fluido y A_f indica el área de la sección transversal completa del círculo, que se calcula fácilmente con $A_f = \pi D^2/4$. El uso de la curva A se demuestra al notar que la figura está dibujada para el caso $y/D = 0.65$. Siga la línea horizontal discontinua de este valor en la escala vertical sobre la curva A y luego proyéctela hasta la escala horizontal y anote el valor de 0.70. Esto significa que $A/A_f = 0.70$ para $y/D = 0.65$. Como ejemplo, suponga que $D = 2.00$ ft. Entonces,

$$A_f = \pi D^2/4 = \pi(2.00\ \text{ft})^2/4 = 3.14\ \text{ft}^2$$
$$A = (0.70)A_f = (0.70)(3.14\ \text{ft}^2) = 2.20\ \text{ft}^2$$

De manera similar, usted debe poder leer la relación del perímetro mojado como $WP/WP_f = 0.60$ y la relación del radio hidráulico como $R/R_f = 1.16$. Entonces,

$$WP_f = \pi D \text{ para un círculo completo } = \pi(2.00 \text{ ft}) = 6.28 \text{ ft}$$

$$WP = (0.60)WP_f = (0.60)(6.28 \text{ ft}) = 3.77 \text{ ft}$$

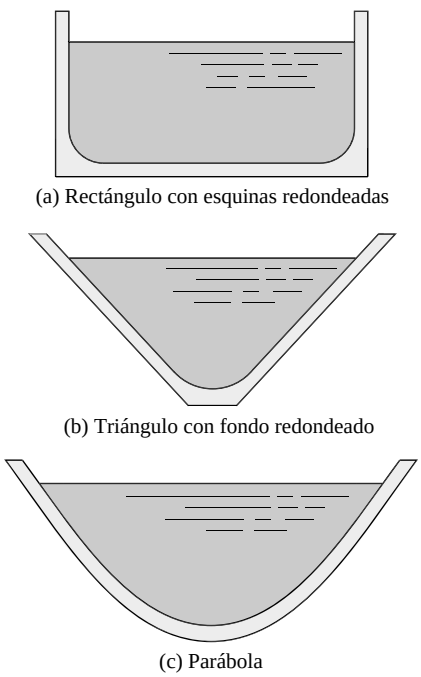
y

$$R_f = D/4 \text{ para un círculo completo } = (2.00 \text{ ft})/4 = 0.50 \text{ ft}$$

$$R = (1.16)R_f = (1.16)(0.50 \text{ ft}) = 0.580 \text{ ft}$$

Por lo tanto, las curvas de la figura 14.9 le permitirán calcular los valores de A, WP y R para secciones circulares parcialmente llenas mediante fórmulas sencillas que utilizan los valores de las tres relaciones que pueden leerse en la gráfica. En caso contrario, las ecuaciones para el cálculo directo de A, WP y R son bastante complejas. El recurso de internet 1 incluye una calculadora en línea para determinar el área, el perímetro mojado y el radio hidráulico de tuberías o alcantarillas circulares parcialmente llenas cuando se conocen el diámetro y la profundidad.

La figura 14.10 muestra otras tres formas que se utilizan para los canales abiertos. Con frecuencia, las corrientes naturales se pueden aproximar como parábolas de poca profundidad. La excavación en la tierra de un triángulo con fondo redondeado es más práctica que el triángulo en forma de V. El rectángulo con esquinas redondeadas se desempeña un poco mejor que el rectángulo con esquinas cuadradas y es más fácil de mantener. Sin embargo, es más difícil de formar. En la referencia 4 se proporcionan las fórmulas apropiadas para las características geométricas de estos tipos de secciones transversales.



(a) Rectángulo con esquinas redondeadas

(b) Triángulo con fondo redondeado

(c) Parábola

FIGURA 14.10 Otras formas para los canales abiertos.

14.7 LAS MÁS EFICIENTES FORMAS PARA CANALES ABIERTOS

El término *conducción* se utiliza para indicar la capacidad de carga de los canales abiertos. Su valor puede deducirse a partir de la ecuación de Manning. En unidades métricas del SI, se tiene la ecuación (14-8),

$$Q = \left(\frac{1.00}{n}\right) AR^{2/3}S^{1/2}$$

Con excepción de la pendiente, todo lo que aparece en el lado derecho de esta ecuación depende del diseño del canal. Entonces, es posible definir la conducción K como

Conducción —unidades del SI

$$K = \left(\frac{1.00}{n}\right) AR^{2/3} \qquad \textbf{(14-14)}$$

En unidades de uso común en Estados Unidos,

Conducción —unidades de uso común en Estados Unidos

$$K = \left(\frac{1.49}{n}\right) AR^{2/3} \qquad \textbf{(14-15)}$$

Entonces, la ecuación de Manning es

$$Q = KS^{1/2} \qquad \textbf{(14-16)}$$

La conducción de un canal es máxima cuando el perímetro mojado es el menor para un área dada. Bajo este criterio, la forma que resulta más eficiente es el semicírculo; es decir, la sección circular que corre medio llena. La tabla 14.3 muestra los diseños más eficientes de otras formas.

14.8 FLUJO CRÍTICO Y ENERGÍA ESPECÍFICA

Por lo general, la consideración de la energía en el flujo en canal abierto implica determinar la energía que posee el fluido en una sección particular de interés. La energía total se mide en relación con el fondo del canal y se compone de la energía potencial debida a la profundidad o diferencia de alturas más la energía cinética del fluido la cual es proporcional al cuadrado de la magnitud de su velocidad promedio.

Si E denota la energía total, se obtiene

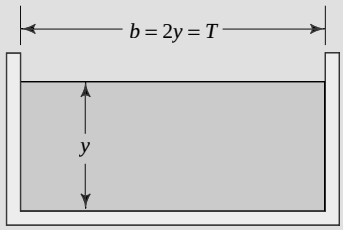
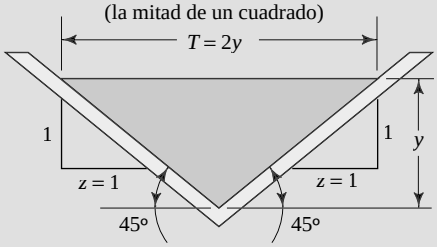
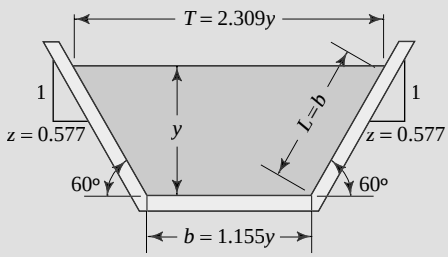
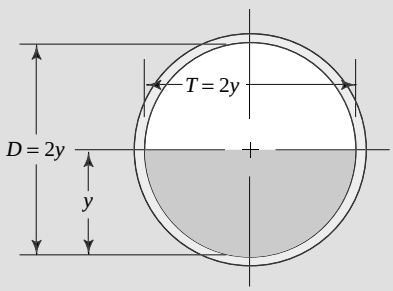
$$E = y + v^2/2g \qquad \textbf{(14-17)}$$

donde y representa la profundidad y v indica la magnitud de la velocidad promedio del fluido con flujo uniforme. Tal como sucedió con la ecuación de la energía utilizada previamente, los términos de la ecuación (14-17) tienen unidades de energía por unidad de peso del fluido que fluye. En el análisis de flujo en canal abierto, E se conoce generalmente como la *energía específica*. Para una descarga Q dada, la magnitud de la velocidad promedio del fluido es Q/A. Entonces,

$$E = y + Q^2/2gA^2 \qquad \textbf{(14-18)}$$

Dado que el área se puede expresar en términos de la profundidad del fluido con flujo uniforme, la ecuación (14-18) relaciona la energía específica con la profundidad del fluido con flujo unifor-

TABLA 14.3 Secciones más eficientes para canales abiertos

Sección	Área A	Perímetro mojado WP	Radio hidráulico R
Rectángulo (la mitad de un cuadrado) 	$2.0y^2$	$4y$	$y/2$
Triángulo (la mitad de un cuadrado) 	y^2	$2.83y$	$0.354y$
Trapezoide (la mitad de un hexágono) 	$1.73y^2$	$3.46y$	$y/2$
Semicírculo• 	$\frac{1}{2}\pi y^2$	πy	$y/2$

me. Una gráfica de la profundidad y contra la energía específica E resulta útil para visualizar los posibles regímenes de flujo en un canal. Para una sección de canal y una descarga particulares, la curva de energía específica aparece como se muestra en la figura 14.11.

Existen varias características importantes en esta curva. La línea a 45° trazada en el diagrama representa la gráfica de $E = y$. Entonces, para cualquier punto sobre la curva, la distancia horizontal hasta esta línea desde el eje y representa la energía potencial y. La distancia restante hasta la curva de energía específica es la energía cinética $v^2/2g$. Aparece un valor mínimo definido de E, y es posible demostrar que esto ocurre cuando el flujo se encuentra en el estado crítico; es decir, cuando $N_F = 1$. Consulte la sección 14.4, ecuación (14-4), para recordar la definición del número de Froude N_F.

Por lo tanto, la profundidad correspondiente a la energía específica mínima se denomina *profundidad crítica* y_c. Para cualquier profundidad mayor que y_c, el flujo es subcrítico. A la inversa, para cualquier profundidad menor que y_c, el flujo es supercrítico. Note que para cualquier nivel de energía mayor que el mínimo, pueden existir dos profundidades diferentes. En la figura 14.12, tanto y_1 por debajo de la profundidad crítica y_c, como y_2 por encima de y_c, tienen la misma energía. En el caso de y_1, el

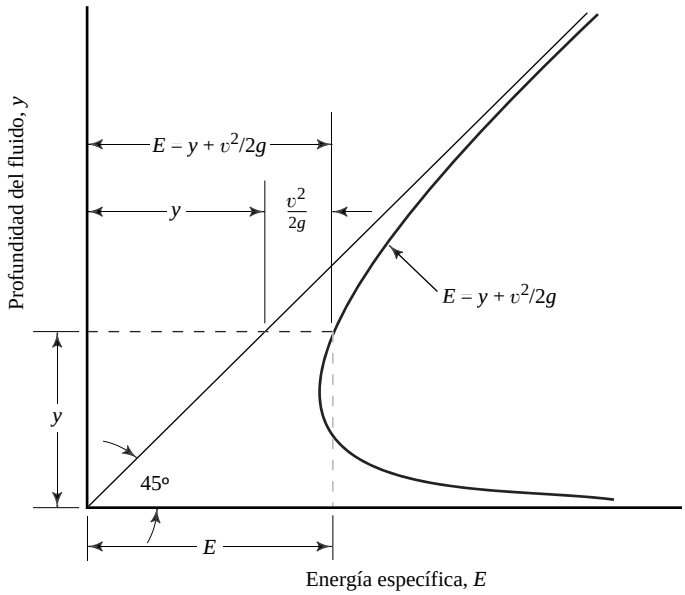


FIGURA 14.11 Variación de la energía específica con la profundidad.

flujo es supercrítico y gran parte de la energía es energía cinética debida a la alta velocidad del fluido. A una profundidad mayor y_2, el flujo es más lento y sólo una pequeña parte de la energía es energía cinética. Las dos profundidades y_1 y y_2 se denominan *profundidades alternativas* para la energía específica E.

14.9 SALTO HIDRÁULICO

Para entender el significado del fenómeno conocido como *salto hidráulico*, examine uno de sus más prácticos usos ilustrado en la figura 14.13. El agua que fluye sobre el vertedero suele tener una alta velocidad en el rango supercrítico, cuando alcanza la parte inferior de la pendiente relativamente pronunciada de la sección 1. Si esta velocidad se mantuviera en el lecho de la corriente natural, más allá de la estructura del vertedero pavimentado, los lados y el fondo de la corriente se verían seriamente erosionados. En lugar de ello, un buen diseño podría causar la creación de un salto hidráulico de la manera que se muestra, donde la profundidad de flujo cambia abruptamente de y_1 a y_2. Existen dos efectos benéficos que resultan del salto hidráulico. En primer lugar, la velocidad de flujo se reduce sustancialmente disminuyendo la tendencia a que el fluido erosione el lecho de la corriente. En segundo lugar, la mayor parte del exceso de energía contenida en el fluido que fluye a alta velocidad se disipa en el salto. La disipación de energía se produce porque el flujo del fluido contenido en el salto es extremadamente turbulento.

Para que se produzca un salto hidráulico, el flujo presente antes del salto debe estar en el rango supercrítico. Es decir, en la sección 1 de la figura 14.13, y_1 es menor que la profundidad crítica para el canal y el número de Froude N_{F1} es mayor que 1.0. La profundidad existente en la sección 2 después del salto se puede calcular a partir de la ecuación

$$y_2 = (y_1/2)(\sqrt{1 + 8N_{F_1}^2} - 1) \qquad \textbf{(14-19)}$$

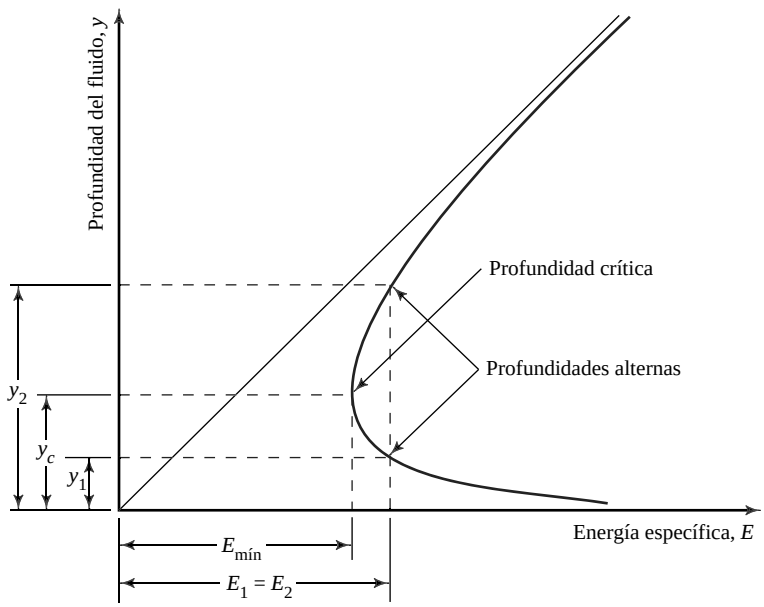


FIGURA 14.12 Profundidad crítica y profundidades alternas.

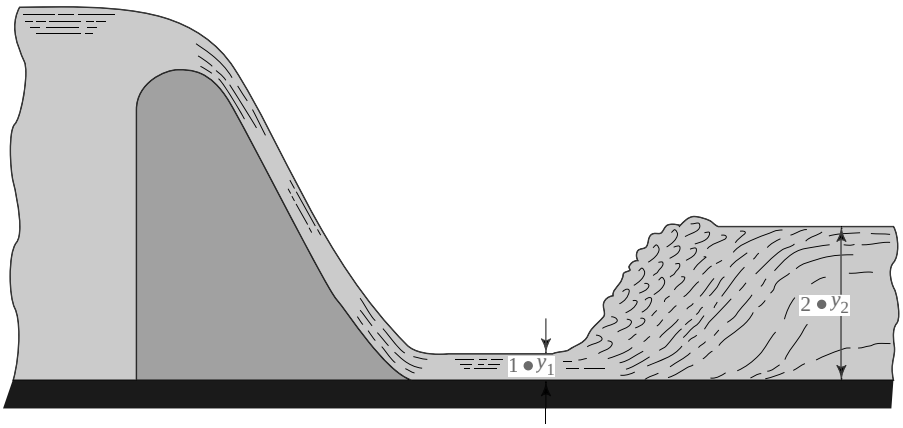


FIGURA 14.13 Salto hidráulico en el fondo de un vertedero.

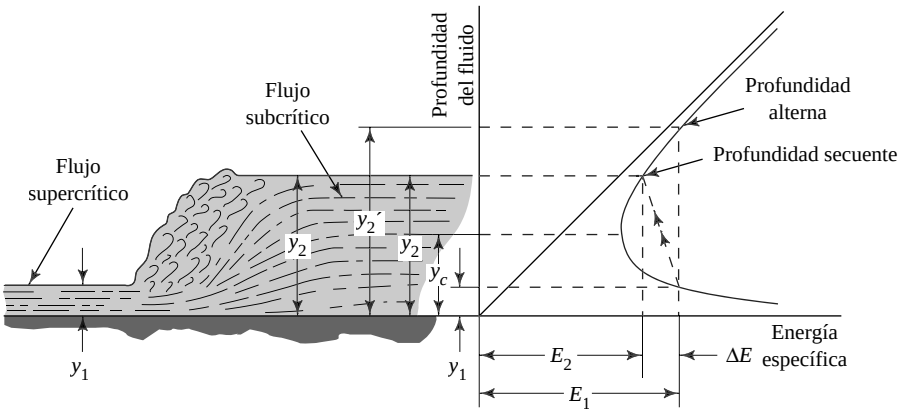


FIGURA 14.14 Energía y profundidades presentes en un salto hidráulico.

La pérdida de energía que tiene lugar durante el salto depende de las dos profundidades y_1 y y_2.

$$E_1 - E_2 = \Delta E = (y_2 - y_1)^3/4y_1y_2 \qquad \textbf{(14-20)}$$

Mediante el uso de una curva de energía específica, la figura 14.14 ilustra lo que sucede en un salto hidráulico. El flujo entra en el salto con una energía E_1 correspondiente a una profundidad supercrítica y_1. En el salto, la profundidad aumenta abruptamente. Si no se perdiese nada de energía, la nueva profundidad sería y_2', que es la profundidad alternativa para y_1. Sin embargo, debido a que hubo un poco de energía disipada ΔE, la nueva profundidad real y_2 corresponde al nivel de energía E_2. Con todo, y_2 está en el rango subcrítico y se mantendrá un flujo tranquilo aguas abajo del salto. El nombre dado a la profundidad real y_2 después del salto es *profundidad secuente*.

El siguiente problema de ejemplo ilustra otro caso práctico en el que podría ocurrir un salto hidráulico.

Problema de ejemplo 14.6 Como se muestra en la figura 14.15, el agua se descarga desde un depósito a razón de 18 m^3/s en un canal rectangular horizontal de 3 m de ancho, el cual está hecho de concreto formado sin acabar. En un punto donde la profundidad es de 1 m, se observa que ocurre un salto hidráulico. Determine lo siguiente:

a. La velocidad antes del salto.
b. La profundidad después del salto.
c. La velocidad después del salto.
d. La energía disipada en el salto.

Solución

a. La velocidad antes del salto es:

$$v_1 = Q/A_1$$
$$A_1 = (3)(1) = 3\,m^2$$
$$v_1 = (18\,m^3/s)/3\,m^2 = 6.0\,m/s$$

b. Se puede usar la ecuación (14-19) para determinar la profundidad después del salto y_2:

$$y_2 = (y_1/2)(\sqrt{1 + 8N_{F_1}^2} - 1)$$
$$N_{F_1} = v_1/\sqrt{gy_h}$$

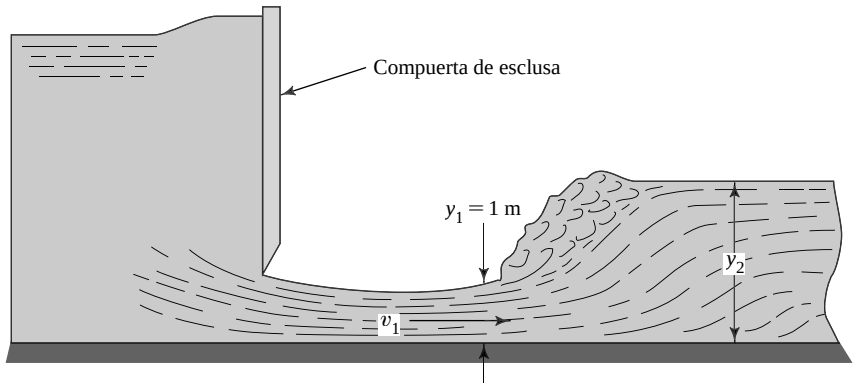


FIGURA 14.15 Salto hidráulico para el problema de ejemplo 14.6.

La profundidad hidráulica es igual a A/T, donde T es la anchura de la superficie libre. Note que $y_h = y$ para un canal rectangular. Entonces, se tiene

$$N_{F_1} = 6.0/\sqrt{(9.81)(1)} = 1.92$$

El flujo está en el rango supercrítico. El valor de la profundidad secuente y_2 es

$$y_2 = (1/2)(\sqrt{1 + (8)(1.92)^2} - 1) = 2.26\,\text{m}$$

c. Debido a la continuidad,

$$v_2 = Q/A_2 = (18\,\text{m}^3/\text{s})/(3)(2.26)\,\text{m}^2 = 2.65\,\text{m/s}$$

d. A partir de la ecuación (14-20), se obtiene

$$\Delta E = (y_2 - y_1)^3/4y_1y_2$$

$$= \frac{(2.26 - 1.0)^3}{(4)(1.0)(2.26)}\text{m} = 0.221\,\text{m}$$

Esto significa que se disipan 0.221 N•m de energía por cada newton de agua a medida que ésta fluye a través del salto.

14.10 MEDICIÓN DEL FLUJO EN CANAL ABIERTO

Tal como se indicó al inicio de este capítulo, un canal abierto es aquel que tiene la superficie superior abierta a la atmósfera imperante. Los ejemplos más conocidos son los arroyos naturales, las alcantarillas que funcionan parcialmente llenas, los sistemas de manejo de aguas residuales y las estructuras de drenaje pluvial. Con frecuencia, las industrias utilizan canales abiertos para alejar los refrigerantes de la maquinaria y para recolectar el exceso de líquidos de proceso y devolverlos a los tanques de retención. La medición del flujo es importante para este tipo de sistemas.

Dos dispositivos que se utilizan ampliamente para la medición del flujo en canal abierto son los *vertederos* y los canales *aforadores*. Cada uno de los cuales ocasiona que el área de la corriente cambie, lo que a su vez modifica el nivel de la superficie del fluido. El nivel resultante de la superficie, con respecto a alguna característica del dispositivo, se relaciona con la cantidad de flujo. Mediante el uso de vertederos y aforadores, se pueden medir grandes caudales volumétricos de líquido. Vea las referencias 1, 2, 4, 6 y 16.

14.10.1 Vertederos

Un vertedero es una barrera formada especialmente, e instalada en un canal abierto, sobre la que fluye el fluido a chorro libre en una corriente que sobrepasa la barrera. La figura 14.16 muestra una vista lateral del diseño típico de un vertedero. La cresta debe ser aguda y suele estar hecha de lámina metálica del-

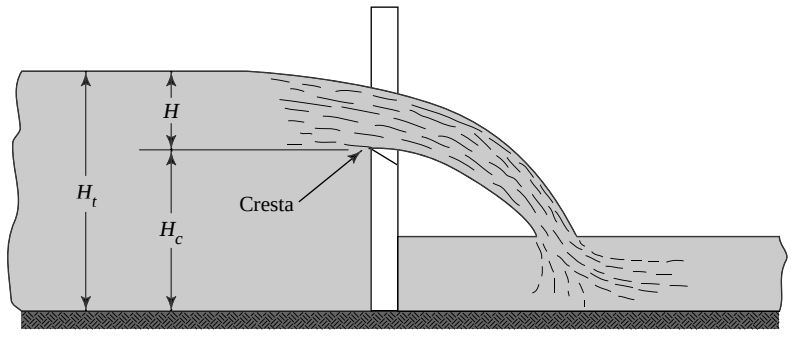


FIGURA 14.16 Flujo sobre un vertedero.

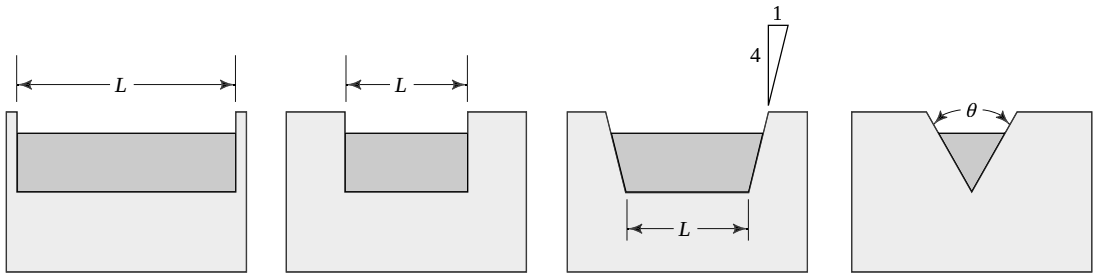


FIGURA 14.17 Geometría de cortes para vertederos.

gada unida a una sólida base. La superficie superior de la base se recorta en un ángulo pronunciado por el lado aguas abajo para asegurar que el fluido se impulse como un chorro libre, llamado napa, con buena aireación debajo de la napa.

En la figura 14.17 se muestran cuatro formas comunes de vertedero para las que se han desarrollado ecuaciones de clasificación para permitir el cálculo de la descarga Q en función de las dimensiones del vertedero y de la carga del fluido por encima de la cresta H. La figura 14.1 presenta un vertedero rectangular contraído en una corriente de irrigación. Para todos estos diseños, la carga H debe medirse aguas arriba de la cara que da al vertedero, a una distancia mínima de $4H_{máx}$. La razón de este requisito es que, cuando se aproxima a la cresta, la superficie superior de la corriente desciende por causa de la aceleración que adquiere el fluido a medida que se contrae para caer sobre la cresta, como se aprecia en la figura 14.16. Consulte las referencias 1, 2, 4, 6 y 16 para ver más detalles.

La medición de la carga se puede hacer con un medidor fijo, llamado *medidor staff*, montado en el lado de la corriente para el cual la lectura cero está al nivel de la cresta del vertedero. También se utilizan dispositivos tipo flotador, los cuales pueden generar una señal que se transmite a un panel de control o se registra para mostrar un informe continuo del flujo. Es posible usar dispositivos electrónicos que detectan la superficie superior del fluido que fluye. Consulte los recursos de internet 2 y 6 para ver las unidades disponibles en el mercado.

Un *vertedero rectangular*, también llamado *vertedero suprimido*, tiene una longitud de cresta L que se extiende por toda la anchura del canal en el que está instalado. El diseño estándar requiere que:

1. La altura de la cresta por encima del fondo del canal sea $H_c \geq 3H_{máx}$.
2. La altura mínima por encima de la cresta sea $H_{mín} > 0.2$ ft.
3. La altura máxima por encima de la cresta sea $H_{máx} < L/3$.

La ecuación de clasificación es:

➪ Vertedero rectangular

$$Q = 3.33LH^{3/2} \qquad \textbf{(14-21)}$$

donde L y H se dan en ft y Q está en ft^3/s.

Un *vertedero contraído* es un vertedero rectangular que tiene lados extendidos hacia dentro desde los lados del canal por una distancia de al menos $2H_{máx}$. La corriente del fluido debe entonces contraerse a medida que fluye alrededor de los lados del vertedero, disminuyendo ligeramente la longitud efectiva del vertedero. El diseño estándar requiere que:

1. La altura de la cresta por encima del fondo del canal sea $H_c \geq 2H_{máx.}$
2. La altura mínima por encima de la cresta sea $H_{mín} > 0.2$ ft.
3. La altura máxima por encima de la cresta sea $H_{máx} < L/3$.

La ecuación de clasificación es:

➪ Vertedero contraído

$$Q = 3.33(L - 0.2H)H^{3/2} \qquad \textbf{(14-22)}$$

donde L y H se dan en ft y Q está en ft^3/s.

Un *vertedero Cipolletti* se contrae también desde los lados de la corriente por una distancia de al menos $2H_{máx}$ y tiene lados que están inclinados hacia el exterior como se muestra en la figura 14.17(c). Los mismos requisitos exigidos para el vertedero rectangular contraído son aplicables al vertedero Cipolletti. La ecuación de clasificación es:

➪ Vertedero Cipolletti

$$Q = 3.367LH^{3/2} \qquad \textbf{(14-23)}$$

El ajuste de longitud incluido para el vertedero rectangular contraído no se aplica aquí porque los lados inclinados terminan por compensar la longitud. El recurso de internet 10 muestra un vertedero Cipolletti disponible comercialmente.

El *vertedero triangular* se utiliza principalmente para caudales bajos porque el corte en V produce una carga H más grande que la que puede obtenerse con un corte rectangular. El ángulo del corte en V es un factor incluido en la ecuación de descarga. Se consideran satisfactorios los ángulos ubicados entre 35° y 120°, pero se utilizan con mayor frecuencia los de 60° y 90°. Los recursos de internet 9 y 13 muestran vertederos con corte en V disponibles comercialmente. La ecuación teórica para un vertedero triangular es

$$Q = {}^{8}\!/_{15} C\sqrt{2g}\tan(\theta/2)H^{5/2} \qquad \textbf{(14-24)}$$

donde θ es el ángulo total incluido entre los lados del corte. Una reducción adicional de esta ecuación da:

➪ **Ecuación general del vertedero triangular**

$$Q = 4.28C \tan(\theta/2) H^{5/2} \qquad \textbf{(14-25)}$$

El valor de C es dependiente de alguna manera de la carga H, pero un valor nominal es 0.58. Al usar este valor y los valores comunes de 60° y 90° para θ, resulta:

➪ **Vertedero con corte en V de 60°**

$$Q = 1.43H^{5/2} \quad \text{(corte de 60°)} \qquad \textbf{(14-26)}$$

➪ **Vertedero con corte en V de 90°**

$$Q = 2.48H^{5/2} \quad \text{(corte de 90°)} \qquad \textbf{(14-27)}$$

14.10.2 Canales aforadores

Los *aforadores de flujo crítico* son contracciones de la corriente que provocan que el flujo alcance su profundidad crítica dentro de la estructura. Hay una clara relación entre la profundidad y la descarga cuando existe flujo crítico. Consulte los recursos de internet 8 a 10 para ver una muestra de canales aforadores disponibles comercialmente. Un tipo de aforador de flujo crítico que se usa ampliamente es el *canal aforador Parshall*, cuya geometría se muestra en la figura 14.18. La descarga depende de la anchura L de la sección estrangulada y de la carga H, donde H se mide en una ubicación específica a lo largo de la sección convergente del aforador.

Las ecuaciones de descarga para el canal aforador Parshall se desarrollaron empíricamente para canales de flujo diseñados y fabricados con dimensiones medidas en el sistema de uso común en Estados Unidos. La tabla 14.4 lista las ecuaciones de descarga utilizadas para varios tamaños de canales aforadores. El valor resultante de Q se puede convertir a unidades del SI empleando el factor

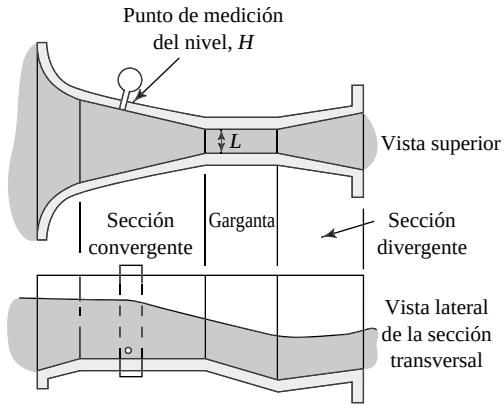


FIGURA 14.18 Canal aforador Parshall.

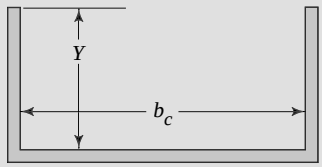
$$1.0 \text{ ft}^3/\text{s} = 0.028\,32 \text{ m}^3/\text{s}$$

En construcciones nuevas, se recomiendan canales *aforadores de garganta larga* en lugar de canales aforadores Parshall porque son más sencillos y menos costosos de construir, además de que pueden adaptarse con mayor facilidad a canales que poseen toda una variedad de formas. Se pueden instalar en canales rectangulares, trapezoidales o circulares. En la tabla 14.5 se muestra la forma general que consta de una rampa ascendente desde el fondo del canal, una sección de garganta plana y una caída repentina. También aparecen las ecuaciones de clasificación básicas y algunas dimensiones de muestra para cada forma. La dimensión Y es la profundidad máxima del canal. Las referencias 2, 6 y 16 contienen amplios análisis y datos para el diseño de canales aforadores de garganta larga.

TABLA 14.4 Ecuaciones de descarga para canales aforadores Parshall

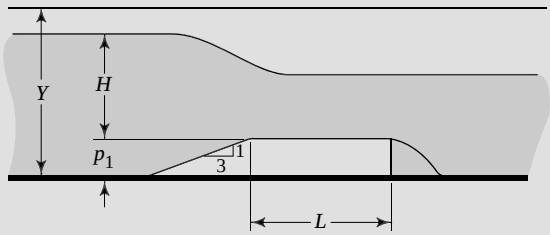
Ancho de garganta L	Rango de flujo (ft^3/s)		Ecuación (H y L en ft, Q en ft^3/s)	
	Mín	Máx		
3 in	0.03	1.9	$Q = 0.992H^{1.547}$	
6 in	0.05	3.9	$Q = 2.06H^{1.58}$	
9 in	0.09	8.9	$Q = 3.07H^{1.53}$	
1 ft	0.11	16.1		$n = 1.55$
2 ft	0.42	33.1		$n = 1.55$
4 ft	1.3	67.9	$Q = 4.00H^n$	$n = 1.58$
6 ft	2.6	103.5		$n = 1.59$
8 ft	3.5	139.5		$n = 1.61$
10 ft	6	200		
20 ft	10	1000		
30 ft	15	1500	$Q = (3.6875L + 2.5)H^{1.6}$	
40 ft	20	2000		
50 ft	25	3000		

TABLA 14.5 Datos para canales aforadores de garganta larga



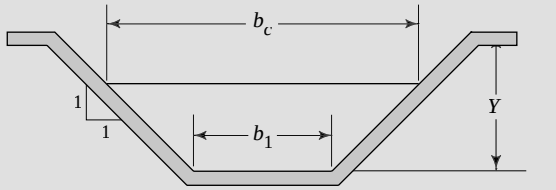
Canales rectangulares: $Q = b_c K_1 (H + K_2)^n$

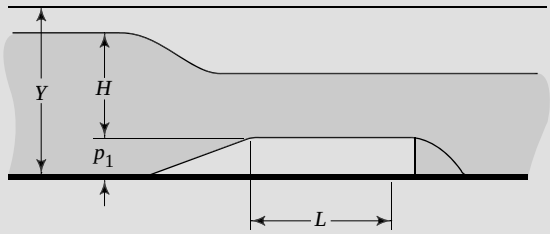
Diseño A		Diseño B		Diseño C	
b_c	0.500 ft	b_c	1.000 ft	b_c	1.500 ft
L	0.750 ft	L	1.000 ft	L	2.250 ft
p_1	0.125 ft	p_1	0.250 ft	p_1	0.500 ft
K_1	3.996	K_1	3.696	K_1	3.375
K_2	0.000	K_2	0.004	K_2	0.011
n	1.612	n	1.617	n	1.625
$H_{mín}$	0.057 ft	$H_{mín}$	0.082 ft	$H_{mín}$	0.148 ft
$H_{máx}$	0.462 ft	$H_{máx}$	0.701 ft	$H_{máx}$	1.500 ft
$Q_{mín}$	0.020 ft^3/s	$Q_{mín}$	0.070 ft^3/s	$Q_{mín}$	0.255 ft^3/s
$Q_{máx}$	0.575 ft^3/s	$Q_{máx}$	2.100 ft^3/s	$Q_{máx}$	9.900 ft^3/s



Canales trapezoidales: $Q = K_1 (H + K_2)^n$

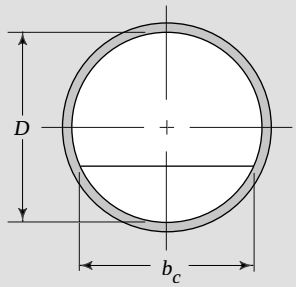
b_1	1.000 ft	b_1	1.000 ft	b_1	2.000 ft
b_c	2.000 ft	b_c	4.000 ft	b_c	5.000 ft
L	0.750 ft	L	1.000 ft	L	1.000 ft
p_1	0.500 ft	p_1	1.500 ft	p_1	1.500 ft
K_1	9.290	K_1	14.510	K_1	16.180
K_2	0.030	K_2	0.053	K_2	0.035
n	1.878	n	1.855	n	1.784
$H_{mín}$	0.400 ft	$H_{mín}$	0.579 ft	$H_{mín}$	0.580 ft
$H_{máx}$	0.893 ft	$H_{máx}$	0.808 ft	$H_{máx}$	1.456 ft
$Q_{mín}$	1.900 ft^3/s	$Q_{mín}$	6.200 ft^3/s	$Q_{mín}$	6.800 ft^3/s
$Q_{máx}$	8.000 ft^3/s	$Q_{máx}$	11.000 ft^3/s	$Q_{máx}$	33.000 ft^3/s

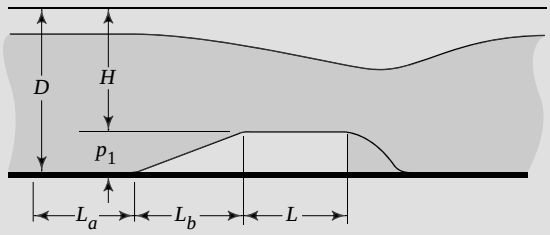




Canales circulares: $Q = D^{2.5} K_1 (H/D + K_2)^n$

D	1.000 ft	D	2.000 ft	D	3.000 ft
b_c	0.866 ft	b_c	1.834 ft	b_c	2.940 ft
L_a	0.600 ft	L_a	1.100 ft	L_a	1.350 ft
L_b	0.750 ft	L_b	1.800 ft	L_b	3.600 ft
L	1.125 ft	L	2.100 ft	L	2.700 ft
p_1	0.250 ft	p_1	0.600 ft	p_1	1.200 ft
K_1	3.970	K_1	3.780	K_1	3.507
K_2	0.004	K_2	0.000	K_2	0.000
n	1.689	n	1.625	n	1.573
$H_{mín}$	0.069 ft	$H_{mín}$	0.140 ft	$H_{mín}$	0.180 ft
$H_{máx}$	0.599 ft	$H_{máx}$	1.102 ft	$H_{máx}$	1.343 ft
$Q_{mín}$	0.048 ft^3/s	$Q_{mín}$	0.283 ft^3/s	$Q_{mín}$	0.655 ft^3/s
$Q_{máx}$	1.689 ft^3/s	$Q_{máx}$	8.112 ft^3/s	$Q_{máx}$	15.448 ft^3/s





Problema de ejemplo 14.7 Seleccione un diseño de la tabla 14.5 para un canal aforador de garganta larga para medir una rapidez de flujo volumétrico dentro del rango de 2.5 a 6.0 ft^3/s de agua. Después calcule la descarga Q para diversos valores de la carga H.

Solución Cualquiera de los diseños —C para un canal rectangular, A para un canal trapezoidal o B para un canal circular— es apropiado para el rango de flujo que se desea. Aquí se ilustrará el canal trapezoidal. La ecuación de clasificación y los valores de sus variables se listan en la tabla 14.5. Se tiene

$$Q = K_1(H + K_2)^n$$
$$Q = 9.29(H + 0.03)^{1.878}$$

Al evaluar esta ecuación desde $H = 0.50$ ft hasta 0.80 ft, se obtienen los siguientes resultados:

Carga H (ft)	Flujo Q (ft^3/s)
0.50	2.820
0.60	3.901
0.70	5.114
0.80	6.547

También se puede resolver la ecuación de flujo para conocer el valor de H que dará el Q deseado,

$$H = \left(\frac{Q}{K_1}\right)^{1/n} - K_2$$

Ahora ya es posible determinar qué valores de carga corresponden a los extremos del rango de flujo deseado:

Para $Q = 2.50$ ft^3/s, $H = 0.467$ ft
Para $Q = 6.00$ ft^3/s, $H = 0.762$ ft

REFERENCIAS

1. Baker, R. C. 2004. *Introductory Guide to Flow Measurement*. Nueva York: ASME Press.
2. Bos, Marinus G. 1991. *Flow Measuring Flumes for Open Channel Systems*. St. Joseph, MI: American Society of Agricultural Engineers.
3. Chanson, Hubert. 2004. *Hydraulics of Open Channel Flow*, 2a. ed. Nueva York: Elsevier Science & Technology.
4. Chow, Ven T. 2009. *Open Channel Hydraulics*. Caldwell, NJ: Blackburn Press. [Ésta es una referencia clásica para el flujo en canal abierto, fue publicada inicialmente en 1959 por McGraw-Hill].
5. Chow, Ven T., D. R. Maidment y L. W. Mays. 1988. *Applied Hydrology*. Nueva York: McGraw-Hill.
6. Clemmens, A. J., T. L. Wahl, M. G. Bos y J. A. Replogle. 2010. *Water Measurement with Flumes and Weirs*, 3a. ed. Littleton, CO: Water Resources Publications.
7. Houghtalen Robert J., A. Osman Akan y Ned H. C. Hwang. 2009. *Fundamentals of Hydraulic Engineering Systems*, 4a. ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson/Prentice-Hall.
8. Jain, C. Subhash. 2000. *Open-Channel Flow*. Nueva York: Wiley.
9. Mays, Larry W. 1999. *Hydraulic Design Handbook*. Nueva York: McGraw-Hill.
10. Mays, Larry W. 2010. *Water Resources Engineering*, 2a. ed. Nueva York: Wiley.
11. Montes, S. 1998. *Hydraulics of Open Channel Flow*. Reston, VA: American Society of Civil Engineers.
12. Munson, Bruce R., Alric P. Rothmayer, Theodore H. Okiishi y Wade W. Huebsch. 2012. *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 7a. ed. Nueva York: Wiley.
13. Prakash, Anand. 2004. *Water Resources Engineering*. Reston, VA: American Society of Civil Engineers.
14. Simon, A. L. y S. F. Korom. 2002. *Hydraulics*, 5a. ed. San Diego, CA: Simon Publications.
15. Sturm, Terry. 2009. *Open Channel Hydraulics*, 2a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
16. U. S. Bureau of Reclamation and the U. S. Department of Agriculture. 2001. *Water Measurement Manual*, 3a. ed. Washington, DC: Departament of the Interior.
17. White, Frank. M. 2010. *Fluid Mechanics*, 7a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.

PUBLICACIONES DIGITALES

1. Bengston, Harlan. 2012. *The Manning Equation for Open Channel Flow Calculations* (Kindle Edition). Amazon Digital Services, Inc.
2. Bengston, Harlan. 2012. *Partially Full Pipe Flow Calculations with Spreadsheets*. Amazon Digital Services, Inc.

RECURSOS DE INTERNET

1. **LMNO Engineering, Research and Software, Ltd.:** LMNO Engineering es una compañía dedicada al desarrollo de *software* y a la con-

sultoría. El sitio lista numerosos productos de software para tratar el flujo en canal abierto, el flujo en tuberías, la medición de caudales, hidrología y cálculos para aguas subterráneas. Algunos programas son gratuitos, incluidos los de flujo en canales rectangulares y triangulares, cálculos de la ecuación de Manning, geometría en alcantarillas circulares, vertederos de corte en V y el vertedero Cipolletti.

2. **Teledyne ISCO:** Fabricantes de medidores de flujo, medidores de velocidad y dispositivos de medición de la profundidad del flujo en canal abierto.
3. **U. S. Bureau of Reclamation—Water Resources Research Laboratory:** El Water Resources Research Laboratory ofrece servicios de pruebas, análisis e investigación hidráulicos y aplica conocimientos de modelado hidráulico para la resolución de problemas de recursos hídricos, hidráulica y mecánica de fluidos.
4. **U. S. Bureau of Reclamation—WinFlume:** La U. S. Bureau of Reclamation, en colaboración con el U. S. Water Conservation Laboratory y el International Institute for Land Reclamation and Improvement, desarrolló un programa informático llamado WinFlume para diseñar y calibrar aforadores de garganta larga y estructuras de medición de flujo en vertederos con crestas amplias. El software se puede descargar desde este sitio.
5. **U. S. Bureau of Reclamation—Water Measurement Manual:** La U. S. Bureau of Reclamation, en cooperación con el U. S. Department of Agriculture, publicó el *Water Measurement Manual* como una guía para desarrollar prácticas eficaces de medición de agua y un mejor manejo de este recurso. El documento contiene información completa sobre el diseño, la instalación y operación de aforadores y vertederos y se puede consultar desde este sitio.
6. **Marsh Mc-Birney—A Hach Company Brand:** Fabricante de una variedad de medidores de flujo para caudales en canal abierto utilizando técnicas de medición electromagnéticas, de radar, ultrasónicas y de presión. Las mediciones de velocidad, nivel y profundidad se combinan para indicar el caudal volumétrico. Algunos dispositivos son portátiles y pueden utilizarse en arroyos, canales, estructuras de drenaje y ríos.
7. **HawsEDC:** Este sitio web describe servicios de ingeniería, calculadoras en línea y herramientas especializadas en AutoCAD, sobre todo para aplicaciones en el campo de la ingeniería civil. Ofrece calculadoras para el flujo en canal abierto del tipo trapezoidal y en tuberías circulares parcialmente llenas. También se pueden hacer cálculos básicos para vertederos.
8. **Plasti-Fab, Inc.:** Fabricante de una variedad de aforadores plásticos, reforzados con fibra de vidrio, resistentes a la corrosión, incluyendo Parshall, Palmer-Bowlus, trapezoidales, Cutthroat, RBC H/HS/HL y escalonados que se pueden instalar en un canal existente.
9. **Tracom Fiberglass Products:** Fabricante de siete tipos de aforadores para el control de flujo en canal abierto: tipo H/HS/HL, Parshall, Cutthroat, Palmer-Bowlus, trapezoidales, RBC y Montana con un amplio rango de tamaños para medir el flujo en canales abiertos desde 0.07 gal/min hasta más de 50 000 gal/min. También fabrica una variedad de cajas de vertedero de fibra de vidrio con cortes en V de 22½, 30, 45, 60, 90 y 120 grados.
10. **Openchannelflow.com (OCF):** Fabricante de aforadores y vertederos para medición, acondicionamiento y control del flujo de agua. Incluye los tipos de aforadores H/HS/HL, Parshall, Cutthroat, trapezoidals, RBC y Montana. Ofrece los tipos estándar de placas de vertedero con cortes en V de 30, 60, 90 y 120 grados y Cipolletti junto con una variedad de cajas de vertedero.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

14.1 Calcule el radio hidráulico para una tubería circular de drenaje que corre medio llena si su diámetro interior es de 300 mm.

14.2 Un canal rectangular tiene un fondo con anchura de 2.75 m. Calcule el radio hidráulico cuando la profundidad del fluido es de 0.50 m.

14.3 Una estructura de drenaje para un parque industrial tiene una sección transversal trapezoidal similar a la mostrada en la figura 14.2(c). La anchura del fondo es de 3.50 m y los lados están inclinados en un ángulo de 60° con respecto a la horizontal. Calcule el radio hidráulico para este canal cuando la profundidad del fluido es de 1.50 ft.

14.4 Repita el problema 14.3 si la pendiente lateral es de 45°.

14.5 Calcule el radio hidráulico de un canal trapezoidal con una anchura inferior de 150 mm y lados que descienden 15 mm horizontalmente para lograr un cambio vertical de 10 mm. Es decir, tomando como ejemplo la figura 14.2(c), considere una relación para X/D de 1.50 y una profundidad del fluido en el canal de 62 mm.

14.6 Calcule el radio hidráulico de la sección mostrada en la figura 14.19 si el agua fluye a una profundidad de 2.0 in. La sección es de una canaleta doméstica para lluvia.

14.7 Repita el problema 14.6 para una profundidad de 3.50 in.

14.8 Calcule el radio hidráulico del canal que muestra la figura 14.20 si la profundidad del agua es de 0.50 m.

14.9 Calcule el radio hidráulico del canal que muestra la figura 14.20 si la profundidad del agua es de 2.50 m.

14.10 Por un canal rectangular de concreto formado sin acabar, con un ancho de 3.5 m, fluye agua. Para una profundidad de

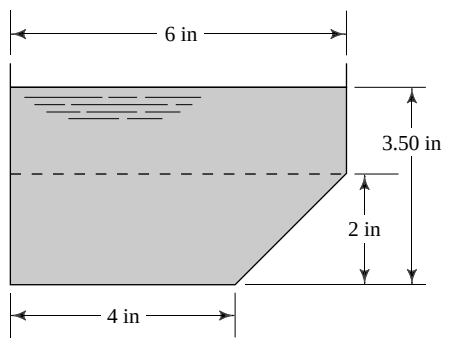


FIGURA 14.19 Problemas 14.6, 14.7 y 14.11.

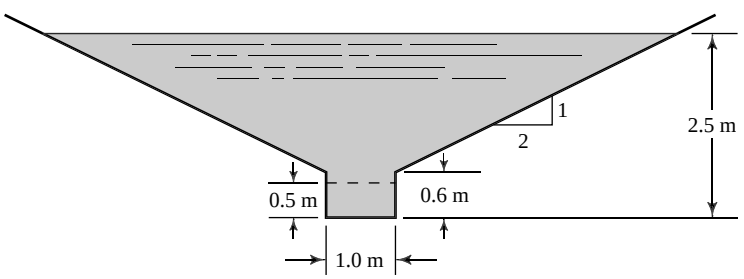
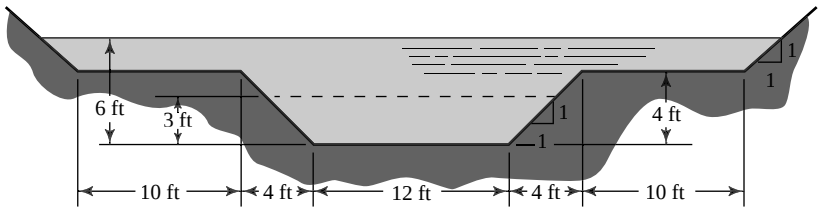


FIGURA 14.20 Problemas 14.8, 14.9 y 14.14.

FIGURA 14.21 Problema 14.15.



2.0 m, calcule la descarga normal y el número de Froude del flujo. La pendiente del canal es de 0.1 por ciento.

14.11 Determine la descarga normal para una boca de lluvia hecha de aluminio con la forma que muestra la figura 14.19, la cual corre a una profundidad de 3.50 in. Use $n = 0.013$. La boca desciende 4 in en una longitud de 60 pies.

14.12 Una alcantarilla circular instalada bajo una carretera tiene 6 ft de diámetro y está hecha de metal corrugado. Desciende 1 ft en una longitud de 500 ft. Calcule la descarga normal cuando la alcantarilla va medio llena.

14.13 Se está construyendo un canal aforador de madera para conducir temporalmente 5000 L/min de agua hasta que pueda instalarse un drenaje permanente. El canal aforador es rectangular, con un ancho de 205 mm y profundidad máxima de 250 mm. Calcule la pendiente necesaria para manejar la descarga esperada.

14.14 Un canal de drenaje pluvial, en una ciudad donde se producen grandes lluvias repentinas, tiene la forma que muestra la figura 14.20. Está hecho de concreto sin acabar y tiene una pendiente de 0.5 por ciento. Durante los tiempos normales, el agua permanece en la pequeña sección rectangular. La sección superior permite conducir grandes volúmenes por el canal. Determine la descarga normal para profundidades de 0.5 m y 2.5 m.

14.15 La figura 14.21 representa la forma aproximada de un canal de flujo natural con diques construidos a ambos lados. El canal es de tierra cubierta de hierba. Use $n = 0.04$. Si la pendiente media es de 0.000 15, determine la descarga normal para profundidades de 3 ft y 6 ft.

14.16 Calcule la profundidad del flujo de agua en un canal rectangular con 10 ft de ancho, este canal está hecho de ladrillo en mortero de cemento, para una descarga de 150 ft^3/s. La pendiente es de 0.1 por ciento.

14.17 Calcule la profundidad del flujo en un canal trapezoidal con una anchura inferior de 3 m y cuyas paredes forman una pendiente de 40° con la horizontal. El canal es de concreto sin acabar y se tendió sobre una pendiente de 0.1 por ciento. La descarga es de 15 m^3/s.

14.18 Un canal rectangular debe conducir 2.0 m^3/s de agua desde un condensador de refrigeración enfriado con agua hasta un estanque de enfriamiento. La pendiente disponible es de 75 mm en una distancia de 50 m. La profundidad máxima del flujo es de 0.40 m. Determine la anchura del canal si su superficie es de concreto acabado con llana.

14.19 El canal mostrado en la figura 14.22 tiene una superficie de concreto acabado con flota y está tendido sobre una pendiente que desciende 0.1 m por cada 100 m de longitud. Calcule la descarga normal y el número de Froude para una profundidad de 1.5 m. Para esa descarga, calcule la profundidad crítica.

14.20 Un cuarto cuadrado para almacenamiento está equipado con rociadores automáticos de protección contra incendio que rocían 1000 gal/min de agua. El piso está diseñado para drenar este flujo uniformemente hacia canalones cercanos a cada pared exterior. Los canalones tienen la forma de la figura 14.23. Cada canalón conduce 250 gal/min, se tiende sobre una pendiente del 1 por ciento y está hecho de concreto formado sin acabar. Determine la profundidad mínima, h.

14.21 El flujo de dos de los canalones descritos en el problema 14.20 pasa a un sumidero, desde donde una baldosa de drenaje redonda, hecha con arcilla común, lo conduce hacia una alcantarilla. Determine el tamaño necesario de la baldosa para conducir el flujo (500 gal/min) cuando va medio llena. La pendiente es de 0.1 por ciento.

14.22 Para un canal rectangular con anchura de 1.00 m, calcule el área de flujo y el radio hidráulico para profundidades que van desde 0.10 m hasta 2.0 m. Trace una gráfica del área y el radio hidráulico contra la profundidad.

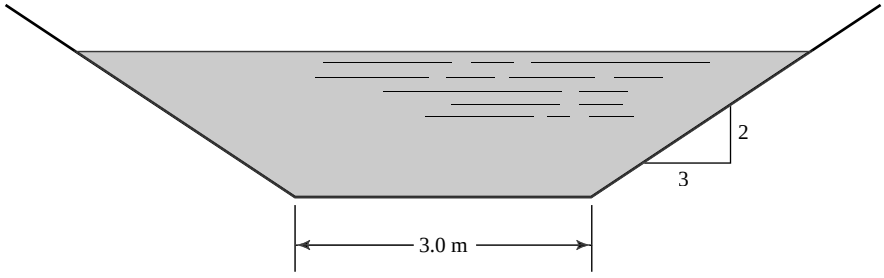


FIGURA 14.22 Problema 14.19.

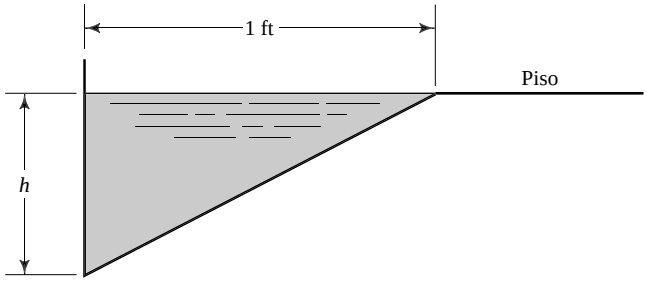


FIGURA 14.23 Problemas 14.20 y 14.21.

14.23 Se desea conducir 2.00 m^3/s de agua a una velocidad de 3.0 m/s en un canal abierto rectangular. La anchura del fondo es de 0.80 m. Calcule la profundidad del flujo y el radio hidráulico.

14.24 Para el canal diseñado en el problema 14.23, calcule la pendiente necesaria si el canal es de concreto acabado con flota.

14.25 Se desea conducir 2.00 m^3/s de agua a una velocidad de 3.0 m/s en un canal abierto rectangular. Calcule la profundidad y el radio hidráulico para una variedad de diseños del canal, con anchos del fondo desde 0.50 m hasta 2.00 m. Grafique la profundidad y el radio hidráulico contra el ancho del fondo.

14.26 Para cada uno de los canales diseñados en el problema 14.25, calcule la pendiente necesaria si el canal es de concreto acabado con flota. Grafique la pendiente contra el ancho del fondo.

14.27 Un canal trapezoidal tiene un fondo con 2.00 m de anchura y un paso en sus lados de $z = 1.50$. Calcule el área de flujo y el radio hidráulico para una profundidad de 20 in.

14.28 Para el canal descrito en el problema 14.27, calcule la descarga normal que se esperaría con una pendiente de 0.005 si el canal está hecho de concreto formado sin acabar.

14.29 Repita el problema 14.28, excepto que el canal está revestido con láminas de plástico liso.

14.30 Un canal trapezoidal tiene un ancho inferior de 2.00 ft y un paso en sus lados de $z = 1.50$. Calcule el área de flujo y el radio hidráulico para profundidades que van de 6.00 in a 24.00 in. Grafique el área de flujo y el radio hidráulico contra la profundidad.

14.31 Para cada canal diseñado en el problema 14.30, calcule la descarga normal que se esperaría con una pendiente de 0.005 si el canal es de concreto formado sin acabar.

14.32 Calcule el área de flujo y el radio hidráulico de una tubería circular para drenaje, con 375 mm de diámetro, para una profundidad de 225 mm.

14.33 Repita el problema 14.32 para una profundidad de 135 mm.

14.34 Para el canal diseñado del problema 14.32, calcule la descarga normal que se espera con una pendiente de 0.12 por ciento si el canal es de acero pintado.

14.35 Para el canal diseñado del problema 14.33, calcule la descarga normal que se espera con una pendiente de 0.12 por ciento si el canal es de acero pintado. Compare su resultado con el del problema 14.34.

14.36 Se desea conducir 1.25 ft^3/s de agua a una velocidad de 2.75 ft/s. Diseñe la sección transversal de un canal para cada una de las formas mostradas en la tabla 14.3 que lista las secciones más eficientes para canales abiertos.

14.37 Para cada sección diseñada en el problema 14.36, calcule la pendiente necesaria si el canal está hecho de concreto acabado con flota. Compare sus resultados.

14.38 Para cada sección diseñada en el problema 14.36, calcule el número de Froude y diga si el flujo es subcrítico o supercrítico.

Realice la siguiente lista de tareas para cada problema del 14.39 al 14.42:

- **a.** Calcule la profundidad crítica.
- **b.** Calcule la energía específica mínima.
- **c.** Trace la curva de la energía específica.
- **d.** Determine la energía específica para la profundidad dada y la profundidad alternativa para esta energía.
- **e.** Determine la velocidad de flujo y el número de Froude para cada profundidad calculada en (d).
- **f.** Calcule las pendientes requeridas del canal si las profundidades determinadas en (d) tienen que ser las normales para la rapidez de flujo dada.

14.39 Un canal rectangular de 12.00 m de ancho conduce 5.5 m^3/s de agua y es de concreto formado sin acabar. Utilice $y = 0.50$ m en (d).

14.40 Una tubería circular para drenaje hecha de concreto acabado con diámetro de 1.20 m conduce 1.45 m^3/s. Utilice $y = 0.50$ m en (d).

14.41 Un canal triangular con pendientes laterales que tienen una relación de 1:1.5 conduce 0.68 ft^3/s de agua y está hecho de tierra excavada limpia. Utilice $y = 0.25$ ft en (d).

14.42 Un canal trapezoidal, con un ancho inferior de 3.0 ft y pendientes laterales que tienen una relación de 1:0.75, conduce 0.80 ft^3/s de agua y está hecho de concreto acabado con llana. Utilice $y = 0.05$ ft en (d).

Vertederos y aforadores

14.43 Determine el caudal máximo posible sobre un vertedero con corte en V de 60° si la anchura del corte en la parte superior es de 12 in.

14.44 Determine la longitud requerida de un vertedero contraído similar al mostrado en la figura 14.17(b) por el que pasan 15 ft^3/s de agua. La altura de la cresta debe ser de 3 ft desde el fondo del canal y la altura máxima por encima de la cresta debe ser de 18 in.

14.45 Trace una gráfica de Q contra H para un vertedero de ancho completo con una longitud de cresta de 6 ft y altura de cresta de 2 ft desde el fondo del canal. Considere valores para la carga H desde 0 hasta 12 in en incrementos de 2 in.

14.46 Repita los cálculos de Q contra H para un vertedero con las mismas dimensiones usadas en el problema 14.45, excepto que está colocado en un canal más ancho que 6 ft. Por lo tanto, se convierte en un vertedero contraído.

14.47 Compare las descargas a través de los siguientes vertederos cuando la carga H es de 18 in:

- **a.** Rectangular de ancho completo: $L = 3$ ft, $H_c = 4$ ft.
- **b.** Rectangular contraído: $L = 3$ ft, $H_c = 4$ ft.
- **c.** Corte en V de 90° (anchura superior también de 3 ft).

14.48 Trace una gráfica de Q contra H para un vertedero con corte en V de 90°; considere valores de carga desde 0 hasta 12 in en incrementos de 2 in.

14.49 Para un canal aforador Parshall con un ancho de garganta de 9 in, calcule la carga H correspondiente a los flujos mínimo y máximo.

14.50 Para canal un aforador Parshall con un ancho de garganta de 8 ft, calcule la carga H correspondiente a los flujos mínimo y máximo. Trace una gráfica de Q contra H utilizando cinco valores de H espaciados aproximadamente igual entre el mínimo y el máximo.

14.51 Una rapidez de flujo volumétrico de 50 ft^3/s se encuentra dentro del rango de 4 ft de ancho a 10 ft de ancho dado para un canal aforador Parshall. Compare la carga H de este caudal para cada tamaño.

14.52 Un canal aforador de garganta larga se instala en un canal trapezoidal utilizando el diseño C de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.84 ft.

14.53 Un canal aforador de garganta larga se instala en un canal trapezoidal utilizando el diseño B de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.65 ft.

14.54 Un canal aforador de garganta larga se instala en un canal rectangular utilizando el diseño A de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.35 ft.

14.55 Un canal aforador de garganta larga se instala en un canal rectangular utilizando el diseño C de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.40 ft.

14.56 Un canal aforador de garganta larga se instala en una tubería circular utilizando el diseño B de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.25 ft.

14.57 Un canal aforador de garganta larga se instala en un canal circular utilizando el diseño A de la tabla 14.5. Calcule la descarga para una carga de 0.09 ft.

14.58 Para un canal aforador de garganta larga con el diseño B, instalado en un canal rectangular, calcule la carga que corresponde a una rapidez del flujo de volumen de 1.25 ft^3/s.

14.59 Para un canal aforador de garganta larga con el diseño C, instalado en un canal circular, calcule la carga que corresponde a una rapidez del flujo de volumen de 6.80 ft^3/s.

14.60 Seleccione un canal aforador de garganta larga de la tabla 14.5, el cual conducirá un flujo volumétrico en el rango de 30 gal/min a 500 gal/min. Calcule la carga para cada uno de estos flujos y después calcule el flujo que resultaría de cuatro cargas adicionales espaciadas en forma aproximadamente uniforme.

14.61 Seleccione un canal aforador de garganta larga de la tabla 14.5, el cual conducirá un flujo volumétrico en el rango de 50 m^3/h a 180 m^3/h. Calcule la carga para cada uno de estos flujos y después calcule el flujo que resultaría a partir de cuatro cargas adicionales espaciadas en forma aproximadamente uniforme.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular las características geométricas de cada sección mostrada en la tabla 14.2. Incluya el área, el perímetro mojado y el radio hidráulico.

2. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular las características geométricas de cada sección mostrada en la tabla 14.3. Incluya el área, el perímetro mojado y el radio hidráulico.

3. Para una pendiente dada, desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la descarga normal de las formas de canal abierto que se muestran en la tabla 14.2. Incluya la capacidad de calcular las características geométricas del canal y una lista de valores para la n de Manning, a partir de la cual el usuario pueda seleccionar un valor de diseño. Verifique su trabajo utilizando los datos del problema de ejemplo 14.2.

4. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la pendiente necesaria de un canal con cualquiera de las formas que muestra la tabla 14.2, considere algunas dimensiones dadas y una descarga normal deseada. Verifique su trabajo utilizando los datos del problema de ejemplo 14.3.

5. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la profundidad normal de un canal rectangular, con una anchura dada y que conduce una descarga normal dada por una pendiente dada. Se requiere un método de solución de prueba y error. Verifique su trabajo utilizando los datos del problema de ejemplo 14.5.

6. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la descarga a través de: un vertedero rectangular de ancho completo, mediante el uso de la ecuación (14-21); un vertedero contraído, por medio de la ecuación (14-22); un vertedero Cipolletti, mediante el uso de la ecuación (14-23), y un vertedero triangular (corte en V), utilizando las ecuaciones (14-26) y (14-27).

7. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la descarga a través de cualquiera de los canales de flujo estándar Parshall listados en la tabla 14.4.

8. Use la tarea 6 para resolver los problemas de práctica 14.45 a 14.48.

9. Use la tarea 7 para resolver los problemas de práctica 14.49 a 14.51.

10. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la rapidez de flujo volumétrico Q en cualquiera de los canales aforadores de garganta larga para canales rectangulares mostrados en la tabla 14.5. Considere cualquier valor de entrada para la carga H.

11. Incluya en la tarea 10 el cálculo de la carga H que corresponda a cualquier valor de entrada de la rapidez de flujo volumétrico Q.

12. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la rapidez de flujo volumétrico Q en cualquiera de los canales aforadores de garganta larga para canales trapezoidales mostrados en la tabla 14.5. Considere cualquier valor de entrada para la carga H.

13. Incluya en la tarea 12 el cálculo de la carga H que corresponda a cualquier valor de entrada de la rapidez de flujo volumétrico Q.

14. Desarrolle una hoja de cálculo o un programa para calcular la rapidez de flujo volumétrico Q en cualquiera de los canales aforadores de garganta larga para canales circulares mostrados en la tabla 14.5. Considere cualquier valor de entrada para la carga H.

15. Incluya en la tarea 14 el cálculo de la carga H que corresponda a cualquier valor de entrada de la rapidez de flujo volumétrico Q.

MEDICIÓN DE FLUJO

PANORAMA GENERAL

La *medición de flujo* se refiere a la capacidad de medir la velocidad, la rapidez del flujo de volumen o la rapidez del flujo de masa de cualquier líquido o gas. La medición precisa del flujo resulta esencial para el control de procesos industriales, la transferencia de la custodia de los fluidos y la evaluación del rendimiento de motores, sistemas de enfriamiento y otros sistemas que emplean fluidos en movimiento. Existen muchos tipos de medidores de flujo disponibles en el mercado con los que usted debe familiarizarse.

Exploración

Razone y comente con sus colegas acerca de la manera en que su vida se haya visto afectada recientemente por la medición de flujos.

Mire alrededor de su casa, escuela, lugar de trabajo, el centro comercial, un parque de diversiones o en su automóvil.

Liste tantos tipos de medidores de flujo como pueda imaginar y descríbalos.

¿Qué fluido está involucrado? ¿Qué se mide? ¿Cómo se indica la cantidad medida?

Conceptos introductorios

La *medición de flujo* es una función importante dentro de cualquier organización que emplea fluidos para realizar sus operaciones regulares. Se refiere a la capacidad de medir la velocidad, la rapidez del flujo de volumen o la rapidez del flujo de masa de cualquier líquido o gas. Cuando comente con sus colegas la medición de flujo, compare la lista de situaciones que usted conoce con las que se muestran aquí.

- Compra gasolina en una estación de servicio y el sistema de la bomba, quizá como el de la figura 15.1, incluye un medidor de flujo para indicarle a usted y al empleado de la estación cuántos galones o litros se han bombeado y así pueda pagar solamente por la cantidad que se ha depositado en su automóvil. Generalmente la cantidad también es registrada por el empleado de la gasolinera y se acumula para indicar el número total de galones o litros vendidos. Esto puede ayudar a la administración de la estación e indicarle cuándo se necesita un nuevo suministro.
- El reporte del clima indica que se esperan lluvias con vientos de 30 mph.
- En el laboratorio de química, se puede controlar la entrada de calor a una reacción midiendo la rapidez del flujo de masa de un gas combustible en un mechero.

¿Cuántos ejemplos puede usted agregar a esta lista? Considere las siguientes razones generales para medir el flujo de fluidos:

- ***Transferencia de custodia y contabilidad*** Cada vez que una persona adquiere un producto fluido de un fabrican-



FIGURA 15.1 Considere la importancia de la medición precisa del flujo en su propia vida. Los medidores de agua o de gas natural que hay en su casa, o una bomba de gasolina como ésta, tienen ramificaciones financieras inmediatas. (*Fuente:* il-fede/Fotolia)

te, se requiere una contabilidad exacta de la cantidad de líquido transferido. ¿Ha notado usted que el medidor de la bomba de gasolina es probado periódicamente por un organismo público responsable de hacer cumplir las normas de exactitud de los pesos y medidas en el comercio en general?

- ***Evaluación del desempeño*** Un motor requiere combustible que proporciona la energía básica necesaria para operarlo. Una indicación del desempeño del motor es medir la potencia de salida (energía por unidad de tiempo) en relación con el flujo de combustible utilizado por el motor (galones por hora). Esto se relaciona directamente con la medida de eficiencia del combustible que se suele usar para un automóvil, es decir, millas por galón o kilómetros por litro.
- ***Control del proceso*** Cualquier industria que utilice fluidos en sus procesos debe monitorear la rapidez del flujo de masa de los fluidos que son clave para desarrollar dichos procesos. Por ejemplo, las bebidas son mezclas de varios componentes que deben controlarse con precisión para mantener el sabor que el cliente espera. El monitoreo continuo y el control de la rapidez de flujo de cada componente incluido en el sistema de mezclado resulta crucial para entregar un producto de calidad consistente.
- ***Investigación y desarrollo*** Se pueden dar muchos ejemplos. Considere el cambio de los refrigerantes de fluorocarbono (freones) por refrigerantes más aceptables ambientalmente. Resulta esencial probar muchas formulaciones alternativas para determinar el efecto de refrigeración producido como una función de la rapidez del flujo de masa del refrigerante a través del acondicionador de aire o del congelador.
- ***Tratamiento médico e investigación médica*** La rapidez de flujo del oxígeno, las transfusiones de sangre o los medicamentos líquidos debe monitorearse cuidadosamente para asegurar que el paciente reciba la dosis adecuada. ¡La medición inexacta puede resultarle peligrosa!

Este capítulo aumentará su conocimiento sobre los diversos tipos de equipos de medición de flujo disponibles y le ayudará a desarrollar su habilidad para realizar los cálculos adecuados con el fin de interpretar los resultados obtenidos a partir de tales equipos. Usted también será capaz de recomendar los tipos adecuados de medidores de flujo para una aplicación dada. Lo más probable es que vaya a utilizar los medidores disponibles en el mercado, en lugar de diseñar y fabricar un medidor propio. Para hacerlo con eficacia, usted debe entender los principios físicos en que se basan los medidores. En este capítulo se describen muchos tipos diferentes de dispositivos de medición de flujo y se identifican las referencias en las que se pueden aprender muchos más detalles. Con el fin de asegurar la consistencia y la precisión, se han establecido normas nacionales e internacionales para la medición de flujo. En las referencias 1 a 13 y 16 se identifican algunas de las normas desarrolladas por la ASME (anteriormente conocida como la American Society of Mechanical Engineers) y la ISO (International Standards Organization). Los recursos de internet que se listan al final del capítulo le permitirán entrar en contacto con numerosos proveedores de equipos para medición de flujo.

15.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Describir seis factores que deben ser considerados al especificar un sistema de medición de flujo.
2. Describir cuatro tipos de medidores de carga variable: el *tubo Venturi*, la *boquilla de flujo*, el *orificio* y el *tubo de flujo*.
3. Calcular la velocidad de flujo y la rapidez del flujo de volumen para los medidores de carga variable, lo cual incluye la determinación del coeficiente de descarga.
4. Describir el *medidor de área variable rotámetro* y los *medidores de flujo de turbina*, *magnético*, *de vórtice* y *ultrasónico*.
5. Describir dos métodos utilizados para medir la rapidez del flujo de masa.
6. Describir el *tubo Pitot estático* y calcular la velocidad de flujo utilizando los datos obtenidos con un dispositivo de este tipo.
7. Definir el término *anemómetro* y describir dos de sus tipos.
8. Describir siete tipos de dispositivos utilizados para medir el nivel.

15.2 FACTORES PARA LA SELECCIÓN DE UN MEDIDOR DE FLUJO

Existen muchos dispositivos disponibles para la medición de flujo. Algunos miden el caudal volumétrico en forma directa, mientras que otros miden una velocidad de flujo promedio que después se puede convertir en rapidez del flujo de volumen mediante el uso de $Q = Av$. Algunos proporcionan mediciones primarias directas, mientras que otros requieren una calibración o la aplicación de un coeficiente de descarga al resultado observado en el dispositivo. La forma de la salida del medidor de flujo también varía considerablemente entre los diversos tipos. La indicación puede ser una presión, un nivel de líquido, un contador mecánico, la posición de un indicador en la corriente del fluido, una señal eléctrica continua o una serie de pulsos eléctricos. Siempre deben considerarse el tamaño físico del medidor, su costo, la presión del sistema y la habilidad del operador. En las referencias 1 a 5 y 14 a 21 se proporcionan normas generales, manuales y textos de referencia que cubren el amplio rango de los tipos de dispositivos de medición de flujo. Las referencias 6 a 13 proporcionan normas para determinados tipos de dispositivos de medición de flujo que se analizarán más adelante en este capítulo. Los recursos de internet 1 a 19 proporcionan enlaces a algunos de los muchos fabricantes y proveedores de medidores

de flujo de los tipos descritos en este capítulo y que están disponibles en el mercado. Note que la medición de flujo en canal abierto se incluyó en el capítulo 14 junto con varias referencias y recursos de internet que se listan allí, donde pueden consultarse detalles adicionales y conocer los proveedores comerciales.

La elección del tipo básico de medidor de fluido y su sistema indicador dependen de varios factores, algunos de los cuales se analizarán aquí.

15.2.1 Rango

Los medidores disponibles comercialmente pueden medir flujos desde unos pocos mililitros por segundo (mL/s) para experimentos precisos de laboratorio hasta varios miles de metros cúbicos por segundo (m^3/s) para el agua de riego y los sistemas de agua y alcantarillado municipales. Entonces, para la instalación de un medidor particular, se debe conocer el orden de magnitud general de la rapidez de flujo tanto como el rango de las variaciones esperadas.

Un término que se usa a menudo en la literatura de la medición de flujo es la *cobertura*, que es la relación del caudal máximo que el medidor puede medir sobre el caudal mínimo que puede medirse dentro de la precisión indicada. Es una medida de la capacidad del medidor para funcionar en todas las condiciones de flujo esperadas durante la aplicación.

15.2.2 Precisión requerida

Prácticamente cualquier dispositivo para medir flujo, si está instalado y es operado en forma correcta, puede producir una precisión dentro del 5 por ciento del flujo real. La mayoría de los medidores comerciales pueden dar 2 por ciento de precisión, y varios declaran 0.5 por ciento de precisión. Por lo general, el costo se convierte en un factor importante cuando se desea una gran precisión.

15.2.3 Pérdida de presión

Debido a que los detalles de la construcción de los diversos medidores son bastante diferentes, los medidores producen distintas cantidades de pérdida de energía o pérdida de presión a medida que el fluido fluye por ellos. Con la excepción de algunos tipos, los medidores de fluidos logran la medición al colocar una restricción o un dispositivo mecánico en la corriente de flujo, lo cual ocasiona una pérdida de energía.

15.2.4 Tipo de indicación

Los factores a considerar cuando se elige el tipo de indicación del flujo incluyen la posible necesidad de detección o registro en forma remota, si se operará control automático a la salida, si un operador debe supervisar la salida y si existen condiciones ambientales severas.

15.2.5 Tipo de fluido

El desempeño de algunos medidores de fluido se ve afectado por las propiedades y la condición del fluido. Una consideración básica es si el fluido es un líquido o un gas. Otros factores que pueden ser importantes son la viscosidad, temperatura, corrosividad, conductividad eléctrica, claridad óptica, propiedades lubricantes y homogeneidad. Los lodos y fluidos con fases múltiples requieren medidores especiales.

15.2.6 Calibración

Para algunos tipos de medidores de flujo es necesario hacer una calibración. Varios fabricantes proporcionan una calibración en la forma de una gráfica o un diagrama de flujo real contra la lectura del indicador. Algunos medidores están equipados para lectura directa, con escalas calibradas en las unidades de flujo deseadas. En el caso de los tipos de medidores más fundamentales, como los de carga variable, se han determinado formas y dimensiones geométricas estándar para las cuales se dispone de datos empíricos. Estos datos relacionan el flujo con una variable fácilmente medible, como la diferencia de presión o un nivel del fluido. Las referencias 1 a 13 incluidas al final de este capítulo proporcionan muchos de estos factores de calibración.

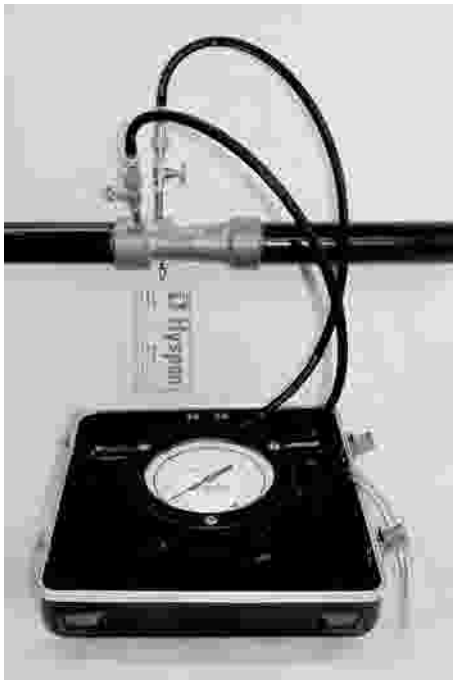
Si el usuario del dispositivo requiere la calibración, puede utilizar otro medidor de precisión como un estándar contra el cual se pueda comparar la lectura del dispositivo probado. De manera alternativa, puede realizarse una calibración primaria mediante el ajuste del flujo a una rapidez constante a través del medidor para después recolectar la salida durante un intervalo de tiempo fijo. El fluido recolectado de este modo se puede pesar para calibrar el peso por unidad de tiempo, o medir su volumen para calibrar el caudal volumétrico. Un tipo de calibrador de flujo disponible comercialmente emplea un pistón de precisión que se mueve a una velocidad controlada para calibrar el medidor de flujo por el que pasa el fluido de prueba. La salida del medidor se compara con la rapidez de flujo conocida mediante la adquisición de datos computacionales y el análisis del sistema con el fin de preparar tablas y gráficas de calibración.

15.3 MEDIDORES DE CARGA VARIABLE

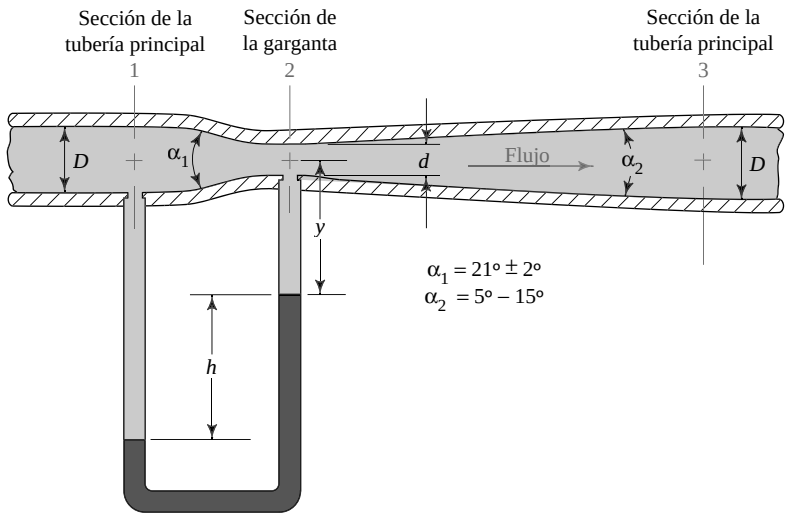
El principio básico sobre el que se fundamentan los medidores de carga variable es que cuando una corriente de fluido se restringe, su presión disminuye en una cantidad que depende de la rapidez del flujo a través de la restricción. Por lo tanto, se puede utilizar la diferencia de presión entre los puntos que están antes y después de la restricción para conocer el caudal. Los tipos más comunes de medidores de carga variable, a veces llamados *medidores de presión diferencial* o simplemente *medidores dp*, son el tubo Venturi, la boquilla de flujo, el orificio y el tubo de flujo. La deducción de la relación entre la diferencia de presión y la rapidez del flujo de volumen es la misma, independientemente del tipo de dispositivo que se utilice. Vea en las referencias 1 a 5 una gran cantidad de datos e información técnica y consulte los recursos de internet 4, 7, 8, 10 y 15 para ver los diseños disponibles en el mercado.

15.3.1 Tubo Venturi

La figura 15.2 muestra el aspecto básico de un tubo Venturi. En la sección 1, el flujo proveniente de la tubería principal se acelera mediante una sección estrecha llamada *garganta*, donde se disminuye la presión del fluido. Enseguida, el flujo se expande a través de la porción divergente hasta el mismo diámetro que la tubería principal. Las tomas de presión están situadas en la pared de la tubería en la sección 1 y en la pared de la garganta, que se



(a)



(b) Detalles del diseño estándar

FIGURA 15.2 Medidor Venturi disponible comercialmente instalado en una tubería con un dispositivo medidor de la presión diferencial para indicar la rapidez de flujo. (*Fuente:* Hyspan Precision Products, Inc.)

llamará sección 2. Estas tomas de presión van unidas a los dos lados de un manómetro diferencial, de manera que la deflexión h es una indicación de la diferencia de presión $p_1 - p_2$. Por supuesto, podrían utilizarse otros tipos de medidores de presión diferencial. Consulte el recurso de internet 20 para ver un ejemplo de un proveedor de sistemas industriales de medición de flujo Venturi para un amplio rango de capacidades de flujo.

Es posible utilizar la ecuación de la energía y la ecuación de continuidad para deducir una relación a partir de la cual se puede calcular la rapidez de flujo. Al usar las secciones 1 y 2 de la figura 15.2(b) como puntos de referencia, es posible escribir las siguientes ecuaciones:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \qquad \textbf{(15-1)}$$

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \qquad \textbf{(15-2)}$$

Estas ecuaciones son válidas solamente para fluidos incompresibles, es decir, líquidos. Para el flujo de gases, es necesario prestar atención especial a la variación de la gravedad específica γ con la presión. Vea la referencia 5. Para reducir algebraicamente las ecuaciones (15-1) y (15-2), se procede en la forma siguiente:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + (z_1 - z_2) - h_L$$

$$v_2^2 - v_1^2 = 2g[(p_1 - p_2)/\gamma + (z_1 - z_2) - h_L]$$

Pero $v_2^2 = A_1^2(A_1/A_2)^2$. Entonces, se tiene

$$v_1^2[(A_1/A_2)^2 - 1] = 2g[(p_1 - p_2)/\gamma + (z_1 - z_2) - h_L]$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g[(p_1 - p_2)/\gamma + (z_1 - z_2) - h_L]}{(A_1/A_2)^2 - 1}} \qquad \textbf{(15-3)}$$

En este momento se pueden hacer dos simplificaciones. En primer lugar, es típico que el tubo Venturi se instale en posición horizontal, por lo que la diferencia de elevación $z_1 - z_2$ es cero. Si hay una diferencia significativa de elevación al instalar el medidor en un ángulo con respecto a la vertical, se debe incluir la diferencia de elevación en los cálculos. En segundo lugar, el término h_L representa la pérdida de energía del fluido a medida que fluye de la sección 1 a la sección 2. El valor de h_L debe determinarse en forma experimental. Pero es más conveniente modificar la ecuación (15-3) al eliminar h_L e introducir un coeficiente de descarga C:

$$v_1 = C\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/\gamma}{(A_1/A_2)^2 - 1}} \qquad \textbf{(15-4)}$$

La ecuación (15-4) se puede utilizar para calcular la velocidad de flujo en la garganta del medidor. Tenga en cuenta que la velocidad depende de la diferencia existente en la carga de presión entre los puntos 1 y 2. Ésta es la razón por la que estos medidores se denominan de carga variable.

Por lo general, se desea calcular el caudal volumétrico.

Dado que $Q = A_1 v_1$, se tiene

$$Q = CA_1\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/\gamma}{(A_1/A_2)^2 - 1}} \qquad \textbf{(15-5)}$$

El coeficiente de descarga C representa la relación de la velocidad real a través del tubo Venturi sobre la velocidad ideal para un Venturi sin ninguna pérdida de energía. Por lo tanto, el valor de C siempre será inferior a 1.0. El Venturi de tipo Herschel que se muestra en la figura 15.2(b) está diseñado para minimizar las pérdidas de energía mediante una contracción gradual y suave hasta la garganta y una ampliación suave

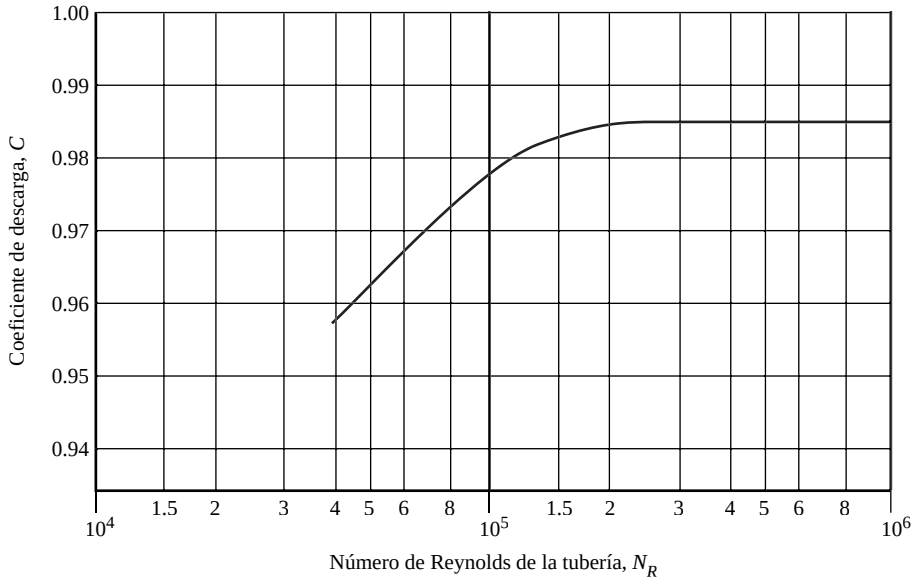


FIGURA 15.3 Coeficiente de descarga para un tubo Venturi fundido en bruto del tipo Herschel. [*Fuente:* Extraído de ASME Research Committee on Fluid Mechanics (1959). *Fluid Mechanics: Their Theory and Application*, 5a. ed. © American Society of Mechanical Engineers. Reproducido con autorización].

y larga después de la garganta. Así, el coeficiente de descarga suele ser cercano a 1.0.

La figura 15.3 indica que el valor real de C depende del número de Reynolds determinado para el flujo en la tubería principal. Por encima de un número de Reynolds de 2×10^5 se considera que el valor de C es 0.984. Este valor se aplica a un tubo Venturi fundido en bruto, del tipo Herschel, con un diámetro de tubería en el rango de 4.0 in a 48.0 in (100 mm a 1200 mm). El diámetro de la garganta puede variar en un rango bastante amplio, pero la relación d/D, llamada relación beta o β, debe estar entre 0.30 y 0.75.

Para números de Reynolds inferiores a 2×10^5 se debe leer el valor de C en la figura 15.3.

Por lo general, los medidores Venturi más pequeños, para diámetros de tubería en el rango de 2 in a 10 in (50 a 250 mm), se maquinan y resultan con un mejor acabado superficial que la fundición en bruto. Para este tipo de medidores, el valor de C se toma como 0.995 cuando $N_R > 2 \times 10^5$. No existen datos disponibles de C para números de Reynolds más bajos en el Venturi maquinado.

Las referencias 5, 6 y 14 a 21 proporcionan más información sobre la aplicación de los medidores Venturi, incluyendo extensos análisis sobre las correcciones que deben hacerse al utilizarlos para medir el flujo de aire y otros gases. Aquí, el uso de las ecuaciones (15-4) y (15-5) se limitará al flujo de líquidos.

Ecuación de flujo cuando se usa un manómetro para medir la diferencia de presión Un manómetro es un método popular utilizado para medir la diferencia de presión entre el tubo y la garganta del Venturi porque da la diferencia requerida en términos de la lectura del manómetro y las propiedades del fluido que fluye y el fluido del manómetro. Por ejemplo, usando el arreglo mostrado en la figura 15.2(b), mediante la siguiente notación:

γ_f = Peso específico del fluido que fluye en la tubería

γ_m = Peso específico del fluido del manómetro

y = Distancia vertical desde la línea central de la tubería hasta la parte superior del fluido del manómetro

Entonces, la ecuación del manómetro se puede escribir como

$$p_1 + \gamma_f y + \gamma_f h - \gamma_m h - \gamma_f y = p_2$$

Aquí se ve que el término $\gamma_f y$ aparece tanto con un signo positivo como con uno negativo. Por lo tanto, estos términos pueden cancelarse.

Ahora se despejará la diferencia de presión que es necesaria en la ecuación (15-4):

$$p_1 - p_2 = -\gamma_f h + \gamma_m h = \gamma_m h - \gamma_f h = h(\gamma_m - \gamma_f)$$

Para obtener la diferencia de la carga de presión, divida ambos lados de la ecuación entre γ_f:

$$(p_1 - p_2)/\gamma_f = h(\gamma_m - \gamma_f)/\gamma_f = h(\gamma_m/\gamma_f - 1)$$

Al sustituir esto en la ecuación (15-4), resulta

$$v_1 = C\sqrt{\frac{2gh[(\gamma_m/\gamma_f) - 1]}{(A_1/A_2)^2 - 1}} \qquad \textbf{(15-6)}$$

Los principios desarrollados hasta aquí y el procedimiento descrito a continuación son igualmente aplicables a otros tipos de medidores de flujo de presión diferencial como las boquillas, los medidores de orificio y los tubos de flujo que se describen en las siguientes secciones.

Procedimiento para calcular la rapidez de flujo de un líquido a través de un medidor Venturi, de boquilla, de orificio o de tubo de flujo

1. Obtener los datos de lo siguiente:
   - **a.** Diámetro interior de la tubería en la entrada al medidor, D_1.
   - **b.** Diámetro de la garganta del medidor, d_2.
   - **c.** Peso específico γ_f y viscosidad cinemática ν del fluido que fluye con las condiciones prevalentes en la tubería.
   - **d.** Medición de la presión diferencial o diferencia de la carga de presión entre la tubería y la garganta.
     - **i.** Δp en unidades de presión.
     - **ii.** Diferencia de la carga de presión indicada por la deflexión de un manómetro.

2. Suponga un valor del coeficiente de descarga C en el medidor. Para el Venturi fundido en bruto del tipo Herschel, utilice $C = 0.984$, el cual se aplica en tuberías con números de Reynolds superiores a 2×10^5. Obtenga una estimación de C para una boquilla con base en la sección 15.3.2 o para un orificio a partir de la sección 15.3.3.
3. Calcule la velocidad de flujo utilizando la ecuación (15-4) o la ecuación (15-6).
4. Calcule el número de Reynolds para el flujo en la tubería.
5. Obtenga un valor modificado para el coeficiente de descarga C en el nuevo número de Reynolds.
6. Si el valor de C supuesto en el paso 5 es significativamente distinto del supuesto en el paso 2, repita los pasos 3, 4 y 5 con el nuevo valor de C hasta que haya concordancia.
7. Calcule la rapidez del flujo de volumen a partir de $Q = A_1 v_1$.

Problema de ejemplo 15.1

Un tubo Venturi del tipo Herschel mostrado en la figura 15.2(b) se utiliza para medir la rapidez del flujo de agua a 140 °F. El flujo entra por la izquierda en una tubería de acero de 5 in cédula 40. El diámetro de la garganta d es de 2.200 in. El Venturi es del tipo fundido en bruto. El fluido del manómetro es mercurio (sg = 13.54) y la deflexión h es de 7.40 in. Calcule la velocidad de flujo en la tubería y la rapidez del flujo de volumen en gal/min.

Solución

Se utilizará la ecuación (15-6) para calcular la velocidad de flujo en la tubería, v_1. Después se encontrará el caudal volumétrico a partir de $Q = A_1 v_1$.

Primero se documentarán los datos pertinentes y se calcularán algunos de los parámetros básicos de la ecuación (15-6).

Fluido que fluye por la tubería: agua a 140 °F; $\gamma_w = 61.4$ lb/ft^3, $\nu = 5.03 \times 10^{-6}$ ft^2/s (a partir del apéndice A).
Fluido del manómetro: mercurio (sg = 13.54); $\gamma_m = (13.54)(62.4 \text{ lb/ft}^3) = 844.9$ lb/ft^3.
Dimensiones de la tubería: $D = 0.4206$ ft, $A_1 = 0.1390$ ft^2 (a partir del apéndice F).
Dimensiones de la garganta: $d = (2.20 \text{ in})(1.0 \text{ ft}/12 \text{ in}) = 0.1833$ ft, $A_2 = \pi d^2/4 = 0.02640$ ft^2.
Entonces,

$$A_1/A_2 = (0.1390 \text{ ft}^2/(0.0264 \text{ ft}^2) = 5.265$$
$$\beta = d/D = (0.1833 \text{ ft})/(0.4206 \text{ ft}) = 0.436$$

Observe que $0.30 < \beta < 0.75$, dentro del rango recomendado.

Se aplica la figura 15.3, la cual proporciona el valor del coeficiente de descarga C para el Venturi fundido en bruto. Se supondrá que para el flujo de agua en la tubería el número de Reynolds es mayor que 2.0×10^5 y se utilizará el valor de $C = 0.984$ como la primera estimación. Esto se debe comprobar más tarde, cuando se conozca el número de Reynolds y se ajuste de acuerdo con la figura 15.3 si $N_R < 2.0 \times 10^5$.

Primero se evaluará el término $[(\gamma_m/\gamma_f) - 1]$:

$$[(\gamma_m/\gamma_f) - 1] = [(844.9 \text{ lb/ft}^3/61.4 \text{ lb/ft}^3) - 1] = 12.76$$

Además, se convertirá el valor de h a pies:

$$h = (7.40 \text{ in})(1 \text{ ft}/12 \text{ in}) = 0.6167 \text{ ft}$$

Ahora es posible calcular v, a partir de la ecuación (15-6):

$$v_1 = C\sqrt{\frac{2gh[(\gamma_m/\gamma_f) - 1]}{(A_1/A_2)^2 - 1}} = 0.984\sqrt{\frac{2(32.2 \text{ ft/s}^2)(0.6167 \text{ ft})(12.76)}{(5.265)^2 - 1}}$$

$$v_1 = 4.285 \text{ ft/s}$$

En este momento debe comprobarse el número de Reynolds para el flujo en la tubería utilizando este valor:

$$N_R = \frac{v_1 D}{\nu} = \frac{(4.285 \text{ ft/s})(0.4206 \text{ ft})}{5.03 \times 10^{-6}} = 3.58 \times 10^5$$

Se observa que este valor es mayor que 2×10^5, tal como se supuso en un inicio. Entonces, el valor para el coeficiente de descarga, $C = 0.984$, es correcto y el cálculo para v_1 también es acertado. Si el número de Reynolds fuera menor que 2×10^5, se leería un nuevo valor de C en la figura 15.3 y se volvería a calcular la velocidad.

Resultado

Ahora se concluye el problema al calcular la rapidez del flujo de volumen Q:

$$Q = A_1 v_1 = (0.1390 \text{ ft}^2)(4.285 \text{ ft/s}) = 0.596 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Al convertir esto a gal/min, se obtiene

$$Q = (0.596 \text{ ft}^3/\text{s})[(449 \text{ gal/min})/1.0 \text{ ft}^3/\text{s}] = 267 \text{ gal/min}$$

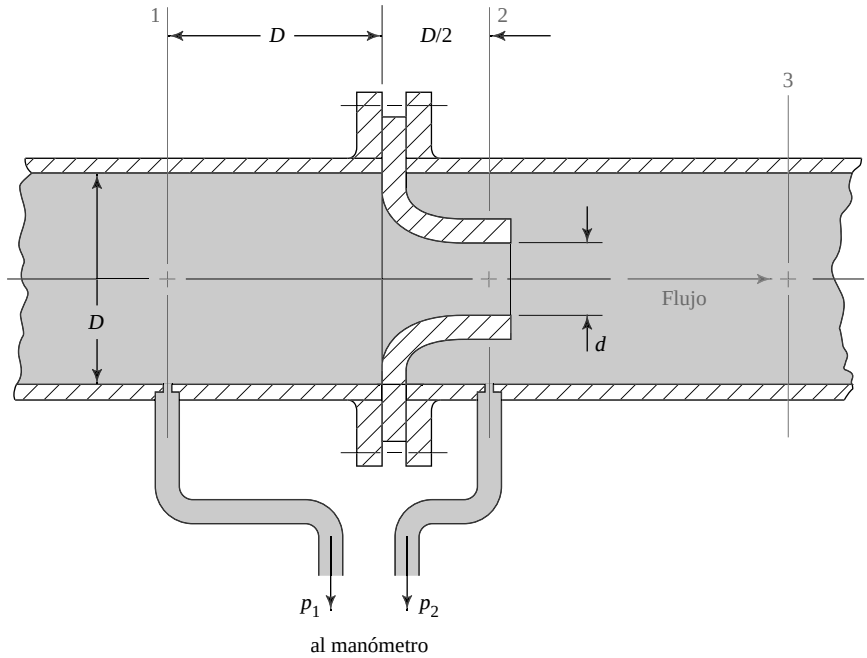


FIGURA 15.4 Boquilla de flujo.

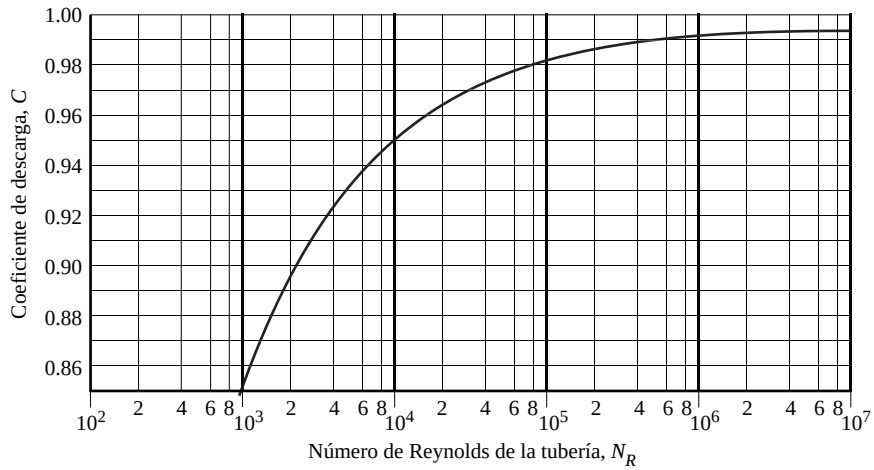


FIGURA 15.5 Coeficiente de descarga de una boquilla flujo. [*Fuente:* Extraído de ASME Research Committee on Fluid Mechanics (1959). *Fluid Mechanics: Their Theory and Application*, 5a. ed. © American Society of Mechanical Engineers. Reproducido con autorización].

15.3.2 Boquilla de flujo

La *boquilla de flujo* es una contracción gradual de la corriente de flujo seguida por una sección cilíndrica corta y recta como la ilustrada en la figura 15.4. Existen varias geometrías estándar para las boquillas de flujo que han sido presentadas y adoptadas por organizaciones como la ASME y la ISO. Vea las referencias 5 y 16.

Las ecuaciones (15-4) a (15-6) se utilizan para la boquilla y el orificio de flujo, así como para el tubo Venturi. Debido a la contracción suave y gradual, en una boquilla de flujo existe muy poca pérdida de energía entre los puntos 1 y 2. En la figura 15.5 se muestra una curva típica del número de Reynolds contra *C*. Cuando se tienen números de Reynolds altos, *C* está por encima de 0.99. Si los números de Reynolds son más bajos, la expansión súbita fuera de la garganta de la boquilla provoca mayor pérdida de energía y un valor inferior para *C*.

La referencia 13 recomienda el uso de la siguiente ecuación para *C*:

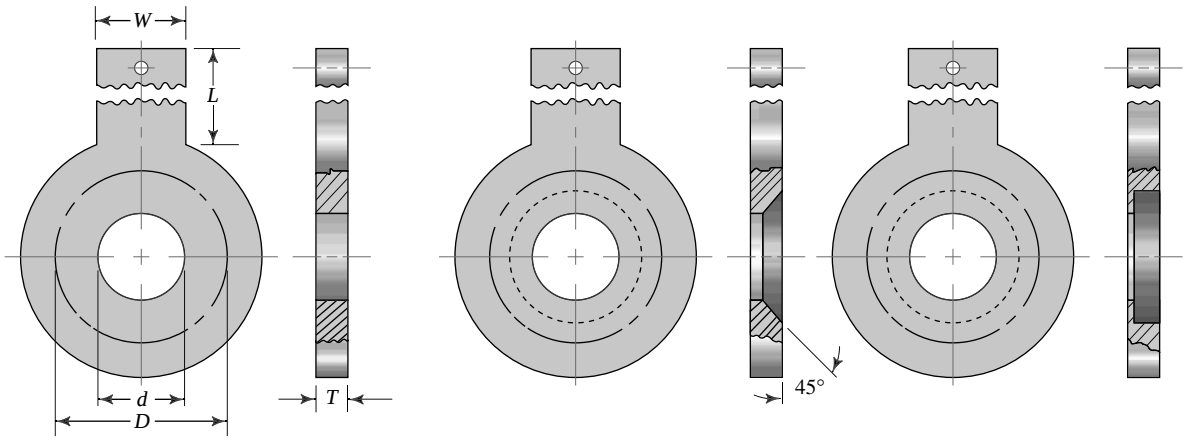
$$C = 0.9975 - 6.53\sqrt{\beta/N_R} \qquad \textbf{(15-7)}$$

donde $\beta = d/D$. La figura 15.5 es una gráfica de la ecuación (15-7) para el valor de $\beta = 0.50$.

Las referencias 1, 5 y 18 proporcionan una amplia información sobre la selección y aplicación adecuadas de las boquillas de flujo, incluyendo correcciones para el flujo de gas que toman en cuenta los efectos de la compresibilidad.

15.3.3 Orificio

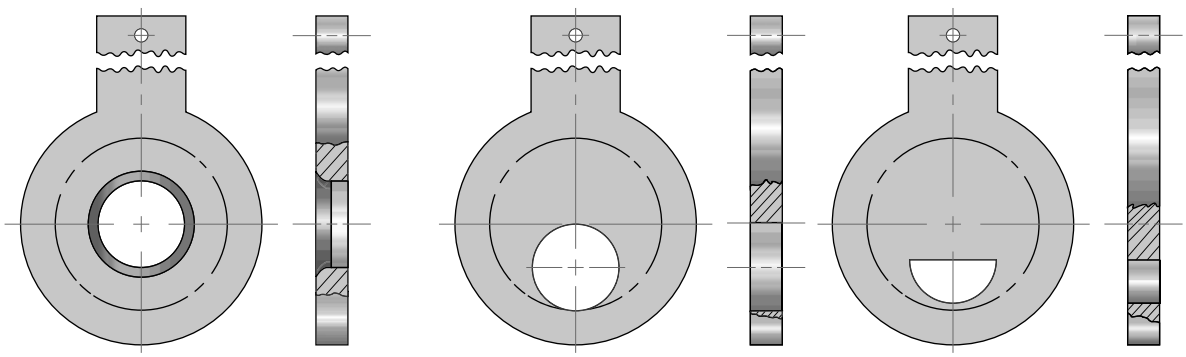
Una placa plana con un agujero de bordes rectos, maquinados de manera precisa, se refiere como un *orificio*. La figura 15.6 muestra seis estilos de perforación a través de la placa del orificio. Generalmente se extiende una lengüeta por encima de la placa circular unos 100 a 125 mm (4.0 a 5.0 in) para facilitar la manipulación, la inserción y el retiro de las placas. Cuando se colocan orificios concéntricos como los de las partes *a* a *d* entre las bridas en una tubería como la mostrada en la figura 15.6(g), esto hace que el flujo se contraiga súbitamente a medida que se acerca el orificio y después se expande de nuevo repentinamente hasta el diámetro de la tubería completa. La corriente que fluye a través del orificio



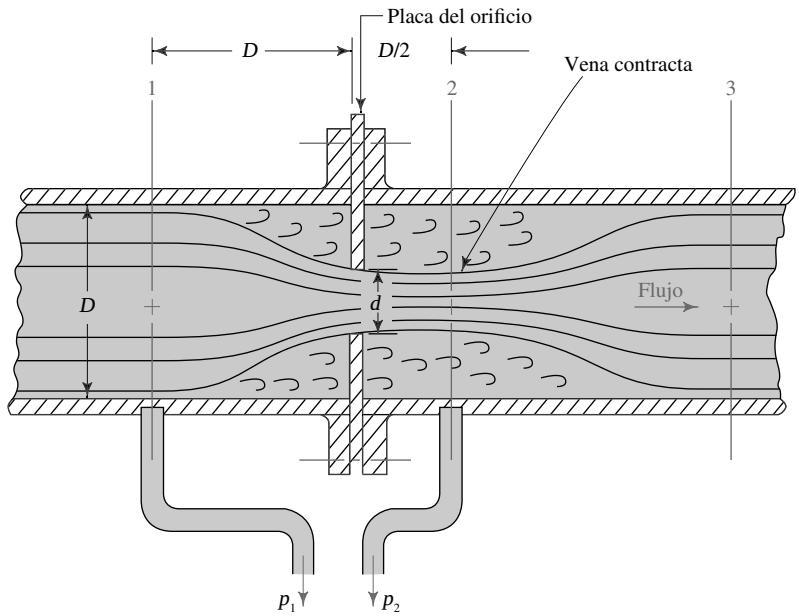
(a) Perforación recta (b) Perforación con bisel (c) Perforación con avellanado

Para todas las placas:

d = Diámetro de la perforación = β D
D = Diámetro interior de la tubería
β = Beta = d/D
T = Grosor de la placa
W = Ancho de la lengüeta
L = longitud de la lengüeta



(d) Perforación de cuadrante (e) Perforación excéntrica (f) Perforación segmentaria



(g) Bosquejo de la instalación de un orificio

FIGURA 15.6 Estilos de placas de orificio y una instalación típica entre bridas de tubería con tomas de presión a las distancias D y $D/2$ desde la placa.

forma una vena contracta y la rápida velocidad de flujo resulta en una disminución de la presión aguas abajo del orificio. Consulte las secciones 6.10 y 10.6 para un mayor análisis de los flujos en los que se forma una vena contracta. Las tomas de presión antes y después del orificio (secciones 1 y 2) permiten la medición de la presión diferencial a través del medidor, la cual se relaciona con la rapidez del flujo de volumen mediante la ecuación (15-5).

Cuando las placas de orificio son delgadas, por ejemplo < 3.0 mm ($< 1/8$ in), el agujero taladrado puede maquinarse en forma recta y cuadrada a través de la placa, como se muestra en la figura 15.6(a). En ocasiones, una placa tan delgada es susceptible a sufrir daños durante su instalación o manejo. Con frecuencia, cuando se utilizan placas más gruesas, aproximadamente 3.0 a 6.0 mm (1/8 a ¼ in), pueden tener un agujero corto y recto en la cara aguas arriba con un relieve cónico aguas abajo del agujero, como ilustra la parte (b). Una alternativa es un diseño escariado [parte (c)] con relieve en la cara posterior. El estilo de orificio de cuadrante [parte (d)] tiene un radio que comienza en la cara frontal de la placa y después se une con una perforación corta y recta, éste es un diseño recomendado para fluidos viscosos que operan en el régimen de flujo laminar con $N_R < 4000$; los fluidos típicos son el petróleo crudo pesado, lodos, glicerina y jarabe. Los orificios excéntricos y segmentarios mostrados en las partes (e) y (f) se utilizan cuando el líquido contiene sólidos que pueden asentarse en una placa de orificio concéntrico. El uso de estos diseños para tratar la pasta de papel, algunos productos petroquímicos o los lodos de una planta de tratamiento permite que las partículas fluyan. Los coeficientes de flujo especiales para estos estilos se deben obtener a partir de los proveedores. Existen placas de orificio estándar disponibles comercialmente para tamaños de tubos que van desde el DN 15 hasta el DN 600 (1/2 in a 24 in), como se indica en los recursos de internet 1, 7, 8, 10 y 13.

Las unidades disponibles comercialmente que emplean placas de orificio incorporan todos los principales subsistemas necesarios para medir la presión diferencial y la velocidad de flujo correspondiente. La placa de orificio es parte de un conjunto integrado que también incluye:

- Tomas de presión situadas con precisión en ambos lados de la placa.
- Un colector que facilita el montaje de la celda productora de diferencial (dp).
- Una celda dp y un transmisor para enviar la señal a una ubicación remota.
- Un conjunto de válvulas que permiten el desvío del fluido de la celda dp para poder darle servicio.
- Longitudes rectas de tubería hacia y desde el orificio para asegurar condiciones de flujo previsibles en el orificio.
- Bridas de extremo para conectar la unidad a las tuberías de proceso y bridas que se adaptan a la placa del orificio.
- Un microprocesador incorporado en la celda dp que linealiza la señal de salida en todo el rango del medidor, dando una señal que es directamente proporcional al flujo; realiza la operación de raíz cuadrada que se pide en la ecuación (15-5).

El valor del coeficiente de descarga C resulta afectado por pequeñas variaciones en la geometría del borde del orificio. Las curvas típicas para los orificios concéntricos de bordes afilados se muestran en la figura 15.7, en la cual D representa el diámetro de la tubería y d el diámetro del orificio. La relación de los diámetros, d/D, se llama *relación beta* y su efecto se muestra en la figura. El valor de C es mucho menor que para el tubo Venturi o la boquilla de flujo debido a que el fluido es forzado a realizar una contracción repentina seguida de una expansión súbita. Además, como las mediciones se basan en el diámetro del orificio, la disminución en el diámetro de la corriente de flujo en la vena contracta tiende a reducir el valor de C.

El valor real del coeficiente de descarga C depende también de la ubicación de las tomas de presión. En la tabla 15.1 se indican tres ubicaciones posibles.

TABLA 15.1 Localización de las tomas de presión para medidores de orificio

Toma de presión de entrada, p_1	Toma de presión de salida, p_2
1. Un diámetro de la tubería situada aguas arriba de la placa	Medio diámetro de la tubería situada aguas abajo de la cara de entrada de la placa
2. Un diámetro de la tubería situada aguas arriba de la placa	En la vena contracta (vea la referencia 5)
3. En la brida, 1 in aguas arriba de la placa	En la brida, 1 in aguas abajo de la cara de salida de la placa

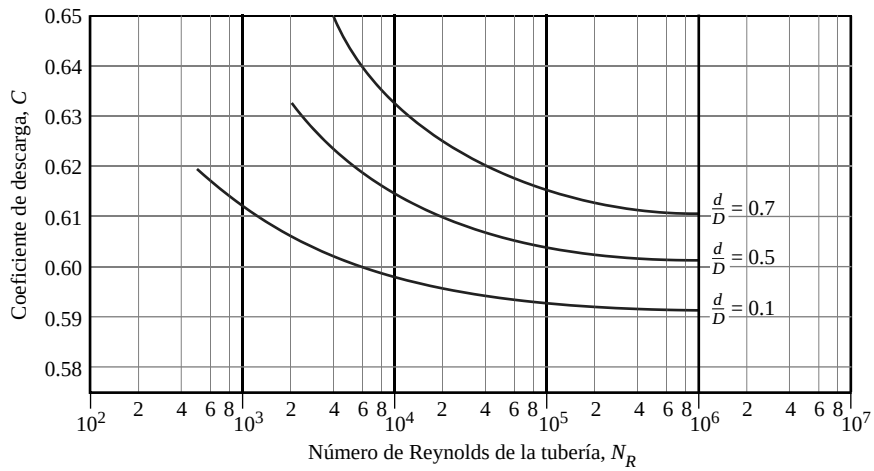


FIGURA 15.7 Coeficiente de descarga de un orificio. [*Fuente:* Extraído de ASME Research Committee on Fluid Mechanics (1959). *Fluid Mechanics: Their Theory and Application*, 5a. ed. © American Society of Mechanical Engineers. Reproducido con autorización].

Las referencias 1, 5 y 14 a 16 proporcionan una amplia información sobre la selección y aplicación adecuada de orificios, incluyendo ajustes para el flujo de gases.

15.3.4 Tubos de flujo

Existen varios diseños patentados para medidores de flujo de carga variable modificados, los cuales se denominan tubos de flujo. Éstos pueden usarse en aplicaciones similares a aquellas en las que se utilizan los medidores Venturi, de boquilla o de orificio, pero los tubos de flujo tienen una pérdida de presión algo menor (una mayor recuperación de presión). La figura 15.8 es un dibujo de un tubo de flujo disponible comercialmente.

15.3.5 Pérdida total de presión

En cada uno de los cuatro tipos de medidores de carga variable que se acaban de describir, la corriente de flujo se expande de nuevo hasta el diámetro de la tubería principal después de pasar la restricción. Esto se indica como la sección 3 en las figuras 15.2, 15.4 y 15.6(g). Así, la diferencia entre las presiones p_1 y p_3 se debe al medidor. La diferencia puede evaluarse considerando la ecuación de la energía:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g}$$

Debido a que los tamaños de las tuberías son iguales en ambas secciones, $v_1 = v_3$. También se puede suponer que $z_1 = z_3$. Entonces,

$$p_1 - p_3 = \gamma h_L$$

La caída de presión es proporcional a la pérdida de energía. Una racionalización cuidadosa del tubo Venturi y una expansión gradual y larga después de la garganta causa muy poco exceso de turbulencia en la corriente de flujo. Por lo tanto, la pérdida de energía es baja y la pérdida de presión también lo es. La falta de una expansión gradual hace que la boquilla tenga una pérdida de presión más alta, mientras que la pérdida de un orificio es aún mayor. A partir del tubo de flujo se obtiene una pérdida de presión más baja. La figura 15.9 muestra una comparación entre los diferentes tipos de medidores de carga variable en relación con la pérdida de presión.

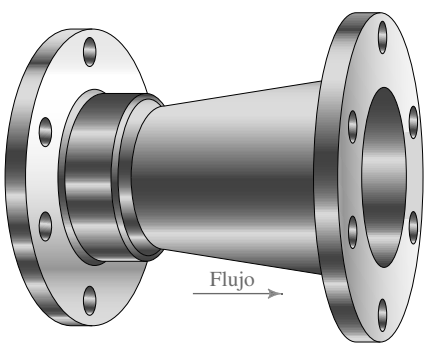


FIGURA 15.8 Tubo de flujo.

15.4 MEDIDORES DE ÁREA VARIABLE

El *rotámetro* es un tipo común de medidor de área variable. La figura 15.10 muestra una geometría típica. El fluido fluye hacia arriba por un tubo transparente que tiene una conicidad precisa en el interior. Un flotador se suspende en el fluido que fluye en una posición proporcional a la velocidad de flujo. Las fuerzas ascendentes debidas a la resistencia dinámica del fluido sobre el flotador y la flotabilidad equilibran el peso del flotador. Una rapidez de flujo diferente hace que el flotador se mueva a una nueva posición, cambiando el área del espacio entre el flotador y el tubo hasta que el equilibrio se alcanza de nuevo. La posición del flotador se mide contra una escala calibrada en unidades convenientes para conocer la rapidez del flujo de volumen o del flujo de peso.

El uso del tipo de rotámetro que muestra la figura 15.10 requiere que el líquido sea transparente puesto que el operador debe ver la posición del flotador. Además, el tubo transparente tiene una capacidad de presión algo limitada. Algunos rotámetros están hechos a partir de tubos opacos para resistir presiones más altas. La posición del flotador se detecta desde fuera del tubo por medios electromagnéticos y la rapidez de flujo se indica en un medidor. Consulte los recursos de internet 11 a 15 para ver ejemplos. La referencia 6 es una norma para el uso de medidores de área variable.

15.5 MEDIDOR DE FLUJO DE TURBINA

La figura 15.11 muestra un medidor de flujo de turbina en el que el fluido hace que el rotor de la turbina gire con una rapidez que depende de la rapidez de flujo. Como cada paleta del rotor pasa por la bobina magnética, se genera un impulso de tensión que puede introducirse a un medidor de frecuencia, un contador electrónico o un dispositivo similar, cuyas lecturas se pueden convertir a una rapidez de flujo. Es posible medir caudales desde 0.02 L/min (0.005 gal/min) hasta varios miles de L/min o gal/min utilizando medidores de flujo de turbina de varios tamaños. Vea los recursos de internet 2, 3, 9, 11 y 13 a 15. La referencia 7 es una norma para el uso de medidores de flujo de turbina.

15.6 MEDIDOR DE FLUJO DE VÓRTICE

La figura 15.12 muestra un *medidor de flujo de vórtice* en el que una obstrucción roma colocada en la corriente de flujo provoca la creación de vórtices que se desprenden del cuerpo con una frecuencia que resulta ser proporcional a la velocidad del flujo. Un sensor colocado en el medidor de caudal detecta los vórtices y crea una indicación para el dispositivo de lectura del medidor. La referencia 8 es una norma para el uso de medidores de flujo de vórtice.

La parte (b) de la figura 15.12 muestra un esquema del fenómeno de desprendimiento de vórtices. La forma del cuerpo romo, también llamado *elemento para desprendimiento de vórtices*, puede variar de un fabricante a otro. A medida que el flujo se aproxima a la cara frontal del elemento de desprendimiento, se divide en dos corrientes. El fluido cercano al cuerpo tiene una velocidad baja en relación con la velocidad de las principales líneas de corriente. Esta diferencia de velocidad hace que se for-

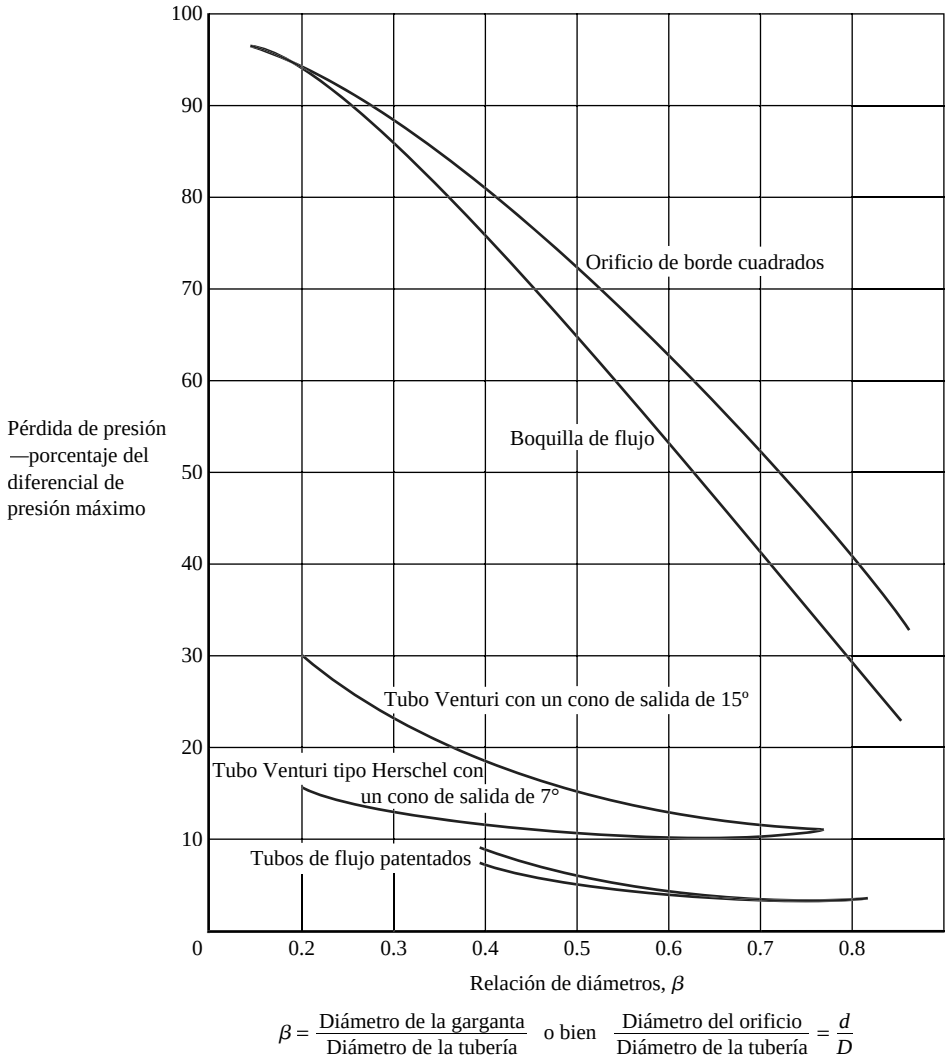


FIGURA 15.9 Comparación de la pérdida de presión para diversos medidores de flujo de carga variable. (*Fuente:* Extraído de H. S. Bean, ed. *Fluid Mechanics: Their Theory and Application*, 6a. ed. Copyright © 1971. American Society of Mechanical Engineers. Reproducido con autorización).

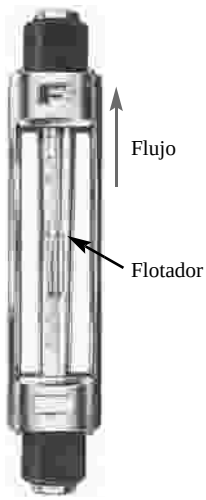


FIGURA 15.10 Rotámetro. (*Fuente:* ABB, Inc., Automation Technology Products, Warminster, PA).

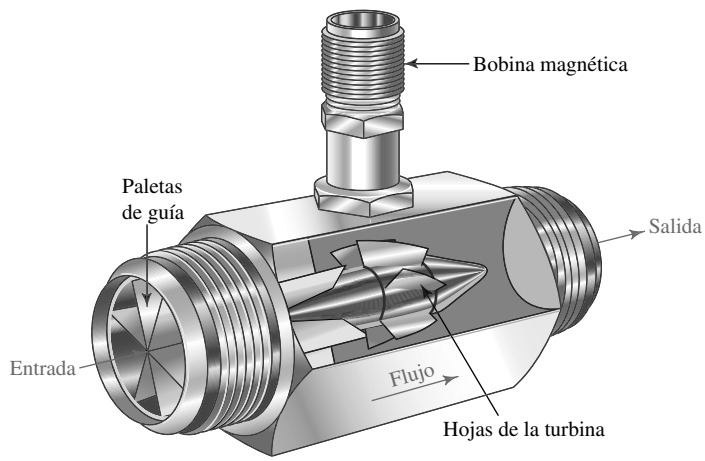
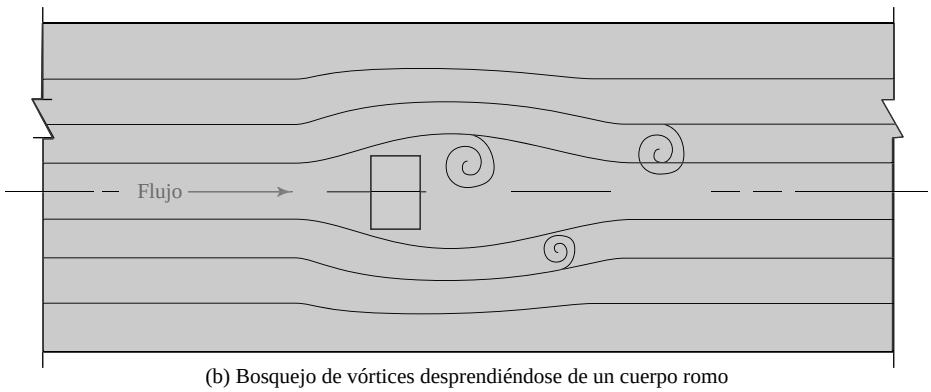


FIGURA 15.11 Medidor de flujo de turbina.



(a) Fotografía de un medidor de flujo de vórtice



(b) Bosquejo de vórtices desprendiéndose de un cuerpo romo

FIGURA 15.12 Medidor de flujo de vórtice. (*Fuente:* ABB, Inc., Automation Technology Products, Warminster, PA).

men capas cortantes que finalmente se rompen alternativamente en vórtices a ambos lados del elemento de desprendimiento. A la estela de los vórtices se le llama calle Karman, fue nombrada así en honor a Theodore von Karman quien descubrió y caracterizó este fenómeno. La frecuencia de los vórtices creados es directamente proporcional a la velocidad de flujo y, por lo tanto, a la rapidez del flujo de volumen. Los sensores del medidor detectan las variaciones de presión ocurridas alrededor de los vórtices y generan una señal de voltaje que se alterna en la misma frecuencia que la frecuencia del desprendimiento de vórtices. La señal de salida es una corriente de impulsos de voltaje o bien una señal analógica de CD (corriente directa). Con frecuencia, los sistemas de instrumentación estándar utilizan una señal analógica que varía de 4 a 20 mA CD (miliamperios de CD). Para la salida de impulsos, el fabricante proporciona un factor *K* del medidor de flujo que indica los pulsos emitidos a través del medidor por cada unidad de volumen.

Los medidores de vórtice pueden ser utilizados en una amplia gama de fluidos, incluyendo líquidos y gases, limpios y sucios, así como vapor. El factor *K* es el mismo para todos estos fluidos. Vea los recursos de internet 1, 4, 6, 9, 11 y 15.

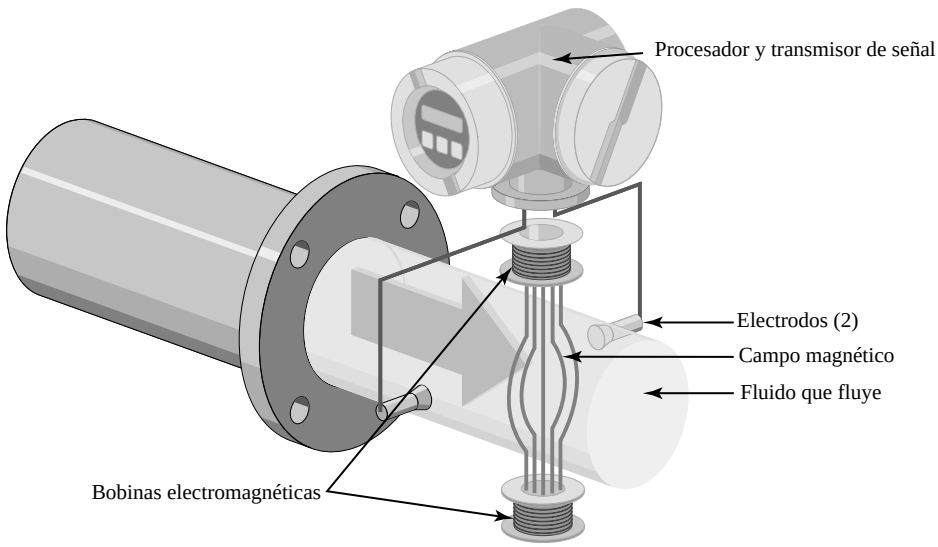
Un diseño relacionado que también resulta útil para algunos fluidos es el *medidor de remolino*, el cual está compuesto por una configuración de entrada que crea un movimiento de remolino en el fluido. En el núcleo del remolino de fluido, hay un sistema de vórtice que crea un patrón secundario de movimiento en vórtice y su frecuencia es detectada por un sensor piezoeléctrico. La señal resultante se procesa en el transmisor de presión de manera que el medidor pueda interpretarla como velocidad de flujo. El recurso de internet 4 es una fuente de datos sobre un diseño de un medidor de remolino disponible comercialmente.

15.7 MEDIDOR DE FLUJO MAGNÉTICO

Una de las ventajas de un medidor de flujo magnético (a veces llamado caudalímetro electromagnético o EMF, por *electromagnetic flowmeter*) es que tiene flujo sin ninguna obstrucción, como se muestra en la figura 15.13. El fluido debe ser al menos ligeramente conductor debido a que el medidor opera sobre el principio de que cuando un conductor en movimiento corta un campo magnético, se induce un voltaje. Éste es un excelente ejemplo de aplicación de la ley de inducción de Faraday. Los componentes primarios del medidor de flujo magnético incluyen un tubo revestido con un material no conductor, dos bobinas electromagnéticas (una encima y otra abajo del tubo) y dos electrodos mon-



(a) Medidor de flujo magnético



(b) Diagrama esquemático de un medidor de flujo magnético

FIGURA 15.13 Medidor de flujo magnético. (*Fuente:* Endress+Hauser Flowtec AG, Reinach BL, Suiza)

tados horizontalmente sobre la pared del tubo a 180° entre sí. Los electrodos detectan el voltaje generado en el fluido. Como el voltaje que se genera es directamente proporcional a la velocidad del fluido, una mayor rapidez de flujo genera un mayor voltaje. Una característica importante de este tipo de medidor es que su salida es completamente independiente de la temperatura, la viscosidad, la gravedad específica y la turbulencia. Se dispone de tamaños de tubo desde 2.5 mm hasta 2.4 m (0.1 in hasta 8.0 ft) de diámetro.

La medición del flujo de muchos tipos de fluidos conductores se realiza con medidores magnéticos, incluyendo pulpa y papel, soluciones de minería, fluidos bifásicos, alimentos, bebidas, petróleo, productos farmacéuticos, agua y aguas residuales, así como todas las industrias de procesamiento químico. Los caudales de fluidos con alto contenido de sólidos se miden con facilidad. La referencia 9 es una norma para el uso de medidores de flujo magnético. Consulte los recursos de internet 1 a 4, 6, 11, 13 y 15 para ver listas de productores y proveedores comerciales.

15.8 MEDIDORES DE FLUJO ULTRASÓNICOS

Una ventaja importante de un medidor de flujo ultrasónico es que no requiere la penetración de la tubería de ninguna manera. Se ata un generador ultrasónico a la parte exterior de la tubería y se transmite una señal de alta frecuencia a través de la pared de la tubería y de la corriente de flujo, típicamente en un ángulo agudo con respecto al eje de la tubería. El tiempo necesario para que la señal atraviese el tubo depende de la velocidad de flujo del fluido presente en la tubería. Algunos medidores disponibles en el mercado utilizan detectores en el lado opuesto del transmisor, mientras que otros emplean reflectores para devolver la señal a un receptor incorporado en el propio transmisor.

Otro enfoque consiste en usar dos unidades de transmisor y receptor alineadas con el eje de la tubería. Cada unidad entrega una señal en un ángulo determinado con respecto al flujo, esta señal se refleja desde el lado opuesto de la tubería y es recibida por la otra unidad. La señal que va en la misma dirección que el flujo tarda un tiempo diferente en alcanzar el receptor de la señal que se opone al flujo. La diferencia entre estos dos tiempos es proporcional a la velocidad del flujo. Es posible usar una variedad de orientaciones para los transmisores, reflectores y receptores de señal. La mayoría utiliza dos conjuntos de estas orientaciones para reducir la sensibilidad del medidor al perfil de velocidad de la corriente de flujo del fluido.

Los medidores del tiempo de tránsito funcionan mejor con fluidos limpios porque las partículas arrastradas en los fluidos sucios pueden afectar las lecturas de tiempo y la intensidad de la señal que llega a los detectores.

Un segundo tipo de medidor, el *medidor tipo Doppler*, es el que se prefiere utilizar para los fluidos sucios, lodos y otros fluidos que pueden inhibir la transmisión de la señal ultrasónica. La onda de presión ultrasónica no atraviesa el flujo completamente hasta la pared opuesta de la tubería. En vez de eso, las partículas del propio fluido son las que la reflejan y regresan al receptor.

Como el medidor de flujo ultrasónico es completamente no invasivo, la pérdida de presión se atribuye únicamente a la fricción ocurrida en la propia tubería. El medidor no contribuye con ninguna pérdida adicional. La referencia 10 es una norma para el uso de medidores de flujo ultrasónicos de tiempo de tránsito. Consulte los recursos de internet 1 a 3, 9, 11, 13 y 15 para ver un listado de proveedores comerciales de estos medidores.

15.9 MEDIDORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

El fluido que entra en un medidor de desplazamiento positivo llena una cámara que se desplaza desde la entrada hasta el lado de salida del medidor. El medidor registra o indica el volumen acumulado de fluido que ha pasado a través del medidor. Las cámaras pueden tomar muchas formas y, a menudo, están patentadas por un fabricante determinado.

Los usos típicos para los medidores de desplazamiento positivo son el agua suministrada desde el sistema municipal a una casa o un negocio, el gas natural entregado a un cliente y la gasolina entregada a una estación de servicio. También se utilizan en ciertas aplicaciones industriales donde se requiere que los materiales mezclados tengan un volumen predeterminado de diferentes constituyentes.

Los medidores de gas, como los que se utilizan en los hogares, emplean diafragmas flexibles que capturan y después entregan en forma continua volúmenes conocidos de gas natural a baja presión. Otros diseños incluyen engranes circulares, engranes ovalados, rotores lobulados, pistones alternativos de movimiento lineal y discos oscilantes. El diseño de disco oscilante incorpora un disco delgado montado en ángulo sobre un eje. Un ajuste estrecho sella el disco contra la armadura. A medida que el fluido fluye a través de la armadura, induce una rotación del eje y, con cada revolución, un volumen conocido pasa por la armadura. Un contador o registro acumula el número de revoluciones conforme transcurre el tiempo, las cuales pueden reportarse en cualquier unidad de flujo conveniente. Los recursos de internet 2, 3, 12 y 15 muestran toda una variedad de tipos de medidores de desplazamiento positivo junto con sus datos de capacidad.

15.10 MEDICIÓN DEL FLUJO DE MASA

Los medidores de flujo analizados hasta ahora en este capítulo están diseñados para producir una señal de salida que es proporcional a la velocidad de flujo promedio o al caudal volumétrico. Esto resulta satisfactorio cuando sólo se necesita conocer el *volumen* entregado y por ello se utiliza el medidor. Sin embargo, algunos procesos requieren una medición de la *masa* del fluido entregado. Por ejemplo, en las plantas de procesamiento de alimentos, la producción suele indicarse como la cantidad entregada en kilogramos, libras-masa o slugs. Algunos procesos químicos son sensibles a la masa de los distintos componentes que se mezclan o introducen en una reacción. Los fluidos de dos fases, como el vapor de agua, pueden ser difíciles de medir con precisión si la densidad, la temperatura y la presión varían lo suficiente como para causar cambios significativos en la cantidad relativa de líquido y gas contenidos en el vapor.

Una manera de obtener mediciones de la rapidez del flujo de masa es utilizar un medidor de flujo del tipo que se acaba de analizar, el cual indica la rapidez del flujo de volumen, y entonces medir en forma simultánea la densidad del fluido. Por lo tanto, la rapidez del flujo de masa sería

$$M = \rho Q$$

Es decir, la rapidez del flujo de masa es igual a la densidad por la rapidez del flujo de volumen, como se estableció en el capítulo 6. Si la densidad del fluido es conocida o puede medirse convenientemente, el cálculo es simple. Para algunos fluidos, la densidad se puede calcular al conocer su temperatura. A veces, en particular cuando se trata de gases, también se requiere conocer la presión. Existen sondas de temperatura y transductores de presión que proporcionan los datos necesarios. La gravedad específica se puede medir con un dispositivo llamado *gravitómetro*. La densidad puede medirse directamente para algunos fluidos con un *densímetro*. Las señales relativas a la rapidez del flujo de volumen, la temperatura, la presión, la gravedad específica y la densidad pueden introducirse a dispositivos electrónicos especiales que realizan efectivamente el cálculo de $M = \rho Q$. Esto se muestra esquemáticamente en la figura 15.14. El proceso, aunque sencillo, demanda la realización por separado de varias medidas, cada una de las cuales está sujeta a pequeños errores. De esta manera, los errores se agravan en el cálculo final.

Los medidores del flujo de masa real evitan los problemas expuestos líneas arriba mediante la generación de una señal que es directamente proporcional a la rapidez del flujo de masa. Uno de estos caudalímetros másicos es el *medidor del flujo de masa de Coriolis*, que se muestra en la figura 15.15. El fluido entra

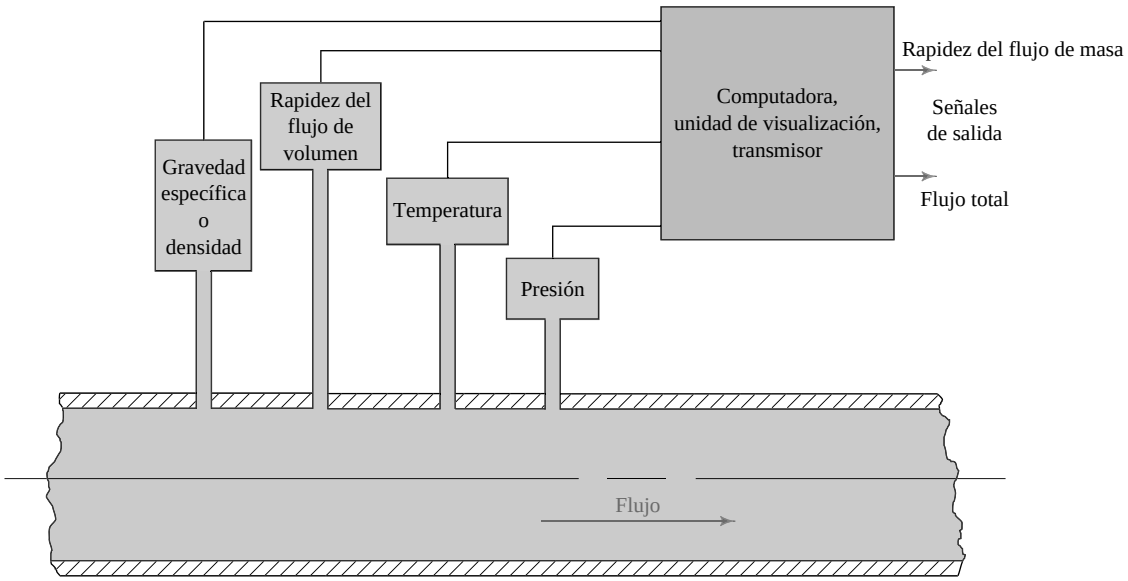
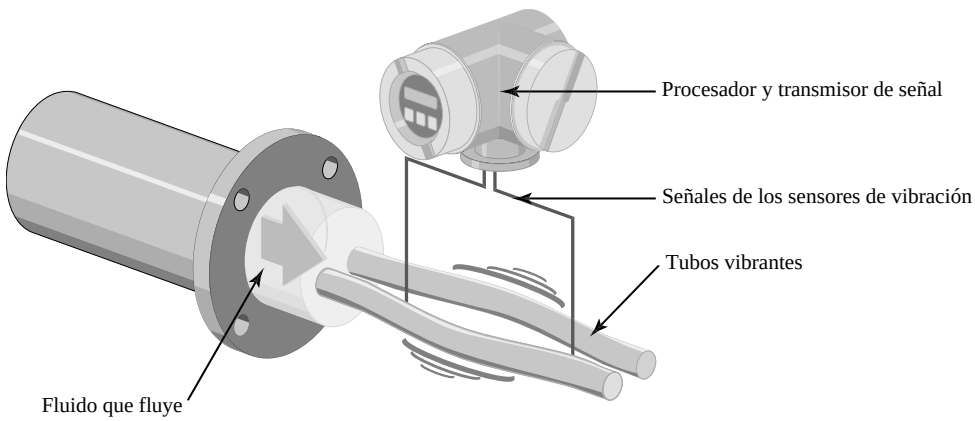


FIGURA 15.14 Representación esquemática de la medición del flujo de masa utilizando sensores múltiples.



(a) Medidor de flujo de Coriolis —vista externa



(b) Medidor de flujo de Coriolis —vista esquemática

FIGURA 15.15 Medidor del flujo de masa de Coriolis. (*Fuente:* Endress+Hauser Flowtec AG, Reinach BL, Suiza)

en el medidor de flujo desde la tubería del proceso y adquiere un curso continuo a través de dos tubos. Dos conductores electromagnéticos inducen vibraciones en los tubos para crear un comportamiento de sintonización tipo tenedor con los dos tubos oscilantes en oposición de fase. El movimiento vibratorio creado mueve los cursos paralelos de manera alternativa, acercándolos y separándolos. El fluido presente en los tubos sigue simultáneamente el curso inducido a lo largo de los tubos y un movimiento perpendicular a ese curso debido a que la acción de los conductores da lugar a un desplazamiento de fase entre los dos tubos. Se produce así una aceleración de Coriolis (y la fuerza de Coriolis correspondiente) que es proporcional a la masa de fluido que fluye por los tubos. Mediante sensores montados cerca de los conductores, se detecta la fuerza de Coriolis y se transmite una señal que puede relacionarse con la verdadera rapidez del flujo de masa registrada por el medidor. Se reporta que la precisión es de 0.2 por ciento del caudal indicado o de 0.02 por ciento de la capacidad a escala completa, lo que resulte mayor.

La densidad del fluido se puede medir con el medidor del flujo de masa de Coriolis debido a que la frecuencia de accionamiento de los tubos depende de la densidad del fluido que fluye por los tubos. En el sistema también se incluye una sonda de temperatura, con lo que se completa el conjunto necesario de propiedades de los fluidos y datos de la rapidez del flujo de masa. Pueden medirse medios no conductores, líquidos altamente viscosos o líquidos con alto contenido de sólidos. La referencia 11 es una norma para el uso del medidor del flujo de masa de Coriolis. Consulte los recursos de internet 1, 4, 6, 12 y 15 para ver medidores del flujo de masa de Coriolis disponibles comercialmente.

Otra forma de medidor del flujo de masa utiliza una técnica térmica en la que dos sondas, llamadas *detectoras de temperatura de resistencia* (RTD, por sus siglas en inglés), se insertan en el flujo. Una sonda detecta la temperatura de la corriente de fluido como referencia; la otra se calienta hasta una temperatura fijada, por encima de la temperatura de referencia, y una circuitería electrónica (una forma de puente de Wheatstone) ajusta continuamente la potencia de esta sonda para mantener la diferencia de temperatura. Una mayor rapidez del flujo de masa alrededor de la sonda provoca que se disipe más calor desde la sonda calentada, lo cual demanda mayor potencia. Por lo tanto, hay una relación predecible entre la rapidez del flujo de masa y la entrada de energía a las sondas. Un sistema de procesamiento de señales instalado en el control se encarga de linealizar la señal de salida de voltaje con respecto a la rapidez del flujo de masa. Estos dispositivos pueden medir el flujo de masa de muchos tipos de gases, como aire, gas natural, propano, dióxido de carbono, helio, hidrógeno, nitrógeno y oxígeno. La referencia 12 es una norma para el uso de medidores de flujo de dispersión de masa térmica.

Un tercer estilo de dispositivo de medición de caudal másico es el *medidor de flujo laminar de gas*, el cual se describe en el recurso de internet 19. Una característica clave de este dispositivo es que el fluido se dirige a través de un conjunto de elementos de flujo laminar paralelos que actúan como limitadores, creando así una caída de presión basada en el conocido principio de Hagen-Poiseuille que se describió en la sección 8.5. En la unidad se incluye una sonda de temperatura, a partir de la cual es posible determinar la viscosidad y el peso específico del fluido. Cuando un fluido se mantiene en el flujo laminar, la pérdida de energía y la caída de presión en una longitud dada de un conducto de tamaño conocido es proporcional a la velocidad del flujo. Realizar tomas de presión antes y después de los elementos de flujo laminar facilita medir el diferencial de presión. Toda la unidad está calibrada como un sistema que permite un alto nivel de precisión para medir el caudal másico y opera en forma sencilla.

Consulte los recursos de internet 1, 4, 6, 11 a 15 y 19 para ver un listado de proveedores comerciales de medidores del flujo de masa.

15.11 SONDAS DE VELOCIDAD

Existen varios dispositivos que miden la velocidad del flujo en un lugar específico en vez de la velocidad promedio. Éstos se conocen como *sondas de velocidad*. En esta sección se describen algunos de los tipos más comunes.

15.11.1 Tubo Pitot

Cuando un fluido en movimiento es obligado a detenerse al topar con un objeto estacionario, se crea una presión que es mayor que la presión de la corriente del fluido. La magnitud de este aumento de la presión está relacionada con la velocidad del fluido en movimiento. El *tubo Pitot* utiliza este principio para indicar la velocidad, como se muestra en la figura 15.16. El tubo Pitot es un tubo hueco puesto de modo que el extremo abierto apunte directamente hacia la corriente del fluido. La presión ejercida en la embocadura da lugar y sostén a una columna de fluido, entonces el fluido que está en la embocadura o muy cerca de ésta, pero dentro del tubo, se estaciona o estanca, y este punto se conoce como *punto de estancamiento*. Se puede utilizar la ecuación de la energía para relacionar la presión existente en el punto de estancamiento con la velocidad del fluido. Si el punto 1 se encuentra en la corriente no perturbada que está por delante del tubo y el punto *s* está en el punto de estancamiento, entonces

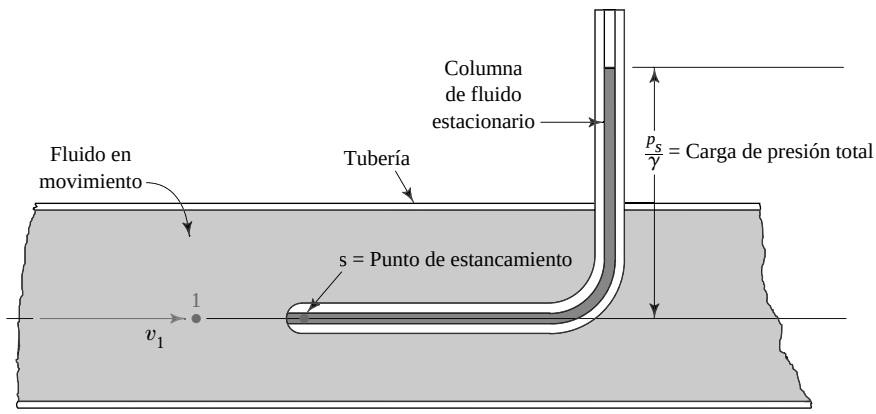


FIGURA 15.16 Tubo Pitot.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} \qquad \textbf{(15-8)}$$

Observe que $v_s = 0$, $z_1 = z_2$ o casi, y $h_L = 0$ o casi. Entonces, se tiene

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_s}{\gamma} \qquad \textbf{(15-9)}$$

Los nombres dados a los términos de la ecuación (15-9) son los siguientes:

p_1 = Presión estática en la corriente principal del fluido

p_1/γ = Carga de presión estática

p_s = Presión de estancamiento o presión total

p_s/γ = Carga de presión total

$v_1^2/2g$ = Carga de presión de la velocidad

La carga de presión total es igual a la suma de la carga de presión estática y la carga de presión de la velocidad. Al resolver la ecuación (15-9) para la velocidad, se obtiene

$$v_1 = \sqrt{2g(p_s - p_1)/\gamma} \qquad \textbf{(15-10)}$$

Observe que sólo se requiere la diferencia entre p_s y p_1 para calcular la velocidad. Por esta razón, la mayoría de los tubos Pitot se hacen de la manera mostrada en la figura 15.17, proporcionando el mismo dispositivo para la medición de ambas presiones.

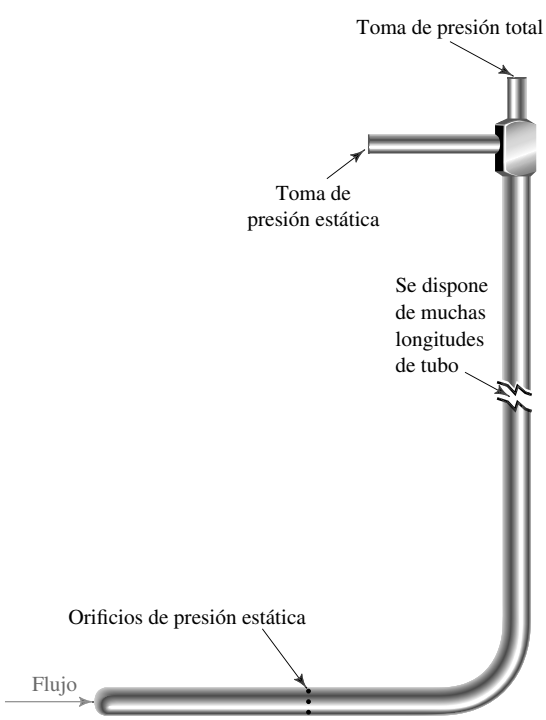
El dispositivo que muestra la figura 15.17 facilita la medición de la presión estática y de la presión de estancamiento al mismo tiempo, por lo que a veces se denomina *tubo Pitot estático*. Su construcción mostrada en la parte (b) es en realidad un tubo dentro de un tubo. El tubo central pequeño está abierto en el extremo que va sumergido y funciona de igual manera que el tubo de Pitot simple mostrado en la figura 15.16. Por lo tanto, la presión de estancamiento, llamada también *presión total*, se detecta por medio de este tubo. La *toma de presión total* en el extremo de este tubo permite conectarlo a un dispositivo medidor de presión.

El tubo exterior más grande se sella alrededor del tubo central en su extremo; así, se crea una cavidad anular cerrada entre los tubos central y exterior. La sección A-A muestra una serie de pequeños orificios radiales perforados a través del tubo exterior, pero no a través del tubo central. Cuando el tubo se alinea con la dirección del flujo, estos orificios radiales son perpendiculares al flujo y, por lo tanto, detectan la presión estática local, denominada como p_1. Observe que una toma de presión estática se fija en el extremo del tubo para permitir su conexión a un instrumento de medición.

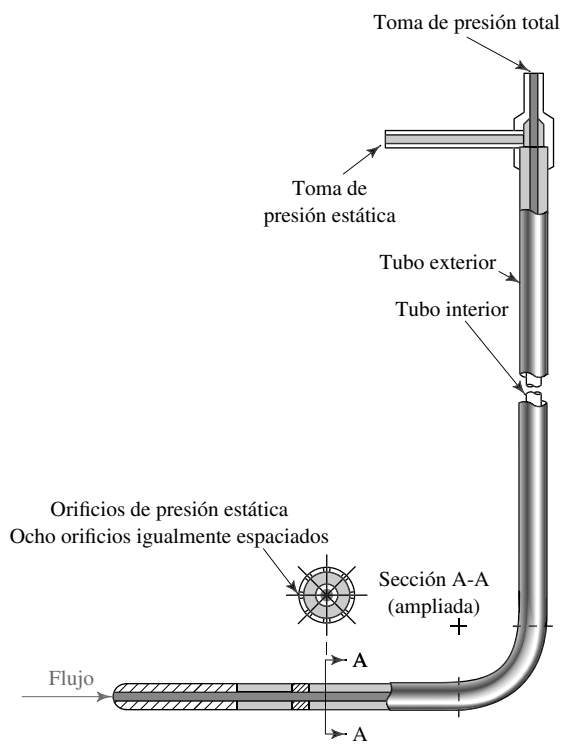
El instrumento de medición no necesita medir p_s o p_1 porque en la ecuación (15-10) se requiere la *diferencia* $(p_s - p_1)$. Existen varios fabricantes que hacen dispositivos de medición de la presión diferencial para tales aplicaciones.

Si se utiliza un manómetro diferencial, como se muestra en la figura 15.18, la deflexión h del manómetro se puede relacionar directamente con la velocidad. Es posible escribir la ecuación que describe la diferencia entre p_s y p_1 comenzando por los orificios de presión estática en el lado del tubo, proceder luego a través del manómetro y terminar en el extremo abierto del tubo en el punto *s*:

$$p_1 - \gamma x + \gamma y + \gamma_g h - \gamma h - \gamma y + \gamma x = p_s$$



(a) Dibujo de la vista externa de un tubo Pitot estático



(b) Dibujo de la construcción de un tubo Pitot estático

FIGURA 15.17 Tubo Pitot estático.

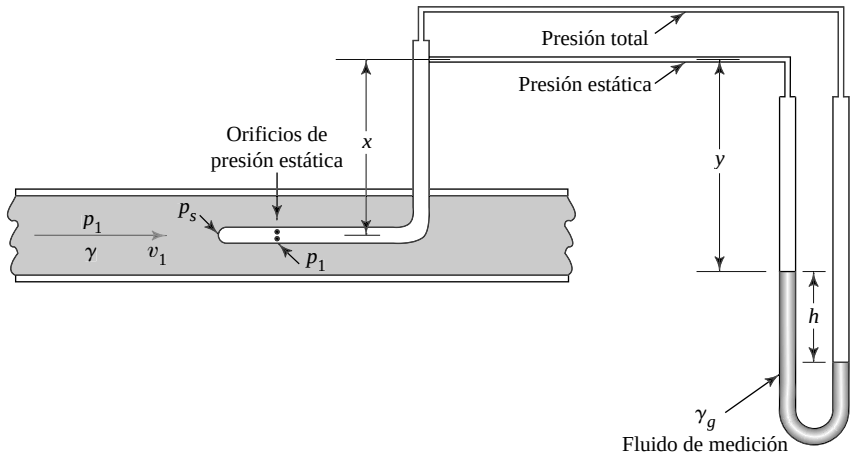


FIGURA 15.18 Manómetro diferencial usado con un tubo Pitot estático.

Los términos que involucran las distancias desconocidas x y y se eliminan. Entonces, al resolver para la diferencia de presión, se obtiene

$$p_s - p_1 = \gamma_g h - \gamma h = h(\gamma_g - \gamma) \qquad \textbf{(15-11)}$$

Al sustituir esto en la ecuación (15-10) resulta

$$v_1 = \sqrt{2gh(\gamma_g - \gamma)/\gamma} \qquad \textbf{(15-12)}$$

Travesía de la tubería para obtener la velocidad promedio La velocidad calculada mediante la ecuación (15-10) o la ecuación (15-12) es la velocidad local registrada en la ubicación particular de la embocadura del tubo. En los capítulos 8 y 9 se encontró que la velocidad de flujo varía de un punto a otro a lo largo de una tubería. Por lo tanto, si se desea obtener la velocidad de flujo promedio, debe realizarse una travesía por la tubería con la embocadura del tubo colocada en los diez puntos específicos indicados en la figura 15.19. Los círculos de líneas discontinuas definen anillos anulares concéntricos que tienen áreas iguales. Es posible calcular la velocidad existente en cada punto usando la ecuación (15-12). Entonces, la velocidad de flujo promedio es la media de estos diez valores. Es posible calcular la rapidez del flujo de volumen, a partir de $Q = Av$, utilizando la velocidad promedio.

Travesía de un conducto rectangular Para obtener la velocidad promedio en un conducto rectangular, se recomienda dividir el área entre 16 a 64 áreas rectangulares iguales (dependiendo del tamaño del conducto y de la precisión deseada), efectuar mediciones de la velocidad en el centro de cada una de estas áreas, y después promediar todas las lecturas. Vea la referencia 13 y el recurso de internet 13 para obtener información adicional sobre las travesías de conductos circulares o rectangulares.

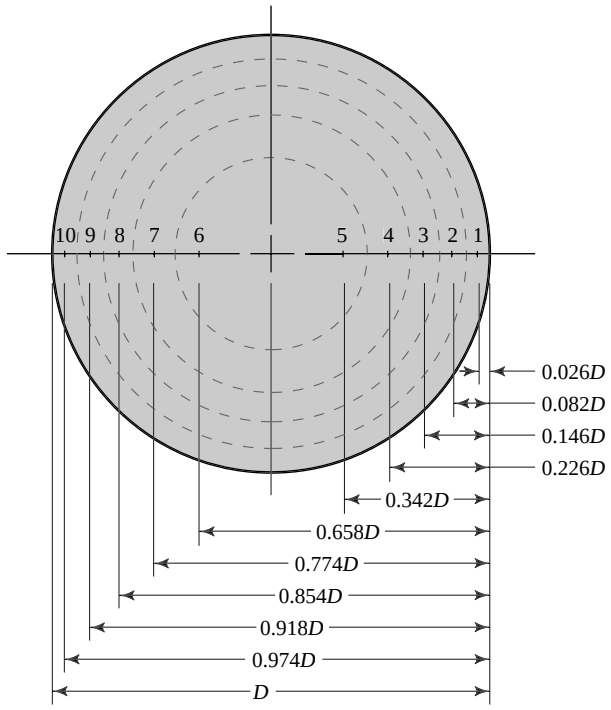


FIGURA 15.19 Puntos de medición de la velocidad dentro de un tubo para calcular la velocidad promedio.

Problema de ejemplo 15.2 Para el aparato mostrado en la figura 15.18, el fluido en la tubería es agua a 60 °C y el fluido del manómetro es mercurio con una gravedad específica de 13.54. Si la deflexión h del manómetro es de 264 mm, calcule la velocidad del agua.

Solución Se utilizará la ecuación (15-12):

$$v_1 = \sqrt{2gh(\gamma_g - \gamma)/\gamma}$$

$$\gamma = 9.65\ \text{kN/m}^3 \quad \text{(agua a 60 °C)}$$

$$\gamma_g = (13.54)(9.81\ \text{kN/m}^3) = 132.8\ \text{kN/m} \quad \text{(mercurio)}$$

$$h = 264\ \text{mm} = 0.264\ \text{m}$$

Dado que todos los términos están en unidades del SI, la velocidad se da en m/s:

$$v_1 = \sqrt{\frac{(2)(9.81)(0.264)(132.8 - 9.65)}{9.65}}$$
$$= 8.13 \text{ m/s}$$

El diferencial de presión creado por un tubo Pitot puede leerse también mediante un dispositivo electrónico similar al mostrado en la figura 15.20. Así, es posible guardar las lecturas individuales tomadas durante la travesía por una tubería o un conducto. Después, el promedio se calcula automáticamente en unidades del SI o en unidades de uso común en Estados Unidos y puede descargarse.

15.11.2 Anemómetro de copa

Con frecuencia, la velocidad del aire se mide con un *anemómetro de copa* como el mostrado en la figura 15.21. El aire en movimiento golpea las copas abiertas, causando la rotación del eje en el que están montadas. La velocidad de rotación del eje es proporcional a la velocidad del aire, lo cual se indica en un medidor o se transmite eléctricamente. Vea el recurso de internet 18.

15.11.3 Anemómetro de alambre caliente

Este tipo de sonda de velocidad emplea un alambre muy fino, de aproximadamente 12 μm de diámetro, a través del cual se hace pasar una corriente eléctrica. El cable se suspende sobre dos soportes como se muestra en la figura 15.22 y se inserta en la corriente del fluido. El alambre tiende a calentarse debido a la corriente que fluye por él, pero se enfría mediante la transferencia de calor por convección hacia la corriente del fluido en movimiento. La cantidad de enfriamiento depende de la velocidad del fluido. En un tipo de anemómetro de alambre caliente, se aplica una corriente constante al alambre. Una variación en la velocidad de flujo provoca un cambio en la temperatura del alambre y, por lo tanto, su resistencia cambia. La medición electrónica del cambio de resistencia puede relacionarse con la velocidad de flujo. Otro tipo detecta un cambio en la resistencia del alambre, pero luego varía el flujo de corriente para mantener una temperatura predeterminada del alambre, independientemente de la velocidad del fluido. Después, la magnitud del flujo de corriente se relaciona con la velocidad del fluido. Vea los recursos de internet 17 y 18.

15.11.4 Imágenes de flujo

Existen varias técnicas para crear imágenes a partir de los patrones de flujo que representan la distribución de la velocidad y la dirección del flujo en complejos sistemas de flujo de fluidos. El recurso de internet 17 describe sistemas de imágenes de flujo que utilizan las técnicas de sondas de anemometría a temperatura constante (CTA, por sus siglas en inglés), velocimetría con imágenes de partículas (PIV, por sus siglas en inglés), anemometría con láser Doppler (LDA, por sus siglas en inglés), dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) y fluorescencia inducida por láser (LIF, por sus siglas en inglés).



FIGURA 15.20 Dispositivo de lectura electrónica para tubos Pitot. (*Fuente:* TSI Incorporated).

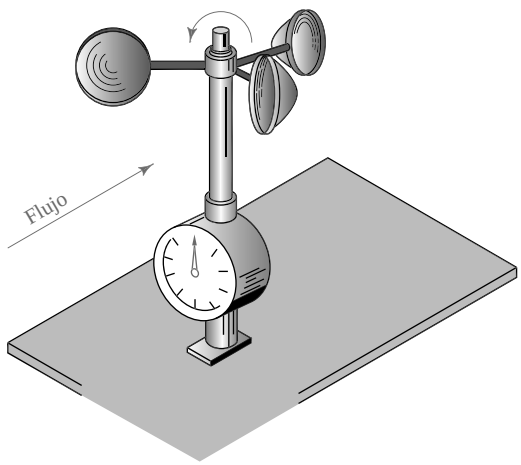


FIGURA 15.21 Anemómetro de copas giratorias.

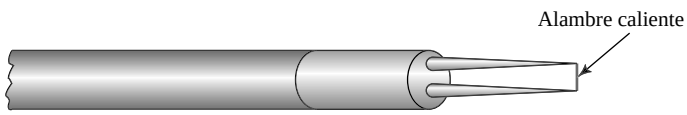


FIGURA 15.22 Punta del anemómetro de alambre caliente.

15.12 MEDICIÓN DE NIVEL

Los tanques de almacenamiento volumétrico son parte integral de muchos sistemas de flujo de fluidos y, con frecuencia, es necesario controlar el nivel del fluido en dichos tanques. Por lo general, las mediciones de nivel se transmiten a monitores remotos y puestos de control central y pueden accionar un control de nivel automático. Existen varios tipos de dispositivos disponibles para medir el nivel en tanques de retención de líquidos o sólidos. Vea los recursos de internet 1 y 11 a 13. Aquí se hacen descripciones breves; se recomienda consultar a los proveedores para determinar qué tipo es el mejor para una aplicación dada.

Tipo flotador La fuerza boyante que actúa sobre un flotador hace que suba o baje de acuerdo con los cambios de nivel del fluido. La posición del flotador puede accionar un interruptor, o se puede transmitir una señal hasta una ubicación remota. Por lo general, los flotadores se utilizan para detectar los límites superior o inferior del nivel.

Detección de la presión Al colocar un sensor de presión en el fondo de un tanque, se detecta la profundidad del fluido usando el principio $\Delta p = \gamma h$, donde γ representa el peso específico del fluido y h indica la profundidad del fluido situado por encima del sensor. Se debe tener cuidado cuando el peso específico puede cambiar debido a la temperatura o la composición del material. Cuando se presuriza el recipiente, un sensor de presión diferencial puede medir tanto la presión ambiental por encima del fluido como la presión que haya en el fondo del tanque y utilizar la diferencia para determinar la profundidad.

Sonda de capacitancia Se envía una señal eléctrica de CA con alta frecuencia hacia el sensor, y la magnitud de la corriente que fluye a través del dispositivo depende de la capacitancia del material y de la profundidad de inmersión de la sonda. Aunque estos dispositivos pueden utilizarse para la mayoría de los tipos de líquidos y sólidos, por lo general se requiere una calibración para cada material.

Tipo de vibración Este tipo de sensor se basa en el principio de que la frecuencia de vibración de una horquilla calibrada cambia con la densidad del material con el que está en contacto. Se utiliza para medir niveles puntuales como la detección de un nivel mínimo aceptable que puede accionar el reabastecimiento del tanque o apagar el sistema. Al detectar el nivel máximo, se puede cerrar una válvula para detener el suministro de líquido.

Ultrasónico Un pulso sónico de alta frecuencia es emitido por el sensor y después se refleja desde la superficie del fluido o sólido que está siendo detectado, gracias su mayor densidad en comparación con el aire u otro gas existente por encima del material. El tiempo necesario para que el sensor detecte una señal reflejada se relaciona con la distancia recorrida y, por lo tanto, con el nivel. La frecuencia suele estar en el intervalo de 12 kHz a 70 kHz. Este dispositivo es de un tipo sin contacto y puede utilizarse para controlar materiales abrasivos o cuando la configuración del tanque no permite colocar un sensor en el propio fluido. Algunas desventajas son la sensibilidad al polvo, a la espuma, al ruido ambiental, a superficies turbulentas y a la acumulación de material en el emisor. También se debe tener cuidado al usar sensores de nivel ultrasónico con los materiales sólidos debido a que la superficie tiende a adquirir una forma cónica o inclinada basada en el ángulo de reposo del material. La señal también puede dispersarse debido a materiales gruesos.

Radar En lugar de utilizar ondas de sonido ultrasónicas, el sensor de nivel de radar utiliza microondas electromagnéticas en un rango de frecuencia de entre 6 GHz y 26 GHz, dependiendo del diseño del transmisor. La señal se dirige a la superficie mediante una antena cónica y se refleja desde la superficie del fluido debido al cambio en la constante dieléctrica del material en relación con el medio que está encima de la superficie. La onda reflejada se detecta y el tiempo de vuelo se relaciona con la distancia recorrida y, por lo tanto, con el nivel de la superficie.

Radar guiado Este tipo es similar al sensor de radar, excepto que una guía de ondas se sujeta a la unidad de radar y se extiende hacia abajo entre el material cuyo nivel debe detectarse. Por lo general, la guía de ondas es un cable o una varilla delgada que se coloca aproximadamente a un tercio del diámetro del tanque medido desde la pared. Puede tener hasta 35 m (115 ft) de largo en la forma de cable. Las varillas rígidas varían en longitud desde 2 m (6.6 ft) a 4 m (13 ft). La onda pulsada de 100 MHz a 1.5 GHz viaja por la guía y se mantiene en un patrón centrado [dentro de un radio de 200 mm (8 in)], mucho más estricto de lo que es práctico con la unidad de radar estándar. Proporciona una señal más confiable cuando se aplica en tanques altos, de diámetro pequeño, o donde hay obstrucciones en el tanque que pueden enviar señales falsas. La onda reflejada viaja de regreso hasta la guía de ondas colocada en el sensor. Los sensores de nivel de radar guiado son relativamente insensibles a cambios en la temperatura, la presión, la densidad del producto, la turbulencia, la espuma, las obstrucciones, la forma del recipiente, el polvo, el ruido, la humedad y el material del que está hecho el tanque.

15.13 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS BASADOS EN COMPUTADORA

Las microcomputadoras, los controladores programables y demás instrumentación electrónica basada en microprocesadores simplifican enormemente la adquisición, el procesamiento y el registro de datos de las mediciones de flujo. Como se muestra en este capítulo, muchos de los medidores de flujo producen una señal eléctrica que es proporcional a la velocidad de flujo. La señal es un voltaje analógico que varía con la velocidad o una frecuencia de pulso que se puede contar electrónicamente. Las señales analógicas pueden convertirse en señales digitales mediante convertidores del tipo analógico a digital, a menudo llamados *convertidores AD*, para su introducción a computadoras digitales.

Las computadoras pueden sumar los caudales registrados en determinado periodo para establecer la cantidad total de fluido transferido a un lugar específico. Un sistema integral de medición y control puede incluir dispositivos para medir la presión, la temperatura, el nivel y el caudal; controladores de procesos automáticos; unidades de interfaz; estaciones de control del operador y grandes computadoras centrales. Por medio de terminales de video, el operador puede visualizar simultáneamente el estado de diversas medidas mientras da seguimiento a datos cuyos valores caigan fuera de los niveles prescritos. La computadora central puede acceder a datos de varios sitios localizados dentro de la

planta y mantener la base de datos central para manejar el control de calidad, así como datos de producción y control de inventarios. Los sistemas inalámbricos y la computación en la nube se utilizan con frecuencia en sistemas críticos que permiten el seguimiento y control desde computadoras, tabletas y teléfonos inteligentes ubicados en cualquier parte del mundo.

REFERENCIAS

1. American Society of Mechanical Engineers. 1971. *Fluid Meters: Their Theory and Application*, 6a. ed. Howard S. Bean, ed. Nueva York: Autor.
2. _____. 2000. *Method for Establishing Installation Effects on Flow Meters (Standard MFC-10M)*. Nueva York: Autor.
3. _____. 2003. *Glossary of Terms Used in the Measurement of Fluid Flow in Pipes (Standard MFC-1M)*. Nueva York: Autor.
4. _____. 1998. *Measurement of Liquid Flow in Closed Conduits by Weighing Method (Standard MFC-9M)*. Nueva York: Autor.
5. _____. 2004. *Measurement of Fluid Flow in Pipes Using Orifice, Nozzle, & Venturi (Standard MFC-3M)*. Nueva York: Autor.
6. _____. 2001. *Measurement of Fluid Flow Using Variable Area Meters (Standard MFC-18M-2001)*. Nueva York: Autor.
7. _____. 2007. *Measurement of Liquid by Turbine Flowmeters (Standard MFC-22)*. Nueva York: Autor.
8. _____. 1998. *Measurement of Fluid Flow in Pipes Using Vortex Flowmeters (Standard MFC-6M)*. Nueva York: Autor.
9. _____. 2007. *Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits by Means of Electromagnetic Flowmeters (Standard MFC-16)*. Nueva York: Autor.
10. _____. 2011. *Measurement of Liquid Flow in Closed Conduits Using Transit-Time Ultrasonic Flowmeters (Standard MFC-5.1)*. Nueva York: Autor.
11. _____. 2006. *Measurement of Fluid Flow in Pipes by Means of Coriolis Mass Flowmeters (Standard MFC-11)*. Nueva York: Autor.
12. _____. 2010. *Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits by Means of Thermal Mass Dispersion Flowmeters (Standard MFC-21.2)*. Nueva York: Autor.
13. _____. 2006. *Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits Using Multiport Averaging Pitot Primary Elements (Standard MFC-12M-2006)*. Nueva York: Autor.
14. Baker, Roger C. 2005. *Flow Measurement Handbook*. Cambridge: Cambridge University Press.
15. Baker, Roger C. 2004. *An Introductory Guide to Flow Measurement, ASME Edition*. Nueva York: American Society of Mechanical Engineers.
16. International Standards Organization, ISO. 2007. *Measurement of Fluid Flow—Procedures for the Evaluation of Uncertainties (ISO 5168:2005)* West Conshohocken, PA: ASTM International (Distributor).
17. Lee, T. W. 2008. *Thermal and Flow Measurements*. Boca Raton, FL: CRC Press.
18. Miller, Richard W. 1996. *Flow Measurement Engineering Handbook*, 3a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
19. Spitzer, D. W. 2001. *Flow Measurement: Practical Guides for Measurement and Control*, 2a. ed. Research Triangle Park, NC: ISA—The Instrumentation, Systems, and Automation Society.
20. Spitzer, David W. 2004. *Industrial Flow Measurement*, 3a. ed. Research Triangle Park, NC: ISA—The Instrumentation, Systems, and Automation Society.
21. Upp, E. Loy y Paul J. LaNasa. 2002. *Fluid Flow Measurement*, 2a. ed. Woburn, MA: Gulf Publishing, Butterworh-Heinmann.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Endress+Hauser**: Fabricante de dispositivos para la medición del flujo de fluidos, del nivel, de la presión, la temperatura y el pH. Los tipos de caudalímetros incluyen de orificio, magnético, de Coriolis, ultrasónicos, de vórtice y tubos Pitot.
2. **BadgerMeter, Inc.**: Fabricante de dispositivos para medición del flujo de fluidos incluyendo medidores magnéticos, de turbina, ultrasónicos, de área variable y una diversidad de diseños de desplazamiento positivo basados en geometrías de engranaje ovalado y estilos de pistones oscilantes.
3. **Flow Technology, Inc.:** Fabricante de medidores de flujo de turbina, magnéticos y ultrasónicos, así como medidores de desplazamiento positivo de disco oscilante y de engranes para aplicaciones industriales, aeroespaciales y de defensa, automotrices y en las industrias del petróleo y del gas.
4. **ABB, Inc.:** Empresa diversificada que ofrece productos de instrumentación y control, incluyendo la medición de flujo, a través de su unidad de negocio llamada Automation Technology Products. Desde la página principal, seleccione *Products*, después *Measurement* y luego *Flow Meters*. Los diseños incluyen medidores del tipo magnético, de vórtice, de remolino, de área variable, de presión diferencial, de masa de Coriolis y de masa térmicos.
5. **Alnor Instruments, TSI Incorporated:** Fabricante del micromanómetro Alnor AXD, un medidor electrónico empleado para medir pequeñas diferencias de presión en tubos Pitot estáticos y en pequeños medidores de flujo de masa. Desde la página de inicio, seleccione *Products*, después *Categories* y luego *Flowmeters*.
6. **Invensys Foxboro:** Fabricante de una variedad de dispositivos de medición del flujo, incluyendo los de flujo de masa de Coriolis, de densidad, de vórtice y magnético. Desde la página principal, seleccione *Flow* para ver la línea completa de medidores de flujo. Desde esa página, seleccione *View M&I Downloads and Tools* para acceder a un *software* de dimensionamiento que ayuda a la selección de un medidor adecuado para una aplicación específica, teniendo en cuenta el rango de flujo y las propiedades de los fluidos.
7. **Tri-Flo Tech, Inc.:** Fabricante de placas de orificio, tubos Venturi, tubos Pitot, boquillas, tubos de flujo, medidores de turbina y otros dispositivos para medir o controlar el flujo. Desde la página principal, seleccione *Products* y después *Industrial Flow Meters*.
8. **Wyatt Engineering:** Fabricante del tubo Venturi Wyatt-Badger, de boquillas de flujo, tubos de flujo Lo-Loss® y dispositivos de medición del flujo con placas de orificio. Desde la página principal, seleccione *Products*.
9. **Racine Federated, Inc.:** Fabricante de varios tipos de dispositivos de medición del flujo bajo diferentes nombres de marca: caudalímetros de turbina Blancett, medidores de flujo ultrasónicos Dynasonics, caudalímetros de turbina para fluidos hidráulicos Flotech, caudalímetros en línea Hedland, caudalímetros de presión diferencial Preso y caudalímetros de vórtice Racine. Desde la página principal, seleccione *Divisions* para elegir después el tipo deseado de caudalímetro.
10. **PRC Flow Measurement & Control, Inc.:** Fabricante de medidores de flujo de presión diferencial incluyendo tubos Venturi, tubos de flujo con pérdidas bajas, boquillas de flujo ASME y placas de orificio. La selección puede hacerse desde la página principal.

11. **Omega Engineering, Inc.:** Proveedor de dispositivos de medición de flujo de área variable, incluyendo magnéticos, de turbina, de rueda de paletas, de vórtice, ultrasónicos y de masa térmicos. Los dispositivos de medición de velocidad incluyen varios estilos de anemómetros y tubos Pitot. Además, ofrece numerosos estilos de sensores de temperatura y nivel. Seleccione el tipo deseado de medidor desde la página principal.
12. **Brooks Instrument:** Fabricante de varios tipos de medidores de flujo, incluyendo de masa térmicos, de Coriolis, de área variable y de desplazamiento positivo con engranes ovalados. Además, ofrece varios dispositivos de medición de nivel.
13. **Dwyer Instruments, Inc.:** Fabricante de instrumentos para medir el caudal, la presión, la temperatura, la velocidad y el nivel, incluyendo manómetros, manómetros digitales, tubos Pitot, medidores de presión, transmisores de presión y medidores de flujo de área variable, de masa térmicos, de turbina, magnéticos, de placas de orificio y ultrasónicos.
14. **Cole-Parmer:** Proveedor de numerosos productos de uso industrial para la medición de flujo y el manejo de fluidos incluyendo medidores de flujo de área variable, de masa térmicos, de turbina y de rueda de paletas. Desde la página principal, seleccione *Flow, Level & Valves*; a continuación, seleccione *flowmeters*.
15. **Instrumart:** Proveedor de muchos tipos de medidores de flujo incluyendo magnéticos, de masa térmicos, de Coriolis, ultrasónicos, de vórtice, de turbina, de rueda de paletas, de área variable, de desplazamiento positivo y de presión diferencial. Desde la página principal, seleccione *Products* y después *Flow Meters*.
16. **Flow Control Network:** Complemento en línea de la revista *Flow Control* que cubre todos los aspectos de los sistemas existentes para el manejo de fluidos. En el sitio se pueden buscar sitios web e información de contacto de numerosas empresas que se anuncian en la revista. Anualmente se publica una sección denominada *Buyer's Resource*.
17. **Dantec Dynamics:** Fabricante de anemómetros y sistemas de imágenes de flujo que utilizan las técnicas de sondas de anemometría a temperatura constante (CTA), velocimetría de imagen de partículas (PIV), anemometría láser Doppler (LDA), dinámica de fluidos computacional (CFD) y fluorescencia inducida por láser (LIF). Desde la página de inicio, seleccione *Products & Services*, luego *Fluids Mechanics* y a continuación el tipo de sistema deseado.
18. **R. M. Young Company:** Proveedor de una variedad de instrumentos meteorológicos que incluyen anemómetros y sensores de viento, presión barométrica, lluvia, temperatura y humedad. Desde la página de inicio, seleccione *Products* y luego el tipo de dispositivo deseado.
19. **CME Flow:** Fabricante de medidores de flujo laminar de gas para un rango de caudales que va desde los muy bajos de 0.01 L/min (0.00035 ft^3/ min) hasta muy altos de 1000 L/min (35 ft^3/min). Es una división de Aerospace Control Products. Seleccione el tipo de medidor desde la página principal.
20. **Hyspan Precision Products, Inc.:** Fabricante de una amplia variedad de sistemas de ventilación, calefacción y aire acondicionado y productos industriales, incluyendo sistemas de medición de flujo Venturi, sistemas de compensación de la expansión, eliminadores de vibración, rótulas y ensambles de manguera de metal. Desde la página principal, seleccione Hyspan Barco Venturi Flow Measurement Systems para encontrar tamaños de tubo Venturi de ½ a 30 pulgadas (13 a 760 mm) capaces de manejar caudales desde 0.2 gal/min (0.8 L/min) hasta más de 40 000 gal/min (155 000 L/min).

PREGUNTAS DE REPASO

1. Haga una lista de seis factores que inciden en la selección y el uso de medidores de flujo.
2. Defina el *rango* en relación con los medidores de flujo.
3. Describa tres métodos útiles para calibrar los medidores de flujo.
4. Mencione cuatro tipos de medidores de carga variable.
5. Describa el tubo Venturi.
6. ¿Qué se entiende por *garganta* de un tubo Venturi?
7. ¿Cuál es el ángulo nominal incluido de la sección convergente para un tubo Venturi?
8. ¿Cuál es el ángulo nominal incluido de la sección divergente para un tubo Venturi?
9. ¿Por qué hay tanta diferencia entre los ángulos de las secciones convergente y divergente para un tubo Venturi?
10. Describa el término *coeficiente de descarga* en relación con los medidores de carga variable.
11. Describa una boquilla de flujo y cómo se utiliza.
12. Describa un medidor de orificio y cómo se utiliza.
13. Describa un tubo de flujo y cómo se utiliza.
14. De entre el tubo Venturi, la boquilla de flujo, el tubo de flujo y el orificio, ¿cuál tiene el coeficiente de descarga más bajo? ¿Por qué?
15. Describa la *pérdida de presión* en relación con los medidores de flujo.
16. Clasifique el tubo Venturi, la boquilla de flujo, el orificio y el tubo de flujo con base en sus pérdidas de presión.
17. Describa un medidor rotámetro de área variable.
18. Describa un medidor de flujo de turbina y la forma en que se utiliza.
19. Describa un caudalímetro de vórtice y cómo se utiliza.
20. Describa un medidor de flujo magnético y cómo se utiliza.
21. Describa cómo se puede medir la rapidez del flujo de masa.
22. Describa un tubo Pitot y cómo se utiliza.
23. Defina la *presión de estancamiento* y muestre cómo se puede deducir a partir de la ecuación de Bernoulli.
24. Defina *carga de presión estática*.
25. Defina *carga de presión de la velocidad*.
26. ¿Por qué es conveniente usar un manómetro diferencial con un tubo Pitot?
27. Describa el método utilizado para medir la velocidad de flujo promedio en una tubería usando un tubo Pitot.
28. Describa un anemómetro de copa.
29. Describa un anemómetro de alambre caliente y cómo se utiliza.
30. Liste varios tipos de dispositivos empleados para la medición del nivel.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

15.1 Un medidor Venturi similar al de la figura 15.2 tiene diámetro de entrada de 100 mm y diámetro de garganta de 50 mm. Mientras se conduce agua a 80 °C, se observa una diferencia de presión de 55 kPa entre las secciones 1 y 2. Calcule la rapidez del flujo de volumen del agua.

15.2 A través de una boquilla de flujo, similar a la mostrada en la figura 15.4, fluye aire con un peso específico de 12.7 N/m^3 y viscosidad cinemática de 1.3×10^{-5} m^2/s. Un manómetro que usa agua como fluido de medición lee 81 mm de deflexión. Calcule la rapidez del flujo de volumen si el diámetro de la boquilla es de 50 mm. El tubo de entrada especial tiene diámetro interior de 100 mm.

15.3 Un flujo de queroseno se mide con un medidor de orificio similar al mostrado en la figura 15.6. El tubo es de tubería de 2 in cédula 40 y el diámetro del orificio es de 1.00 in. El queroseno está a 77 °F. Para una diferencia de presión de 0.53 psi a través del orificio, calcule la rapidez del flujo de volumen de queroseno.

15.4 Un orificio de bordes afilados se coloca en un tubo de 10 in de diámetro que conduce amoniaco. Si el caudal volumétrico es de 25 gal/min, calcule la deflexión de un manómetro de agua (a) si el diámetro del orificio es de 1.0 in y (b) si el diámetro del orificio es de 7.0 in. El amoniaco tiene gravedad específica de 0.83 y viscosidad dinámica de 2.5×10^{-6} lb•s/ft^2.

15.5 Una boquilla de flujo similar a la mostrada en la figura 15.4 se utiliza para medir el flujo de agua a 120 °F. La tubería es de acero de 6 in cédula 80. El diámetro de la boquilla es de 3.50 in. Determine la diferencia de presión que se mide a través de la boquilla para un caudal de 1800 gal/min.

15.6 Un medidor Venturi similar al de la figura 15.2 se conecta a una tubería de acero de 4 in cédula 40 y tiene un diámetro de garganta de 1.50 in. Determine la diferencia de presión que se mide a través del medidor para un caudal de 600 gal/min de queroseno a 77 °F.

15.7 Un orificio de 50.0 mm, con bordes afilados, se coloca en un tubo de acero DN 100 cédula 80. Calcule la rapidez del flujo de volumen de etilenglicol a 25 °C cuando un manómetro de mercurio lee una deflexión de 95 mm.

15.8 Se debe utilizar un medidor de orificio para medir el caudal de alcohol propílico a 25 °C a través de un tubo plástico de PVC, con 40 mm de OD $\times$ 3.0 mm de pared. El rango esperado de caudales es de 1.0 m^3/h a 2.5 m^3/h. Especifique el diámetro del orificio para obtener $\beta = 0.40$ y determine el rango de lecturas para un manómetro de mercurio para los caudales indicados.

15.9 Se debe instalar una boquilla de flujo en un tubo de cobre de 5 in tipo K que conduce aceite de linaza a 77 °F. Se utilizará un manómetro de mercurio para medir la diferencia de presión a través de la boquilla cuando el rango esperado del caudal es de 700 gal/min a 1000 gal/min. La escala del manómetro varía de 0 a 8.0 in de mercurio. Determine un diámetro apropiado para la boquilla.

15.10 Se debe instalar un medidor de orificio en un tubo de hierro dúctil de 12 in que conduce agua a 60 °F. Se utilizará un manómetro de mercurio para medir la diferencia de presión a través del orificio cuando el rango esperado de caudales es de 1500 gal/min a 4000 gal/min. La escala del manómetro varía de 0 a 12.0 in de mercurio. Determine el diámetro apropiado del orificio.

15.11 Un tubo Pitot estático se inserta en un tubo que conduce alcohol de metilo a 25 °C. Un manómetro diferencial que utiliza mercurio como fluido de medición está conectado al tubo y muestra una deflexión de 225 mm. Calcule la velocidad de flujo del alcohol.

15.12 Un tubo Pitot estático se conecta a un manómetro diferencial usando agua a 40 °C como fluido de medición. Se medirán la velocidad del aire a 40 °C y la presión atmosférica, y se espera que la velocidad máxima sea de 25 m/s. Calcule la deflexión esperada del manómetro.

15.13 Un tubo Pitot estático se inserta en un tubo que conduce agua a 10 °C. Un manómetro diferencial que utiliza mercurio como fluido de medición muestra una deflexión de 106 mm. Calcule la velocidad de flujo.

15.14 Un tubo Pitot estático se inserta en un conducto que lleva aire a la presión atmosférica estándar y una temperatura de 50 °C. Un manómetro diferencial lee 4.8 mm de agua. Calcule la velocidad de flujo.

15.15 Un tubo Pitot estático se inserta en un conducto que lleva aire a la presión atmosférica estándar y una temperatura de 80 °F. Un manómetro diferencial lee 0.24 in de agua. Calcule la velocidad de flujo.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa utilizando la ecuación (15-5) para calcular la rapidez del flujo de volumen para cualquier medidor de carga variable. Incluya el cálculo del área en la tubería principal, el área de la garganta, la relación de diámetros β y el número de Reynolds. Pida al usuario que introduzca un valor para C. Use la ecuación (15-7) para calcular el coeficiente de descarga para una boquilla. Para el orificio, pida al usuario encontrar el valor de C en la figura 15.7 cuando se da el número de Reynolds y la relación de los diámetros. Permita al usuario introducir la presión diferencial en unidades SI (pascales), en unidades de uso común en Estados Unidos (psi), o en términos de la deflexión de un manómetro diferencial con un fluido de medición conocido.

2. Escriba un programa para aceptar los datos de las diez mediciones requeridas para completar una travesía por una tubería circular usando un tubo Pitot, como se muestra en la figura 15.19. Calcule la velocidad de flujo para cada punto mediante la ecuación (15-12). Después calcule la media de los diez valores para determinar la velocidad promedio. Por último, calcule la rapidez del flujo de volumen a partir de $Q = Av$.

FUERZAS CAUSADAS POR FLUIDOS EN MOVIMIENTO

PANORAMA GENERAL

Las estructuras que estarán expuestas a flujo deben diseñarse para resistir la fuerza que resulta del flujo. Muchos diseñadores consideran, por ejemplo, la carga vertical del tráfico ejercida sobre un puente, pero muchas de las fallas históricas ocurridas en puentes han sido causadas por las cargas laterales inducidas por el flujo de fluidos, ya sea el agua de ríos o el viento, como se muestra en las figuras 16.1 y 16.2.

Cada vez que una corriente de fluido es desviada de su dirección inicial o se cambia su velocidad, se requiere de una fuerza para llevar a cabo el cambio. Usted debe ser capaz de determinar la magnitud y la dirección de tales fuerzas con el fin de poder diseñar una estructura que contenga el flujo del fluido de una manera segura. En ocasiones, la fuerza del fluido causa un movimiento deseado; por ejemplo, cuando un chorro de agua golpea las aspas de una turbina y la rotación de la turbina genera energía útil.

Exploración

- ¿De qué forma ha experimentado usted fuerzas debidas a fluidos en movimiento?
- Considere situaciones en su casa, automóvil, una fábrica o algunos servicios públicos —como centrales eléctricas o instalaciones para el tratamiento de aguas— donde se manifiesten fuerzas causadas por fluidos en movimiento.



FIGURA 16.1 Las estructuras de soporte de esta estación de monitoreo del caudal de un río deben soportar fuerzas enormes puesto que desvían el flujo de la corriente durante algún evento que contenga avenidas de alto nivel y rápido movimiento.
(*Fuente:* Daniel Loretto/Fotolia)



FIGURA 16.2 Un gran anuncio en una carretera se encuentra en la trayectoria de una tormenta inminente. A pesar de que el aire tiene una densidad mucho más baja que el agua mostrada en la figura 16.1, también puede causar daños importantes cuando se desplaza a las velocidades de los huracanes o los tornados.
(Fuente: Vitaly Krivosheev/Fotolia)

- Describa el efecto de las fuerzas causadas por fluidos en movimiento, ya sea que los fluidos se desvíen de su dirección inicial o que su velocidad de flujo sea cambiada.

Mencione tantas situaciones como pueda en las que haya observado los efectos de las fuerzas que se crean cuando una corriente de fluido se desvía o su velocidad cambia. Considere los siguientes ejemplos:

- ¿Ha sacado sus manos o su cabeza por la ventanilla abierta de un automóvil que se desplaza velozmente por una carretera? O bien, ¿lo ha hecho su perro?
- ¿Alguna vez ha sido azotado por el viento mientras trata de caminar en medio de una tormenta?
- ¿Ha utilizado el chorro de una manguera de jardín para quitar algo de suciedad de la acera?
- ¿Ha visto forcejear a los bomberos para poder controlar la boquilla de una manguera contra incendios que dispara un gran chorro de agua a alta velocidad? Ellos deben ejercer grandes fuerzas para mantener la boquilla firme, y si pierden el control, la boquilla se agitará violentamente y será muy peligrosa.
- Los vientos también puede ser muy perjudiciales. Las tormentas con vientos de 60 a 100 mi/h (96 a 160 km/h) pueden dañar techos, derribar señalamientos y volcar camiones y casas rodantes. Los tornados y los huracanes pueden generar vientos de hasta 300 mi/h (482 km/h) y causar gran devastación. ¿Alguna vez ha experimentado usted una tormenta de este tipo?
- Es posible derivar energía útil a partir de las fuerzas debidas a fluidos en movimiento. Chorros de agua impactando a gran velocidad sobre las aspas o cangilones de una rueda de turbina hacen que ésta gire y le permiten impulsar un generador que produce energía eléctrica.
- En un motor de turbina de gas, los gases calientes de la combustión se expanden a través de las ruedas de la turbina para desarrollar niveles muy altos de energía y propulsar un avión, un helicóptero o un barco.
- El flujo de aire comprimido proveniente de una boquilla se utiliza a menudo para trasladar productos en un sistema de producción o para retirar virutas de metal u otros desechos.
- En los sistemas de corte por chorro de agua, se usan corrientes delgadas de agua emitidas a muy alta velocidad para cortar materiales fibrosos como tapetes y telas.
- Los sistemas de tuberías que transportan grandes volúmenes de fluidos a presión ejercen fuerzas elevadas a medida que el fluido pasa por los codos o cuando está restringido por una contracción en la corriente de flujo. Por lo tanto, cualquier parte del sistema en donde se cambie la dirección del flujo o la magnitud de la velocidad debe anclarse en forma segura.

Su lista puede haber incluido algunas situaciones que describen fuerzas de arrastre como un automóvil, un camión o un avión que se desplazan a través del aire, o un barco o un submarino que navegan en el agua. Éstos son conceptos importantes, pero se estudian en el capítulo siguiente que trata sobre arrastre y elevación. No obstante, en ocasiones las fuerzas de impacto discutidas en este capítulo y las de arrastre o elevación que se estudian en el capítulo 17 actúan al mismo tiempo. Considere los siguientes ejemplos.

- Los vientos que actúan sobre la vela de un velero causan grandes fuerzas que propulsan a esta embarcación en el agua. Esto puede ser estimulante. Al mismo tiempo, el casco del velero experimenta fuerzas de arrastre que tienden a ralentizarlo debido al movimiento relativo generado entre el casco y el agua.
- Las fuerzas de arrastre experimentadas por automóviles, camiones, barcos y aviones retardan su movimiento y sus motores deben generar entonces una costosa energía adicional para superar la resistencia. Pero también cuando un camión, un remolque o una casa rodante experimentan grandes fuerzas laterales debido a las altas velocidades del viento, pueden ser arrojados fuera de la carretera o incluso voltearse.

En este capítulo, usted aprenderá los principios fundamentales que rigen la generación de fuerzas debido a fluidos en movimiento. Se mostrarán varios tipos de problemas prácticos. Luego, en el capítulo 17, el tema será ampliado para incluir las fuerzas de arrastre sobre muchos tipos de objetos y de levantamiento sobre dispositivos aerodinámicos.

16.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Usar la segunda ley del movimiento de Newton, $F = ma$, para desarrollar la *ecuación de fuerza* que se utiliza para calcular la fuerza ejercida por un fluido a medida que cambia la dirección de su movimiento o su velocidad.
2. Relacionar la ecuación de fuerza con el principio de *impulso-cantidad de movimiento*.
3. Usar la ecuación de fuerza para calcular la fuerza ejercida sobre un objeto fijo que ocasiona un cambio en la dirección de una corriente de flujo de fluidos.
4. Usar la ecuación de fuerza para calcular la fuerza ejercida sobre los dobleces de las tuberías.
5. Usar la ecuación de fuerza para calcular la fuerza ejercida sobre objetos en movimiento, como las paletas de un impulsor de bomba.

16.2 ECUACIÓN DE FUERZA

Cada vez que se cambia la magnitud o la dirección de la velocidad de un cuerpo, se requiere una fuerza para realizar el cambio. La segunda ley del movimiento de Newton se utiliza con frecuencia para expresar matemáticamente este concepto; la forma más común es

$$F = ma \qquad \textbf{(16-1)}$$

La fuerza es igual a la masa por la aceleración. La aceleración es la razón de cambio de la velocidad en el tiempo. Sin embargo, dado que la velocidad es una cantidad vectorial que posee magnitud y

dirección, el cambio de su magnitud o su dirección resultará en una aceleración. De acuerdo con la ecuación (16-1), se requiere de una fuerza externa para provocar el cambio.

El uso de la ecuación (16-1) es conveniente cuando se trata de cuerpos sólidos porque la masa permanece constante y es posible determinar la aceleración de todo el cuerpo. En los problemas de flujo de fluidos, un flujo continuo es obligado a someterse a cierta aceleración y se desea entonces una forma diferente de la ecuación de Newton. Dado que la aceleración es la razón de cambio de la velocidad con respecto al tiempo, la ecuación (16-1) se puede escribir como

$$F = ma = m\frac{\Delta v}{\Delta t} \qquad \textbf{(16-2)}$$

El término $m/\Delta t$ se puede interpretar como la rapidez del flujo de masa; es decir, la cantidad de masa que fluye en una cantidad de tiempo dada. En el análisis del flujo de fluidos presentado en el capítulo 6, la rapidez del flujo de masa se indicó mediante el símbolo M. Además, M se relaciona con la rapidez del flujo de volumen Q mediante la relación

$$M = \rho Q \qquad \textbf{(16-3)}$$

donde ρ es la densidad del fluido. Entonces, la ecuación (16-2) se convierte en

➪ Forma general de la ecuación de fuerza

$$F = (m/\Delta t)\Delta v = M\,\Delta v = \rho Q\,\Delta v \qquad \textbf{(16-4)}$$

Ésta es la forma general de la ecuación de fuerza para su uso en problemas de flujo de fluidos porque involucra tanto a la velocidad como a la rapidez del flujo de volumen, conceptos que generalmente se conocen en un sistema de flujo de fluidos.

16.3 ECUACIÓN DE IMPULSO-CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La ecuación de fuerza, ecuación (16-4), se relaciona con otro principio de la dinámica de fluidos: la ecuación de *impulso-cantidad de movimiento*. El impulso se define como una fuerza que actúa sobre un cuerpo durante cierto periodo, y se indica mediante

$$\text{Impulso} = F(\Delta t)$$

Esta forma, que se basa en el cambio total en el tiempo Δt, es adecuada para tratar condiciones de flujo estacionario. Cuando las condiciones varían, se utiliza la forma instantánea de la ecuación:

$$\text{Impulso} = F(dt)$$

en la cual dt representa la cantidad diferencial de cambio en el tiempo.

La *cantidad de movimiento* se define como el producto de la masa de un cuerpo por su velocidad. El cambio en la cantidad de movimiento es

$$\text{Cambio en la cantidad de movimiento} = m(\Delta v)$$

En un sentido instantáneo,

$$\text{Cambio en la cantidad de movimiento} = m(dv)$$

Ahora, la ecuación (16-2) puede reordenarse en la forma

$$F(\Delta t) = m(\Delta v)$$

Aquí se ha mostrado la ecuación de impulso-cantidad de movimiento para condiciones de flujo estacionario. En un sentido instantáneo,

$$F(dt) = m(dv)$$

16.4 MÉTODO PARA RESOLVER PROBLEMAS USANDO LAS ECUACIONES DE FUERZA

Es necesario enfatizar que en los problemas que involucran fuerzas, deben tomarse en cuenta las direcciones en que actúan esas fuerzas. En la ecuación (16-4), la fuerza y la velocidad son dos magnitudes vectoriales. La ecuación es válida sólo cuando todos los términos tienen la misma dirección. Por esta razón, en un caso particular, se escriben diferentes ecuaciones para cada dirección de interés. En general, si tres direcciones perpendiculares se llaman x, y y z, es posible escribir una ecuación distinta para cada dirección:

➪ Ecuaciones de fuerza en las direcciones *x*, *y* y *z*

$$F_x = \rho Q\,\Delta v_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x}) \qquad \textbf{(16-5)}$$

$$F_y = \rho Q\,\Delta v_y = \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y}) \qquad \textbf{(16-6)}$$

$$F_z = \rho Q\,\Delta v_z = \rho Q(v_{2_z} - v_{1_z}) \qquad \textbf{(16-7)}$$

Ésta es la forma de la ecuación de fuerza que se utilizará en este libro, con las direcciones elegidas de acuerdo con la situación física. En una dirección particular, por ejemplo x, el término F_x se refiere a la fuerza externa neta que actúa sobre el fluido en esa dirección. Por lo tanto, es la suma algebraica de *todas* las fuerzas externas, incluyendo la ejercida por una superficie sólida y las fuerzas debidas a la presión del fluido. El término Δv_x se refiere al cambio en la velocidad en la dirección x. Además, v_1 es la velocidad medida con la que el fluido entra en el dispositivo y v_2 es la velocidad medida con la que sale. Así, v_{1_x} es el componente de v_1 en la dirección x y v_{2_x} es el componente de v_2 en la dirección x.

El enfoque específico para tratar los problemas usando las ecuaciones de fuerza depende en cierta medida de la naturaleza de los datos dados. El siguiente es un procedimiento general.

Procedimiento para usar las ecuaciones de fuerza

1. Identifique una porción de la corriente de fluido que será considerada como un cuerpo libre. Ésta será la parte donde el fluido cambia de dirección o donde cambia la geometría de la corriente de flujo.
2. Establezca ejes de referencia para las direcciones de las fuerzas. Por lo general, se elige uno de los ejes que sea paralelo a una parte de la corriente de flujo. En los problemas de ejemplo que siguen, las direcciones positivas de x y y se eligen en la misma dirección que las fuerzas de reacción.
3. Identifique y muestre en el diagrama de cuerpo libre todas las fuerzas externas que actúan sobre el fluido. Todas las superficies sólidas que afectan la dirección de la corriente de flujo ejercen fuerzas. Además, la presión del fluido que actúa sobre el área de la sección transversal de la corriente ejerce una fuerza en una dirección paralela a la corriente en la frontera del cuerpo libre.
4. Muestre la dirección de la velocidad del flujo cuando entra en el cuerpo libre y cuando sale de éste.

5. Utilice los datos presentados de esta forma en el cuerpo libre para escribir las ecuaciones de fuerza en las direcciones pertinentes. Aplique la ecuación (16-5), la (16-6) o la (16-7).
6. Sustituya los datos y resuelva para obtener la cantidad deseada.

Los problemas de ejemplo que se presentan en las secciones siguientes ilustran este procedimiento.

16.5 FUERZAS SOBRE OBJETOS ESTACIONARIOS

Cuando las corrientes de fluido libres son desviadas por objetos estacionarios, se deben ejercer fuerzas externas para mantener en equilibrio dichos objetos. Algunos ejemplos son los siguientes.

Problema de ejemplo 16.1

Un chorro de agua de 1 in de diámetro que tiene una velocidad de 20 ft/s se desvía 90° mediante una paleta curva, como se muestra en la figura 16.3. El chorro fluye libremente hacia la atmósfera en un plano horizontal. Calcule las fuerzas en x y y ejercidas por la paleta sobre el agua.

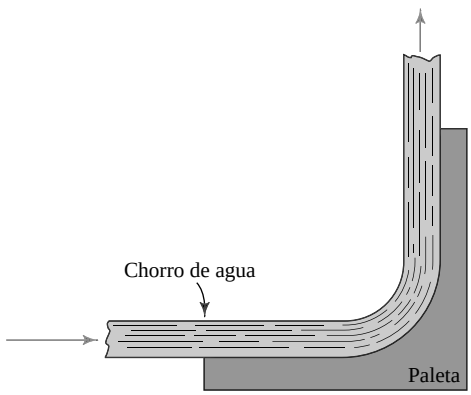


FIGURA 16.3 Chorro de agua desviado mediante una paleta curva.

Solución

Con base en el diagrama de fuerzas de la figura 16.4, es posible escribir la ecuación de fuerza para la dirección x como

$$F_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x})$$
$$R_x = \rho Q[0 - (-v_1)] = \rho Q v_1$$

Se sabe que

$$Q = Av = (0.00545 \text{ ft}^2)(20 \text{ ft/s}) = 0.109 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Entonces, al suponer que $\rho = 1.94$ slugs/ft^3 $= 1.94$ lb·s^2/ft^4, se escribe

$$R_x = \rho Q v_1 = \frac{1.94 \text{ lb·s}^2}{\text{ft}^4} \times \frac{0.109 \text{ ft}^3}{\text{s}} \times \frac{20 \text{ ft}}{\text{s}} = 4.23 \text{ lb}$$

Para la dirección y, suponiendo que $v_2 = v_1$, la fuerza es

$$F_y = \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y})$$
$$R_y = \rho Q(v_2 - 0) = (1.94)(0.109)(20) \text{ lb} = 4.23 \text{ lb}$$

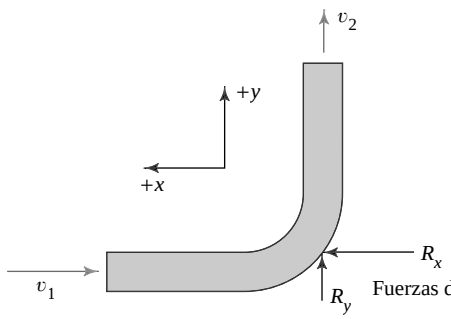
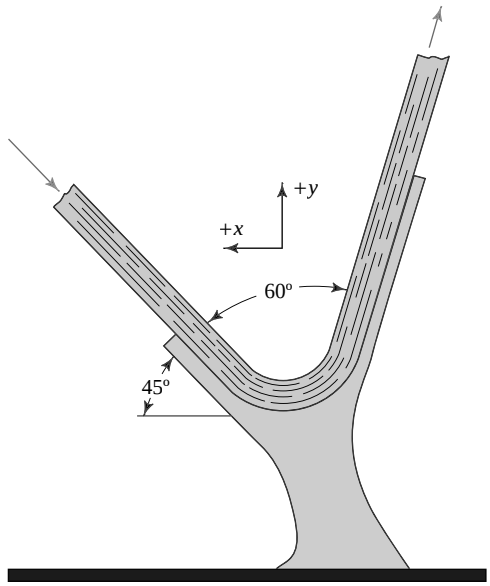


FIGURA 16.4 Diagrama de fuerzas para el fluido desviado por una paleta.

Problema de ejemplo 16.2

En una fuente decorativa, se desvían 0.05 m^3/s de agua a una velocidad de 8 m/s mediante la rampa angulada que se muestra en la figura 16.5. Determine las reacciones sobre la rampa en las direcciones *x* y *y* mostradas. Además, calcule la fuerza resultante total y la dirección en la que actúa. No tome en cuenta los cambios en la elevación.

FIGURA 16.5 Desvío de un chorro de agua en una fuente decorativa.



Solución

La figura 16.6 muestra los componentes *x* y *y* de los vectores de velocidad y las direcciones supuestas para R_x y R_y. La ecuación de fuerza en la dirección *x* es

$$F_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x})$$

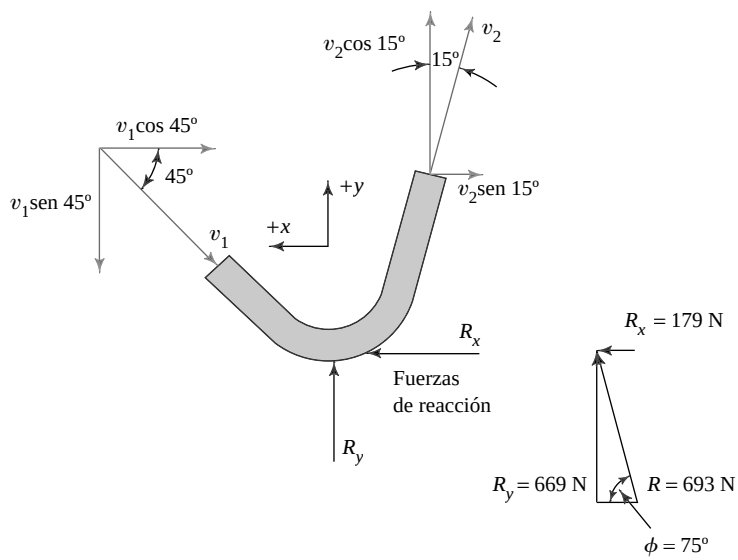
Se sabe que

$$v_{2_x} = -v_2 \operatorname{sen} 15° \quad \text{(hacia la derecha)}$$
$$v_{1_x} = -v_1 \cos 45° \quad \text{(hacia la derecha)}$$

Sin tomar en cuenta la fricción generada en la rampa, es posible suponer que $v_2 = v_1$. La única fuerza externa es R_x. Entonces, se tiene

$$R_x = \rho Q[-v_2 \operatorname{sen} 15° - (-v_1 \cos 45°)]$$
$$= \rho Q v(-\operatorname{sen} 15° + \cos 45°) = 0.448\,\rho Q v$$

FIGURA 16.6 Diagrama de fuerzas para el fluido desviado por una rampa.



Al hacer $\rho = 1000$ kg/m^3 para el agua, resulta

$$R_x = \frac{(0.448)(1000\,\text{kg})}{\text{m}^3} \times \frac{0.05\,\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{8\,\text{m}}{\text{s}} = \frac{179\,\text{kg·m}}{\text{s}^2} = 179\,\text{N}$$

En la dirección *y*, la ecuación de fuerza es

$$F_y = \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y})$$

Se sabe que

$$v_{2_y} = v_2 \cos 15° \qquad \text{(hacia arriba)}$$
$$v_{1_y} = -v_1 \,\text{sen}\, 45° \qquad \text{(hacia abajo)}$$

Entonces, se tiene

$$\begin{aligned} R_y &= \rho Q[v_2 \cos 15° - (-v_1 \,\text{sen}\, 45°)] \\ &= \rho Q v(\cos 15° + \,\text{sen}\, 45°) \\ &= (1000)(0.05)(8)(0.966 + 0.707)\,\text{N} \\ R_y &= 699\,\text{N} \end{aligned}$$

La fuerza resultante *R* es

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{179^2 + 669^2} = 693\,\text{N}$$

Para la dirección de *R*, se obtiene

$$\begin{aligned} \tan\phi &= R_y/R_x = 669/179 = (3.74) \\ \phi &= \tan^{-1}(3.74) = 75.0° \end{aligned}$$

Por lo tanto, la fuerza resultante que debe ejercer la rampa sobre el agua es de 693 N y actúa a 75° desde la horizontal, como se muestra en la figura 16.6. La fuerza resultante se puede utilizar para garantizar la seguridad estructural y la rigidez de la fuente.

16.6 FUERZAS SOBRE DOBLECES EN TUBERÍAS

La figura 16.7 muestra un codo típico de 90° instalado en una tubería que conduce un caudal volumétrico constante *Q*. Para asegurar una instalación adecuada, es importante saber cuánta fuerza se requiere para mantener al codo en equilibrio. El siguiente problema ilustra un acercamiento a este tipo de situación.

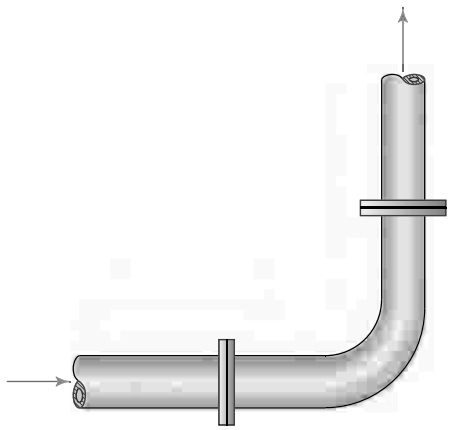


FIGURA 16.7 Codo de tubería.

Problema de ejemplo 16.3 Calcule la fuerza que debe ejercerse sobre la tubería mostrada en la figura 16.7 para mantenerla en equilibrio. El codo se encuentra en un plano horizontal y está conectado a dos tuberías de 4 in cédula 40 que conducen 3000 L/min de agua a 15 °C. La presión de entrada es de 550 kPa.

Solución El problema se puede visualizar considerando que dentro del codo el fluido es un cuerpo libre, como lo muestra la figura 16.8. Las fuerzas se muestran en vectores (flechas) negros, y la dirección de la velocidad de flujo se representa mediante vectores (flechas) grises. Se debe establecer una convención para las direcciones de todos los vectores. Aquí se supone que la dirección positiva de *x* es hacia la izquierda y la dirección positiva de *y* es

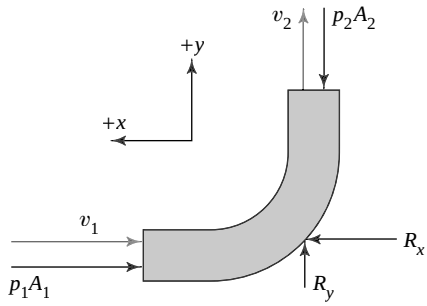


FIGURA 16.8 Diagrama de fuerzas sobre el fluido que fluye dentro del codo.

hacia arriba. Las fuerzas R_x y R_y son las reacciones externas necesarias para mantener el equilibrio. Las fuerzas p_1A_1 y p_2A_2 son las fuerzas debidas a la presión del fluido. Las dos direcciones se analizarán por separado.

La fuerza externa neta en la dirección ***x*** se encuentra utilizando la ecuación

$$F_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x})$$

Se sabe que

$$F_x = R_x - p_1A_1$$
$$v_{2_x} = 0$$
$$v_{1_x} = -v_1$$

Entonces, se tiene

$$R_x - p_1A_1 = \rho Q[0 - (-v_1)]$$
$$R_x = \rho Q v_1 + p_1A_1 \qquad \textbf{(16-8)}$$

A partir de los datos dados, $p_1 = 550$ kPa, $\rho = 1000$ kg/m^3 y $A_1 = 8.213 \times 10^{-3}$ m^2. Entonces,

$$Q = 3000 \text{ L/min} \times \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{60\,000 \text{ L/min}} = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{0.05 \text{ m}^3/\text{s}}{8.213 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 6.09 \text{ m/s}$$

$$\rho Q v_1 = \frac{1000 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{0.05 \text{ m}^3}{\text{s}} \times \frac{6.09 \text{ m}}{\text{s}} = 305 \text{ kg·m/s}^2 = 305 \text{ N}$$

$$p_1A_1 = \frac{550 \times 10^3 \text{ N}}{\text{m}^2} \times (8.213 \times 10^{-3} \text{ m}^2) = 4517 \text{ N}$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (16-8), resulta

$$R_x = (305 + 4517) \text{ N} = 4822 \text{ N}$$

En la dirección *y*, la ecuación para la fuerza externa neta es

$$F_y = \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y})$$

Se sabe que

$$F_y = R_y - p_2A_2$$
$$v_{2_y} = +v_2$$
$$v_{1_y} = 0$$

Entonces, se tiene

$$R_y - p_2A_2 = \rho Q v_2$$
$$R_y = \rho Q v_2 + p_2A_2$$

Si se ignoran las pérdidas de energía ocurridas en el codo, $v_2 = v_1$ y $p_2 = p_1$ porque los tamaños de la entrada y la salida son iguales. Entonces,

$$\rho Q v_2 = 305\ \text{N}$$
$$p_2 A_2 = 4517\ \text{N}$$
$$R_y = (305 + 4517)\ \text{N} = 4822\ \text{N}$$

Las fuerzas de R_x y R_y son las reacciones provocadas en el codo a medida que el fluido gira 90°. Estas fuerzas pueden ser proporcionadas por anclas instaladas en el codo o absorbidas a través de bridas colocadas en las tuberías principales.

Problema de ejemplo 16.4

En el doblez reductor mostrado en la figura 16.9, entra aceite de linaza con una gravedad específica de 0.93, velocidad de 3 m/s y presión de 275 kPa. El doblez está en un plano horizontal. Calcule las fuerzas requeridas en *x* y en *y* para mantener al doblez en su sitio. No tome en cuenta las pérdidas de energía del doblez.

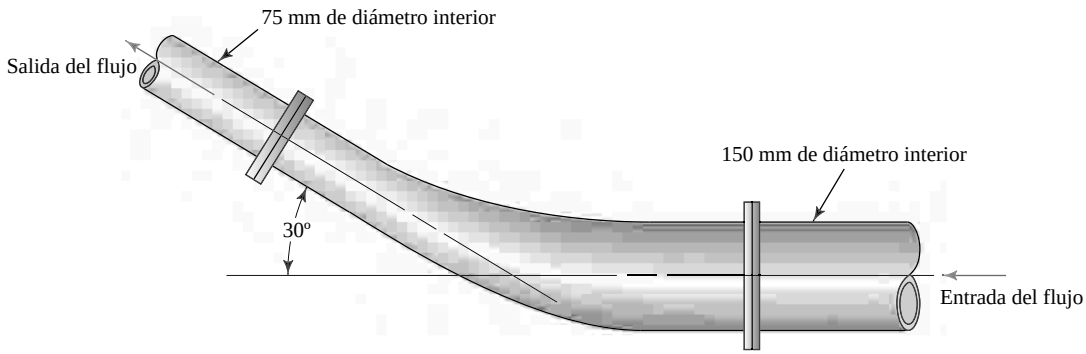


FIGURA 16.9 Doblez reductor.

Solución

La figura 16.10 muestra el fluido del doblez como un cuerpo libre. En primer lugar, se deben desarrollar las ecuaciones de fuerza para las direcciones *x* y *y* mostradas.

La ecuación de fuerza para la dirección *x* es

$$F_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x})$$
$$R_x - p_1 A_1 + p_2 A_2 \cos 30° = \rho Q[-v_2 \cos 30° - (-v_1)] \qquad \textbf{(16-9)}$$
$$R_x = p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos 30° - \rho Q v_2 \cos 30° + \rho Q v_1$$

Los signos algebraicos deben incluirse con cuidado, de acuerdo con la convención de signos mostrada en la figura 16.10. Observe que todas las fuerzas y términos de velocidad son los componentes que van *en la dirección x*.

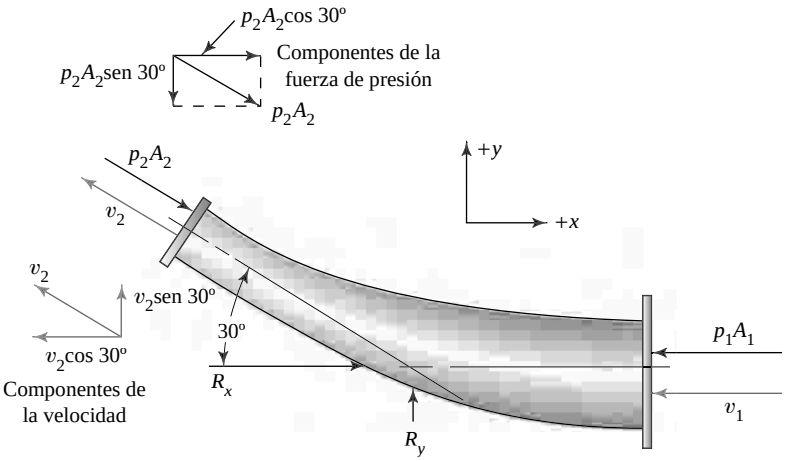


FIGURA 16.10 Diagrama de fuerzas para el fluido en el doblez reductor.

En la dirección *y*, la ecuación de fuerza es

$$\begin{aligned} F_y &= \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y}) \\ R_y - p_2 A_2 \operatorname{sen} 30^\circ &= \rho Q(v_2 \operatorname{sen} 30^\circ - 0) \\ R_y &= p_2 A_2 \operatorname{sen} 30^\circ + \rho Q v_2 \operatorname{sen} 30^\circ \end{aligned} \qquad \textbf{(16-10)}$$

Ahora deben calcularse los valores numéricos de varios términos. Para las tuberías de entrada y salida, $A_1 = 1.767 \times 10^{-2}\ \text{m}^2$ y $A_2 = 4.418 \times 10^{-3}\ \text{m}^2$. Se tiene

$$\begin{aligned} \rho &= (\text{sg})(\rho_w) = (0.93)(1000\ \text{kg/m}^3) = 930\ \text{kg/m}^3 \\ \gamma &= (\text{sg})(\gamma_w) = (0.93)(9.81\ \text{kN/m}^3) = 9.12\ \text{kN/m}^3 \\ Q &= A_1 v_1 = (1.767 \times 10^{-2}\ \text{m}^2)(3\ \text{m/s}) = 0.053\ \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Debido a la continuidad, $A_1 v_1 = A_2 v_2$. Entonces, resulta que

$$v_2 = v_1(A_1/A_2) = (3\ \text{m/s})(1.767 \times 10^{-2}/4.418 \times 10^{-3}) = 12\ \text{m/s}$$

La ecuación de Bernoulli se puede utilizar para encontrar p_2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Pero $z_1 = z_2$. Entonces, se tiene

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 + \gamma(v_1^2 - v_2^2)/2g \\ &= 275\ \text{kPa} + \left[\frac{(9.12)(3^2 - 12^2)}{(2)(9.81)} \times \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{\text{s}^2}{\text{m}}\right] \\ &= 275\ \text{kPa} - 62.8\ \text{kPa} \\ p_2 &= 212.2\ \text{kPa} \end{aligned}$$

Las cantidades necesarias para las ecuaciones (16-9) y (16-10) son

$$\begin{aligned} p_1 A_1 &= (275\ \text{kN/m}^2)(1.767 \times 10^{-2}\ \text{m}^2) = 4859\ \text{N} \\ p_2 A_2 &= (212.2\ \text{kN/m}^2)(4.418 \times 10^{-3}\ \text{m}^2) = 938\ \text{N} \\ \rho Q v_1 &= (930\ \text{kg/m}^3)(0.053\ \text{m}^3/\text{s})(3\ \text{m/s}) = 148\ \text{N} \\ \rho Q v_2 &= (930\ \text{kg/m}^3)(0.053\ \text{m}^3/\text{s})(12\ \text{m/s}) = 591\ \text{N} \end{aligned}$$

A partir de la ecuación (16-9), se obtiene

$$R_x = (4859 - 938 \cos 30^\circ - 591 \cos 30^\circ + 148)\ \text{N} = 3683\ \text{N}$$

De la ecuación (16-10), resulta

$$R_y = (938 \operatorname{sen} 30^\circ + 591 \operatorname{sen} 30^\circ)\ \text{N} = 765\ \text{N}$$

16.7 FUERZAS SOBRE OBJETOS EN MOVIMIENTO

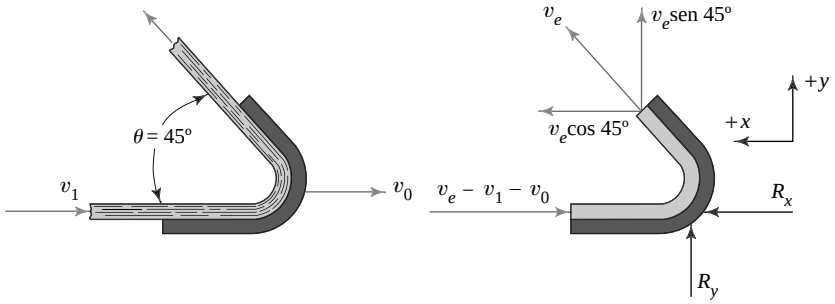
Las paletas de las turbinas y otra maquinaria rotatoria son ejemplos comunes de objetos móviles sobre los que actúan fluidos en movimiento a alta velocidad. Un chorro de fluido que posee mayor velocidad que las aspas de una turbina ejerce una fuerza sobre éstas, haciendo que se aceleren o generen energía mecánica útil. Al tratar con fuerzas ejercidas sobre cuerpos en movimiento, se debe considerar el *movimiento relativo* del fluido con respecto al cuerpo.

Problema de ejemplo 16.5

En la figura 16.11(a) se muestra un chorro de agua que posee una velocidad v_1 que golpea una paleta que está moviéndose a una velocidad v_0. Determine las fuerzas ejercidas por la paleta sobre el agua si $v_1 = 20$ m/s y $v_0 = 8$ m/s. El chorro tiene 50 mm de diámetro.

Solución

El sistema que tiene una paleta móvil puede convertirse en un sistema estacionario equivalente al mostrado en la figura 16.11(b) mediante la definición de una velocidad efectiva v_e y una rapidez de flujo de volumen efectiva Q_e. Así, se tiene que



(a) Paleta móvil (b) Paleta estacionaria equivalente

FIGURA 16.11 Flujo desviado por una paleta móvil.

➪ Velocidad efectiva y rapidez de flujo de volumen efectiva

$$v_e = v_1 - v_0 \tag{16-11}$$

$$Q_e = A_1 v_e \tag{16-12}$$

donde A_1 representa el área del chorro cuando entra en contacto con la paleta. Es sólo la diferencia entre la velocidad del chorro y la velocidad de la paleta la que resulta efectiva para la creación de una fuerza sobre la paleta. Las ecuaciones de fuerza pueden escribirse en términos de v_e y Q_e. En la dirección x,

$$\begin{aligned} R_x &= \rho Q_e v_e \cos\theta - (-\rho Q_e v_e) \\ &= \rho Q_e v_e (1 + \cos\theta) \end{aligned} \tag{16-13}$$

En la dirección y,

$$R_y = \rho Q_e v_e \operatorname{sen}\theta - 0 \tag{16-14}$$

Se sabe que

$$v_e = v_1 - v_0 = (20 - 8)\,\text{m/s} = 12\,\text{m/s}$$

$$Q_e = A_1 v_e = (1.964 \times 10^{-3}\,\text{m}^2)(12\,\text{m/s}) = 0.0236\,\text{m}^3/\text{s}$$

Entonces las reacciones se calculan a partir de las ecuaciones (16-13) y (16-14):

$$R_x = (1000)(0.0236)(12)(1 + \cos 45°) = 483\,\text{N}$$

$$R_y = (1000)(0.0236)(12)(\operatorname{sen} 45°) = 200\,\text{N}$$

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

16.1 Calcule la fuerza requerida para mantener una placa plana en equilibrio perpendicular a un flujo de agua a 25 m/s emitido desde una boquilla de 75 mm de diámetro.

16.2 ¿Cuál debe ser la velocidad del flujo de agua desde una boquilla de 2 in de diámetro para ejercer una fuerza de 300 libras sobre una pared plana?

16.3 Calcule la fuerza ejercida sobre una paleta curva estacionaria que desvía una corriente de agua de 1 in de diámetro en un ángulo de 90°. La rapidez del flujo de volumen es de 150 gal/min.

16.4 Se está diseñando un señalamiento para carretera de modo que soporte vientos de 125 km/h. Calcule la fuerza total ejercida sobre un señalamiento de 4 m por 3 m si el viento fluye perpendicular a la cara del aviso. También determine la presión equivalente sobre el anuncio en Pa. El aire tiene temperatura de −10 °C. (Vea en el capítulo 17 y en el problema 17.9 un análisis más completo de este problema).

16.5 Calcule las fuerzas ejercidas sobre el bloque ilustrado por la figura 16.12 en las direcciones vertical y horizontal. La corriente del fluido es un chorro de agua de 1.75 in de diámetro a 60 °F y velocidad de 25 ft/s. La velocidad de salida del bloque también es de 25 ft/s.

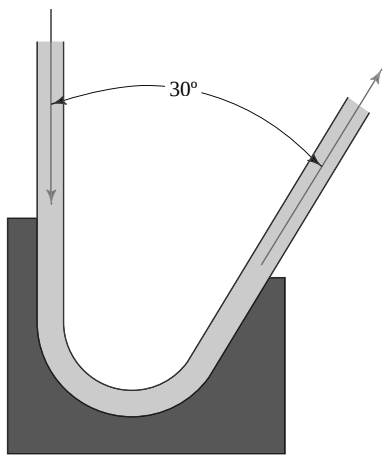


FIGURA 16.12 Problema 16.5.

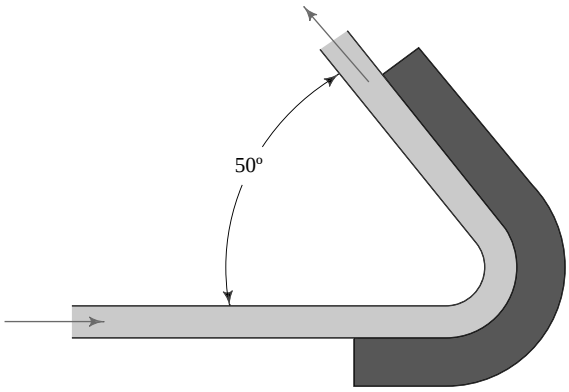


FIGURA 16.13 Problema 16.6.

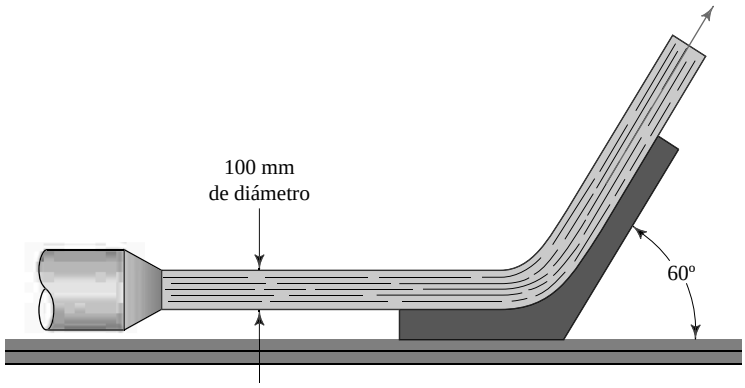


FIGURA 16.14 Problema 16.7.

16.6 La figura 16.13 muestra un flujo libre de agua a 180 °F que es desviado por una paleta estacionaria en un ángulo de 130°. La corriente de entrada tiene una velocidad de 22.0 ft/s. El área de la sección transversal de la corriente es constante de 2.95 in^2 en todo el sistema. Calcule las fuerzas ejercidas por la paleta sobre el agua en las direcciones horizontal y vertical.

16.7 Calcule las fuerzas horizontales y verticales ejercidas sobre la paleta que muestra la figura 16.14 debidas a un flujo de agua a 50 °C. La velocidad es constante a 15 m/s.

16.8 En una planta donde se fabrican piezas en forma de copa hemisférica, se está diseñando una lavadora automática para limpiar las piezas antes de su embarque. Un esquema que se está evaluando utiliza una corriente de agua a 180 °F disparada verticalmente hacia arriba en la copa. La corriente tiene una velocidad de 30 ft/s y un diámetro de 1.00 in. Como se muestra en la figura 16.15, el agua sale de la copa verticalmente hacia abajo adquiriendo una forma semianular con diámetro exterior de 4.00 in y diámetro interior de 3.80 in. Calcule la fuerza externa requerida para mantener la copa en posición.

16.9 Una corriente de aceite no inflamable (sg = 0.90) se dirige hacia el centro de la parte inferior de una placa metálica plana para mantenerla fría durante una operación de soldadura. La placa pesa 550 N. Si la corriente tiene 35 mm de diámetro, calcule la velocidad de la corriente que levantará la placa. La corriente golpea la placa en forma perpendicular.

16.10 Una corriente de agua con 2 in de diámetro tiene una velocidad de 40 ft/s y golpea el borde de una placa plana de modo que la mitad de la corriente se desvía hacia abajo como se muestra en la figura 16.16. Calcule la fuerza ejercida sobre la placa y la cantidad de movimiento debida a la fuerza en el punto *A*.

16.11 La figura 16.17 representa un tipo de medidor de flujo en el que la paleta plana se hace girar sobre un pivote a medida que desvía la corriente de fluido. La fuerza del fluido se ve contrarrestada por un resorte. Calcule la fuerza de resorte requerida para mantener la paleta en posición vertical cuando, desde la tubería de 1 in cédula 40 a la que está conectado el medidor, fluye agua a 100 gal/min.

16.12 El agua se canaliza verticalmente en tubos desde debajo de un bote y se descarga horizontalmente en un chorro de 4 in de diámetro a una velocidad de 60 ft/s. Calcule la fuerza ejercida sobre el bote.

16.13 Una boquilla de 2 in está unida a una manguera cuyo diámetro interior mide 4 in. El coeficiente de resistencia *K* de la boquilla es de 0.12 con base en la carga de la velocidad de salida. Si el chorro que sale de la boquilla tiene velocidad de 80 ft/s, calcule la fuerza ejercida por el agua sobre la boquilla.

16.14 Agua de mar (sg = 1.03) entra en un intercambiador de calor a través de un doblez reductor que conecta un tubo de cobre de 4 in tipo K con un tubo de 2 in tipo K. Aguas arriba del doblez, la presión es de 825 kPa. Calcule la fuerza requerida para mantener al doblez en equilibrio. Tenga en cuenta la pérdida de energía en el doblez, suponiendo que tiene un coeficiente de resistencia *K* de 3.5 basado en la velocidad de entrada. El caudal es de 0.025 m^3/s.

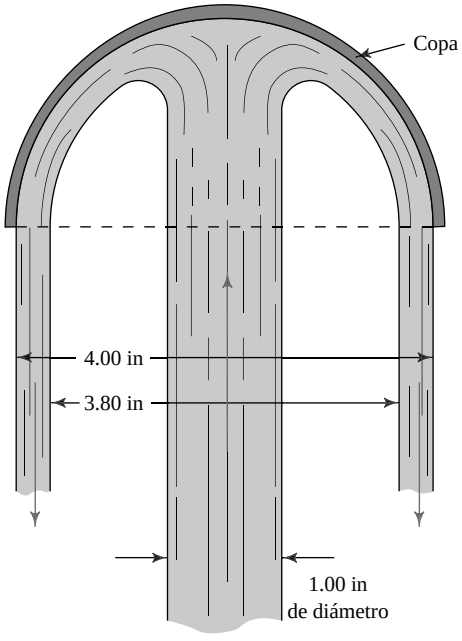


FIGURA 16.15 Problema 16.8.

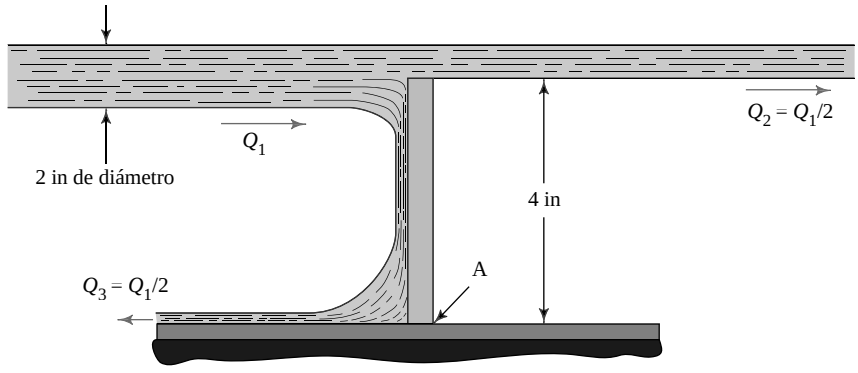


FIGURA 16.16 Problema 16.10.

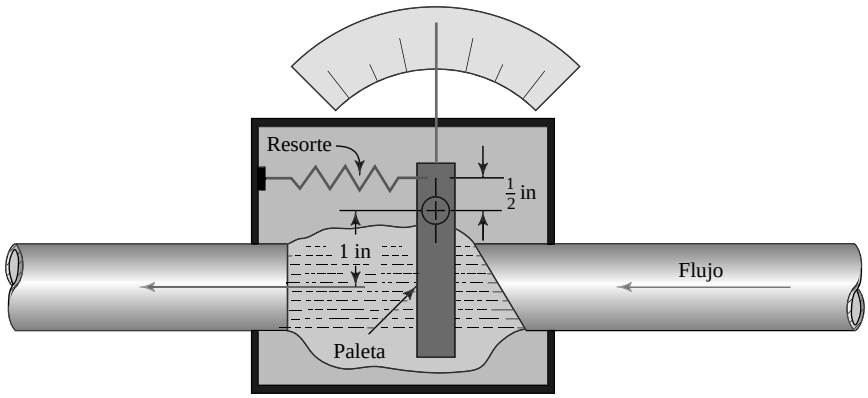


FIGURA 16.17 Problema 16.11.

16.15 Un reductor conecta una tubería estándar de 6 in cédula 40 con una tubería de 3 in cédula 40. Las paredes del reductor cónico se ahúsan en un ángulo incluido de 40°. La rapidez del flujo de agua es de 500 gal/min y adelante del reductor la presión es de 125 psig. Considere la pérdida de energía ocurrida en el reductor y calcule la fuerza ejercida por el agua sobre el reductor.

16.16 Calcule la fuerza ejercida sobre un codo de 45° unido a una tubería de acero de 8 in cédula 80 que conduce agua a 80 °F a razón de 6.5 ft^3/s. La salida del codo descarga hacia la atmósfera. Considere las pérdidas de energía ocurridas en el codo.

16.17 Calcule la fuerza necesaria para mantener un codo de 90° en su sitio si está unido a tuberías DN 150 cédula 40 que conducen agua a 125 m^3/s y 1050 kPa. No tome en cuenta la energía perdida en el codo.

16.18 Calcule la fuerza necesaria para mantener en equilibrio un doblez de retorno a 180°. El doblez está en un plano horizontal y se encuentra unido a una tubería de acero DN 100 cédula 80 que conduce 2000 L/min de un fluido hidráulico a 2.0 MPa. El fluido tiene gravedad específica de 0.89. No tome en cuenta las pérdidas de energía.

16.19 En un tubo, un doblez hace que el flujo gire en un ángulo de 135°. Adelante del doblez la presión es de 275 kPa. Si el tubo es de cobre hidráulico estándar con 100 mm de OD × 3.5 mm de pared y conduce 0.12 m^3/s de tetracloruro de carbono a 25 °C, determine la fuerza ejercida sobre el doblez. No tome en cuenta las pérdidas de energía.

16.20 Un vehículo será propulsado mediante un chorro de agua que incide sobre una paleta, como se muestra en la figura 16.18. El chorro tiene velocidad de 30 m/s y se emite desde una boquilla con un diámetro de 200 mm. Calcule la fuerza ejercida sobre el vehículo si (a) está estacionado y (b) se está moviendo a 12 m/s.

16.21 Una parte de un sistema de inspección en una operación de empacado utiliza un chorro de aire para eliminar los empaques de cartón imperfectos a partir de una línea transportadora, como se muestra en la figura 16.19. El chorro se activa mediante un sensor y se sincroniza de modo que el producto rechazado esté frente al chorro en el momento adecuado. El producto debe voltearse sobre una saliente situada en un lado de la cinta transportadora como ilustra la figura. Calcule la velocidad requerida del chorro de aire para empujar el em-

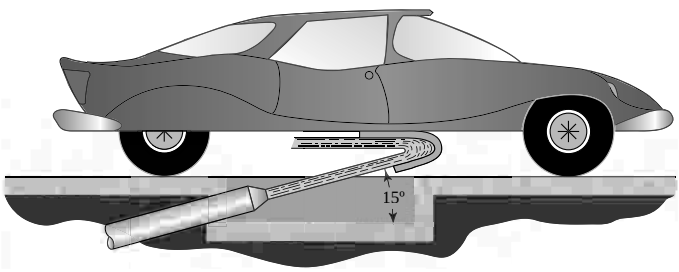


FIGURA 16.18 Problema 16.20.

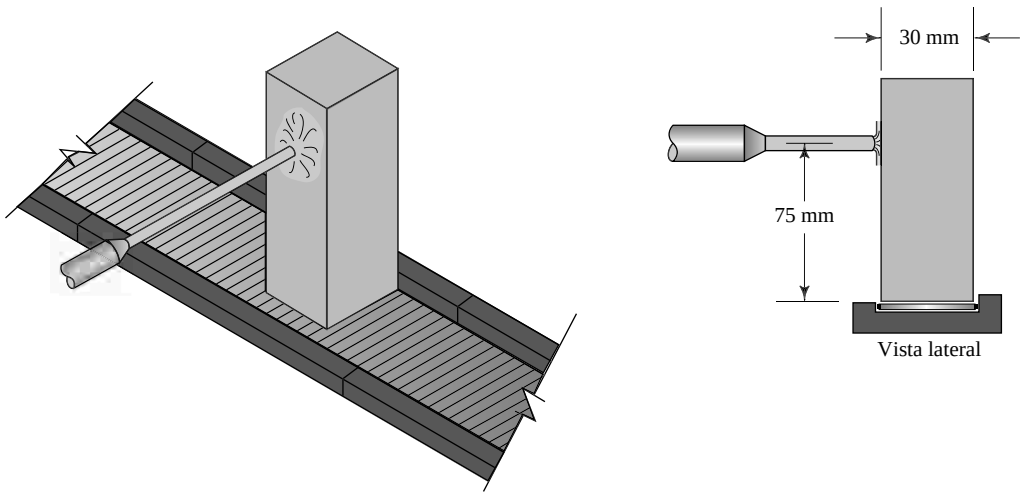
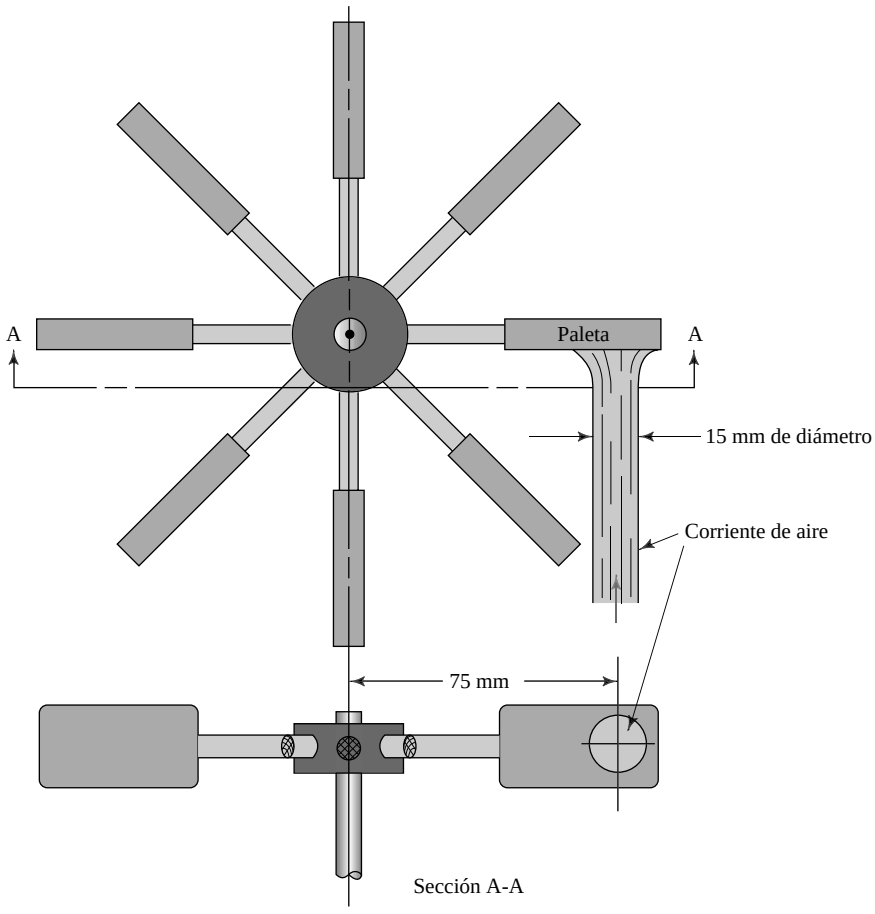


FIGURA 16.19 Problema 16.21.

FIGURA 16.20 Problemas 16.22 y 16.23.



paque de cartón fuera de la cinta transportadora. La densidad del aire es 1.20 kg/m^3. El empaque de cartón tiene una masa de 0.10 kg. El chorro tiene un diámetro de 10.0 mm.

16.22 En la figura 16.20 se muestra una pequeña rueda decorativa equipada con paletas planas de modo que la rueda gira alrededor de su eje cuando es accionada por una corriente de aire soplado. Suponiendo que en una corriente de 15 mm de diámetro todo el aire se desplaza a 0.35 m/s, golpea una paleta y es desviado por ésta en ángulo recto, calcule la fuerza ejercida sobre la rueda inicialmente cuando está detenida. El aire tiene una densidad de 1.20 kg/m^3.

16.23 Para la rueda descrita en el problema 16.22, calcule la fuerza ejercida sobre la paleta cuando la rueda gira a 40 rpm.

16.24 Un conjunto de rejillas desvía una corriente de aire caliente sobre las partes pintadas, como se ilustra en la figura 16.21. Las rejillas se hacen girar lentamente para distribuir el aire de manera uniforme sobre las piezas. Calcule el par de torsión requerido para girar las rejillas hacia la corriente de aire cuando está fluyendo a una velocidad de 10 ft/s. Suponga que todo el aire que se acerca a una rejilla de ventilación dada se desvía hacia el ángulo de la rejilla de ventilación. El aire tiene una densidad de 2.06×10^{-3} slugs/ft^3. Utilice $\theta = 45°$.

16.25 Para las rejillas mostradas en la figura 16.21 y descritas en el problema 16.24, calcule el par de torsión requerido para girar las rejillas cuando el ángulo $\theta = 20°$.

16.26 Para las rejillas mostradas en la figura 16.21 y descritas en el problema 16.24, calcule el par de torsión requerido para girar las rejillas durante varios ajustes del ángulo θ desde 10° hasta 90°. Trace una gráfica del par de torsión contra el ángulo.

16.27 La figura 16.22 ilustra un dispositivo para la limpieza de escombros con un chorro de aire de 1½ in de diámetro, el cual sale de una boquilla sopladora. Como se muestra, el chorro

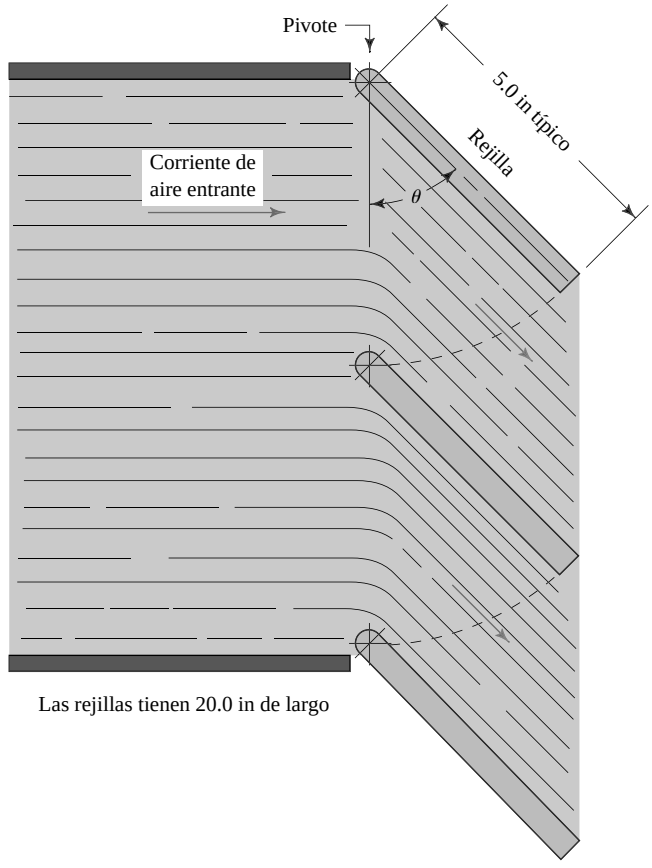


FIGURA 16.21 Problemas 16.24 a 16.26.

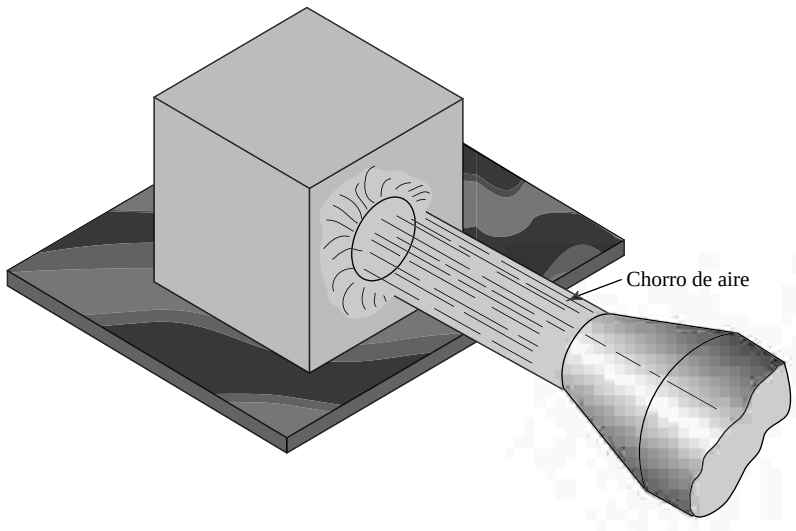


FIGURA 16.22 Problemas 16.27 y 16.28.

golpea un objeto en forma de caja rectangular que se asienta en el piso. Si la velocidad del aire es de 25 ft/s y todo el chorro es desviado por la caja, ¿cuál es el objeto más pesado que podría moverse? Suponga que la caja se desliza en lugar de voltearse y que el coeficiente de fricción es de 0.60. El aire tiene una densidad de 2.40×10^{-3} slugs/ft^3.

16.28 Repita el problema 16.27, pero cambie el chorro por agua a 50 °F y un diámetro de 0.75 in.

16.29 La figura 16.23 es un bosquejo de una turbina donde la corriente de entrada de agua a 15 °C tiene un diámetro de 7.50 mm y se desplaza con una velocidad de 25 m/s. Calcule la fuerza ejercida sobre una aspa de la turbina si el flujo se desvía en el ángulo mostrado y el aspa es estacionaria.

16.30 Repita el problema 16.29 con el aspa girando como una parte de la rueda en un radio de 200 mm y con una velocidad lineal tangencial de 10 m/s. Además, calcule la velocidad de rotación de la rueda en rpm.

16.31 Repita el problema 16.29, pero con el aspa girando como una parte de la rueda en un radio de 200 mm y con una velocidad tangencial lineal que va de 0 a 25 m/s en incrementos de 5 m/s.

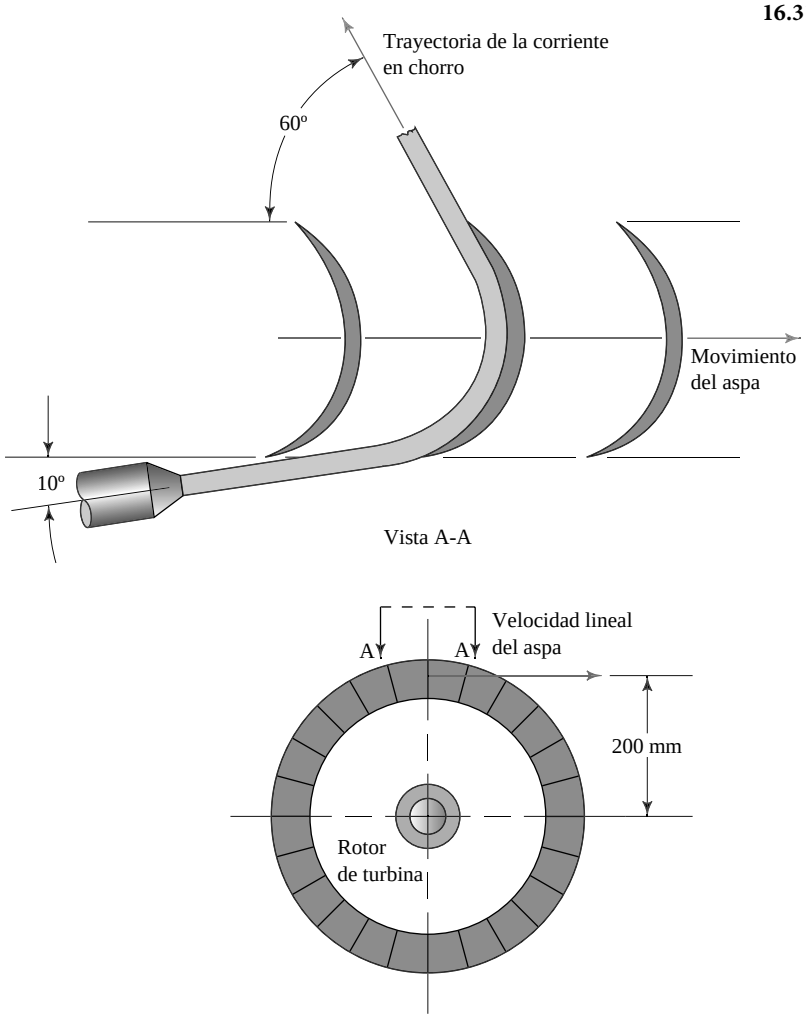


FIGURA 16.23 Problemas 16.29 a 16.31.

ARRASTRE Y SUSTENTACIÓN

PANORAMA GENERAL

Un cuerpo en movimiento y sumergido en un fluido estático experimenta esfuerzos cortantes y de presión sobre su superficie que desaceleran su movimiento. La suma de las fuerzas que ejercen sobre el cuerpo dichos esfuerzos se denomina *arrastre*. Cuando un cuerpo que posee un contorno especial llamado *perfil alar* se desplaza a través del aire, el flujo de aire que lo rodea provoca una fuerza neta hacia arriba llamada *sustentación*. Ésta es la razón fundamental de que las aeronaves puedan volar. De igual modo, a cuerpos con forma especial y que pueden desplazarse en el agua se les llaman *hidroalas*. Tanto la sustentación como el arrastre ocurren simultáneamente en los perfiles alares y en las hidroalas. Considere el barco que se muestra en la figura 17.1.

Aunque también hay algo de arrastre en las hidroalas, es mucho menor de lo que sería si todo el casco estuviera en el agua, permiten que el *ferry* alcance una alta velocidad y opere de manera eficiente. Al estudiar este capítulo, usted desarrollará la capacidad de analizar las fuerzas de arrastre y de sustentación.

Exploración

- ¿Ha experimentado usted la sensación de arrastre o sustentación al desplazarse en una bicicleta o motocicleta o en un convertible con la capota abajo? ¿Ha participado en carreras de ruta en bicicleta? ¿Ha hecho paracaidismo o *snowboard* (esquiar sobre nieve en laderas escarpadas)? Describa los efectos del arrastre sobre su cuerpo durante esas actividades.
- Busque ejemplos de productos y equipos donde las fuerzas de arrastre o sustentación tengan un efecto sobre su comportamiento o desempeño.
- Considere algunos de los ejemplos mencionados en la sección "Panorama general" del capítulo 16.
- Conforme encuentre los ejemplos, documente su forma y tamaño con tanto detalle como sea posible y describa la manera en que se desempeñan.

Conceptos introductorios

Un cuerpo que se desplaza estando sumergido en un fluido experimenta fuerzas causadas por la acción del fluido. El efecto total de estas fuerzas es bastante complejo. Sin embargo, para fines de diseño o para realizar un análisis del comportamiento de un cuerpo en un fluido, dos fuerzas resultantes —arrastre y sustentación— son las más importantes. Las fuerzas de sustentación y de arrastre son las mismas independientemente de si el cuerpo se desplaza en el fluido o si el fluido acciona sobre el cuerpo.

El *arrastre* es la fuerza ejercida sobre un cuerpo causada por el fluido que se resiste al movimiento en la dirección de desplazamiento del cuerpo. Las aplicaciones más comunes que requieren el estudio del arrastre están en los campos del transporte. El término utilizado generalmente para describir los efectos del arrastre sobre aviones, automóviles, camiones y trenes es *resistencia del viento*. La fuerza de arrastre debe ser contrarrestada por una fuerza de propulsión aplicada en



FIGURA 17.1 El casco de este ferry de pasajeros que se desplaza a muy alta velocidad se eleva por encima del agua montado sobre hidroalas que crean la sustentación gracias al movimiento relativo que hay entre el barco y el agua.
(*Fuente:* Tentacle/Fotolia)

la dirección opuesta con el fin de mantener o aumentar la velocidad del vehículo. Debido a que la producción de la fuerza de propulsión requiere potencia adicional, es deseable minimizar la fuerza de arrastre.

La *sustentación* es una fuerza causada por el fluido en dirección perpendicular a la dirección de desplazamiento del cuerpo. Su aplicación más importante es el diseño y el análisis de las alas de los aviones denominadas *perfiles alares*. La geometría de un perfil alar es tal que se produce una fuerza de sustentación conforme el aire pasa sobre y debajo del ala. Por supuesto, la magnitud de la sustentación debe ser al menos igual al peso de la aeronave para que ésta pueda volar. En ocasiones, este fenómeno se denomina *sustentación positiva*. Pero la *sustentación negativa* también es útil en el caso de los automóviles de carreras de alta velocidad. En éstos, las alas están instaladas esencialmente al revés de la orientación que se utilizaría en un avión con el fin de crear una fuerza hacia abajo sobre el automóvil de carreras para proporcionar más tracción y mejorar el rendimiento en las curvas.

El estudio del comportamiento de los cuerpos en corrientes de aire en movimiento se llama *aerodinámica*. Gases distintos del aire podrían ser considerados en este campo, pero debido a la evidente importancia de las aplicaciones en el diseño de naves aeronáuticas, la mayoría de los trabajos se realizan teniendo al aire como fluido.

El estudio de los cuerpos sumergidos en líquidos en movimiento, especialmente agua, se llama *hidrodinámica*. Muchos de los conceptos relativos a la sustentación y al arrastre son similares independientemente de si el fluido es un líquido o un gas. Sin embargo, esto no es cierto a altas velocidades, cuando deben tomarse en cuenta los efectos de la compresibilidad del fluido. Los líquidos pueden ser considerados incompresibles en el estudio de la sustentación y el arrastre. De manera inversa, un gas como el aire es fácilmente compresible.

¿Qué tipo de ejemplos ha encontrado usted de productos o equipos en los que las fuerzas de arrastre o sustentación tienen un efecto sobre su comportamiento o desempeño? Considere las siguientes preguntas y observaciones conforme describa sus ejemplos:

- ¿Los bordes son afilados o suaves y bien redondeados?
- ¿La forma es plana o tiene una superficie curva?
- Si el objeto tiene forma de copa, ¿el lado abierto de la copa está de frente al viento (u otro fluido) o no?
- ¿Qué intentos se han hecho para aerodinamizar la forma?
- Encuentre dos automóviles que tengan formas radicalmente diferentes, uno que se haya *aerodinamizado* radicalmente y otro que sea más cuadrado. Tal vez la forma cuadrada sea la de un automóvil más viejo, incluso una antigüedad. ¿Cómo cree usted que afecte la forma al arrastre?
- Describa la forma de los trenes de alta velocidad, como el *Acela* que opera en Estados Unidos, el *TGV* en Francia, el *ICE* en Alemania o el *shinkansen* (tren bala) en Japón. ¿Qué métodos se han utilizado para disminuir el arrastre? ¿Cómo se comparan sus formas con las de locomotoras de carga convencionales? Encuentre los datos relativos a las características de arrastre de los trenes de alta velocidad en internet o en alguna otra fuente de información.
- Compare los automóviles de carreras de diferentes épocas. Considere los automóviles de carreras tipo Indy, los deportivos y los de las carreras NASCAR y comerciales. ¿En qué son similares con respecto a su método para reducir el arrastre? ¿En qué se distinguen? Además de la forma de los automóviles, observe cómo los pilotos a menudo siguen muy de cerca a la unidad que llevan por delante cuando no están en situación de rebasarla. Esta práctica se llama *persecución* y reduce en forma impresionante la fuerza de arrastre en el automóvil perseguidor, por lo que utiliza menos combustible durante los periodos de persecución.
- Compare las aeronaves de diferentes épocas. ¿Qué intentos se hicieron en los primeros tiempos de la aviación, desde los hermanos Wright hasta la década de 1930, para reducir el arrastre? ¿Cómo cambiaron los aviones militares desde el advenimiento de la Segunda Guerra Mundial hasta la guerra de Corea y los conflictos más recientes? ¿Cómo se compara el avión con propulsión por reacción, o jet, con los aviones de hélice en relación con sus cualidades aerodinámicas?
- Vea una carrera de bicicletas o participe en una. ¿Cómo proceden los ciclistas para reducir las fuerzas de arrastre sobre su cuerpo y sobre la bicicleta? ¿Qué estrategias aplican los ciclistas en el manejo del arrastre cuando son varios los que viajan juntos? ¿Practican la persecución tal como se describió antes para los automóviles de carreras?

Gran parte de los datos prácticos relativos a la sustentación y al arrastre se han generado experimentalmente. Aquí se informará sobre algunos de estos datos usando formas relativamente simples, como esferas, cilindros, objetos con lados planos, conos y formas aerodinámicas sencillas para ilustrar los conceptos y ayudarle al estudiante a aprender las relaciones que tienen lugar entre la forma del cuerpo y sus características de arrastre o sustentación. Un ejemplo notable es la conocida pelota de golf que se presenta en los recursos de internet 1 a 3. Las referencias 3, 7, 10 y 15 proporcionan numerosos datos acerca del arrastre ejercido sobre objetos que tienen formas básicas. En principio, esos conceptos fundamentales se pueden aplicar a formas más complejas, como automóviles de carreras, camiones, autobuses, aviones o barcos. El análisis exhaustivo de tales sistemas complejos requiere mucho más detalle del que puede incluirse en este volumen y grandes textos y libros de referencia completos están dedicados al tema. Algunos ejemplos son:

- Para aviones, considere las referencias 1, 2, 5 y 8, junto con los recursos de internet 7 a 9.
- Para vehículos de carretera, consulte las referencias 4, 6, 9, 11, 13, 14 y 16 a 18, así como los recursos de internet 4 a 6.
- La referencia 12 cubre las relaciones entre la resistencia de arrastre ejercida en los cascos de los barcos y la potencia propulsora necesaria para manejarlos en el agua a la velocidad de diseño.

17.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Definir *arrastre*.
2. Definir *sustentación*.
3. Escribir la expresión adecuada para calcular la fuerza de arrastre sobre un cuerpo en movimiento con respecto a un fluido.
4. Definir el *coeficiente de arrastre*.
5. Definir el término *presión dinámica*.
6. Describir el punto de estancamiento para un cuerpo que se desplaza con respecto a un fluido.
7. Distinguir entre el *arrastre de presión* y el *arrastre de fricción*.
8. Analizar la importancia de la separación del flujo en el arrastre de presión.
9. Determinar el valor del coeficiente de arrastre de presión para cilindros, esferas y otras formas.
10. Analizar el efecto del número de Reynolds y de la geometría superficial en el coeficiente de arrastre.
11. Calcular la magnitud de la fuerza de arrastre de presión sobre los cuerpos en movimiento con respecto a un fluido.
12. Calcular la magnitud de la fuerza de arrastre de fricción en esferas lisas.
13. Analizar la importancia del arrastre en el desempeño de los vehículos terrestres.
14. Analizar los efectos de la compresibilidad y la cavitación sobre el arrastre y el desempeño de los cuerpos sumergidos en fluidos.
15. Definir el coeficiente de sustentación para un cuerpo sumergido en un fluido.
16. Calcular la fuerza de sustentación sobre un cuerpo en movimiento con respecto a un fluido.
17. Describir los efectos del arrastre de fricción, del arrastre de presión y del arrastre inducido sobre los perfiles alares.

17.2 ECUACIÓN DE LA FUERZA DE ARRASTRE

Las fuerzas de arrastre suelen expresarse en la forma siguiente:

➪ Fuerza de arrastre

$$F_D = \text{arrastre} = C_D(\rho v^2/2)A \qquad \textbf{(17-1)}$$

Los términos de esta ecuación son como sigue:

- C_D representa el *coeficiente de arrastre*. Es un número adimensional que depende de la forma del cuerpo y de su orientación con respecto a la corriente de fluido. Por lo general se determina experimentalmente, pero el análisis computacional de la dinámica de fluidos puede ayudar a reducir el valor de C_D.
- ρ representa la densidad del fluido. Como la densidad de los líquidos es mucho mayor que la de los gases, el orden general de magnitud de las fuerzas de arrastre sobre los objetos que se desplazan en el agua es mucho mayor que el de los objetos que se desplazan por el aire. La compresibilidad del aire afecta en alguna medida su densidad.
- v representa la velocidad de la corriente libre del fluido en relación con el cuerpo. En general, no importa si es el cuerpo el que está en movimiento o si es el fluido. Sin embargo, la ubicación de otras superficies cerca del cuerpo de interés puede afectar al arrastre. Por ejemplo, cuando un camión o un automóvil viajan por una carretera, la interacción de la parte inferior del vehículo con el camino afecta el arrastre.
- A representa alguna área característica del cuerpo. En las secciones posteriores, tenga cuidado de observar sólo el área que se va a utilizar en una situación dada. Con mucha frecuencia, la sección transversal del cuerpo es la que se toma como el área de interés, y a veces se le llama *área proyectada*. Piense en cuál sería la forma bidimensional más grande si mira directamente hacia la parte delantera de un automóvil. Ésa es el área que se utiliza para calcular el arrastre en un automóvil, llamado *arrastre de forma* o *arrastre de presión*. Por otra parte, para formas muy largas y lisas, como el vagón de un tren de pasajeros o un dirigible, puede usarse el área superficial. Aquí se tiene interés en el *arrastre de fricción* a medida que el aire fluye a lo largo de la superficie del vehículo.
- El término combinado $\rho v^2/2$ se denomina *presión dinámica*, la cual se define a continuación. Observe que la fuerza de arrastre es proporcional a la presión dinámica y, por lo tanto, es directamente proporcional a*l cuadrado de la magnitud de la velocidad*. Esto significa, por ejemplo, que al duplicar la velocidad de un objeto dado, la fuerza de arrastre se incrementará en un factor de cuatro.

Usted puede visualizar la influencia de la presión dinámica sobre el arrastre al observar la figura 17.2, la cual muestra una esfera en una corriente de fluido. Las líneas de la corriente describen la trayectoria del fluido a medida que se acerca a la esfera y fluye a su alrededor. En el punto s localizado sobre la superficie de la esfera, la corriente de fluido está en reposo o "estancada". Para describir este punto se utiliza el término *punto de estancamiento*. La relación entre la presión p_s y la presión existente en el punto 1 con una corriente sin perturbaciones puede encontrarse utilizando la ecuación de Bernoulli a lo largo de una línea de la corriente:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_s}{\gamma} \qquad \textbf{(17-2)}$$

Al despejar p_s, se obtiene

$$p_s = p_1 + \gamma v_1^2/2g$$

Dado que $\rho = \gamma/g$, se tiene

$$p_s = p_1 + \rho v_1^2/2 \qquad \textbf{(17-3)}$$

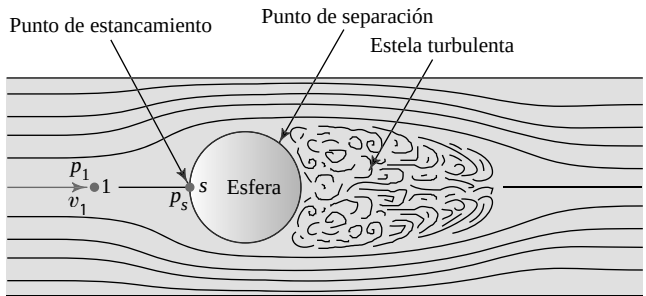


FIGURA 17.2 Esfera en una corriente de fluido que muestra el punto de estancamiento en la superficie frontal y la estela turbulenta detrás.

La presión de estancamiento es mayor que la presión estática en la corriente libre en una cantidad igual a la magnitud de la presión dinámica $\rho v_1^2/2$. La energía cinética de la corriente en movimiento se transforma en un tipo de energía potencial en forma de presión.

Se puede esperar que el incremento de la presión en el punto de estancamiento produzca una fuerza sobre el cuerpo en oposición a su movimiento, es decir, una fuerza de arrastre. Sin embargo, la magnitud de la fuerza no sólo depende de la presión de estancamiento, sino también de la presión existente en el lado posterior del cuerpo. Debido a que es difícil predecir la variación real de la presión en el lado posterior, normalmente se utiliza el coeficiente de arrastre.

El arrastre total sobre un cuerpo se debe a dos componentes. (Para un cuerpo de sustentación tal como un perfil alar, existe un tercer componente del tipo que se describirá en la sección 17.7). El *arrastre de presión* (también llamado *arrastre de forma*) se debe a la perturbación de la corriente de flujo a medida que pasa el cuerpo, lo cual crea una estela turbulenta. Las características de la perturbación dependen de la forma del cuerpo y algunas veces del número de Reynolds del flujo y de la rugosidad de la superficie. El *arrastre de fricción* se debe a los esfuerzos cortantes que se presentan en la capa delgada de fluido cercana a la superficie del cuerpo, llamada *capa límite o de frontera*. Estos dos tipos de arrastre se describen en las siguientes secciones.

17.3 ARRASTRE DE PRESIÓN

A medida que una corriente de fluido fluye alrededor de un cuerpo, tiende a adherirse a la superficie de una porción longitudinal del cuerpo. Después, en cierto punto, la delgada capa límite o de frontera se separa de la superficie, causando la formación de una estela turbulenta (vea la figura 17.2). En la estela, la presión es significativamente menor que en el punto de estancamiento localizado al frente del cuerpo. Por lo tanto, se crea una fuerza neta que actúa en una dirección opuesta a la del movimiento. Esta fuerza es el arrastre de presión.

Si es posible ocasionar que el punto de separación ocurra más atrás del cuerpo, el tamaño de la estela puede disminuir y el arrastre de presión será menor. Éste es el razonamiento que subyace tras el proceso de aerodinamizado. La figura 17.3 ilustra el cambio causado en la estela por un alargamiento y un estrechamiento de la cola del cuerpo. Por lo tanto, la cantidad de arrastre de presión depende de la forma del cuerpo, y con frecuencia se usa el término *arrastre de forma*.

La fuerza del arrastre de presión se calcula a partir de la ecuación (17-1), en la que *A se toma como el área máxima de la sección transversal del cuerpo perpendicular al flujo*. C_D es el coeficiente de arrastre de presión.

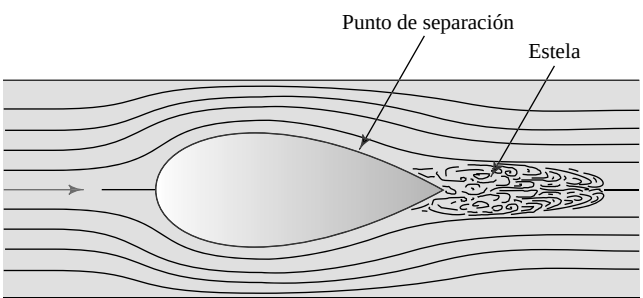


FIGURA 17.3 Efecto del aerodinamizado en la estela.

Como una ilustración de la importancia del aerodinamizado, el valor de C_D para el arrastre sobre una esfera lisa que se desplaza por el aire con un número de Reynolds aproximado de 10^5 es 0.5. Una forma muy simplificada como la que se utiliza en la mayoría de los dirigibles (aerostatos) tiene un C_D de aproximadamente 0.04, ¡una reducción por un factor mayor a 10!

17.3.1 Propiedades del aire

El análisis del arrastre suele tener como objetivo el arrastre sobre cuerpos que se desplazan en el aire. Para utilizar la ecuación (17-1) en el cálculo de las fuerzas de arrastre, es necesario conocer la densidad del aire. Tal como sucede con todos los gases, las propiedades del aire cambian drásticamente con la temperatura. Además, a medida que aumenta la altitud por encima del nivel del mar, la densidad disminuye. En el apéndice E se presentan las propiedades del aire a diferentes temperaturas y altitudes.

17.4 COEFICIENTE DE ARRASTRE

La magnitud del coeficiente de arrastre para el arrastre de presión depende de muchos factores, sobre todo de la forma del cuerpo, del número de Reynolds del flujo, de la rugosidad de la superficie y de la influencia de otros cuerpos o superficies presentes en las cercanías. Primero se analizarán dos de las formas más simples, la esfera y el cilindro.

17.4.1 Coeficiente de arrastre para esferas y cilindros

Los datos graficados en la figura 17.4 proporcionan el valor del coeficiente de arrastre contra el número de Reynolds para esferas y cilindros *lisos*. En el caso de estas geometrías, el número de Reynolds se calcula a partir de la conocida relación de *aspecto*

$$N_R = \frac{\rho v D}{\eta} = \frac{v D}{\nu} \qquad \textbf{(17-4)}$$

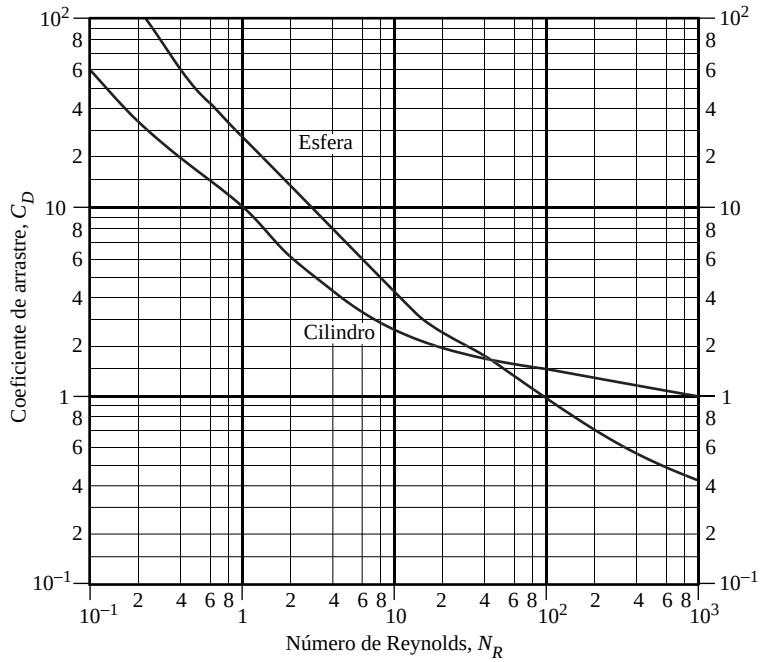
Sin embargo, el diámetro D es el diámetro del propio cuerpo, en vez del diámetro de un conducto de flujo que D representaba antes.

Tenga en cuenta los muy altos valores del C_D para los números de Reynolds bajos, más de 100 para una esfera lisa con $N_R = 0.10$. Esto corresponde al movimiento a través de fluidos muy viscosos y disminuye rápidamente hasta un valor de alrededor de 4 para un $N_R = 10$ y luego hasta 1.0 para un $N_R = 100$. El valor del C_D oscila desde aproximadamente 0.38 hasta 0.46 para los números de Reynolds más altos que van desde 1000 hasta 10^5.

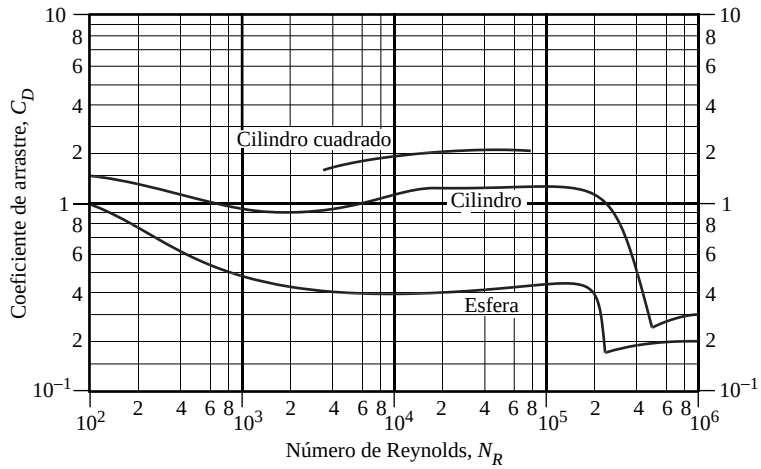
Para los cilindros, $CD \approx 60$ para un número de Reynolds muy bajo de 0.10. Esto disminuye hasta un valor de 10 para un $N_R = 1.0$ y hasta un valor de 1.0 para un $N_R = 1000$. En los rangos más altos del número de Reynolds, el C_D varía desde aproximadamente 0.90 hasta 1.30 para N_R situados entre 1000 y 10^5.

Para números de Reynolds muy pequeños ($N_R < 1.0$ aproximadamente), el arrastre se debe casi en su totalidad a la fricción, lo cual se analizará más adelante. A números de Reynolds más altos, la importancia de la separación del flujo y la estela turbulenta detrás del cuerpo hace que el arrastre de presión

FIGURA 17.4 Coeficientes de arrastre para esferas y cilindros.



(a) C_D contra N_R para los valores más bajos de N_R



(b) C_D contra N_R para los valores más altos de N_R

sea predominante. El análisis siguiente sólo se refiere al arrastre de presión.

A un valor del número de Reynolds de alrededor de 2×10^5, el coeficiente de arrastre para las esferas disminuye en forma brusca desde aproximadamente 0.42 hasta 0.17. Esto es causado por el cambio brusco en la naturaleza de la capa límite o de frontera de laminar a turbulenta. Al mismo tiempo, el punto sobre la esfera donde se produce la separación se desplaza hacia atrás, lo que disminuye el tamaño de la estela. Para los cilindros ocurre un fenómeno similar alrededor de $N_R = 4 \times 10^5$, donde el C_D cambia desde aproximadamente 1.2 hasta 0.30.

Un aumento ya sea en la rugosidad de la superficie o en la turbulencia de la corriente de flujo puede disminuir el valor del número de Reynolds al que ocurre la transición de una capa límite o de frontera laminar a una turbulenta, como se ilustra en la figura 17.5. Esta gráfica sólo pretende mostrar formas típicas de la curva y no se debe utilizar para obtener valores numéricos.

Las pelotas de golf tienen hoyuelos para optimizar la turbulencia del aire a medida que fluye alrededor de la pelota y para provocar una disminución abrupta en el coeficiente de arrastre a una velocidad baja (número de Reynolds bajo), lo que resulta en vuelos más largos. Una pelota de golf perfectamente lisa podría ser impulsada hasta sólo unas 100 yardas, incluso por los mejores jugadores de golf, mientras que el conocido diseño de hoyuelos permite que el golfista promedio exceda esta distancia. Los golfistas profesionales altamente calificados pueden lograr golpes de 300 yardas (recursos de internet 1 a 3).

17.4.2 Coeficientes de arrastre para otras formas

Una barra cuadrada tiene una sección transversal cuadrada uniforme y es relativamente largo en relación con su altura a este cuerpo se le llama cilindro cuadrado. La figura 17.4(b) muestra

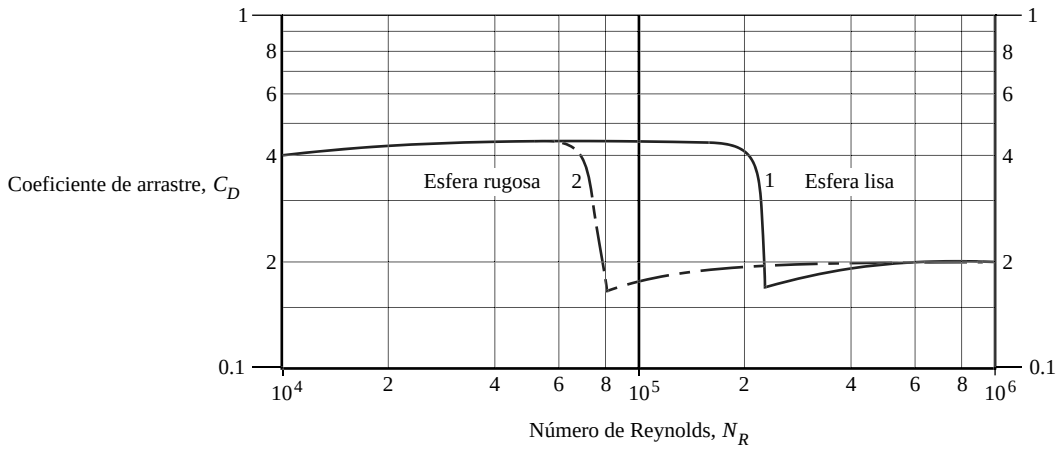


FIGURA 17.5 Efecto de la turbulencia y la rugosidad sobre el C_D para las esferas.

el coeficiente de arrastre para un cilindro cuadrado con un lado plano perpendicular al flujo para números de Reynolds desde 3.5×10^3 hasta 8×10^4. Los valores van de aproximadamente 1.60 a 2.05, algo más altos que para el cilindro circular. Es posible obtener reducciones significativas mediante el uso de radios de esquina de pequeños a moderados, así los valores del C_D disminuyen hasta 0.55 con números de Reynolds altos. Sin embargo, los valores tienden a resultar muy afectados por los cambios en los números de Reynolds para tales diseños. Se aconseja la realización de pruebas.

La figura 17.6 proporciona los datos del C_D para tres versiones de cilindros elípticos con números de Reynolds desde 3.0×10^4 hasta 2×10^5. Estas formas tienen una elipse como sección transversal con diferentes relaciones de la longitud de la sección transversal sobre el espesor máximo, a esta proporción se le llama a veces *relación de finura*. Con propósitos de comparación también se muestra el cilindro circular, que puede considerarse como un caso especial del cilindro elíptico con una relación de finura de 1:1. Observe la drástica reducción del coeficiente de fricción desde aproximadamente 1.22 para un cilindro circular hasta alrededor de 0.21 para los cilindros elípticos con una alta relación de finura de 8:1.

Se puede lograr incluso una reducción mayor en el coeficiente de fricción mediante la conocida forma de "lágrima", que también se muestra en la figura 17.6. Ésta es un perfil estándar llamado *forma naval* cuyos valores de C_D están en el intervalo de 0.07 a 0.11. La figura 17.7 muestra la geometría de las formas navales. (Vea la referencia 3).

En la tabla 17.1 se listan los valores de los coeficientes de arrastre para varias formas simples. Note la orientación de la forma en relación con la dirección del flujo que viene en sentido contrario. Los valores del C_D para tales formas son casi independientes de los números de Reynolds porque tienen bordes afilados que hacen que la capa límite o de frontera se separe en el mismo lugar. Para estas formas, la mayoría de las pruebas fueron hechas en el rango de números de Reynolds que va de 10^4 a 10^5.

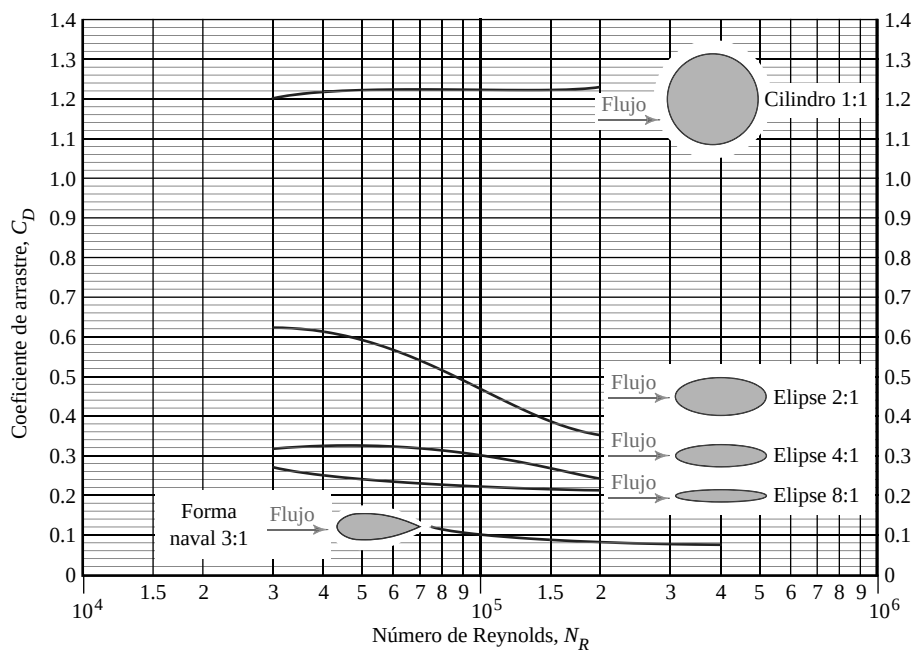


FIGURA 17.6 Coeficientes de arrastre para cilindros elípticos y puntiagudos.

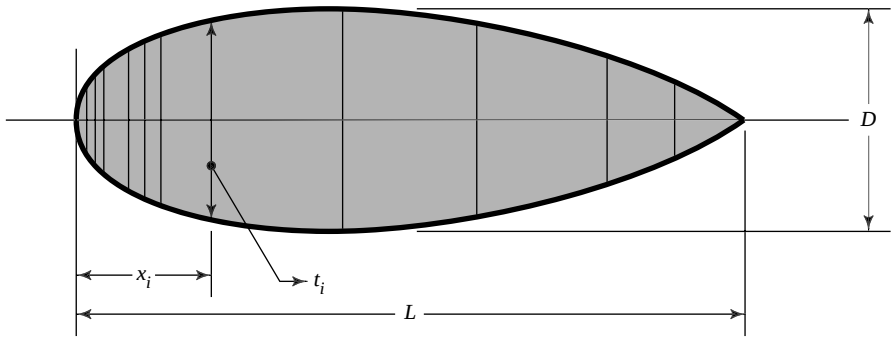


FIGURA 17.7 Geometría de la forma naval.

x/L	0.00	.0125	.025	.040	.075	.100	.125	.200
t/D	0.00	.260	.371	.525	.630	.720	.785	.911

x/L	.400	.600	.800	.900	1.00
t/D	.995	.861	.562	.338	0.00

El cálculo del número de Reynolds para las formas mostradas en la tabla 17.1 utiliza la *longitud del cuerpo que es paralela al flujo* como la dimensión característica del cuerpo. Entonces, la fórmula se convierte en

$$N_R = \frac{\rho v L}{\eta} = \frac{vL}{\nu} \qquad \textbf{(17-5)}$$

Para el cilindro cuadrado, los cilindros semitubulares y los cilindros triangulares, los datos corresponden a modelos que son largos en relación con la dimensión del espesor mayor. Para cilindros cortos de todas las formas, el flujo modificado alrededor de los extremos tenderá a disminuir los valores del C_D por debajo de los que se listan en la tabla 17.1.

Problema de ejemplo 17.1 Calcule la fuerza de arrastre sobre una barra cuadrada de 6.00 ft con sección transversal de 4.00 in × 4.00 in cuando la barra se desplaza a 4.00 ft/s en agua a 40 °F. El eje largo de la barra y una cara plana se colocan perpendiculares al flujo.

Solución Se puede utilizar la ecuación (17-1) para calcular la fuerza de arrastre:

$$F_D = C_D(\rho v^2/2)A$$

La figura 17.4 muestra que el coeficiente de arrastre depende del número de Reynolds encontrado a partir de la ecuación (17-5):

$$N_R = \frac{vL}{\nu}$$

donde L representa la longitud de la barra paralela al flujo: 4.0 in o 0.333 ft. La viscosidad cinemática del agua a 40 °F es de 1.67×10^{-5} ft^2/s. Entonces,

$$N_R = \frac{(4.00)(0.333)}{1.67 \times 10^{-5}} = 8.0 \times 10^4$$

Así, el coeficiente de arrastre $C_D = 2.05$. Ahora es posible calcular el área máxima perpendicular al flujo, A. Esta área también se puede describir como el área proyectada si se mira directamente hacia la barra. En este caso, la barra es un rectángulo de 0.333 ft de altura y 6.00 ft de largo. Es decir,

$$A = (0.333 \text{ ft})(6.00 \text{ ft}) = 2.00 \text{ ft}^2$$

La densidad del agua es de 1.94 slugs/ft^3. En unidades equivalentes son 1.94 lb•s^2/ft^4. Ahora se puede calcular la fuerza de arrastre:

$$F_D = (2.05)(½)(1.94 \text{ lb•s}^2/\text{ft}^4)(4.00 \text{ ft/s})^2(2.00 \text{ ft}^2) = 63.6 \text{ lb}$$

TABLA 17.1 Coeficientes de arrastre típicos

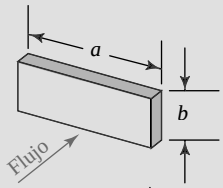
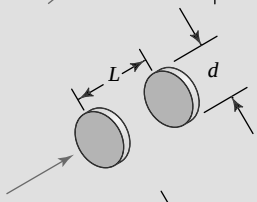
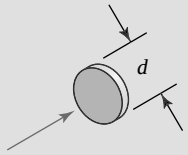
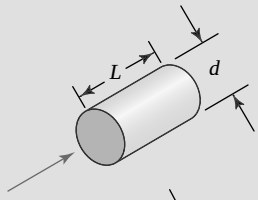
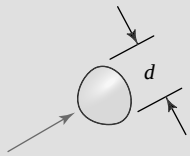
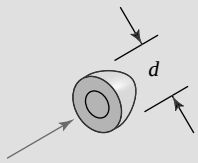
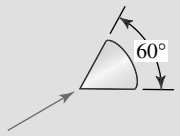
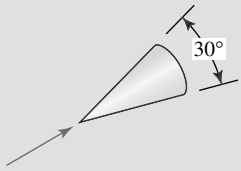
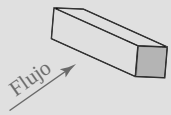
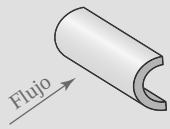
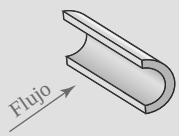
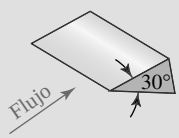
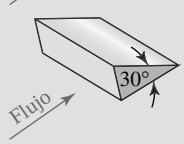
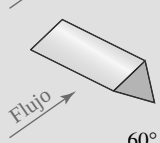
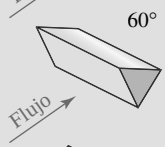
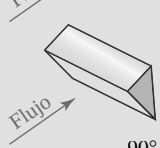
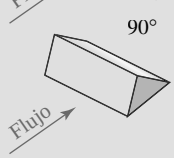
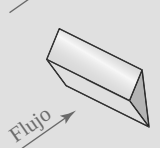
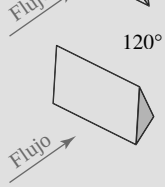
Forma del cuerpo	Orientación	C_D
Placa rectangular El flujo es perpendicular a la cara frontal plana.		*a/b* 1 1.16 4 1.17 8 1.23 12.5 1.34 25 1.57 50 1.76 ∞ 2.00
Discos en tándem L = espaciamiento d = diámetro		*L/d* 1 0.93 1.5 0.78 2 1.04 3 1.52
Un disco circular		1.11
Cilindro L = longitud d = diámetro		*L/d* 1 0.91 2 0.85 4 0.87 7 0.99
Copa hemisférica, abierta hacia atrás		0.41
Copa hemisférica, abierta hacia el frente		1.35
Cono, base cerrada		0.51
		0.34

TABLA 17.1 Coeficientes de arrastre típicos (*continuación*)

Forma del cuerpo	Orientación	C_D
Cilindro cuadrado El flujo es perpendicular a la cara frontal plana.		1.60
Cilindros semitubulares		1.12
		2.30
Cilindros triangulares El flujo es perpendicular a la cara frontal plana —o está en línea con el frente angulado sobre el eje de la forma.		1.05
		1.85
		1.39
		2.20
		1.60
		2.15
		1.75
		2.05

Nota: Los números de Reynolds se encuentran típicamente entre 10^4 y 10^5 y se basan en la longitud del cuerpo que es paralela a la dirección del flujo, a excepción de los cilindros semitubulares, para los cuales la longitud característica es el diámetro.

Fuente: Datos adaptados de Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III, eds. 1987. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9a. ed. Nueva York: McGraw-Hill, tabla 4; y Lindsey, W. F. 1938. *Drags of Cylinders of Simple Shapes* (reporte núm. 619). National Advisory Committee for Aeronautics.

17.5 ARRASTRE DE FRICCIÓN SOBRE ESFERAS EN FLUJO LAMINAR

Para el cálculo del arrastre de fricción sobre esferas en movimiento a bajas velocidades y en un fluido viscoso, lo que resulta en números de Reynolds muy bajos, se utiliza un método especial de análisis. Una aplicación importante de este fenómeno es el *viscosímetro de bola descendente*, analizado en el capítulo 2. A medida que una esfera cae a través de un fluido viscoso, no se produce separación, y la capa de frontera permanece unida a toda la superficie. Por lo tanto, prácticamente todo el arrastre se debe a la fricción en lugar de al arrastre de presión.

En la referencia 15, George G. Stokes presenta importantes investigaciones sobre las esferas en movimiento a través de fluidos viscosos. Se encontró que para números de Reynolds inferiores a aproximadamente 1.0, la relación entre el coeficiente de arrastre y el número de Reynolds es $C_D = 24/N_R$. Por lo tanto, es posible desarrollar formas especiales de la ecuación de la fuerza de arrastre. La forma general de la ecuación de la fuerza de arrastre es

$$F_D = C_D\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)A$$

Si se considera que $C_D = 24/N_R$ y que $N_R = vD\rho/\eta$, se obtiene

$$C_D = \frac{24}{N_R} = \frac{24\eta}{vD\rho}$$

Entonces, la fuerza de arrastre se convierte en

$$F_D = \frac{24\eta}{vD\rho}\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)A = \frac{12\eta vA}{D} \qquad \textbf{(17-6)}$$

Cuando se calcula el arrastre de fricción, se utiliza el área de la superficie del objeto. Para una esfera, el área superficial es $A = \pi D^2$. Entonces,

➪ Arrastre sobre una esfera en relación con el área superficial

$$F_D = \frac{12\eta vA}{D} = \frac{12\eta v(\pi D^2)}{D} = 12\pi\eta vD \qquad \textbf{(17-7)}$$

Para correlacionar el arrastre en el rango de los números de Reynolds bajos con el ya presentado en la sección 17.4 relativo al arrastre de presión, se debe redefinir el área como el área de la sección transversal máxima de la esfera, $A = \pi D^2/4$. Entonces, la ecuación (17-6) se convierte en

➪ Ley de Stokes: arrastre sobre una esfera en relación con el área de la sección transversal

$$F_D = \frac{12\eta vA}{D} = \left(\frac{12\eta v}{D}\right)\left(\frac{\pi D^2}{4}\right) = 3\pi\eta vD \qquad \textbf{(17-8)}$$

A esta forma para el arrastre sobre una esfera en un fluido viscoso comúnmente se le llama *ley de Stokes*. Como se muestra en la figura 17.4, la relación $C_D = 24/N_R$ se grafica como una línea recta en las escalas log-log para números de Reynolds bajos.

17.6 ARRASTRE DE VEHÍCULOS

La disminución del arrastre es un objetivo importante en el diseño de la mayoría de los vehículos porque se requiere una cantidad significativa de energía para superar el arrastre cuando los vehículos se desplazan a través de fluidos. Usted está familiarizado con las formas aerodinámicas de los fuselajes de avión y de los cascos de los barcos. Los automóviles de carreras y los deportivos han tenido durante mucho tiempo un estilo característico y elegante de bajo arrastre aerodinámico. Más recientemente, los vehículos de pasajeros y camiones para carretera se han rediseñado con el fin de disminuir el arrastre. Vea también las referencias 3, 6, 9, 11, 13 y 16 a 18, así como los recursos de internet 4 a 6 para obtener más datos sobre la aerodinámica de los automóviles y otros vehículos terrestres.

Existen muchos factores que afectan el coeficiente global de arrastre en los vehículos, incluidos los siguientes:

1. La forma del extremo delantero, o *nariz*, del vehículo.
2. La rugosidad, lisura o tersura de las superficies del cuerpo.
3. Apéndices tales como espejos, manijas de puertas, antenas, etcétera.
4. La forma de la sección de la cola del vehículo.
5. El efecto de las superficies cercanas, como el suelo debajo de un automóvil.
6. Las discontinuidades, como las ruedas y los huecos de las ruedas.
7. El efecto de otros vehículos cercanos.
8. La dirección del vehículo con respecto a los vientos predominantes.
9. Las tomas de aire para proporcionar enfriamiento al motor o ventilación.
10. El propósito final del vehículo (un factor crítico para camiones comerciales).
11. El alojamiento de pasajeros.
12. La visibilidad permitida para operadores y pasajeros.
13. La estabilidad y el control del vehículo.
14. La estética (lo atractivo del diseño).

17.6.1 Automóviles

El coeficiente de arrastre global, como se definió en la ecuación (17-1) basado en el área frontal proyectada máxima, varía ampliamente para los automóviles de pasajeros. La referencia 13 indica un valor medio nominal de 0.45, con un rango de 0.30 a 0.60. Las formas experimentales de automóvil han mostrado valores tan bajos como 0.137. Vea el recurso de internet 4. Un valor aproximado de 0.25 resulta práctico para un diseño "de bajo arrastre".

Los principios básicos para la reducción del arrastre en los automóviles incluyen darles contornos redondeados y lisos en la parte delantera; eliminar o aerodinamizar los apéndices; mezclar los cambios en el contorno (como en la interfaz del capó con el parabrisas) y redondear las esquinas traseras.

Problema de ejemplo 17.2 Un automóvil prototipo tiene un coeficiente de arrastre global de 0.35. Calcule el arrastre total conforme se desplaza a 25 m/s a través de aire en reposo a 20 °C. El área frontal proyectada máxima es de 2.50 m^2.

Solución Se usará la ecuación de la fuerza de arrastre:

$$F_D = C_D\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)A$$

A partir del apéndice E, $\rho = 1.204$ kg/m^3. Entonces,

$$F_D = 0.35\left[\frac{(1.204)(25)^2}{2}\right](2.50) = 329\ \text{kg·m/s}^2 = 329\ \text{N}$$

17.6.2 Potencia necesaria para vencer el arrastre

La *potencia* se define como la razón a la que se realiza el trabajo. Cuando se ejerce una fuerza continua sobre un objeto mientras éste se está desplazando a una velocidad constante, la potencia es igual a la fuerza por la velocidad. Entonces, la potencia necesaria para vencer el arrastre es

$$P_D = F_D v$$

Si se utilizan los datos del problema de ejemplo 17.2, resulta

$$P_D = (329\ \text{N})(25\ \text{m/s}) = 8230\ \text{N·m/s} = 8230\ \text{W} = 8.23\ \text{kW}$$

En unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, esto se convierte en 11.0 hp, una pérdida de potencia considerable.

17.6.3 Camiones

Las formas usadas comúnmente para los camiones entran en la categoría denominada *cuerpos abultados*. La referencia 13 indica las siguientes contribuciones aproximadas de varias partes de un camión a su arrastre total:

70 por ciento debido al diseño de la parte frontal
20 por ciento debido al diseño de la parte posterior
10 por ciento debido al arrastre de fricción en las superficies del cuerpo

Así como sucede en el caso de los automóviles, los contornos lisos y redondeados ofrecen grandes mejoras. Para los camiones con contenedores de carga en forma de caja, el diseño de las esquinas con radios grandes puede ayudar a evitar que la capa de frontera se separe en las esquinas, con lo que se reduce el tamaño de la estela turbulenta formada por detrás del vehículo y disminuye el arrastre. En teoría, al proporcionarle una cola larga y aerodinámica, similar a la forma de un fuselaje de avión, se reduciría el arrastre. Sin embargo, un vehículo de este tipo sería demasiado largo como para resultar práctico o útil. Los nuevos grandes camiones para carretera tienen coeficientes de arrastre en el rango de 0.55 a 0.75. El recurso de internet 6 describe un programa europeo para reducir el arrastre en camiones para carretera. Los recursos de internet 16 y 17 proporcionan ideas adicionales.

17.6.4 Trenes

Las primeras locomotoras tenían coeficientes de resistencia en el rango de 0.80 a 1.05 (referencia 3). Los trenes aerodinámicos de alta velocidad pueden tener valores de aproximadamente 0.40. Para trenes largos de pasajeros y carga, la fricción de la superficie de los carros o vagones puede ser significativa.

17.6.5 Aviones

De igual forma que con los automóviles, en los coeficientes de arrastre global de los aviones se deben esperar amplias variaciones dependiendo de los cambios en el tamaño y la forma para adaptarlos a diferentes usos. En los aviones subsónicos, el típico diseño redondeado —con una nariz bastante roma, mezclas lisas en las alas y las estructuras de la cola y una sección de cola larga cónica— resulta en coeficientes de arrastre de aproximadamente 0.12 a 0.22. A velocidades supersónicas, la nariz suele ser afilada para disminuir el efecto de la onda de choque. El aerostato (o dirigible), que opera a velocidades mucho más bajas, tiene un coeficiente de arrastre en el rango de 0.04. Vea las referencias 1, 2 y 5 y los recursos de internet 7 a 9.

17.6.6 Barcos

La resistencia total al movimiento de los barcos flotantes a través del agua se debe a la fricción de la superficie exterior del casco, al arrastre de presión o forma y a la resistencia por la formación de olas. La resistencia por formación de olas, un gran contribuyente a la resistencia total, hace que el análisis de la resistencia en los barcos sea muy diferente al análisis del arrastre en los vehículos terrestres o en las aeronaves. La referencia 3 define la *resistencia total de un barco*, R_{ts}, como la fuerza necesaria para superar todas las formas de resistencia. Para normalizar el valor de los diferentes tamaños de barco dentro de una clase dada, los valores se reportan como la relación R_{ts}/Δ, donde Δ representa el desplazamiento del barco. Los valores representativos de R_{ts}/Δ se dan en la tabla 17.2. Los valores de la resistencia se pueden combinar con la velocidad del barco, v, para calcular la potencia efectiva requerida para impulsarlo a través del agua.

$$P_E = R_{ts} v \qquad \textbf{(17-9)}$$

Consulte la referencia 12 para ver un estudio exhaustivo de este tema.

TABLA 17.2 Resistencia de barcos

Tipo de barco	R_{ts}/Δ
Carguero oceánico	0.001
Barco de pasajeros	0.004
Remolcador	0.006
Buque naval rápido	0.01-0.12

Problema de ejemplo 17.3 Suponga que un remolcador debe desplazar 625 toneladas largas (1 tonelada larga = 2240 lb) y se desplaza a través del agua a 35 pies/s. Calcule la resistencia total del remolcador y la potencia total efectiva requerida para impulsar la embarcación.

Solución A partir de la tabla 17.2, se encuentra que la relación de resistencia específica es $R_{ts}/\Delta = 0.006$. Entonces, la resistencia total del barco es

$$\Delta = (625\,\text{tons})(2240\,\text{lb/ton}) = 1.4 \times 10^6\,\text{lb}$$
$$R_{ts} = (0.006)(\Delta) = (0.006)(1.4 \times 10^6\,\text{lb}) = 8400\,\text{lb}$$

La potencia requerida es

$$P_E = R_{ts}v = (8400\,\text{lb})(35\,\text{ft/s}) = 0.294 \times 10^6\,\text{lb-ft/s}$$

Al usar 550 lb-ft/s = 1.0 hp, se obtiene

$$P_E = (0.294 \times 10^6)/550 = 535\,\text{hp}$$

17.6.7 Submarinos

La resistencia de un submarino flotante puede calcularse de la misma forma que la resistencia de un barco. Sin embargo, cuando está completamente sumergido, ninguno de los movimientos del submarino ocasiona olas superficiales, y el cálculo de la resistencia es similar a la de cualquier avión. La forma del casco es similar a la forma del fuselaje de una aeronave, y la fricción de la superficie del casco juega un papel importante en la resistencia total. Por supuesto, la *magnitud* total de la resistencia para un submarino es significativamente mayor que la de un avión debido a que la densidad del agua es mucho más grande que la del aire.

17.7 EFECTOS DE LA COMPRESIBILIDAD Y CAVITACIÓN

Los resultados presentados en la sección 17.4 son para condiciones en las que la compresibilidad del fluido (normalmente aire) tiene poco efecto sobre el coeficiente de arrastre. Estos datos son válidos si la velocidad de flujo es menor que aproximadamente la mitad de la velocidad del sonido en el fluido. Por encima de esa velocidad para el aire, el carácter del flujo cambia y el coeficiente de arrastre aumenta rápidamente.

Cuando el fluido es un líquido como el agua, no se necesita considerar la compresibilidad porque los líquidos son muy poco compresibles; pero sí debe considerarse otro fenómeno, llamado *cavitación*. A medida que el líquido fluye más allá de un cuerpo, la presión estática disminuye. Si la presión se vuelve lo suficientemente baja, el líquido se vaporiza, formando burbujas. Dado que la región de baja presión suele ser pequeña, las burbujas estallan cuando salen de esa región. Cuando el colapso de las burbujas de vapor se produce cerca de una superficie del cuerpo, ocurren picaduras o una erosión rápida. La cavitación tiene otros efectos adversos cuando sucede cerca de las superficies de control de los barcos o en los propulsores. Las burbujas presentes en el agua disminuyen las fuerzas ejercidas sobre las direcciones y los álabes de control y reducen el empuje y el rendimiento de los propulsores.

17.8 SUSTENTACIÓN Y ARRASTRE EN PERFILES ALARES

La sustentación se define como una fuerza que actúa sobre un cuerpo en una dirección que es perpendicular a la dirección del flujo de fluido. Se analizarán los conceptos de la sustentación con referencia a los perfiles alares. La forma de la superficie de sustentación que comprende el ala de un avión determina sus características de rendimiento. Tenga en cuenta que los vehículos terrestres de alta velocidad, en particular los automóviles de carreras, también emplean superficies de sustentación, pero con objetivos opuestos. La fuerza creada por la superficie de sustentación está dirigida hacia abajo para aumentar la tracción y el control del automóvil. El diseño general de un perfil alar es similar al utilizado en las aeronaves, pero la orientación es opuesta.

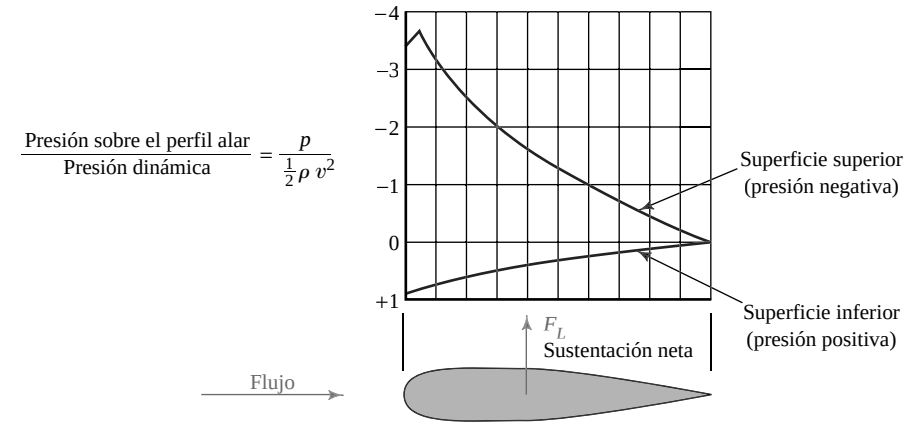


FIGURA 17.8 Distribución de la presión sobre un perfil alar.

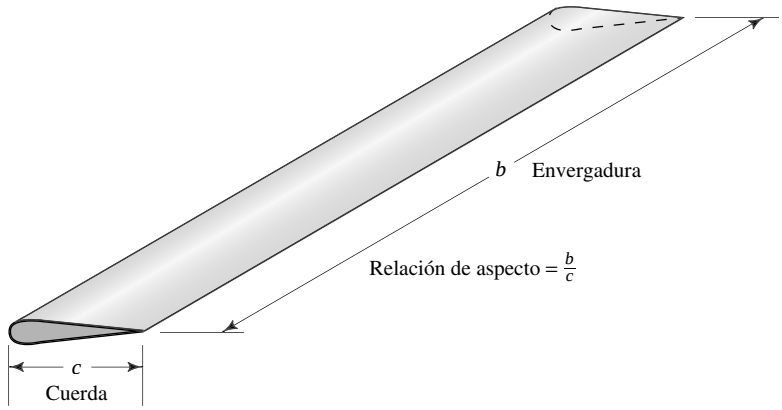


FIGURA 17.9 Longitudes de envergadura y cuerda para un perfil alar.

En la figura 17.8 se ilustra la manera en que un perfil alar produce sustentación cuando se ubica en una corriente de aire en movimiento (o al desplazarse en aire en calma). A medida que el aire fluye sobre el perfil alar, se consigue una alta velocidad sobre la superficie superior con una disminución correspondiente en la presión. Al mismo tiempo se aumenta la presión en la superficie inferior. El resultado neto es una fuerza hacia arriba llamada *sustentación*. La *fuerza de sustentación* F_L se expresa como una función de un coeficiente de sustentación C_L en una forma similar a la presentada para el arrastre:

➪ Fuerza de sustentación

$$F_L = C_L(\rho v^2/2)A \qquad \textbf{(17-10)}$$

La velocidad v es la velocidad de la corriente libre del líquido con respecto al perfil alar. Para lograr uniformidad en la comparación de una forma con otra, por lo general, el área A se define como el producto de la envergadura del ala por la longitud de la sección del perfil alar llamada *cuerda*. En la figura 17.9, la envergadura es b y la longitud de la cuerda es c.

El valor del coeficiente de sustentación C_L depende de la forma del perfil alar y del ángulo de ataque. La figura 17.10 muestra que el ángulo de ataque es el ángulo situado entre la línea de la cuerda del perfil alar y la dirección de la velocidad del fluido. Otros factores que afectan la sustentación son el número de Reynolds, la rugosidad de la superficie, la turbulencia de la corriente de aire, la relación de la velocidad de la corriente de fluido sobre la velocidad del sonido y la relación de aspecto. *Relación de aspecto* es el nombre que recibe la relación de la envergadura b del ala sobre la longitud de la cuerda c. Es importante porque las características del flujo presentes en las puntas de las alas son diferentes con respecto a las que hay hacia el centro de la envergadura.

El arrastre total sobre un perfil aerodinámico tiene tres componentes: arrastre de fricción, F_{Df}, arrastre de presión, F_{Dp}, los cuales ocurren de la manera descrita anteriormente en este capítulo, y *arrastre inducido*, F_{Di}, que es una función de la sustentación producida por el perfil alar. A un ángulo de ataque en particular, la fuerza resultante neta sobre el perfil alar actúa esencialmente de modo perpendicular a la línea de la cuerda de la sección, como se muestra en la figura 17.10. Al descomponer esta fuerza en sus componentes vertical y horizontal se produce la verdadera fuerza de sustentación F_L y el arrastre inducido F_{Di}. Al expresar la resistencia inducida como una función de un coeficiente de arrastre resulta

$$F_{Di} = C_{Di}(\rho v^2/2)A \qquad \textbf{(17-11)}$$

Es posible demostrar que el C_{Di} está relacionado con el C_L mediante la relación

$$C_{Di} = \frac{C_L^2}{\pi(b/c)} \qquad \textbf{(17-12)}$$

Entonces, el arrastre total es

$$F_D = F_{Df} + F_{Dp} + F_{Di} \qquad \textbf{(17-13)}$$

Por lo general, cuando se diseñan perfiles alares lo que interesa es el arrastre total. Se determina un solo coeficiente de arrastre C_D para el perfil alar, a partir del cual puede calcularse el arrastre total utilizando la relación

$$F_D = C_D(\rho v^2/2)A \qquad \textbf{(17-14)}$$

Tal como antes, el área A representa el producto de la envergadura b por la longitud de la cuerda c.

Para presentar las características de desempeño de los perfiles alares, se utilizan dos métodos. En la figura 17.11, los valores de C_L, C_D y la relación de la sustentación sobre el arrastre F_L/F_D

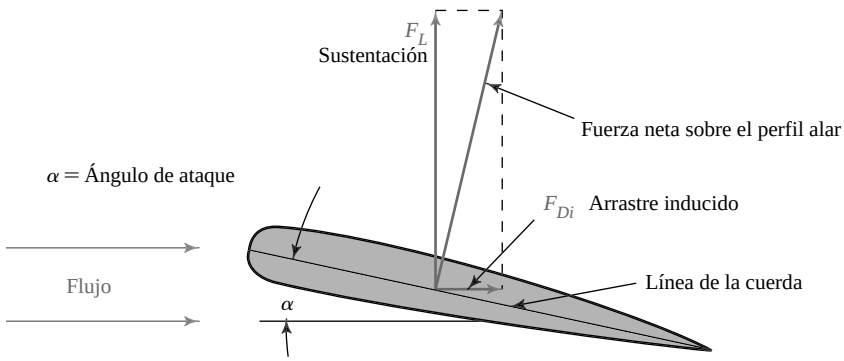


FIGURA 17.10 Arrastre inducido.

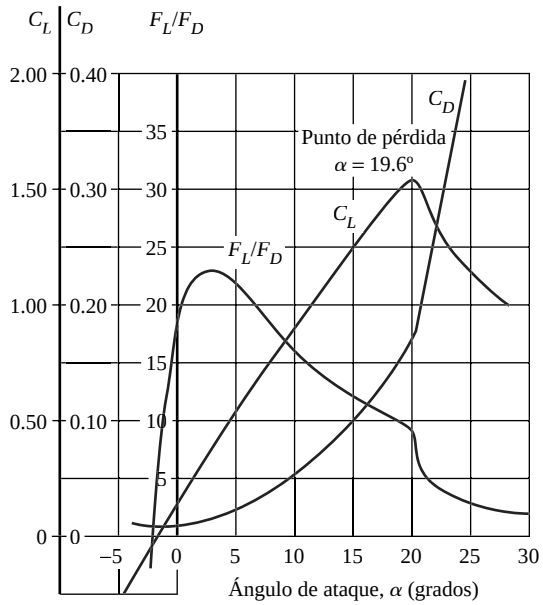


FIGURA 17.11 Curvas de rendimiento de perfiles alares.

se grafican contra el ángulo de ataque como la abscisa. Tenga en cuenta que los factores de escala son diferentes para cada variable. El perfil alar al que se aplican los datos tiene la designación NACA 2409, la cual va de acuerdo con el sistema establecido por el National Advisory Committee for Aeronautics (NACA). El informe técnico NACA 610 explica el código usado para describir perfiles alares. Los informes NACA 586, 647, 669, 708 y 824 presentan las características de desempeño de varias secciones de perfil alar. El recurso de internet 8 ofrece datos dimensionales para más de 1500 formas de perfil alar.

El segundo método de presentación para los datos de los perfiles alares se muestra en la figura 17.12. Esto se denomina *diagrama polar* y se construye al graficar C_L contra C_D con el ángulo de ataque indicado como puntos sobre la curva.

En las figuras 17.11 y 17.12, puede observarse que el coeficiente de sustentación aumenta con el incremento del ángulo de ataque hasta un punto en el que comienza a disminuir bruscamente. Este punto de máxima sustentación se llama *punto de pérdida*; en este ángulo de ataque, la capa de frontera de la corriente de aire se separa de la parte superior del perfil alar. Se crea entonces una gran estela turbulenta, lo cual aumenta considerablemente el arrastre y disminuye la sustentación. Vea las referencias 1, 2, 5 y 8, así como los recursos de internet 7 a 9, para conocer un análisis adicional y datos generales de los perfiles alares, en particular cómo se aplican a las aeronaves. Las referencias 4, 6 y 9 y el recurso de internet 5 abordan la aplicación de los perfiles alares a los automóviles de carreras.

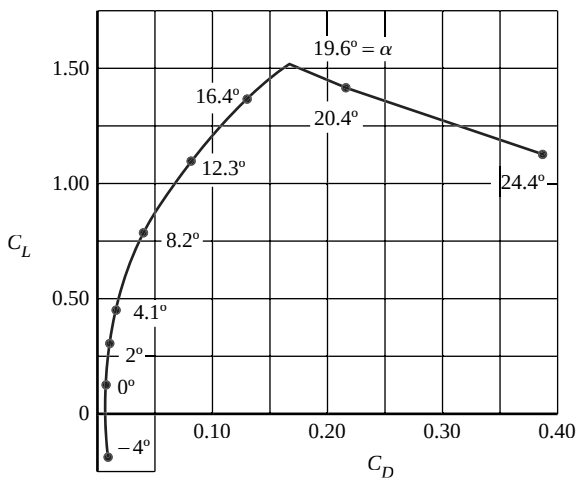


FIGURA 17.12 Diagrama polar de un perfil alar.

REFERENCIAS

1. Anderson, John D. 2010. *Fundamentals of Aerodynamics*, 5a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
2. Anderson, John D. 2011. *Introduction to Flight*. Nueva York: McGraw-Hill.
3. Avallone, Eugene A., Theodore Baumeister y Ali Sadegh, eds. 2006. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 11a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
4. Barnard, R. H. 2010. *Road Vehicle Aerodynamic Design*, 3a. ed. St. Albans, UK: Mechaero Publishing.
5. Bertin, John J. 2008. *Aerodynamics for Engineers*, 5a. ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson Education/Prentice-Hall.
6. Edgar, Julian. 2013. *Amateur Car Aerodynamics Sourcebook*. Seattle, WA: CreateSpace Independent Publishing Platform, una empresa de Amazon.
7. Blevins, R. D. 2003. *Applied Fluid Dynamics Handbook*. Melbourne, FL: Krieger.
8. Houghton, E. L., P. W. Carpenter, Steven Collicott y Dan Valentine. 2012. *Aerodynamics for Engineering Students*, 6a. ed. Burlington, MA: Butterworth-Heinemann.
9. Katz, Joseph. 2003. *Race Car Aerodynamics: Designing for Speed*. Cambridge, MA: Bentley.
10. Lindsey, W. F. 1938. *Drag of Cylinders of Simple Shapes* (Informe núm. 619). National Advisory Committee for Aeronautics.
11. McBeath, Simon. 2011. *Competition Car Aerodynamics: A Practical Handbook*, 2a. ed. Somerset, RU: Haynes Publishing.
12. Molland, Anthony F., Steven R. Turnock y Dominic A. Hudson. 2011. *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power*. Cambridge, RU: Cambridge University Press.
13. Morel, T. y C. Dalton, eds. 1979. *Aerodynamics of Transportation*. Nueva York: American Society of Mechanical Engineers.
14. Raveendran, Arun. 2012. *Aerodynamically Efficient Bus Design*. Saarbrücken, Alemania: LAP Lambert Academic Publishing.
15. Stokes, George G. 1901. *Mathematical and Physical Papers*, vol. 3. Cambridge, RU: Cambridge University Press.
16. Williams, Nathan A. 2012. *Drag Optimization of Light Trucks Using Computational Fluid Dynamics*. Seattle, WA: Amazon Digital Services.
17. Wolf-Heinrich, Hucho, ed. 1998. *Aerodynamics of Road Vehicles*, 4a. ed. Warrendale, PA: SAE International (SAE).
18. Yakkundi, Vivek. 2011. *Aerodynamics of Cars: An Experimental Investigation —A Synergy of Wind Tunnel and CFD*. Saarbrücken, Alemania: LAP Lambert Academic Publishing.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Golfsmith—The Evolution of Golf Balls:** Análisis sobre las características de vuelo de las pelotas de golf.
2. **GSA Golf Simulators—Physics of Golf:** Visión general de la física del golf, las características de vuelo de las pelotas de golf y la dinámica de los palos de golf.
3. **Golf Ball Aerodinamics—Frankly Golf:** Breve resumen acerca de cómo vuela una pelota de golf, la importancia de los hoyuelos, las condiciones de vuelo y las fuerzas de arrastre.
4. **Curbside Classic—History of Automotive Aerodynamics:** Historia ilustrada de la aerodinámica del automóvil en tres partes: 1. De 1899 a 1939; 2. De 1940 a 1959; 3. De 1960 al presente.
5. **Aerodynamics of Race Cars—Strange Holiday, Joseph Katz:** Panorama general del trabajo sobre el desempeño de los automóviles de carreras presentado por Joseph Katz, tomado de su libro que aparece como referencia 9 en este capítulo.
6. **Platform for Aerodymanic Road Transport:** Plataforma para la colaboración entre científicos, fabricantes de equipos de transporte por carretera y transportistas para lograr una reducción en el consumo de combustible y en las emisiones. Con base en la Technical University of Delft en Alemania.
7. **Allstar Network—FIU:** Laboratorio de aprendizaje en línea sobre aeronáutica para la ciencia, la tecnología y la investigación, auspiciado por la Florida International University. La sección del nivel 3, "Principios de aerodinámica", proporciona descripciones introductorias de los perfiles alares y la dinámica de fluidos. También se incluye una descripción del *software* FoilSim, desarrollado por el Lewis Research Center de la NASA, que se puede descargar desde el sitio web. Este software analiza el flujo que fluye alrededor de un perfil alar mostrando gráficamente el flujo y calcula la sustentación como una función de la velocidad y del ángulo de ataque.
8. **UIUC Airfol Data Site:** Base de datos dimensionales para más de 1500 perfiles alares, es auspiciada por la University of Illinois en Urbana-Champaign, Department of Aerospace Engineering, Applied Aerodynamics Group.
9. **Public Domain Aerodynamic Software:** Sitio desde el cual se puede descargar software de dominio público, incluyendo programas para calcular las coordenadas de los perfiles alares de la NACA.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

17.1 Un cilindro de 25 mm de diámetro se coloca perpendicular a una corriente de fluido que tiene una velocidad de 0.15 m/s. Si el cilindro tiene 1 m de largo, calcule la fuerza total de arrastre si el fluido es (a) agua a 15 °C y (b) aire a 10 °C y a la presión atmosférica.

17.2 Como parte de un anuncio publicitario colocado en lo alto de un edificio elevado, una esfera de 2 m de diámetro, llamada "bola del clima", se ilumina con diferentes colores si se prevé que la temperatura bajará, ascenderá o permanecerá igual. Calcule la fuerza ejercida sobre la bola del clima debida a vientos de 15, 30, 60, 120 y 160 km/h si el aire está a 0 °C.

17.3 Determine la velocidad terminal (vea la sección 2.6.4 del capítulo 2) de una esfera de 75 mm de diámetro hecha de aluminio sólido (peso específico = 26.6 kN/m^3) que cae libremente en (a) aceite de ricino a 25 °C, (b) agua a 25 °C y (c) aire a 20 °C y a la presión atmosférica estándar. Considere el efecto de flotabilidad.

17.4 Calcule la cantidad de movimiento causada en la base de un asta bandera por un viento de 150 km/h. El poste se compone de tres secciones, cada una de 3 m de largo, con diferentes tamaños de tubería de acero cédula 80. La sección inferior es DN 150, el centro es DN 125 y la parte superior es DN 100. El aire está a 0 °C y a la presión atmosférica estándar.

17.5 Un pitcher lanza una pelota de béisbol sin giro a una velocidad de 20 m/s. Si la pelota tiene una circunferencia de 225 mm, calcule la fuerza de arrastre sobre la pelota en el aire a 30 °C.

17.6 Un paracaídas en forma de copa semiesférica de 1.5 m de diámetro se despliega desde un automóvil que trata de imponer un récord de velocidad en tierra. Determine la fuerza ejercida sobre el automóvil si se está desplazando a 1100 km/h en aire a 20 °C y a la presión atmosférica.

17.7 Calcule el diámetro requerido de un paracaídas en forma de copa semiesférica que sostiene a un hombre que pesa 800 N si la velocidad terminal (vea la sección 2.6.4 del capítulo 2) en el aire a 40 °C debe ser de 5 m/s.

17.8 En el mar, un barco remolca a 7.5 m/s un instrumento que tiene la forma de un cono de 30°, con la punta hacia el barco. Si la base del cono tiene diámetro de 2.20 m, calcule la fuerza ejercida en el cable al que está unido el cono.

17.9 Un señalamiento de carretera está siendo diseñado para soportar vientos de 125 km/h. Calcule la fuerza total ejercida sobre un señalamiento de 4 m por 3 m si el viento fluye perpendicular a la cara del señalamiento. El aire está a −10 °C. Compare la fuerza calculada para este problema con la del problema 16.4. Comente las razones de la diferencia.

17.10 Asuma que un semirremolque se comporta como un cilindro cuadrado y calcule la fuerza ejercida por un viento de 20 km/h que lo golpea en uno de sus lados. El semirremolque mide 2.5 m por 2.5 m por 12 m. El aire está a 0 °C y a la presión atmosférica estándar.

17.11 Un tipo de indicador de nivel incorpora cuatro copas hemisféricas con frentes abiertos montadas como ilustra la figura 17.13. Cada copa tiene 25 mm de diámetro. Un motor acciona las copas a una velocidad de rotación constante. Calcule el par de torsión que debe producir el motor para mantener el mo-

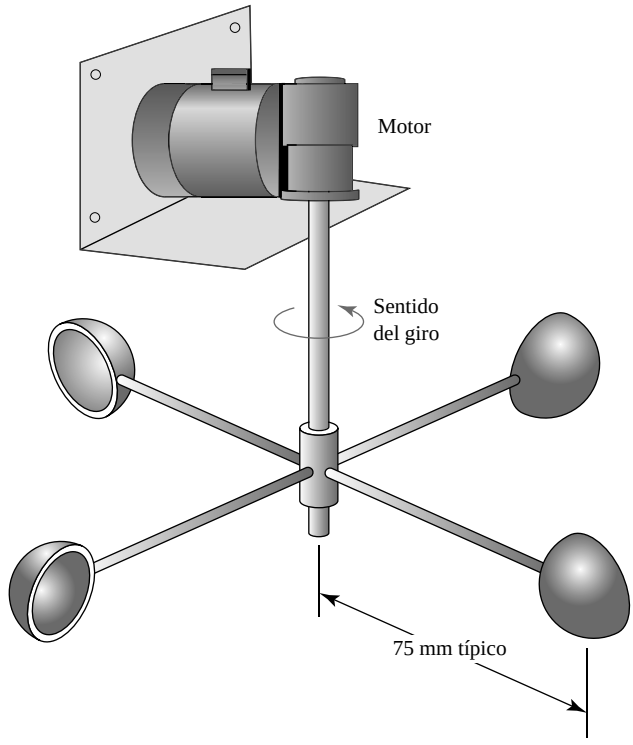
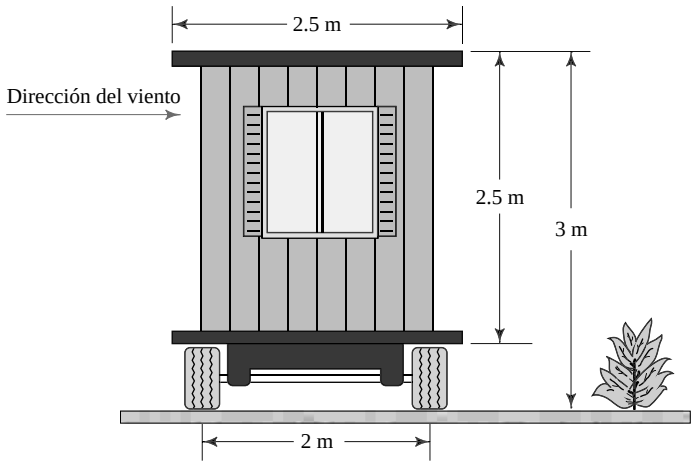


FIGURA 17.13 Problema 17.11.

FIGURA 17.14 Problema 17.12.



vimiento a 20 rpm cuando las copas están en (a) aire a 30 °C y (b) gasolina a 20 °C.

17.12 Determine la velocidad del viento necesaria para volcar la casa rodante dibujada en la figura 17.14 si ésta tiene 10 m de largo y pesa 50 kN. Considere que la casa rodante es como un cilindro cuadrado. La anchura de cada neumático es de 300 mm. El aire está a 0 °C.

17.13 Un camión que transporta líquidos a granel incorpora un tanque cilíndrico de 2 m de diámetro y 8 m de largo. Para el tanque solo, calcule el arrastre de presión cuando el camión se desplaza a 100 km/h a través de aire en reposo a 0 °C.

17.14 Una aleta instalada en un automóvil de carreras se sostiene mediante dos barras cilíndricas, como ilustra la figura 17.15. Calcule la fuerza de arrastre ejercida sobre el automóvil debido a estas barras cuando la unidad se desplaza a través de aire en reposo a −20 °F y a velocidad de 150 mph.

17.15 En un intento por disminuir la fricción en el automóvil mostrado en la figura 17.15 y descrito en el problema 17.14, las barras cilíndricas se sustituyen por cilindros elípticos alargados que tienen una relación entre longitud y anchura de 8:1. ¿En cuánto se reducirá el arrastre? Repita el procedimiento para la *forma naval*.

17.16 Se están evaluando los cuatro diseños mostrados en la figura 17.16 para la sección transversal de un sistema de luces intermitentes de emergencia en vehículos de policía. Cada diseño tiene una longitud de 60 in y anchura de 9.00 in. Compare la fuerza de arrastre ejercida sobre cada diseño propuesto cuando el vehículo se desplaza a 100 mph a través de aire en reposo a −20 °F.

17.17 Un vehículo utilitario con tracción en las cuatro ruedas incorpora una barra antivuelco extendida por encima de la cabina y colocada en la corriente libre del aire. La barra, hecha con un tubo de acero de 3 in cédula 40, tiene una longitud total de 92 in expuesta al viento. Calcule el arrastre ejercido sobre el vehículo por la barra cuando éste va a 65 mph a través de aire en reposo a 20 °F.

17.18 En la figura 17.17 se muestra un anuncio publicitario para la ABC Paper Company. El anuncio se fabrica a partir de tres discos planos, cada uno con diámetro de 56.0 in. Los discos están unidos por tubos de 4.50 in de diámetro que miden 30 in entre los discos. Calcule la fuerza total ejercida sobre el anuncio si éste se encuentra de frente a un viento de 100 mph. El aire está a 20 °F.

17.19 Una antena tiene forma de varilla cilíndrica y se proyecta desde la parte superior de una locomotora. Si la antena tiene 42 in de longitud y 0.200 in de diámetro, calcule la fuerza de arrastre ejercida sobre ella cuando la locomotora va a 160 mph a través de aire en reposo a −20 °F.

17.20 Un barco remolca un paquete de instrumentos que tiene forma de semiesfera, con la parte posterior abierta, a una velocidad de 25.0 ft/s a través del mar a 77 °F. El diámetro de la semiesfera es de 7.25 ft. Calcule la fuerza ejercida en el cable al que está unido el paquete.

FIGURA 17.15 Problemas 17.14, 17.15 y 17.28.

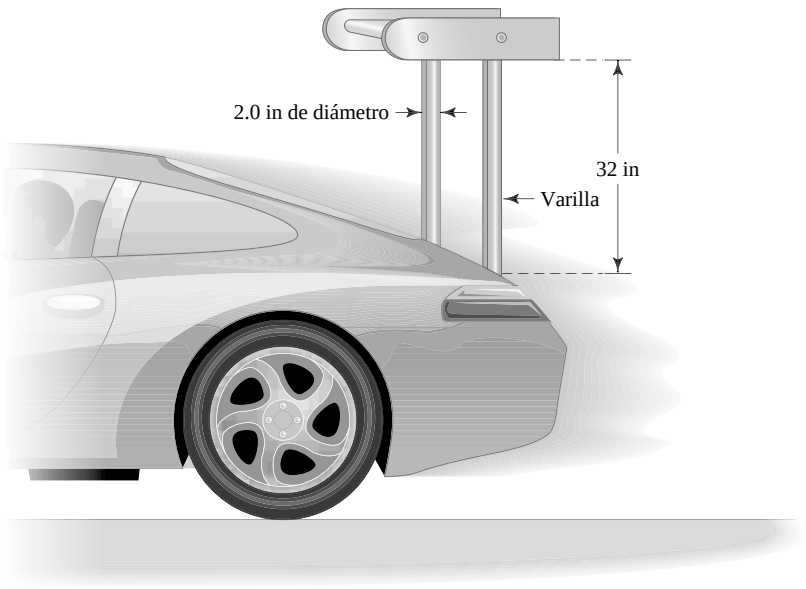
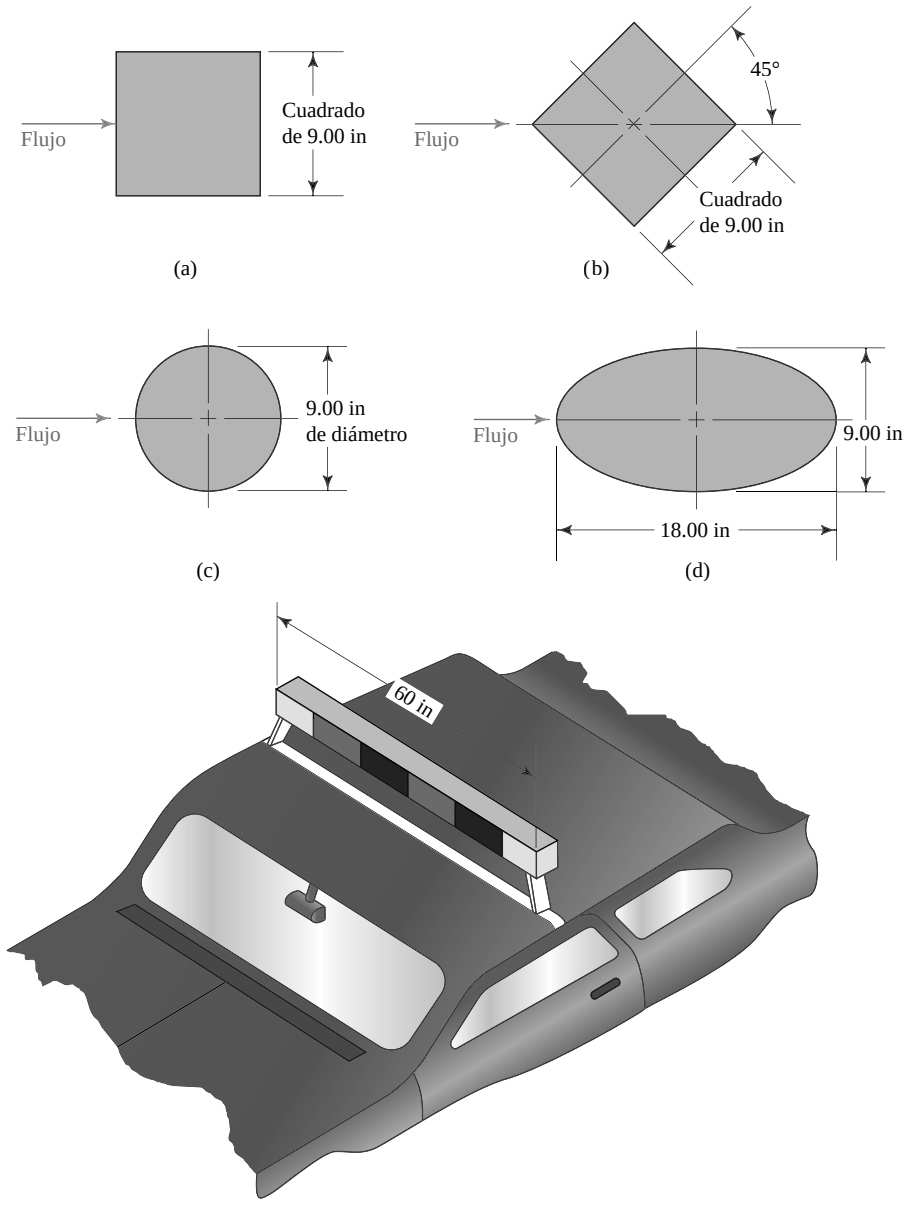


FIGURA 17.16 Problema 17.16.



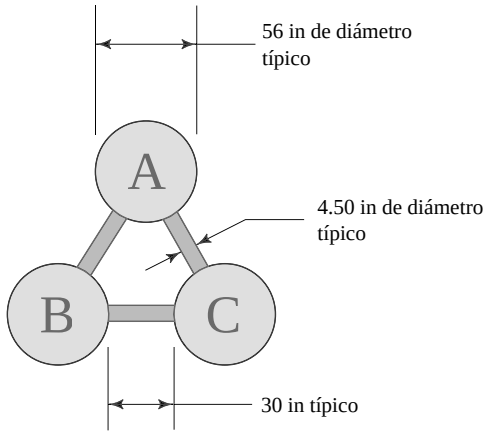


FIGURA 17.17 Problema 17.18.

17.21 Una placa rectangular plana de 8.50×11.00 in se introduce en el agua de un lago a 60 °F desde un barco que se desplaza a 30 mph. ¿Qué fuerza se requiere para mantener a la placa estable en relación con la embarcación y con la cara plana vuelta hacia el agua?

17.22 El parabrisas de un antiguo automóvil Stutz Bearcat es un disco circular plano con aproximadamente 28 in de diámetro. Calcule el arrastre causado por el parabrisas cuando el automóvil viaja a 60 mph a través de aire en reposo a 40 °F.

17.23 Suponga que la curva 2 de la figura 17.5 es una representación verdadera del desempeño de una pelota de golf con un diámetro de 1.25 in. Si el número de Reynolds es de 1.5×10^5, calcule la fuerza de arrastre sobre la pelota de golf y compárela con la fuerza de arrastre sobre una esfera lisa del mismo diámetro cuyo coeficiente de arrastre se ajusta a la curva 1. El aire está a 40 °F.

17.24 En un viscosímetro de bola descendente, una esfera de acero con un diámetro de 1.200 in cae a través de un jarabe espeso y se desplaza 18.0 in en 20.40 s a una velocidad constante.

Calcule la viscosidad del jarabe si éste tiene una gravedad específica de 1.18. Tenga en cuenta que el diagrama de cuerpo libre de la esfera debe incluir su peso actuando hacia abajo tanto como la fuerza de empuje y la fuerza de arrastre que actúan hacia arriba. El acero tiene gravedad específica de 7.83. Vea también el capítulo 2.

17.25 Calcule la potencia necesaria para vencer el arrastre sobre un camión que tiene coeficiente de arrastre de 0.75 cuando se desplaza a 65 mph a través de aire en reposo a 40 °F. La sección transversal máxima del camión es un rectángulo de 8.00 m de ancho y 12.00 m de altura.

17.26 Una pequeña lancha rápida tiene una relación de resistencia específica de 0.06 (vea la tabla 17.2) y desplaza 125 toneladas largas. Calcule la resistencia total de la lancha y la potencia necesaria para vencer el arrastre cuando se desplaza a 50 ft/s en agua de mar a 77 °F.

17.27 Un barco de pasajeros desplaza 8700 toneladas largas. Calcule la resistencia total del barco y la potencia necesaria para vencer el arrastre cuando se desplaza a 30 ft/s en agua de mar a 77 °F.

17.28 Suponga que la figura 17.11 muestra el desempeño de la aleta sobre el automóvil de carreras mostrado en la figura 17.15. Tenga en cuenta que se monta en la posición invertida, de modo que la elevación empuja hacia abajo para ayudar en la resistencia al deslizamiento. Calcule la fuerza descendente ejercida sobre el automóvil por la aleta y el arrastre cuando el ángulo de ataque se ha fijado en 15° y la velocidad es de 25 m/s. La longitud de la cuerda es de 780 mm y la envergadura mide 1460 mm.

17.29 Calcule el arrastre total ejercido sobre un perfil alar que tiene una longitud de cuerda de 2 m y envergadura de 10 m. El perfil alar está a 3000 m de altura volando a (a) 600 km/h y (b) 150 km/h. Utilice la figura 17.11 para el C_D y $\alpha = 15°$.

17.30 Para el perfil alar con las características de desempeño que muestra la figura 17.11, determine la sustentación y el arrastre en un ángulo de ataque de 10°. El perfil alar tiene una longitud de cuerda de 1.4 m y envergadura de 6.8 m. Realice el cálculo a una velocidad de 200 km/h en la atmósfera estándar a (a) 200 m y (b) 10 000 m.

17.31 Repita el problema 17.30 si el ángulo de ataque es el punto de pérdida, 19.6°.

17.32 Para el perfil alar del problema 17.30, ¿qué carga podría levantarse desde el suelo a una velocidad de despegue de 125 km/h cuando el ángulo de ataque es de 15°? El aire está a 30 °C y la presión atmosférica es la estándar.

17.33 Determine el área de ala requerida para un avión de 1350 kg con velocidad crucero de 125 km/h si el perfil alar se ha fijado con un ángulo de ataque de 2.5°. El perfil alar tiene las características que muestra la figura 17.11 y la altitud crucero es de 5000 m en atmósfera estándar.

CAPÍTULO
DIECIOCHO

VENTILADORES, SOPLADORES, COMPRESORES Y EL FLUJO DE GASES

PANORAMA GENERAL

Los ventiladores, sopladores y compresores se utilizan para incrementar la presión y ocasionar el flujo del aire y de otros gases en conductos y sistemas de tuberías. La compresibilidad de los gases requiere de métodos especiales para analizar el desempeño de dichos dispositivos. Usted debe familiarizarse con las formas recomendadas para evaluar el desempeño de los sistemas que conducen flujos de gas.

Los gases se comportan de manera muy diferente a los líquidos, requieren diferentes tipos de equipo para ser entregados a los grandes rangos de presiones y caudales necesarios para una aplicación dada. Se debe considerar cuidadosamente la compresibilidad de los gases, su densidad ligera y un comportamiento muy diferente en los sistemas de tuberías.

Exploración

Tómese un momento para pensar dónde ha visto ventiladores o compresores y sistemas de tuberías o ductos utilizados para distribuir aire comprimido u otros gases hasta su sitio final de uso.

- ¿Dónde están los ventiladores, sopladores o compresores utilizados en su casa? Considere la cocina, el cuarto de lavado y los sistemas de horneado y aire acondicionado.
- Revise en un automóvil el compartimento para pasajeros o debajo del cofre. ¿Qué sucede con los neumáticos?
- Busque tiendas, oficinas o un centro comercial. ¿Cómo mantienen una temperatura cómoda para sus clientes y para quienes trabajan allí?
- Si tiene acceso a una fábrica, busque lugares donde se utilice aire o aire bajo presión en movimiento.

Conceptos introductorios

Los ventiladores, sopladores y compresores se utilizan para aumentar la presión y ocasionar el flujo de aire y otros gases en un sistema de flujo. Su función es similar a la de las bombas en un sistema de flujo de líquidos, tal como se analizó en el capítulo 13. Algunos de los principios ya desarrollados para el flujo de líquidos y la implementación de bombas se pueden aplicar también al flujo de gases. Sin embargo, la compresibilidad de los gases provoca algunas diferencias importantes.

Tal como usted ya observó en los sitios donde se utilizan ventiladores y sopladores para el hogar, un claro ejemplo es cuando se utiliza un ventilador para hacer circular el aire en un día demasiado cálido como para estar cómodo. El ventilador extrae aire del ambiente que prevalece en la habitación, lo acelera por la acción de sus aspas y lo entrega a una velocidad superior. El aire en movimiento tiende a crear un efecto de enfriamiento.

¿En qué otros ejemplos pensó usted? ¿Qué tan parecida es su lista a la siguiente?

- ¿Tiene su casa un sistema de calefacción y enfriamiento con aire forzado? Inspeccione la unidad si le es accesible y descubra qué ocasiona el flujo de aire a lo largo de la red de conductos. Tal vez es un soplador que se parece a los que se muestran más adelante en las figuras 18.3 y 18.4. El aire

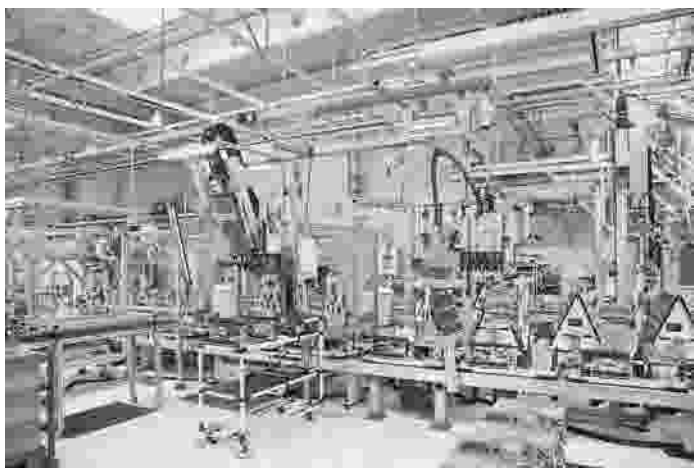


FIGURA 18.1 La neumática es crucial debido a que muchas operaciones, incluyendo equipos de ensamble automatizado como el que se muestra aquí, dependen de la distribución confiable de aire comprimido. (*Fuente:* Nataliya Hora/Fotolia)

se extrae de un conducto de aire de retorno hacia el centro del rotor con aspas. La rotación del rotor imparte energía al aire, lo lanza hacia el exterior a lo largo de la armadura en espiral y lo entrega a mayor presión y velocidad en la red de conductos de descarga. En el capítulo 19 se cubre el tema del flujo de aire en ductos a presión relativamente baja.

- Para un acondicionador de aire, busque la unidad de condensación fuera de la casa. Un ventilador aspira aire del ambiente y lo fuerza a entrar por las bobinas condensadoras para alejar el calor de ahí. Enseguida, el refrigerante contenido en las bobinas se condensa y pasa al evaporador del sistema. El ventilador del evaporador instalado dentro de la casa realiza la importante función de mejorar el efecto de enfriamiento del aire.
- Muchos electrodomésticos incorporan ventiladores y sopladores: una secadora de cabello, una secadora de ropa, una computadora, la mayoría de los refrigeradores (tanto en el interior del gabinete como en el compartimento de la máquina), las aspiradoras y los taladros y sierras eléctricos.
- ¿Cuántos ventiladores encontró en el automóvil que revisó? El ventilador de enfriamiento del motor está bajo el cofre y desplaza aire sobre el motor para eliminar calor del refrigerante a través del radiador y por convección directamente desde el propio motor. El sistema de calefacción y aire acondicionado del automóvil utiliza un ventilador en una forma similar a la del horno, el aire acondicionado y el refrigerador de su casa. Probablemente el ventilador está montado dentro del panel de instrumentos y tiene conductos para llevar el aire caliente o frío a las rejillas de ventilación ubicadas cerca del conductor y los pasajeros.
- Las tiendas, oficinas y centros comerciales también deben utilizar sistemas de calefacción y aire acondicionado para proporcionar un ambiente cómodo a las personas que acuden a esos espacios. Dado que las demandas globales para calentar, enfriar y ventilar el aire son mucho más grandes, los sopladores que manejan el aire también son mucho más grandes.
- Ahora considere la fábrica. Además del sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas en inglés), puede haber necesidad de aire a alta presión para operar muchos de los procesos de la planta. El aire comprimido se utiliza para accionar desarmadores eléctricos, taladros, cilindros de aire (también llamados actuadores neumáticos lineales) y otros dispositivos neumáticos, similares al equipo de automatización mostrado en la figura 18.1. Por lo general, las plantas más grandes emplean compresores centrales para entregar un suministro constante de aire a aproximadamente 100 psi (690 kPa) en todas las áreas de la fábrica. Las células de trabajo individuales pueden aprovechar el sistema según sea necesario. Tal vez el compresor central se parezca al de la figura 18.6.

Los profesionales han desarrollado técnicas especiales para el diseño de sistemas de flujo que transportan gases, como el aire, basados en años de experiencia. El análisis detallado de los fenómenos involucrados requiere conocimientos de termodinámica. Como no se espera que los lectores de este libro conozcan de termodinámica, algunos de los métodos incluidos en este capítulo se presentan sin un amplio desarrollo. Por supuesto, se describen los términos o conceptos nuevos que son necesarios para la comprensión de los métodos. Vea los recursos de internet 11 a 13 para obtener información especializada sobre el movimiento del aire y los refrigerantes. El recurso de internet 15 ofrece una gran cantidad de información acerca de los gases industriales y médicos, junto con el aire.

18.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Describir las características generales de los ventiladores, sopladores y compresores.
2. Describir los ventiladores axiales, ventiladores de ductos y ventiladores centrífugos.
3. Describir los sopladores y compresores de los tipos centrífugo, axial, de paleta axial, alternativos, lobulados, de paleta y de tornillo.
4. Especificar los tamaños adecuados para las tuberías que conducen vapor, aire y otros gases a presiones altas.
5. Calcular la rapidez del flujo de aire y otros gases a través de boquillas.

18.2 RAPIDEZ DE FLUJO Y PRESIÓN DE UN GAS

Cuando se trabaja en unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, la rapidez del flujo de aire u otro gas se expresa con mayor frecuencia en ft^3/min, abreviado cfm (por la expresión en inglés *cubic feet per minute*). Las velocidades se reportan en ft/min. Aunque éstas no son las unidades estándar para el sistema tradicional de Estados Unidos, resultan convenientes para el rango de flujos que se encuentran normalmente en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales.

En el sistema SI, las unidades utilizadas con mayor frecuencia son m^3/s para la rapidez de flujo y m/s para la velocidad. En lo referente a los sistemas que conducen caudales relativamente bajos, ocasionalmente se usa la unidad de L/s. A continuación se listan algunas conversiones convenientes:

$$1.0\ ft^3/s = 60\ ft^3/min = 60\ cfm$$
$$1.0\ m^3/s = 2120\ ft^3/min = 2120\ cfm$$
$$1.0\ ft/s = 60\ ft/min$$
$$1.0\ m/s = 3.28\ ft/s$$
$$1.0\ m/s = 197\ ft/min$$

Las presiones se pueden medir en lb/in^2 (abreviado como psi) en unidades de uso común en Estados Unidos cuando se encuentran presiones relativamente grandes. Sin embargo, en la mayoría de los sistemas empleados para el manejo de aire, las presiones son pequeñas y se miden en *pulgadas de agua*, abreviado como inH_2O o in w.g. Esta unidad se deriva de la práctica de utilizar

un tubo Pitot y un manómetro acuático para medir la presión en ductos, como se ilustra en las figuras 15.17 y 15.18. La presión equivalente se puede deducir de la relación entre la presión y la elevación, $\Delta p = \gamma h$. Al usar $\gamma = 62.4$ lb/ft^3 para el agua, una presión de 1.00 inH_2O es equivalente a

$$\Delta p = \gamma h = \frac{62.4 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \cdot 1.00 \text{ in} \cdot \frac{1 \text{ ft}^3}{1728 \text{ in}^3} = 0.0361 \text{ lb/in}^2$$

Dicho de otra manera, 1.0 psi = 27.7 inH_2O. En muchos sistemas de flujo de aire, las presiones involucradas son sólo unas pocas pulgadas de agua o incluso una fracción de pulgada.

La unidad estándar del SI, el pascal (Pa), es bastante pequeña y se utiliza directamente para el diseño de un sistema de tratamiento de aire en unidades del SI. También se utiliza el bar, mmH_2O y mmHg. Los grandes sistemas industriales pueden requerir presiones ubicadas en el rango de los kPa o MPa. A continuación se indican algunos factores de conversión útiles:

$$\begin{aligned} 1.0 \text{ bar} &= 100 \text{ kPa} \\ 1.0 \text{ psi} &= 6895 \text{ Pa} \\ 1.0 \text{ in}H_2O &= 248.8 \text{ Pa} \\ 1.0 \text{ mm}H_2O &= 9.81 \text{ Pa} \\ 1.0 \text{ mmHg} &= 132.8 \text{ Pa} \end{aligned}$$



FIGURA 18.2 Ventilador de ducto.

18.3 CLASIFICACIÓN DE VENTILADORES, SOPLADORES Y COMPRESORES

Los ventiladores, sopladores y compresores se usan para aumentar la presión y desplazar aire u otros gases. Las diferencias principales entre estos dispositivos son su construcción física y las presiones de diseño que pueden desarrollar. Vea las referencias 5 y 8.

- Un *ventilador* está diseñado para operar contra pequeñas presiones estáticas, hasta aproximadamente 2.0 psi (13.8 kPa) y se utiliza en equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) tanto como en aplicaciones similares. Las presiones de operación típicas para los ventiladores son de 0 a 6 inH_2O (de 0.00 a 0.217 psi o 0.00 a 1500 Pa).
- Para las presiones que van desde 2.0 psi hasta aproximadamente 15.0 psi (103 kPa), el movilizador de gas se llama *soplador*, el cual se utiliza en sistemas HVAC de alta capacidad para suministrar aire de combustión a hornos industriales y para algunos sistemas de procesamiento de materiales.
- Para desarrollar presiones más altas, incluso hasta de varios miles de psi, se utilizan *compresores*. Una aplicación común es el suministro de aire comprimido para equipos de automatización neumática en sistemas de manufactura.

Los ventiladores se utilizan para hacer circular aire dentro de un espacio, para introducir aire a, o expulsarlo de, un espacio; también se emplean para desplazar aire a través de ductos en los sistemas de ventilación, calefacción o aire acondicionado. Los tipos de ventiladores incluyen ventiladores axiales, ventiladores de ductos y ventiladores centrífugos. Vea los recursos de internet 1, 3 y 4.

Los *ventiladores axiales* operan prácticamente a una presión estática cero y se componen de dos a seis aspas con apariencia de hélices para aviones. Por lo tanto, introducen aire de un lado y lo descargan al otro en una dirección aproximadamente axial. Este tipo de ventilador se utiliza comúnmente para hace circular aire en espacios de vivienda o trabajo y mejorar la comodidad. Cuando se montan en ventanas u otras aberturas practicadas en las paredes de un edificio, proporcionan aire fresco del exterior al interior del edificio o sacan aire del edificio. Cuando se montan en un techo o azotea, suelen ser llamados *respiraderos*.

Los ventiladores axiales están disponibles desde tamaños pequeños (unas pocas pulgadas de diámetro que entregan unos cuantos cientos de cfm) hasta diámetros de 60 in o más, los cuales entregan más de 50 000 cfm a una presión estática de cero. Las velocidades de operación suelen oscilar aproximadamente entre 600 rpm y 1725 rpm. Estos ventiladores se impulsan mediante motores eléctricos, ya sea directamente o por medio de accionamientos de correa.

Los *ventiladores de ducto* tienen una construcción similar a la de los ventiladores axiales, excepto que el ventilador va montado dentro de un ducto cilíndrico, como se muestra en la figura 18.2. El ducto puede ser parte de un sistema de ductos mayor que entrega aire o lo expulsa desde alguna área remota. Los ventiladores de ducto pueden trabajar contra presiones estáticas de hasta aproximadamente 1.50 inH_2O (375 Pa). Los tamaños varían desde muy pequeños, entregando unos pocos cientos de cfm, hasta aproximadamente 36 in, entregando más de 20 000 cfm.

En las figuras 18.3 y 18.4 se muestran dos ejemplos de *ventiladores centrífugos* o *sopladores centrífugos*, junto con sus rotores. El aire entra en el centro del rotor, también llamado *impulsor*, y es lanzado hacia fuera mediante las aspas giratorias adquiriendo así energía cinética. El gas a alta velocidad es recolectado por la voluta que rodea al rotor, donde la energía cinética se transforma en un aumento de la presión del gas que será entregado a través de un sistema de ductos para su uso final. Vea los recursos de internet 1 a 6.

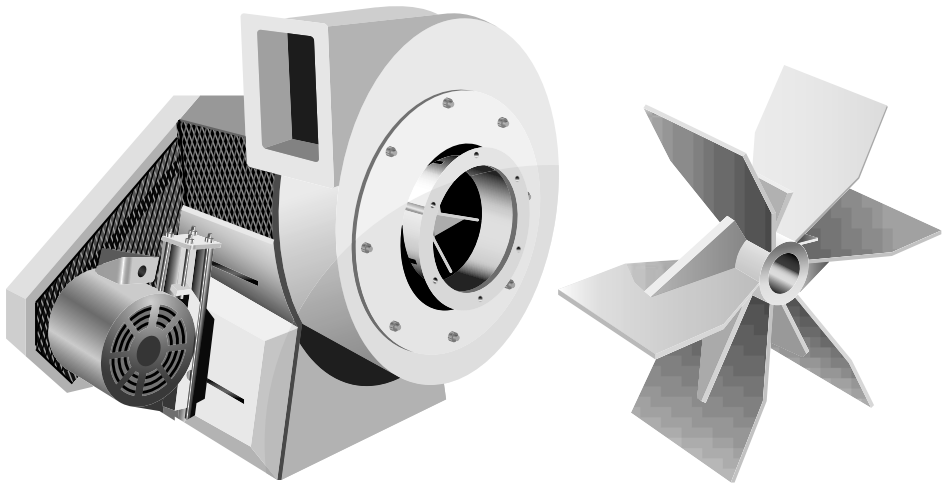


FIGURA 18.3 Ventilador centrífugo con rotor de aspas rectas y radiales.



FIGURA 18.4 Ventilador centrífugo con rotor de aspas inclinadas hacia atrás.

Por lo general, la construcción del rotor para ventiladores y sopladores se realiza con cuatro diseños básicos, mostrados en la figura 18.5. A menudo, el diseño de *aspas inclinadas hacia atrás* se hace con placas planas simples. A medida que el rotor gira, el aire tiende a salir paralelo al aspa a lo largo del vector llamado v_b en la figura. Sin embargo, se suma vectorialmente a la velocidad tangencial de la misma aspa, v_t, dando lugar a la velocidad resultante que se muestra como v_R. Las *aspas curvadas hacia adelante* producen una velocidad del aire resultante que suele ser más alta porque los dos vectores componentes tienen casi la misma dirección. Por esta razón, un rotor con aspas curvadas hacia adelante funcionará a una velocidad más lenta que un ventilador con aspas inclinadas hacia atrás de tamaño similar para el mismo flujo de aire y la misma presión. No obstante, el ventilador inclinado hacia atrás requiere normalmente una energía más baja para dar el mismo servicio (referencia 15). Los *ventiladores con aspas inclinadas hacia atrás, de perfil alar,* operan con más eficiencia y menos ruido que los ventiladores con aspas planas inclinadas hacia atrás. Todos estos tipos de ventiladores se utilizan para implementar sistemas de ventilación y algunos procesos industriales. Los ventiladores con *aspas radiales* tienen muchas aplicaciones en la industria para el suministro de grandes volúmenes de aire a presiones moderadas para calderas, torres de enfriamiento y secadores de materiales, así como para el traslado de materiales a granel.

Los *compresores centrífugos* emplean impulsores similares a los de las bombas centrífugas (figuras 13.11 y 13.12). Sin embargo, la geometría específica está adaptada para manejar gases en lugar de líquidos. La figura 18.6 muestra un gran compresor centrífugo de un solo nivel. Cuando un compresor de un solo rotor no puede desarrollar una presión lo suficientemente alta, se utiliza un compresor de múltiples niveles como el que muestra la figura 18.7. Los compresores centrífugos son utilizados para flujos de entre 500 y 100 000 cfm (0.24 a 47 m^3/s) a presiones de hasta 8000 psi (55 MPa). Vea los recursos de internet 2, 9 y 10.

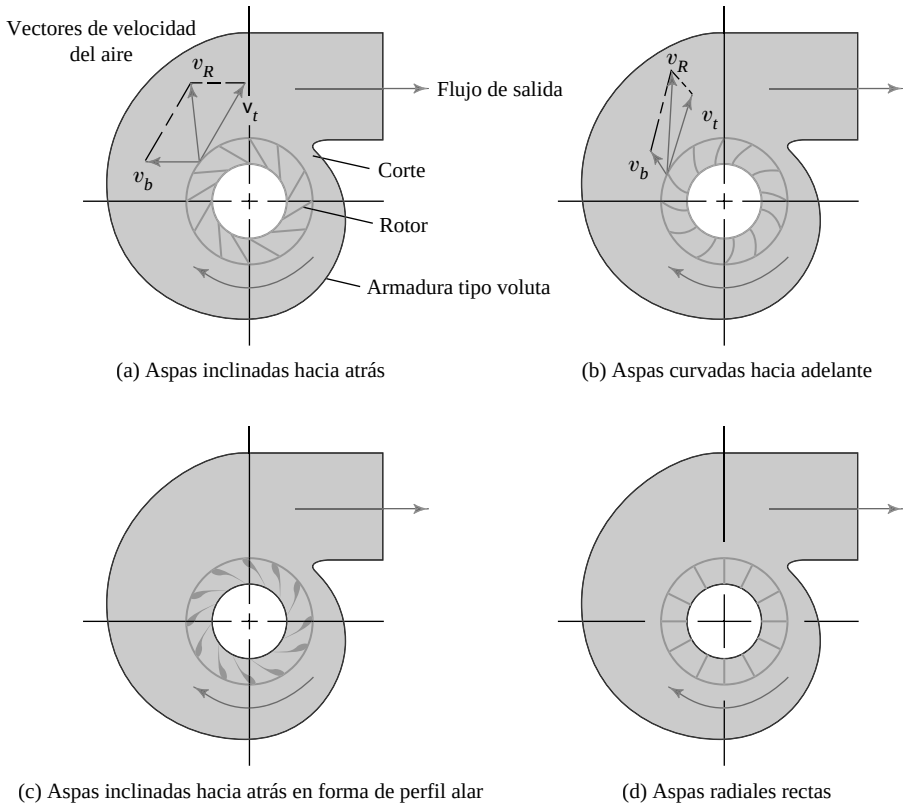


FIGURA 18.5 Cuatro tipos de rotores para ventiladores centrífugos.

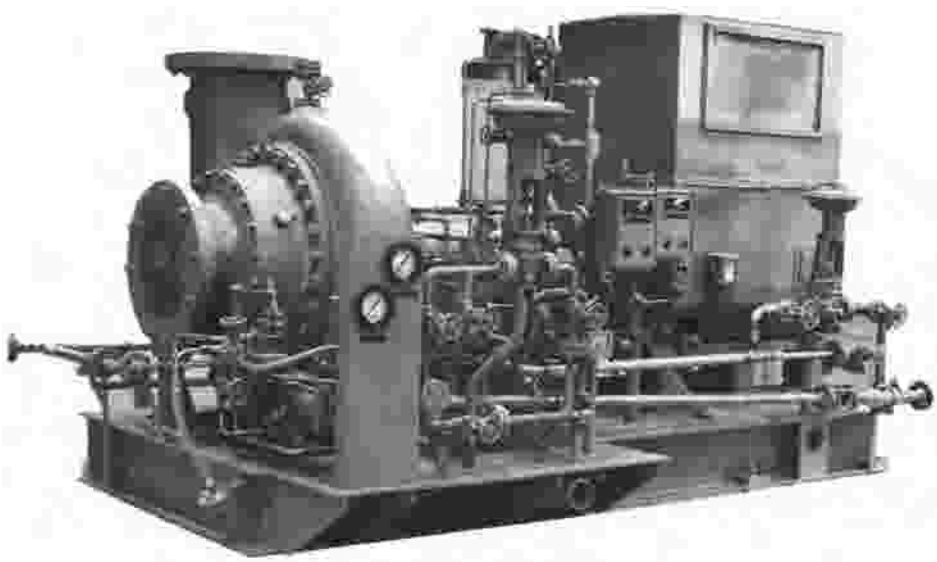


FIGURA 18.6 Compresor centrífugo de un nivel. (*Fuente:* Dresser-Rand, Turbo Products Division)

En la figura 18.8 se muestra un *compresor axial* de varios niveles. Sólo aparece la mitad inferior de la armadura, el rotor de varios niveles y el ensamble del eje. El gas se introduce en el extremo grande, desplazado axialmente y comprimido por la serie de rotores con aspas, y se descarga desde el extremo pequeño. Los compresores axiales se utilizan para entregar grandes flujos, aproximadamente entre 8000 y 1.0 millones de cfm (3.8 a 470 m^3/s) a una presión de descarga de hasta 100 psi (690 kPa).

Los *sopladores axiales de paleta* son similares a los ventiladores de ducto descritos anteriormente, excepto que suelen tener aspas con forma de perfil alar e incluyen paletas dentro de la armadura cilíndrica para redirigir el flujo axial hacia el siguiente ducto. Esto se traduce en una capacidad de presión estática más alta para el soplador y en una reducción de los remolinos de aire.

Los *sopladores y compresores de desplazamiento positivo* tienen una variedad de diseños:

- Alternativos —de efecto sencillo o de doble efecto.
- Giratorios —de lóbulo, paleta o tornillo.

La construcción de un compresor de movimiento alternativo tiene una apariencia similar a la de un motor. Una manivela

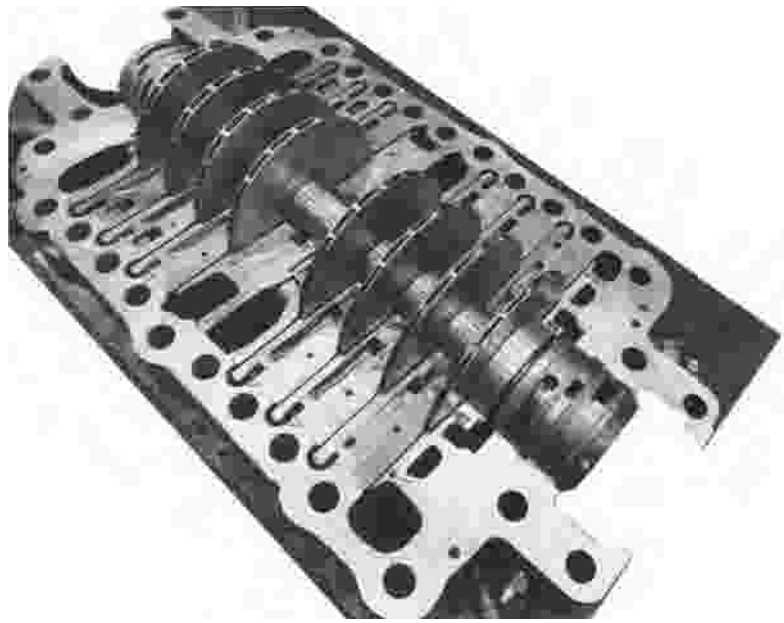


FIGURA 18.7 Parte inferior de un compresor centrífugo de varios niveles dividido horizontalmente con el rotor instalado. (*Fuente:* Dresser-Rand, Turbo Products Division)

giratoria y una biela de conexión impulsan al pistón, el cual se mueve alternativamente dentro de su cilindro extrayendo gas de baja presión a medida que se aleja de la cabeza del cilindro para después comprimirlo dentro del cilindro a medida que se acerca a su cabeza. Cuando la presión del gas alcanza el nivel deseado, las válvulas de descarga se abren para entregar el gas comprimido al sistema de tuberías. La figura 13.6 muestra la disposición de los pistones de efecto sencillo y de los pistones de doble efecto. Las versiones pequeñas de estos compresores se ven en talleres y estaciones de servicio. Sin embargo, para muchos usuarios industriales, pueden ser muy grandes, entregando hasta 10 000 cfm (4.7 m^3/s) a presiones de hasta 60 000 psi (413 MPa). Vea los recursos de internet 2, 8 y 10.

Los compresores de lóbulos y paletas son muy similares a las bombas mostradas en las figuras 13.2 y 13.5. Los diseños del tipo lóbulo pueden desarrollar aproximadamente hasta 15 psi (100 kPa) y a menudo se les llama sopladores (referencia 14). Los compresores del tipo paleta son capaces de desarrollar varios cientos de psi y suelen utilizarse en sistemas de fluidos neumáticos.

Los *compresores de tornillo* se utilizan en aplicaciones relacionadas con la construcción e industriales que requieren aire comprimido hasta 500 psi (3.4 MPa), entregando hasta 20 000 cfm (9.4 m^3/s). En el diseño de un solo tornillo, el aire se atrapa entre las "roscas" adyacentes que giran dentro de una armadura ajustada. La progresión axial de las roscas suministra el aire hasta la salida. En algunos diseños, el paso de las roscas disminuye a lo largo de la longitud del tornillo, proporcionando una compresión dentro de la armadura para entregar el aire en contra de la resistencia del sistema. También pueden emplearse dos o más tornillos acoplados. Vea la figura 13.3 y los recursos de internet 7, 8, 10 y 14.

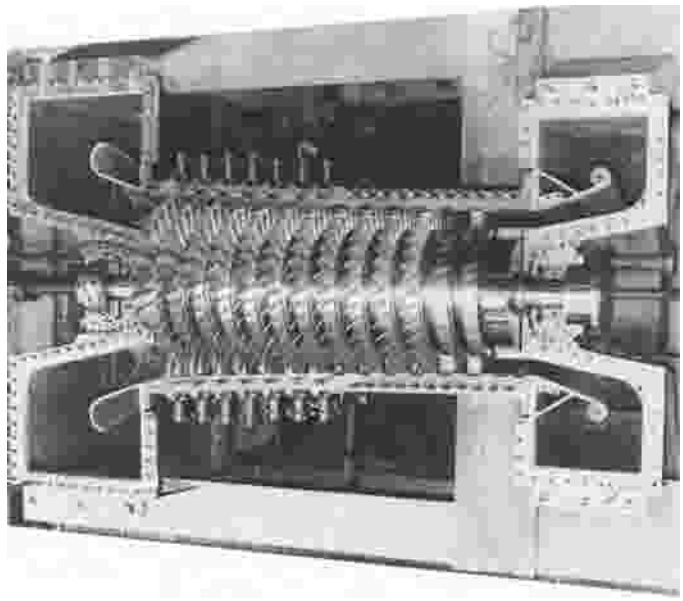


FIGURA 18.8 Parte inferior de un compresor axial con el rotor instalado. (*Fuente:* Dresser-Rand, Turbo Products Division)

18.4 FLUJO DE AIRE COMPRIMIDO Y OTROS GASES EN TUBERÍAS

Muchas industrias utilizan aire comprimido en sus sistemas de fluidos para impulsar equipos de producción, dispositivos para el manejo de materiales y maquinaria automatizada. Una presión de operación común para tales sistemas está en el intervalo de 60 a 125 psig [414 a 862 kPa (man)]. El desempeño y la productividad del equipo se degradan si la presión cae por debajo de la presión de diseño. Por lo tanto, se debe prestar atención especial a las pérdidas de presión ocurridas entre el compresor y el punto de uso. Es necesario realizar un análisis detallado del sistema de tuberías utilizando los métodos descritos en los capítulos 6 a 12, modificados por la compresibilidad del aire.

Cuando se presentan grandes cambios en la presión o en la temperatura del aire comprimido a lo largo de un sistema de flujo, deben tenerse en cuenta los cambios correspondientes en el peso específico del aire. No obstante, si el cambio en la presión es menor a aproximadamente 10 por ciento de la presión de entrada, las variaciones en el peso específico tendrán un efecto insignificante. Cuando la caída de presión se ubica entre 10 y 40 por ciento de la presión de entrada, es posible usar el promedio del peso específico registrado para las condiciones de entrada y salida y encontrar resultados con una precisión razonable (referencia 9). Cuando el cambio de presión predicho es mayor a 40 por ciento, es necesario rediseñar el sistema o consultar otras referencias.

18.4.1 Peso específico para el aire

En la figura 18.9 se muestra la variación del peso específico para el aire como una función de los cambios ocurridos en la presión y la temperatura. Observe la gran magnitud de los cambios, en particular ante modificaciones de la presión. El peso específico para cualesquier condiciones de presión y temperatura se puede calcular a partir de la *ley de los gases ideales* de la termodinámica, la cual establece

➪ Ley de los gases ideales

$$\frac{p}{\gamma T} = \text{constante} = R \qquad \textbf{(18-1)}$$

donde

p = Presión absoluta del gas

γ = Peso específico del gas

T = Temperatura absoluta del gas, es decir, temperatura por encima del cero absoluto

R = Constante del gas en cuestión (vea el apéndice N)

La ecuación (18-1) también se puede resolver para el peso específico:

$$\gamma = \frac{p}{RT} \qquad \textbf{(18-2)}$$

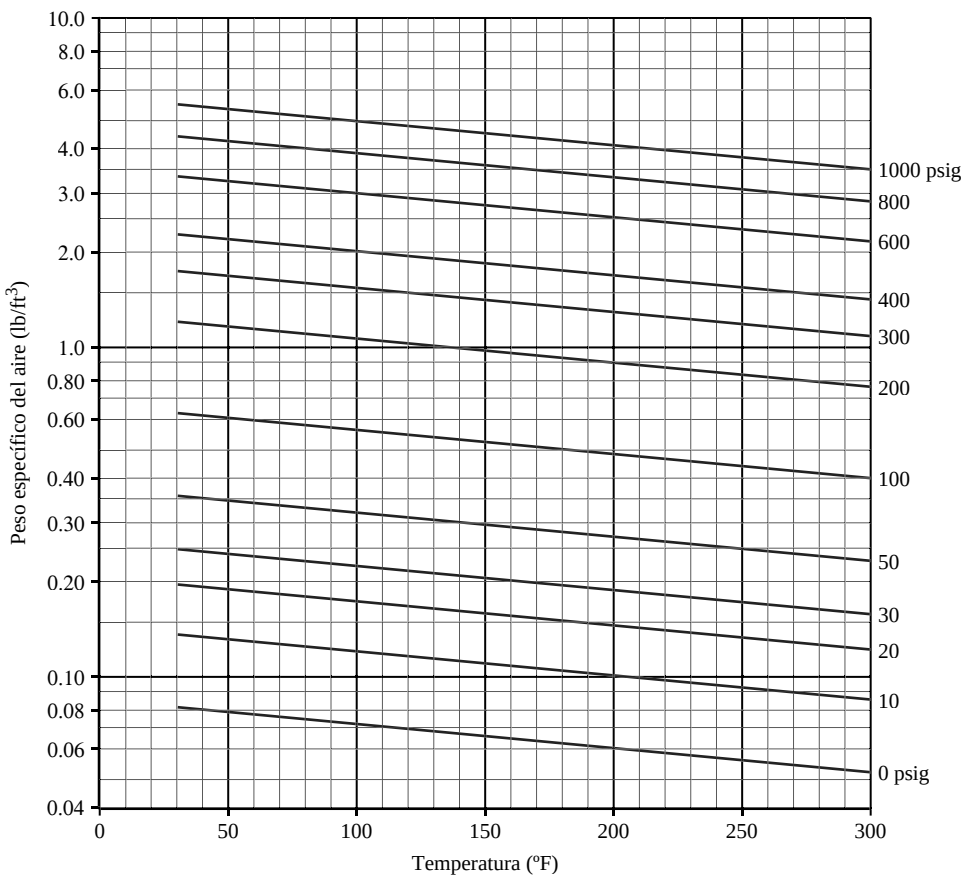


FIGURA 18.9 Peso específico del aire contra la presión y la temperatura.

La temperatura absoluta se encuentra al sumar una constante a la temperatura medida. En unidades del sistema de uso común en Estados Unidos,

$$T = (t°\text{F} + 460)\ °\text{R}$$

donde °R está en grados Rankine, la unidad estándar para la temperatura absoluta medida con respecto al cero absoluto. En unidades del SI,

$$T = (t°\text{C} + 273)\ \text{K}$$

donde K (Kelvin) es la unidad estándar del SI para la temperatura absoluta.

Tal como se presentó en la sección 3.2 [ecuación (3-2)], la presión absoluta se encuentra al sumar la presión atmosférica prevalente y la presión manométrica medida. A menos que se conozca la verdadera presión atmosférica local, se utiliza $p_{\text{atm}} = 14.7$ psia en unidades de uso común en Estados Unidos y $p_{\text{atm}} = 101.3$ kPa absoluta en unidades del SI.

El valor de la constante de gas R para el aire es 53.3 ft·lb/lb·°R en unidades de uso común en Estados Unidos. El numerador de la unidad para R es energía en libras pie (ft·lb) y, por lo tanto, la unidad de libra (lb) indica la *fuerza*. La unidad correspondiente del SI para la energía es el newton metro (N·m), donde

$$1.0\ \text{ft·lb} = 1.356\ \text{N·m}$$

En el denominador de R, la unidad libra representa el peso del aire, también una fuerza. Para convertir la unidad °R del sistema de uso común en Estados Unidos a la unidad K del SI, se utiliza 1.0 K = 1.8 °R. Mediante el uso de estas conversiones, es posible demostrar que el valor de R para el aire, en el sistema SI, es de 29.2 N·m/N·K. En el apéndice N se muestran los valores de R para otros gases.

Al elegir la expresión de los valores de la constante de gas R en términos del *peso*, se facilita el cálculo del *peso específico* γ, como se muestra en el problema de ejemplo 18.1. Posteriormente, se utilizará γ en cálculos de la *rapidez del flujo de peso* para un gas que pasa a través de una boquilla. Cabe señalar que el uso de las relaciones resultantes basadas en el peso debe limitarse a aplicaciones cercanas a la superficie de la Tierra, donde el valor de la aceleración debida a la gravedad g es bastante constante.

En otros tipos de análisis, particularmente en los del campo de la termodinámica, R se define en términos de la *masa* en lugar del peso. En ámbitos aeroespaciales, donde g y el peso pueden acercarse a cero, también se deben utilizar expresiones basadas en la masa.

Problema de ejemplo 18.1 Calcule el peso específico del aire a 100 psig y 80 °F.

Solución A partir de la ecuación (18-2), se encuentra que

$$p = p_{\text{atm}} + p_{\text{man}} = 14.7\ \text{psia} + 100\ \text{psig} = 114.7\ \text{psia}$$
$$T = t + 460 = 80\ °\text{F} + 460 = 540\ °\text{R}$$

Entonces,

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{114.7\ \text{lb}}{\text{in}^2} \cdot \frac{\text{lb·°R}}{53.3\ \text{ft·lb}} \cdot \frac{1}{540\ °\text{R}} \cdot \frac{144\ \text{in}^2}{\text{ft}^2}$$
$$\gamma = 0.574\ \text{lb/ft}^3$$

Tenga en cuenta que las cantidades 53.3 y 144 se usarán siempre para el aire en este tipo de cálculos. Por lo tanto, es posible deducir una ecuación conveniente, con unidades específicas, para el peso específico del aire como sigue:

$$\gamma = 2.70\ p/T \qquad \textbf{(18-3)}$$

Esto proporciona directamente γ para el aire, en libras por pie cúbico (lb/ft^3), cuando la presión absoluta está en psia y la temperatura absoluta en °R.

Problema de ejemplo 18.2 Calcule el peso específico del aire a 750 kPa (man) y 30 °C.

Solución Con base en la ecuación (18-2), se obtiene

$$p = p_{\text{atm}} + p_{\text{man}} = 101.3\ \text{kPa} + 750\ \text{kPa} = 851.3\ \text{kPa}$$
$$T = t + 273 = 30\ °\text{C} + 273 = 303\ \text{K}$$

Entonces,

$$\gamma = \frac{\text{p}}{\text{RT}} = \frac{851.3 \times 10^3\ \text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{N·K}}{29.2\ \text{N·m}} \cdot \frac{1}{303\ \text{K}} = 96.2\ \text{N/m}^3$$

18.4.2 Rapidez de flujo para líneas de aire comprimido

Las clasificaciones de los equipos que utilizan aire comprimido y compresores para la entrega de aire se dan en términos del *aire libre*, en ocasiones llamado *aire libre suministrado* (FAD, por sus siglas en inglés). Esto proporciona la cantidad de aire suministrado por unidad de tiempo suponiendo que el aire está a la presión atmosférica estándar (14.7 psia o 101.3 kPa absoluta) y a la temperatura estándar de 60 °F o 15 °C (temperaturas absolutas de 520 °R o 285 K). Para determinar la rapidez de flujo en otras condiciones, se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$Q_a = Q_s \cdot \frac{p_{\text{atm}-s}}{p_{\text{atm}} + p_a} \cdot \frac{T_a}{T_s} \qquad \textbf{(18-4)}$$

donde

Q_a = Rapidez del flujo de volumen en condiciones reales
Q_s = Rapidez del flujo de volumen en condiciones normales
$P_{\text{atm-}s}$ = Presión atmosférica absoluta estándar
P_{atm} = Presión atmosférica absoluta real
p_a = Presión manométrica real
T_a = Temperatura absoluta real
T_s = Temperatura absoluta estándar = 520 °R o 285 K

Usando estos valores y los de la atmósfera estándar, es posible escribir la ecuación (18-4) como sigue.

En unidades del sistema de uso común en Estados Unidos:

$$Q_a = Q_s \cdot \frac{14.7 \text{ psia}}{p_{\text{atm}} + p_a} \cdot \frac{(t + 460)\,^\circ\text{R}}{520\,^\circ\text{R}} \qquad \textbf{(18-4a)}$$

En unidades del SI:

$$Q_a = Q_s \cdot \frac{101.3\text{kPa}}{p_{\text{atm}} + p_a} \cdot \frac{(t + 273)\,\text{K}}{285\,\text{K}} \qquad \textbf{(18-4b)}$$

Problema de ejemplo 18.3 Un compresor de aire tiene una clasificación de aire libre de 500 cfm. Calcule la rapidez del flujo en una tubería en la que la presión es de 100 psig y la temperatura de 80 °F.

Solución Al usar la ecuación (18-4a) y suponiendo que la presión atmosférica local es de 14.7 psia, resulta

$$Q_a = 500\,\text{cfm} \cdot \frac{14.7 \text{ psia}}{14.7 + 100} \cdot \frac{(80 + 460)}{520} = 66.5\,\text{cfm}$$

18.4.3 Selección del tamaño de tubería y diseño del sistema de tuberías

Existen muchos factores que deben considerarse al especificar un tamaño de tubería adecuado para conducir aire comprimido en plantas industriales. Algunos de esos factores y los parámetros que intervienen son los siguientes:

- ***Caída de presión*** Debido a que las pérdidas por fricción son proporcionales al cuadrado de la velocidad del flujo, es deseable usar una tubería tan grande como resulte factible para asegurar el uso de la presión adecuada en todos los puntos del sistema.
- ***Requerimiento de potencia del compresor*** El requerimiento de potencia para accionar el compresor aumenta a medida que se incrementa la caída de presión. Por lo tanto, es deseable usar tuberías grandes para minimizar la caída de presión.
- ***Costo de la tubería*** Las tuberías grandes cuestan más que las pequeñas, por lo que es preferible el uso de las tuberías más pequeñas.
- ***Costo del compresor*** En general, un compresor diseñado para funcionar a una presión más alta cuesta más, por lo que es preferible usar tuberías más grandes que minimicen la caída de presión.
- ***Costo de instalación*** Las tuberías pequeñas son más fáciles de manejar pero, en general, esto no es un factor importante.
- ***Espacio requerido*** Las tuberías pequeñas ocupan menos espacio e implican menos interferencias con otros equipos u operaciones.
- ***Expansión futura*** Se recomiendan tuberías grandes para permitir la adición futura de otros equipos que utilicen aire.
- ***Ruido*** Cuando el aire fluye a alta velocidad a través de tuberías, válvulas y accesorios, crea un gran nivel de ruido. Es deseable utilizar tubos grandes para permitir velocidades más bajas.

No existe un tamaño de tubería claramente óptimo para todas las instalaciones, y el diseñador debe evaluar el desempeño global de varios tamaños propuestos antes de realizar una especificación final. Para ayudar a iniciar el proceso, la tabla 18.1 lista algunos tamaños sugeridos.

Así como se vio en los sistemas de tuberías estudiados previamente, también los sistemas de tuberías de aire comprimido suelen contener válvulas y accesorios para controlar la cantidad y dirección del flujo. Sus efectos se toman en cuenta mediante la técnica de longitud equivalente, la cual fue descrita en la sección 10.9. Los valores para la relación L_e/D se listan en la tabla 10.4. Vea también la referencia 9.

La figura 18.10 muestra un bosquejo del diseño típico de un sistema de tuberías que le da servicio a una operación industrial. Sus características básicas son las siguientes:

- El compresor extrae aire del ambiente y aumenta su presión para entregarlo al sistema.
- El posenfriador acondiciona el aire. Algunos sistemas pueden incluir también un secador de aire cerca del compresor para eliminar el exceso de humedad antes de que el aire entre a la tubería de distribución principal.

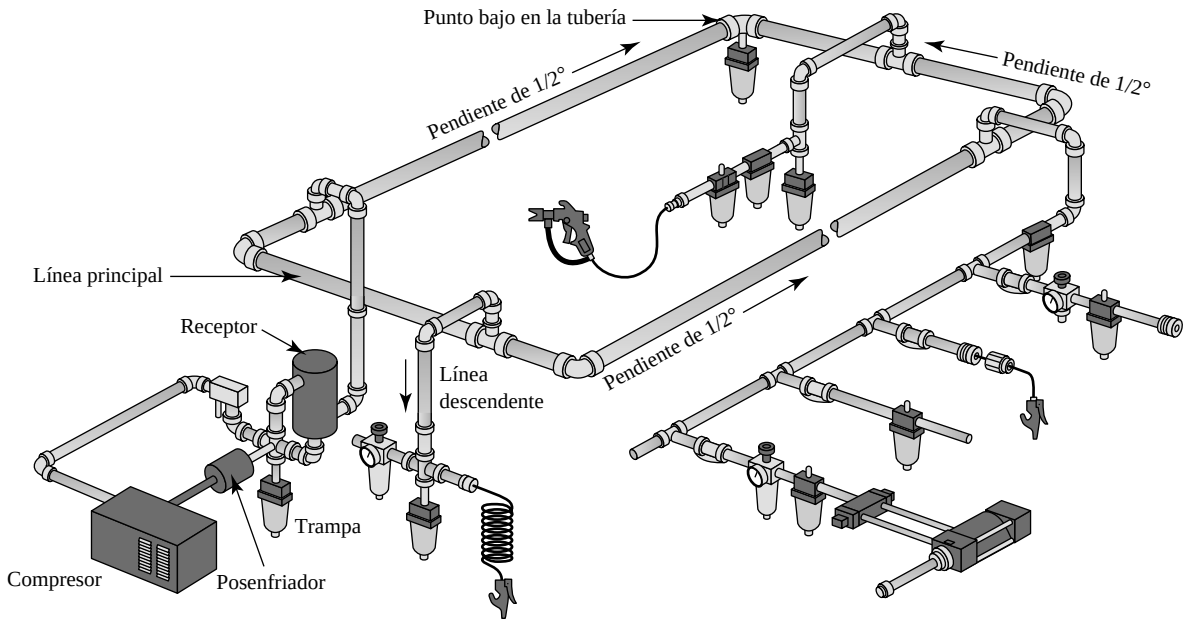


FIGURA 18.10 Distribución típica de tubería para un sistema industrial de aire comprimido.

TABLA 18.1 Tamaños de tubería sugeridos para sistemas de aire comprimido

Rapidez de flujo máxima (cfm)		Tamaño de tubería (cédula 40)	
Aire libre	Aire comprimido (100 psig, 60 °F)	Tamaño en pulgadas	Tamaño métrico DN (mm)
4	0.513	$^1/_8$	6
8	1.025	$^1/_4$	8
20	2.563	$^3/_8$	10
35	4.486	$^1/_2$	15
80	10.25	$^3/_4$	20
150	19.22	1	25
300	38.45	$1^1/_4$	32
450	57.67	$1^1/_2$	40
900	115.3	2	50
1400	179.4	$2^1/_2$	65
2500	320.4	3	80
3500	448.6	$3^1/_2$	90
5000	640.8	4	100

Nota: Los tamaños indicados corresponden a las tuberías de acero estándar cédula 40 más pequeñas que conducirán la rapidez de flujo dada a una presión de 100 psig (690 kPa) con no más de 5.0 psi (34.5 kPa) de caída de presión en 100 pies (30.5 m) de tubería. Vea el apéndice F "Dimensiones de la tubería de acero".

- El aire comprimido pasa a un receptor que tiene un volumen relativamente grande para asegurarse de que existe un suministro de aire estable para el sistema. Es posible colocar otros receptores más cerca de los puntos de uso en sistemas industriales más grandes y complejos.
- Se instala una trampa antes del receptor para eliminar la humedad.
- La tubería que da servicio a los sistemas de fábrica se distribuye en una disposición tipo lazo.
- Las conexiones con el lazo se hacen en la parte superior de la tubería del lazo principal para inhibir la entrega de humedad a las líneas de ramificación y a las herramientas utilizadas allí.
- En el sistema de lazo, las tuberías tienen una pendiente desde el compresor con una o más trampas para eliminar la humedad en los puntos bajos del sistema.
- Los ramales se dimensionan para conducir la rapidez de flujo dada con la misma velocidad nominal que en el sistema de lazo.
- Se instalan reguladores de presión en las líneas de derivación para permitir el ajuste de la presión de acuerdo con las herramientas utilizadas en esa línea.
- El condensado que sale del secador de aire y de todas las trampas instaladas en el sistema debe eliminarse de manera regular y tratarse antes de ser desechado.
- Debe existir una ventilación adecuada y un suministro de aire fresco en las cercanías de las unidades de compresor para proporcionarles la entrada de aire más apropiada y así eliminar el calor que generan los motores impulsores y el que resulta del proceso de compresión. La temperatura ambiente para el compresor debe estar en el rango de 40 °F a 90 °F (4.5 °C a 32 °C).

Problema de ejemplo 18.4

Especifique un tamaño de tubería adecuado para el suministro de 500 cfm (aire libre) a 100 psig y 80 °F para el sistema neumático de una máquina automática. La longitud total de tubería recta requerida entre el compresor y la máquina es de 140 ft. La línea también contiene dos válvulas de compuerta completamente abierta, seis codos estándar y dos tes estándar, donde el flujo tiene lugar a través de la línea principal de la te. Después, analice la presión requerida en el compresor para asegurar que en la máquina la presión no sea menor de 100 psig.

Solución Como una opción tentativa, se consultará la tabla 18.1 y se especificará un tubo de acero de 1½ in cédula 40 para conducir el aire. Luego, en el apéndice F se encuentra que $D = 0.1342$ ft y $A = 0.01414$ ft^2. Ahora se hará una comprobación para determinar la caída de presión real a través del sistema y juzgar su aceptabilidad. El procedimiento de solución es similar al utilizado en el capítulo 11. Se analizarán las circunstancias especiales relativas al aire.

Paso 1 Escriba la ecuación de la energía entre la salida del compresor y la entrada a la máquina:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma_2} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Observe que los términos del peso específico se han identificado con los subíndices de los puntos de referencia. Dado que el aire es compresible, podría haber un cambio significativo en el peso específico. Sin embargo, en este diseño se pretende tener un cambio pequeño en la presión entre los puntos 1 y 2. Si esto se logra, el cambio en el peso específico puede ser ignorado. Por lo tanto, considere que $\gamma_1 \approx \gamma_2$. Las condiciones presentes en el punto 2 son iguales a las utilizadas en el problema de ejemplo 18.1. Entonces, se usará $\gamma = 0.574$ lb/ft^3.

No se proporcionó información sobre la elevación del compresor y de la máquina. Dado que el peso específico del aire y de otros gases es tan pequeño, está permitido ignorar las diferencias de elevación cuando se trata con el flujo de gases, a menos que estas diferencias sean muy grandes. Tal como se indica en las secciones 3.3 y 3.4, el cambio de presión es directamente proporcional al peso específico del fluido y al cambio en la elevación. Para $\gamma = 0.574$ lb/ft^3 del aire en este problema, un cambio de elevación de 100 ft (aproximadamente la altura de un edificio de 10 pisos), la presión sólo cambiaría en 0.40 psi.

En los dos puntos de referencia la velocidad será la misma porque se utilizará el mismo tamaño de tubería en todo el sistema. Entonces, es posible cancelar los términos de la carga de velocidad en la ecuación de la energía.

Paso 2 Despeje la presión en el compresor:

$$p_1 = p_2 + \gamma h_L$$

Paso 3 Evalúe la pérdida de energía h_L mediante la ecuación de Darcy e incluya los efectos de las pérdidas menores:

$$h_L = f\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right) + f_T\left(\frac{L_e}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

El término L/D es la relación real de la longitud de la tubería sobre el diámetro de flujo:

$$\text{Tubería: } L/D = (140 \text{ ft}/0.1342 \text{ ft}) = 1043$$

Los valores de L_e/D equivalentes para las válvulas y los accesorios se encuentran en la tabla 10.4:

$$\begin{aligned} \text{2 válvulas:} &\quad L_e/D = 2(8) = 16 \\ \text{6 codos:} &\quad L_e/D = 6(30) = 180 \\ \text{2 tes:} &\quad L_e/D = 2(20) = 40 \\ \text{Total:} &\quad L_e/D = 236 \end{aligned}$$

La velocidad de flujo se puede calcular a partir de la ecuación de continuidad. En el problema de ejemplo 18.3 se determinó que la rapidez de flujo de 500 cfm de aire libre en condiciones reales de 100 psig y 80 °F es de 66.5 cfm. Entonces,

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{66.5 \text{ ft}^3}{\text{min}} \cdot \frac{1}{0.01414 \text{ ft}^2} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 78.4 \text{ ft/s}$$

La carga de velocidad es

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(78.4)^2 \text{ ft}^2/\text{s}^2}{2(32.2 \text{ ft/s}^2)} = 95.44 \text{ ft}$$

Para evaluar el factor de fricción f, se necesita la densidad y la viscosidad del aire. Cuando se conoce el peso específico del aire, es posible calcular la densidad a partir de

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \left(\frac{0.574 \text{ lb}}{\text{ft}^3}\right)\left(\frac{\text{s}^2}{32.2 \text{ ft}}\right) = \frac{0.0178 \text{ lb}\cdot\text{s}^2}{\text{ft}^4} = 0.0178 \text{ slug/ft}^3$$

La viscosidad dinámica de un gas no cambia mucho cuando cambia la presión. Por lo tanto, se pueden usar los datos del apéndice E aunque sean para la presión atmosférica normal. Se encuentra que la viscosidad dinámica es $\eta = 3.85 \times 10^{-7}$ lb•s/ft^2.

Sería incorrecto utilizar la viscosidad cinemática indicada para el aire en el apéndice E debido a que ese valor incluye la densidad, la cual es radicalmente distinta a 100 psig de lo que es a la presión atmosférica.

Ahora es posible calcular el número de Reynolds:

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{(78.4)(0.1342)(0.0178)}{3.85 \times 10^{-7}} = 4.86 \times 10^5$$

La rugosidad relativa D/ϵ es

$$D/\epsilon = 0.1342/1.5 \times 10^{-4} = 895$$

Luego, a partir del diagrama de Moody (figura 8.7), se lee $f = 0.021$. En la tabla 10.5 se puede encontrar que el valor de f_T utilizado para las válvulas y los accesorios es de 0.020 para la tubería de 1½ in cédula 40. Como esto es diferente del factor de fricción encontrado para la propia tubería, las pérdidas de energía para la tubería, las válvulas y los accesorios se pueden calcular por separado de la siguiente manera:

Para la tubería,

$$h_L = f(L/D)(v^2/2g) = (0.021)(1043)(95.44\,\text{ft}) = 2090\,\text{ft}$$

Para las válvulas y los accesorios,

$$h_L = f_T\left(\frac{L_e}{D}\right)_{\text{total}}\left(\frac{v^2}{2g}\right) = (0.020)(236)(95.44) = 450\,\text{ft}$$

Entonces, la pérdida total general de energía es,

$$h_{L-total} = 2090 + 450\,\text{ft} = 2540\,\text{ft}$$

Paso 4 Calcule la caída de presión en la tubería:

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L = \frac{0.574\,\text{lb}}{\text{ft}^3} \cdot 2540\,\text{ft} \cdot \frac{1\,\text{ft}^2}{144\,\text{in}^2} = 10.12\,\text{psi}$$

Paso 5 Calcule la presión en el compresor:

$$p_1 = p_2 + 10.12\,\text{psi} = 100\,\text{psig} + 10.12\,\text{psi} = 110.1\,\text{psig}$$

Paso 6 Dado que el cambio en la presión es menor a 10 por ciento, el supuesto de que el peso específico del aire se conserva constante es satisfactorio. De haberse producido una caída de presión más grande, se podría rediseñar el sistema con un tamaño de tubería más grande o, en su caso, ajustar el peso específico al promedio de los pesos específicos encontrados al principio y al final del sistema. Este diseño de sistema parece ser satisfactorio en lo relativo a la caída de presión.

18.5 FLUJO DE AIRE Y OTROS GASES A TRAVÉS DE BOQUILLAS

El diseño típico de una boquilla es una sección convergente a través de la cual fluye un fluido desde una región de mayor presión hasta una región de menor presión. La figura 18.11 muestra una boquilla instalada en un lado de un tanque relativamente grande con el flujo saliendo desde el tanque hacia la atmósfera. La boquilla mostrada converge suave y gradualmente hasta terminar en su sección más pequeña, llamada *garganta*. Otros diseños de boquillas, incluyendo orificios abruptos y boquillas adheridas a tuberías más pequeñas a la entrada, requieren un tratamiento especial que se verá más adelante.

Ahora se deben analizar ciertos conceptos del campo de la termodinámica junto con algunas otras propiedades de los gases.

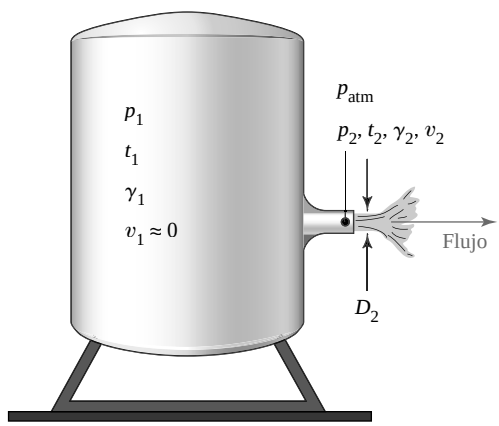


FIGURA 18.11 Descarga de un gas desde un tanque a través de una boquilla convergente lisa.

Cuando el flujo de un gas ocurre muy lentamente, es posible que se transfiera calor de los alrededores hacia o desde el gas para mantener su temperatura constante. Dicho flujo se llama *isotérmico*. Por otra parte, cuando el flujo se produce muy rápidamente o cuando el sistema está muy bien aislado, se puede transferir muy poco calor hacia o desde el gas. Bajo condiciones ideales, *sin* calor transferido, el flujo se llama *adiabático*. Los sistemas reales se comportan de alguna manera intermedia entre isotérmica y adiabática. Sin embargo, para el flujo rápido fluyendo a través de una boquilla, se supondrá que es adiabático.

18.5.1 Flujo en boquilla para procesos adiabáticos

Para un proceso adiabático, la ecuación que describe la relación entre la presión absoluta y el peso específico del gas es

$$\frac{p}{\gamma^k} = \text{Constante} \tag{18-5}$$

El exponente k se llama *exponente adiabático*, un número sin dimensiones, y su valor para el aire es de 1.40. En el apéndice N se proporcionan los valores de k para otros gases.

La ecuación (18-5) se puede utilizar para calcular la condición de un gas en un punto de interés cuando se conoce la condición prevalente en algún otro punto y ocurre un proceso adiabático entre los dos puntos. Esto es,

$$\frac{p}{\gamma^k} = \text{Constante} = \frac{p_1}{\gamma_1^k} = \frac{p_2}{\gamma_2^k} \tag{18-6}$$

Dicho de otra manera,

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)^k \tag{18-7}$$

o bien

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k} \tag{18-8}$$

Aquí, p_2 está en la boquilla y p_1 en el tanque. La presión fuera de la boquilla es p_{atm}.

La rapidez del flujo de peso del gas que sale del tanque a través de la boquilla en la figura 18.11 es

$$W = \gamma_2 v_2 A_2 \tag{18-9}$$

Los principios de la termodinámica se pueden utilizar para demostrar que la velocidad del flujo en la boquilla es:

⇨ Velocidad de flujo a través de una boquilla

$$v_2 = \left\{\left(\frac{2gp_1}{\gamma_1}\right)\left(\frac{k}{k-1}\right)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}\right]\right\}^{1/2} \tag{18-10}$$

Observe que aquí las presiones son *presiones absolutas*. Las ecuaciones (18-6) a (18-10) pueden combinarse para producir una ecuación conveniente para la rapidez del flujo de peso desde el tanque en términos de las condiciones del gas prevalentes en el tanque y la relación de presión p_2/p_1:

⇨ Rapidez del flujo de peso cuando p_2/p_1 > relación crítica

$$W = A_2\sqrt{\frac{2gk}{k-1}(p_1\gamma_1)\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k+1)/k}\right]} \tag{18-11}$$

Note que una relación de presión p_2/p_1 *decreciente* indica en realidad una diferencia de presión *creciente* $(p_1 - p_2)$ y, por lo tanto, se espera que la rapidez del flujo de peso W aumente a medida que se reduce la relación de presión. Esto es cierto para los valores más altos de la relación de presión. Bajo estas condiciones, en la garganta, p_2 es igual a p_{atm}.

Sin embargo, es posible demostrar que la rapidez de flujo alcanza un máximo en una *relación de presión crítica*, la cual es definida como:

⇨ Relación de presión crítica

$$\left(\frac{p_2'}{p_1}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{18-12}$$

Dado que el valor de la relación de presión crítica sólo es una función del exponente adiabático k, es una constante para cualquier gas en particular.

Cuando se alcanza la relación de presión crítica, la velocidad del flujo en la garganta de la boquilla es igual a la velocidad del sonido en el gas bajo las condiciones ahí prevalentes. *Esta velocidad de flujo permanece constante independientemente de cuánto se reduzca la presión aguas abajo*. En el gas, la velocidad del sonido es

⇨ Velocidad sónica

$$c = \sqrt{\frac{kgp_2'}{\gamma_2}} \tag{18-13}$$

Otro nombre para c es *velocidad sónica*, es decir, la velocidad a la que una onda de sonido viajaría en el gas. Ésta es la velocidad máxima de flujo de un gas a través de una boquilla convergente.

La *velocidad supersónica*, que es una velocidad mayor que la del sonido, se puede conseguir sólo con una boquilla que primero converja y después diverja. El análisis de tal boquilla no se presenta aquí.

A la relación de la velocidad real de flujo sobre la velocidad sónica se le da el nombre de *número de Mach*. Es decir,

⇨ Número de Mach

$$N_M = v/c \tag{18-14}$$

Se debe utilizar la ecuación (18-11) para calcular la rapidez del flujo de peso de un gas que fluye desde un tanque a través de una boquilla convergente para valores de $N_M < 1.0$, donde la relación de presión p_{atm}/p_1 es mayor que la relación de presión crítica. Para $N_M = 1$, al sustituir el índice de presión crítica de la ecuación (18-12) en la ecuación (18-11) resulta:

⇨ Rapidez del flujo de peso máxima cuando p_2/p_1 es crítica

$$W_{\text{máx}} = A_2\sqrt{\left(\frac{2gk}{k+1}\right)(p_1\gamma_1)\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}} \tag{18-15}$$

Esta ecuación se debe utilizar cuando la relación de presión p_{atm}/p_1 es menor que la relación crítica.

La figura 18.12 muestra el comportamiento del flujo de gas a través de una boquilla desde un tanque relativamente grande, de acuerdo con las ecuaciones (18-11) y (18-15). En (a), la gráfica es para el caso en que la presión p_1 que hay en el tanque se mantiene constante y la presión p_{atm} que hay fuera de la boquilla disminuye. Cuando $p_{atm} = p1$, $p_{atm}/p1 = 1.00$, y obviamente no hay flujo a través de la boquilla. A medida que disminuye p_{atm}, la diferencia de presión relativamente grande $(p_1 - p_{atm})$ provoca un aumento en la rapidez del flujo de peso calculado a partir de la ecuación (18-11). Sin embargo, cuando se llega a la relación crítica de presión $(p_2'/p_1)c$, la velocidad en la garganta alcanza la velocidad sónica y la presión se mantiene en la presión crítica p_2' calculada a partir de la ecuación (18-12). Es decir,

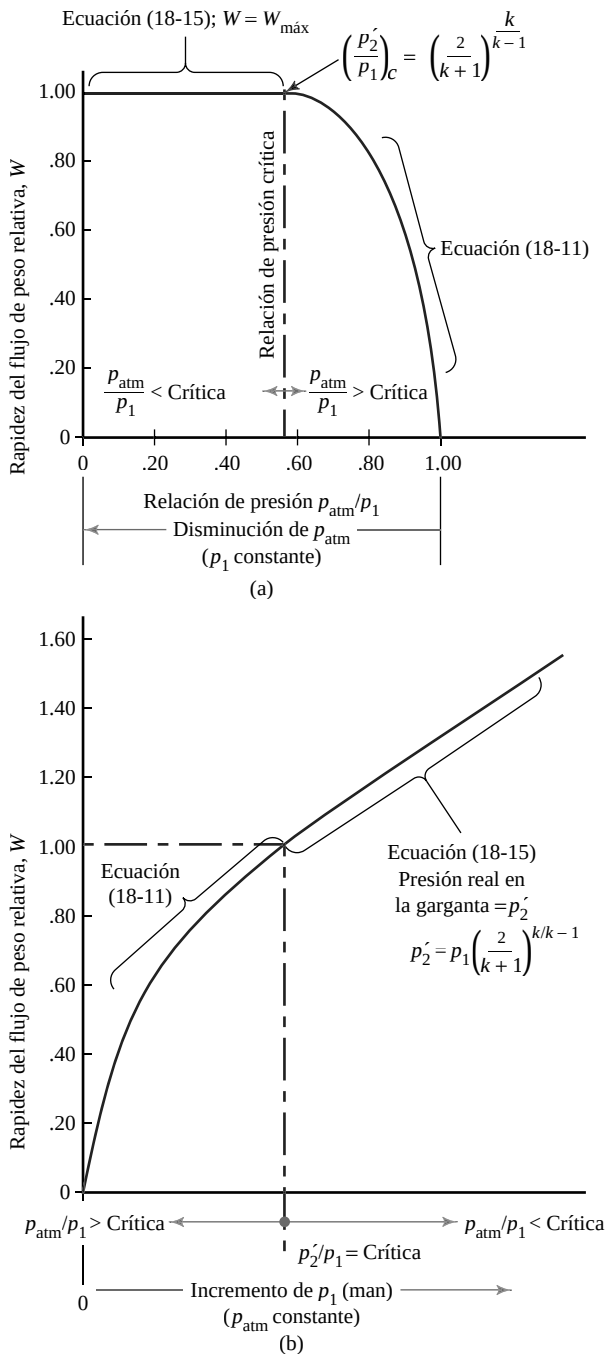


FIGURA 18.12 Rapidez del flujo de peso de un gas a través de una boquilla.

➪ Presión crítica, p_2'

$$p_2 = p_2' = p_1\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \qquad \textbf{(18-16)}$$

Cualquier disminución adicional de la presión fuera de la boquilla *no* aumentaría la rapidez del flujo proveniente del tanque.

En la figura 18.12(b) se muestra una interpretación diferente de la variación de la rapidez del flujo de peso contra la relación de presión. En este caso, la presión fuera de la boquilla, p_{atm}, se mantiene constante mientras que en el tanque la presión, p_1, se incrementa. Obviamente, cuando en el tanque la presión manométrica es cero, no se produce flujo porque no hay ninguna diferencia de presión. A medida que aumenta p_1, la relación de presión p_{atm}/p_1 es al principio mayor que la relación de presión crítica, y se aplica la ecuación (18-11). Cuando se alcanza o sobrepasa la relación de presión crítica, en la garganta la velocidad será una velocidad sónica *para la condición del gas prevalente en la garganta.*

Sin embargo, note que para cualquier valor dado de p_1, la presión crítica en la garganta, p_2', está dada por la ecuación (18-16). Dado que p_1 es creciente, p_2' también está aumentando. No obstante, como la relación de presión entre el tanque y la garganta está en el valor crítico, se debe utilizar la ecuación (18-15) para calcular la rapidez del flujo de peso a través de la boquilla. La rapidez del flujo de peso es ahora dependiente de p_1 y γ_1. Observe también que γ_1 es directamente proporcional a p_1, como puede verse en la ecuación (18-2). Entonces, después de alcanzar la relación de presión crítica, la rapidez del flujo de peso aumenta linealmente a medida que se incrementa la presión en el tanque.

Si la boquilla tiene una reducción abrupta en lugar de la forma lisa mostrada en la figura 18.10, el flujo será menor que lo predicho por las ecuaciones (18-11) o (18-15). Debe aplicarse un coeficiente de descarga, similar a los coeficientes de descarga descritos en el capítulo 15 para los medidores Venturi, las boquillas de flujo y los medidores de orificio. Además, si aguas arriba la sección es relativamente pequeña, como en una tubería, debe aplicarse alguna corrección para la velocidad de aproximación (vea la referencia 12).

En resumen, se puede utilizar el siguiente procedimiento para calcular la rapidez del flujo de peso de un gas a través de una boquilla del tipo mostrado en la figura 18.11, suponiendo que el flujo es adiabático. La figura 18.13 presenta un diagrama del proceso.

Cálculo del flujo adiabático de un gas a través de una boquilla

1. Calcule la relación de presión real entre la presión fuera de la boquilla y la que existe en el tanque, p_{atm}/p_1.
2. Calcule la relación de presión crítica por medio de la ecuación (18-12).

3a. Si la relación de presión real es mayor que la relación de presión crítica, utilice la ecuación (18-11) para calcular la rapidez del flujo de peso a través de la boquilla con $p_2 = p_{atm}$. Si se desea, la velocidad de flujo puede calcularse a partir de la ecuación (18-10).

3b. Si la relación de presión real es menor que la relación de presión crítica, utilice la ecuación (18-15) para calcular la rapidez del flujo de peso a través de la boquilla. Además, reconozca que la velocidad de flujo en la garganta de la boquilla es igual a la velocidad sónica, calculada a partir de la ecuación (18-13), y que la presión en la garganta es la llamada p_2' en la ecuación (18-16). El gas se expande entonces a la p_{atm} a medida que sale de la boquilla.

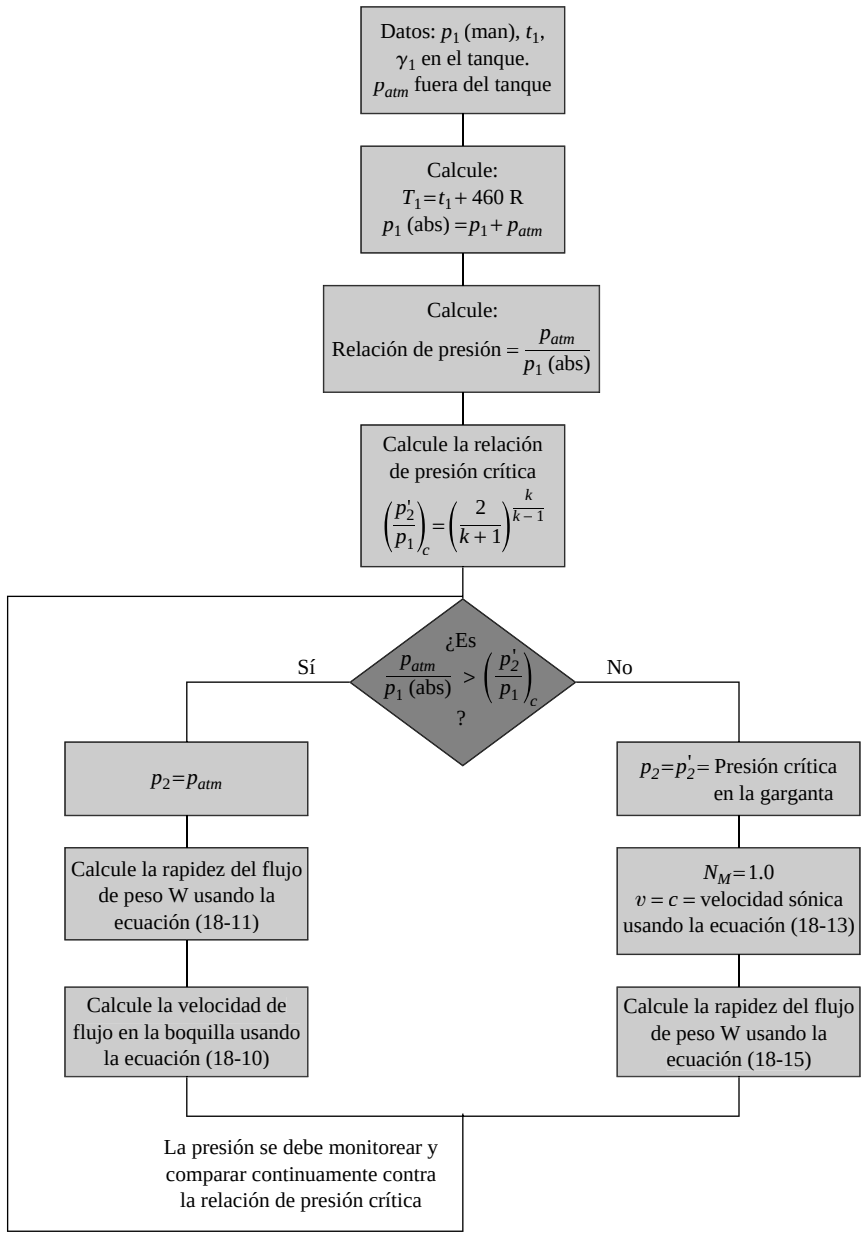


FIGURA 18.13 Diagrama de flujo para calcular la rapidez del flujo de peso de un gas desde una boquilla.

Problema de ejemplo 18.5 Para el tanque con una boquilla en su parte lateral que se muestra en la figura 18.11, calcule la rapidez del flujo de peso del aire que sale del tanque en las siguientes condiciones:

$$p_1 = 10.0 \text{ psig} = \text{Presión en el tanque}$$

$$p_{\text{atm}} = 14.2 \text{ psia} = \text{Presión atmosférica fuera del tanque}$$

$$t_1 = 80\ ^\circ\text{F} = \text{Temperatura del aire en el tanque}$$

$$D_2 = 0.100 \text{ in} = \text{Diámetro de la boquilla en su salida}$$

Solución Utilice el procedimiento descrito anteriormente.

1. Relación de presión real:

$$\frac{p_{\text{atm}}}{p_1} = \frac{14.2 \text{ psia}}{(10.0 + 14.2) \text{ psia}} = 0.587$$

2. Determine la relación de presión crítica a partir del apéndice N. Para el aire, es 0.528.

3a. Debido a que la relación real es mayor que la relación crítica, se utiliza la ecuación (18-11) para obtener la rapidez del flujo de peso. Es necesario calcular el área de la garganta de la boquilla A_2:

$$A_2 = \pi(D_2)^2/4 = \pi(0.100\,\text{in})^2/4 = 0.00785\,\text{in}^2$$

Si se convierte a ft^2, resulta

$$A_2 = 0.00785\,\text{in}^2\,(1.0\,\text{ft}^2/144\,\text{in}^2) = 5.45 \times 10^{-5}\,\text{ft}^2$$

La ecuación (18-3) puede utilizarse para calcular γ_1:

$$\gamma_1 = \frac{2.70\,p_1}{T_1} = \frac{2.70(24.2\,\text{psia})}{(80 + 460)\,^\circ\text{R}} = 0.121\,\text{lb/ft}^3$$

Es útil convertir p_1 a las unidades de lb/ft^2:

$$p_1 = \frac{24.2\,\text{lb}}{\text{in}^2}\frac{144\,\text{in}^2}{\text{ft}^2} = 3485\,\text{lb/ft}^2$$

Luego, a partir de la ecuación (18-11), con las unidades consistentes de uso común en Estados Unidos, se encuentra el resultado de W en lb/s. Para estas condiciones, $p_2 = p_{\text{atm}}$:

$$W = A_2\sqrt{\frac{2gk}{k-1}(p_1\gamma_1)\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k+1)/k}\right]} \qquad \textbf{(18-11)}$$

$$W = (5.45 \times 10^{-5})\sqrt{\frac{2(32.2)(1.4)(3485)(0.121)}{(1.4-1)}[\,(0.587)^{2/1.4} - (0.587)^{2.4/1.4}\,]}$$

$$W = 4.32 \times 10^{-3}\,\text{lb/s}$$

Problema de ejemplo 18.6 Para las condiciones utilizadas en el problema de ejemplo 18.5, calcule la velocidad de flujo en la garganta de la boquilla y el número de Mach para el flujo.

Solución Se debe utilizar la ecuación (18-10) para calcular la velocidad en la garganta. Para unidades consistentes de uso común en Estados Unidos, la velocidad estará en ft/s:

$$v_2 = \left\{\frac{2gp_1}{\gamma_1}\left(\frac{k}{k-1}\right)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}\right]\right\}^{1/2} \qquad \textbf{(18-10)}$$

$$v_2 = \left\{\left(\frac{2(32.2)(3485)}{0.121}\right)\left(\frac{1.40}{0.40}\right)\left[1 - (0.587)^{0.4/1.4}\right]\right\}^{1/2}$$

$$v_2 = 957\,\text{ft/s}$$

Para calcular el número de Mach, se requiere determinar la velocidad del sonido en el aire bajo las condiciones existentes en la garganta y por medio de la ecuación (18-13):

$$c = \sqrt{\frac{kgp_2}{\gamma_2}} \qquad \textbf{(18-13)}$$

La presión $p_2 = p_{\text{atm}} = 14.2$ psia. Al convertir a lb/ft^2, se obtiene

$$p_2 = \left(\frac{14.2\,\text{lb}}{\text{in}^2}\right)\left(\frac{144\,\text{in}^2}{1.0\,\text{ft}^2}\right) = 2045\,\text{lb/ft}^2$$

El peso específico γ_2 se puede calcular a partir de la ecuación (18-8):

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k} \qquad \textbf{(18-8)}$$

Si se sabe que $\gamma_1 = 0.121\ \text{lb/ft}^3$, resulta que

$$\gamma_2 = \gamma_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}$$

$$\gamma_2 = (0.121)(0.587)^{1/1.4} = 0.0827\,\text{lb/ft}^3$$

Entonces, la velocidad del sonido es

$$c = \sqrt{\frac{kgp_2}{\gamma_2}}$$

$$c = \sqrt{\frac{(1.4)(32.2)(2045)}{0.0827}} = 1056\ \text{ft/s} \qquad \textbf{(18-13)}$$

Ahora se puede calcular el número de Mach:

$$N_M = \frac{v}{c} = \frac{957\ \text{ft/s}}{1056\ \text{ft/s}} = 0.906$$

Problema de ejemplo 18.7

Calcule la rapidez del flujo de peso del aire que sale de un tanque a través de la boquilla mostrada en la figura 18.11 si la presión en el tanque se eleva hasta 20.0 psig. Todas las demás condiciones son iguales que en el problema de ejemplo 18.5.

Solución

Use el mismo procedimiento descrito anteriormente.

1. Relación de presión real:

$$\frac{p_{\text{atm}}}{p_1} = \frac{14.2\ \text{psia}}{(20.0\ +\ 14.2)\ \text{psia}} = 0.415$$

2. La relación de presión crítica es de nuevo 0.528 para el aire.

3b. Como la relación de presión real es menor que la relación de presión crítica, se debe utilizar la ecuación (18-15):

$$W_{\text{máx}} = A_2 \sqrt{\frac{2gk}{k+1}(p_1\gamma_1)\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}} \qquad \textbf{(18-15)}$$

Al calcular γ_1 para $p_1 = 34.2$ psia, se obtiene

$$\gamma_1 = \frac{2.70p_1}{T_1} = \frac{(2.70)(34.2\ \text{psia})}{540\ ^\circ\text{R}} = 0.171\ \text{lb/ft}^3$$

Se requiere la presión p_1 en lb/ft^2:

$$p_1 = \left(\frac{34.2\ \text{lb}}{\text{in}^2}\right)\left(\frac{144\ \text{in}^2}{\text{ft}^2}\right) = 4925\ \text{lb/ft}^2$$

Entonces, la rapidez del flujo de peso es

$$W_{\text{máx}} = (5.45 \times 10^{-5}) \sqrt{\frac{2(32.2)(1.4)(4925)(0.171)}{2.4}\left(\frac{2}{2.4}\right)^{2/0.4}}$$

$$W_{\text{máx}} = 6.15 \times 10^{-3}\ \text{lb/s}$$

En la garganta, la velocidad del flujo de aire será la velocidad del sonido bajo las condiciones imperantes en la garganta. Sin embargo, la presión en la garganta debe determinarse a partir de la relación de presión crítica, ecuación (18-12):

$$\left(\frac{p_2'}{p_1}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0.528$$

$$p_2' = p_1(0.528) = (4925\ \text{lb/ft}^2)(0.528) = 2600\ \text{lb/ft}^2 \qquad \textbf{(18-12)}$$

Si se sabe que $\gamma_1 = 0.171$ lb/ft^3, se encuentra que

$$\gamma_2 = \gamma_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}$$

$$\gamma_2 = (0.171)(0.528)^{1/1.4} = 0.1084\ \text{lb/ft}^3$$

Entonces, la velocidad del sonido y también la velocidad en la garganta es

$$c = \sqrt{\frac{kgp_2}{\gamma_2}} = \sqrt{\frac{(1.4)(32.2)(2600)}{0.1084}} = 1040 \text{ ft/s}$$

Por supuesto, el número de Mach en la garganta es entonces 1.0.

REFERENCIAS

1. Air Movement and Control Association International. 2011. *Fan and Air Systems Application Handbook: Publications 200-95 (R20110), 201-02 (R2011), 202-98(R2011), and 203.90 (R2011)*. Arlington Heights, Illinois: Autor.
2. _____. 2008. *Industrial Process/Power Generation Fans: Specification Guidelines, AMCA Publication 801-01 (R2008)*. Arlington Heights, Illinois: Autor.
3. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineering. 2012. *ASHRAE Handbook*. Atlanta, GA: Autor.
4. American Society of Mechanical Engineers. 2003. *Glossary of Terms Used in the Measurement of Fluid Flow in Pipes*. Standard ANSI/ASME MFC-1M. Nueva York: Autor.
5. _____. 1996. *Process Fan and Compressor Selection*. Nueva York: Autor.
6. Bleier, Frank P. 1997. *Fan Handbook*. Nueva York: McGraw-Hill.
7. Bloch, Heinz y Fred K. Geither. 2012. *Compressors: How to Achieve High Reliability & Availability*. Nueva York: McGraw-Hill.
8. Chopey, Nicholas P., ed., y el equipo de *Chemical Engineering*. 1994. *Fluid Movers: Pumps, Compressors, Fans and Blowers*, 2a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
9. Crane Co. 2011. *Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe* (Artículo técnico núm. 410). Stamford, CT: Autor.
10. Davidson, John y Otto von Bertele. 2011. *Compressor Selection*. Nueva York: Wiley.
11. Hayes, W. H. 2003. *Industrial Exhaust Hood and Fan Piping*, 2a. ed. Nueva York: Merchant Press.
12. Idelchik, I. E. E., N. A. Decker y M. Steinberg. 1991. *Fluid Dynamics of Industrial Equipment*. Nueva York: Taylor & Francis.
13. Idelchik, I. E. y M. O. Steinberg. 2005. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Mumbai, India: Jaico Publishing House.
14. Peng, William W. 2007. *Fundamentals of Turbomachinery*. Nueva York: Wiley.
15. The Trane Company. 1996. *Trane Air Conditioning Manual*. La Crosse, WI: Autor.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Hartzell Air Movement, Inc.:** Fabricante de ventiladores para el servicio de ventilación comercial e industrial, el proceso de suministro y extracción de aire, equipo de calefacción y aplicaciones de equipos originales.
2. **Dresser-Rand:** Fabricante de compresores centrífugos y alternativos, turbinas de vapor, turbinas de gas y productos relacionados para el petróleo y el gas, la química y la petroquímica.
3. **Lau Industries-Dayton Ohio:** Fabricante de componentes de aire en movimiento y sistemas de ventilación para las industrias de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración.
4. **Continental Fan Manufacturing, Inc.:** Fabricante de ventiladores, sopladores e impulsores motorizados en línea para los mercados residencial, comercial e industrial. Se incluyen ventiladores de ducto, extractores, amortiguadores y controles.
5. **New York Blower Company:** Fabricante de muchos tipos y tamaños de equipos de aire en movimiento para aplicaciones industriales y comerciales. Se incluyen ventiladores centrífugos, axiales y para el manejo de materiales, así como ventilación de techo y productos de calefacción.
6. **Chicago Blower Corporation:** Fabricante de ventiladores y sopladores para grandes aplicaciones comerciales e industriales como tratamiento de aire, humos de escape, sistemas de climatización, transporte neumático, secado y suministro de aire de combustión para calderas e incineradores. Se incluyen ventiladores centrífugos y axiales, así como sopladores de alta presión.
7. **Sullivan-Palatek:** Fabricante de compresores de aire de los tipos de tornillo giratorio, eléctricos y accionados por motor para aplicaciones fijas y móviles.
8. **Quincy Compressor:** Fabricante de compresores alternativos y de tornillo giratorio, bombas de vacío y equipos correspondientes, así como de sus controles.
9. **Elliott Group-Turbo Machinery:** Fabricante de turbinas de vapor, compresores centrífugos de aire y gas, unidades de recuperación de energía, sistemas de generadores y sistemas de cogeneración.
10. **Gardner Denver-Compressors:** Fabricante de compresores de aire de los tipos de tornillo giratorio, alternativos y centrífugos, así como de sistemas de tratamiento de aire.
11. **Air Movement and Control Association International (AMCA):** Asociación industrial de fabricantes de equipos de sistemas de aire para los mercados industrial, comercial y residencial.
12. **ASHRAE:** Anteriormente conocida como la American Society for Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, la ASHRAE y sus miembros concentran sus esfuerzos en los sistemas de construcción, eficiencia energética, calidad del aire interior, refrigeración y sustentabilidad a través de la investigación, redacción y edición de normas y la educación continua.
13. **Trane® Heating and Air Conditioning:** Como una marca de la empresa Ingersoll Rand, Trane® es fabricante de equipos de calefacción y aire acondicionado residencial y comercial. Vea también su publicación, *Trane Air Conditioning Manual*, para consultar los detalles técnicos de la planeación y aplicación de sistemas de flujo de aire para calefacción y aire acondicionado. Vea la referencia 15.
14. **Kaeser Compressors, Inc.:** Fabricante de compresores de aire, sopladores y sistemas de vacío para instalaciones industriales y comerciales. Ofrece compresores y sopladores de tornillo giratorio, de pistón y de tipo lóbulo junto con secadores, filtros, refrigeradores y sistemas para el manejo de condensados, así como sistemas

de control para regulación de la demanda de aire comprimido. Su sistema de tuberías de suministro de aluminio SmartPipe™ ofrece bajas pérdidas por fricción, alta calidad del aire y fácil instalación.

15. **Compressed Gas Association (CGA):** Organización que promueve la producción, el transporte, almacenamiento, trasvase y eliminación de gases industriales y médicos y sus envases de manera segura y responsable con el medio ambiente. Se incluyen gases licuados, no licuados, disueltos y criogénicos.
16. **eCompressedair:** En la parte inferior de la página principal, seleccione *Main Library*, después *Piping Systems* para ver un amplio conjunto de documentos que proporcionan guías para el diseño e instalación de tuberías en sistemas de aire comprimido para aplicaciones industriales.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Unidades y factores de conversión

18.1 En un sistema de aire comprimido, una tubería conduce 2650 cfm. Calcule la rapidez de flujo en ft^3/s.
18.2 En un sistema de calefacción, un ducto conduce 8320 cfm. Calcule la rapidez de flujo en ft^3/s.
18.3 En un sistema de aire comprimido, una tubería conduce 2650 cfm. Calcule la rapidez de flujo en m^3/s.
18.4 En un sistema de calefacción, un ducto conduce 8320 cfm. Calcule la rapidez de flujo en m^3/s.
18.5 La velocidad del flujo en un ducto de ventilación es de 1140 ft/min. Calcule la velocidad en m/s.
18.6 La velocidad del flujo en un ducto de un sistema de aire acondicionado es de 5.62 m/s. Calcule la velocidad en ft/s.
18.7 Una medición de la presión estática en un ducto de calefacción es 4.38 inH_2O. Exprese esta presión en psi.
18.8 Un ventilador está diseñado para suministrar 4760 cfm de aire a una presión estática de 0.75 inH_2O. Exprese la rapidez de flujo en m^3/s y la presión en Pa.
18.9 En una tubería de gas, se mide que la presión estática es de 925 Pa. Exprese esta presión en inH_2O.
18.10 Exprese la presión de 925 Pa en psi.

Ventiladores, sopladores y compresores

18.11 Describa un ventilador centrífugo con aspas inclinadas hacia atrás.
18.12 Describa un ventilador centrífugo con aspas curvadas hacia adelante.
18.13 Describa un ventilador de ducto.
18.14 Describa un soplador axial de paletas y compárelo con un ventilador de ducto.
18.15 Mencione cuatro tipos de compresores de desplazamiento positivo.
18.16 Mencione un tipo de compresor que se use frecuentemente en sistemas de fluidos neumáticos.

Peso específico del aire

18.17 Calcule el peso específico del aire a 80 psig y 75 °F.
18.18 Calcule el peso específico del aire a 25 psig y 105 °F.
18.19 Calcule el peso específico del gas natural a 4.50 inH_2O y 55 °F.
18.20 Calcule el peso específico del nitrógeno a 32 psig y 120 °F.
18.21 Calcule el peso específico del aire a 1260 Pa (man) y 25 °C.
18.22 Calcule el peso específico del propano a 12.6 psig y 85 °F.

Flujo de aire comprimido en tuberías

18.23 Un compresor de aire entrega 820 cfm de aire libre. Calcule la rapidez del flujo de aire a través de un tubo en el que la presión es de 80 psig y la temperatura de 75 °F.
18.24 Un compresor de aire entrega 2880 cfm de aire libre. Calcule la rapidez del flujo de aire a través de un tubo en el que la presión es de 65 psig y la temperatura de 95 °F.
18.25 Especifique un tamaño adecuado de tubería de acero cédula 40 para conducir 750 cfm (FAD) a 100 psig, de modo que la pérdida de carga no sea mayor que 5.0 psi en 100 ft de tubería.
18.26 Especifique un tamaño adecuado de tubería de acero cédula 40 para conducir 165 cfm (FAD) a 100 psig, de modo que la pérdida de carga no sea mayor que 5.0 psi en 100 ft de tubería.
18.27 Especifique un tamaño adecuado de tubería de acero cédula 40 para conducir 800 cfm (aire libre) hasta un recipiente de reactor en una planta de procesamiento químico en el que la presión debe ser al menos de 100 psig a 70 °F. La longitud total de tubería desde el compresor hasta el recipiente del reactor es de 350 ft. La línea contiene ocho codos estándar, dos válvulas de compuerta completamente abierta y una válvula de retención tipo oscilante. Después de completar el diseño, determine la presión requerida en el compresor.
18.28 Para un proceso de aireación, una planta de tratamiento de aguas residuales requiere 3000 cfm de aire comprimido. La presión debe ser de 80 psig y la temperatura de 120 °F. El compresor está en un edificio de servicios públicos y se requieren 180 ft de tubería. La línea también contiene una válvula de mariposa totalmente abierta, 12 codos, cuatro tes con el flujo a través de su línea principal y una válvula de retención tipo bola. Especifique un tamaño adecuado de tubería de acero cédula 40 y determine la presión necesaria en el compresor.

Flujo de gas a través de boquillas

18.29 Desde un depósito en el que la presión es de 40.0 psig y la temperatura de 80 °F fluye aire hacia una tubería donde la presión es de 20.0 psig. El flujo se debe considerar adiabático. Calcule el peso específico del aire tanto en el depósito como en la tubería.
18.30 Desde un depósito en el que la presión es de 275 kPa y la temperatura de 25 °C fluye aire hacia una tubería donde la presión es de 140 kPa. El flujo se debe considerar adiabático. Calcule el peso específico del aire tanto en el depósito como en la tubería.
18.31 El refrigerante 12 se expande adiabáticamente desde 35.0 psig a una temperatura de 60 °F hasta 3.6 psig. Calcule el peso específico del refrigerante en ambas condiciones.
18.32 Desde un tanque en el que la presión es de 125 psig y la temperatura de 75 °F, se descarga oxígeno a través de una boquilla con diámetro de 0.120 in. El oxígeno fluye hacia la atmósfera, donde la presión es de 14.40 psia. Calcule la rapidez del flujo de peso desde el tanque y la velocidad de flujo a través de la boquilla.
18.33 Repita el problema 18.32, pero cambie la presión en el tanque a 7.50 psig.
18.34 Un neumático de carreras de alto rendimiento se carga con nitrógeno a 50 psig y 70 °F. ¿A qué rapidez del flujo de peso escaparía el nitrógeno a través de una válvula con diámetro de 0.062 in hacia la atmósfera a una presión de 14.60 psia?
18.35 Repita el problema 18.34 considerando presiones internas desde 45 psig hasta 0 psig en decrementos de 5.0 psig. Trace la gráfica de la rapidez del flujo de peso contra la presión interna del neumático.
18.36 La figura 18.14 muestra un recipiente de dos compartimentos que están conectados mediante una boquilla convergente lisa. El compartimento izquierdo contiene gas propano y se mantie-

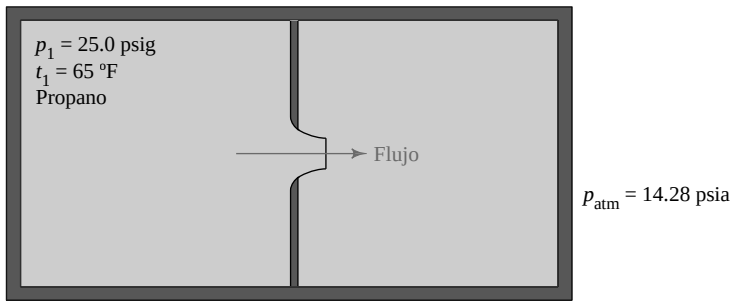


FIGURA 18.14 Recipiente para el problema 18.36.

ne constante en 25.0 psig y a 65 °F. El compartimento derecho comienza a una presión igual de 25.0 psig que después se reduce hasta 0.0 psig. La presión atmosférica local es de 14.28 psia. Calcule la rapidez del flujo de peso del gas propano a través de la boquilla de 0.5 in a medida que la presión disminuye en decrementos de 5.0 psi. Grafique la rapidez del flujo de peso contra la presión existente en el compartimento de la derecha.

18.37 Desde un tanque grande fluye aire a través de una boquilla convergente lisa hacia la atmósfera, donde la presión es de 98.5 kPa (abs). En el tanque la temperatura es de 95 °C. Calcule la presión mínima requerida en el depósito para producir la velocidad sónica en la boquilla.

18.38 Para las condiciones del problema 18.37, calcule la magnitud de la velocidad sónica en la boquilla.

18.39 Para las condiciones del problema 18.37, calcule la rapidez del flujo de peso del aire que sale del tanque si el diámetro de la boquilla es de 10.0 mm.

18.40 Un tanque de refrigerante 12 está a 150 kPa (man) y 20 °C. ¿A qué rapidez fluiría el refrigerante desde el tanque hacia la atmósfera, donde la presión es de 100.0 kPa (abs), a través de una boquilla lisa con diámetro de garganta de 8.0 mm?

18.41 Para el tanque descrito en el problema 18.40, calcule la rapidez del flujo de peso a través de la boquilla para presiones manométricas en el tanque de 125 kPa, 100 kPa, 75 kPa, 50 kPa y 25 kPa. Suponga que en el tanque la temperatura es de 20 °C en todos los casos. Grafique la rapidez del flujo de peso contra la presión en el tanque.

TAREAS DE INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

1. Escriba un programa o una hoja de cálculo para realizar las operaciones requeridas en las ecuaciones (18-2) y (18-3) para el peso específico de un gas y la corrección de la rapidez del flujo de volumen con presiones y temperaturas diferentes a las condiciones estándar de aire libre.

2. Escriba un programa o una hoja de cálculo para analizar el flujo de aire comprimido en un sistema de tuberías. El programa debe utilizar un procedimiento similar al descrito en el problema de ejemplo 18.4. Tenga en cuenta que algunas de las características del programa son similares a las utilizadas en los capítulos anteriores para el flujo de líquidos en sistemas de tuberías.

3. Escriba un programa o una hoja de cálculo para obtener la velocidad de flujo y la rapidez del flujo de peso de un gas que sale de un tanque a través de una boquilla convergente lisa. El programa debe utilizar las ecuaciones (18-6) a (18-16) que implican la relación de presión crítica y la velocidad del sonido.

4. Utilice el programa u hoja de cálculo del ejercicio 3 para resolver los problemas 18.32, 18.33, 18.35, 18.36 y 18.41. Estos problemas requieren de un análisis en diversas condiciones.

FLUJO DE AIRE EN DUCTOS

PANORAMA GENERAL

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado distribuyen aire a una presión relativamente baja a través de ductos. Por lo general, los ventiladores o sopladores con los que se desplaza el aire, como se describe en el capítulo 18, son dispositivos que manejan grandes volúmenes de aire a baja presión. Es necesario conocer las presiones que van a manejarse en un sistema de ductos para encontrar un ventilador que se ajuste apropiadamente a un sistema dado, para garantizar la entrega de una cantidad adecuada de aire y para equilibrar el flujo en las diferentes partes del sistema. Con frecuencia, estos sistemas están ocultos para el público en general o para los ocupantes de una casa, un hotel o centro comercial, pero la figura 19.1 ofrece una buena vista de un sistema de ductos bien diseñado.

Exploración

Piense en todos los diferentes lugares donde usted experimenta un ambiente acondicionado y confortable que le proporcionan los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado en un día determinado.

- Obtenga datos sobre un sistema de calefacción, aire acondicionado o ventilación con aire forzado al que tenga acceso. Puede ser en su hogar, escuela, en un edificio comercial o en una planta industrial.
- Describa el sistema con el mayor detalle posible, incluyendo el tamaño y la forma de los ductos, el tipo de ventilador utilizado, la ubicación del ventilador y cómo se distribuye el aire en el espacio acondicionado.

Conceptos introductorios

A continuación se exponen algunos aspectos que usted debe considerar al examinar un sistema de ductos.

- ¿Dónde está el ventilador o el soplador principal que impulsa el aire a través del sistema? Describa su tamaño físico y configuración; consulte las figuras 18.2 a 18.4 del capítulo 18 para obtener ejemplos. ¿Puede encontrar clasificaciones para el ventilador, como su velocidad, volumen entregado (rapidez del flujo de volumen) y capacidad de presión? La entrega puede reportarse en unidades como los cfm, las siglas en inglés de pies cúbicos por minuto. La capacidad de presión podría estar en psi, en pulgadas de agua o en alguna otra unidad. Consulte de nuevo la sección 18.2, en la primera parte del capítulo 18, para ver la definición de las unidades comunes con las que se mide la rapidez de flujo y la presión en los sistemas de suministro de aire.
- ¿Cómo llega el aire a la entrada del ventilador? ¿De dónde viene?
- ¿A dónde va el aire directamente desde la sección de descarga del ventilador? ¿Es el ventilador una parte del quemador o de un horno en un calefactor? ¿Envía aire sobre las bobinas de enfriamiento en un sistema de aire acondicionado? ¿O el flujo se suministra directamente a los ductos de ventilación, sin afectar su temperatura?
- Siga los ductos desde la salida del ventilador hasta cada uno de sus puntos de descarga. Trate de obtener mediciones de las dimensiones del ducto. ¿Es redondo, cuadrado o



FIGURA 19.1 El suministro de aire fresco y acondicionado para los espacios habitacionales o de trabajo es una parte importante del diseño de un edificio. Este sistema HVAC, por sus siglas en inglés, comercial incluye un ducto alimentador con gran diámetro y varios ramales más pequeños con difusores que distribuyen el aire por todo el espacio. (*Fuente:* Realchemyst/Fotolia)

rectangular? ¿Hay dobleces, reductores o ampliaciones en la red de ductos?

- ¿Existen dispositivos de control, como amortiguadores, instalados en los ductos que permitan bloquear parcialmente el flujo de aire? Con esto, el operador del sistema puede equilibrar el flujo para asegurar que se entregue la cantidad adecuada de aire acondicionado a cada punto de destino.
- Describa las rejillas o registros que controlan el suministro de aire en cada destino. ¿Cuáles son sus dimensiones críticas?
- ¿Existen instalaciones para que el aire pueda regresar desde los espacios acondicionados hacia el sistema de ventilación para alentar la recirculación del aire? Si es así, ¿cómo se logra eso?

Ejemplo de un sistema de distribución de aire

La figura 19.2 muestra un bosquejo de la disposición de un sistema de distribución de aire. El aire exterior entra en el edificio en el punto 1 a través de persianas que protegen la red de ductos del viento y de la lluvia. La velocidad del flujo de aire a través de las persianas debe ser relativamente baja, aproximadamente 500 ft/min (2.5 m/s), para minimizar el arrastre de contaminantes indeseables. Después, el ducto se reduce a un tamaño más pequeño para entregar el aire en el lado de succión de un ventilador. Se muestra una contracción súbita del ducto, aunque una reducción más gradual tendría una menor pérdida de presión.

El amortiguador instalado en el ducto de admisión puede cerrar parcialmente el ducto para disminuir el flujo, si esto se desea. El ducto de admisión suministra aire a la entrada del ventilador, donde su presión aumenta por la acción de la rueda del ventilador. Por supuesto, el ventilador es responsable de crear el flujo al extraerlo del aire exterior y entregarlo en la red de ductos de distribución. El ventilador debe superar todas las resistencias ocasionadas por la fricción en los ductos y las pérdidas debidas a codos, tes de las ramificaciones, amortiguadores y rejillas mientras proporciona un suministro adecuado de aire.

La salida desde el ventilador es conducida por un ducto principal con cuatro ramificaciones que entregan el aire en sus puntos de uso. Los amortiguadores, que se muestran en cada una de las ramificaciones, permiten equilibrar el sistema mientras está en funcionamiento. En cada salida se utilizan rejillas para distribuir el aire en los espacios acondicionados (en este ejemplo, tres oficinas y una sala de conferencias).

La red de ductos que se muestra está en su mayor parte por encima del cielo raso. Observe que, encima de cada rejilla de salida, se coloca un codo para dirigir el flujo de aire hacia abajo a través del sistema de techado.

Es importante entender los parámetros de funcionamiento básicos de un sistema de este tipo para el manejo del aire.

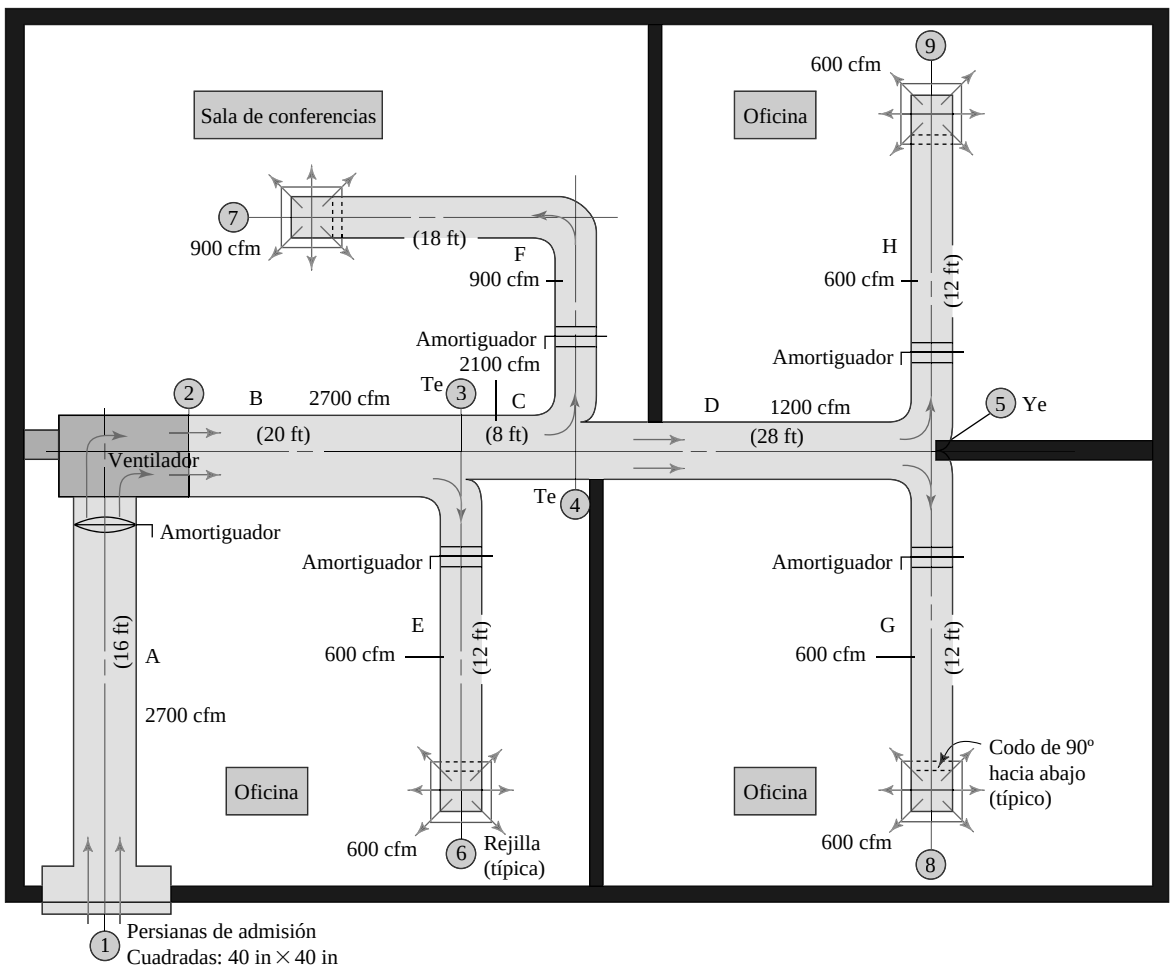


FIGURA 19.2 Sistema de distribución de aire.

Por supuesto, fuera del edificio el aire está a la presión atmosférica prevalente. Para provocar un flujo hacia el conducto a través de las persianas de admisión, el ventilador debe crear en el conducto una presión menor que la atmosférica. Ésta es una presión manométrica negativa. A medida que el aire fluye a través del ducto, las pérdidas por fricción causan que la presión disminuya aún más. También cualquier obstrucción en el flujo, como las rejillas de admisión, un amortiguador y las tes o yes que dirigen el flujo, ocasiona una caída de presión. El ventilador aumenta la presión del aire y lo impulsa a través de la red de ductos de suministro hacia las rejillas de salida.

En el interior de los espacios acondicionados del edificio, el aire puede estar ligeramente por encima o por debajo de la presión atmosférica. Algunos diseñadores de sistemas para el manejo del aire prefieren conservar una presión ligeramente positiva en el edificio para tener un mejor control y eliminar las corrientes de aire. Sin embargo, cuando se diseña una red de ductos, por lo general se considera que en el interior del edificio la presión debe ser la misma que en el exterior. Considere todas las referencias y todos los recursos de internet que aparecen al final del capítulo para obtener directrices sobre el diseño de sistemas de ductos (referencias 1 a 11 y recursos de internet 1 a 6 y 8), para ver ejemplos de los componentes disponibles en el mercado (referencia 10 y recurso de internet 8) y para conocer el software que le puede ayudar en el proceso de diseño de ductos (recursos de internet 7 a 9).

19.1 OBJETIVOS

Después de completar este capítulo, usted deberá ser capaz de:

1. Describir los elementos básicos de un sistema de distribución de aire que pueda ser utilizado para calefacción, ventilación o aire acondicionado.
2. Determinar pérdidas de energía en ductos, considerando las secciones rectas y los accesorios.
3. Determinar diámetros circulares equivalentes para ductos rectangulares.
4. Analizar y diseñar ductos para conducir aire a los espacios que deben acondicionarse y lograr el equilibrio en el sistema.
5. Identificar los requisitos de selección del ventilador para el sistema.

19.2 PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN DUCTOS

Existen dos tipos de pérdidas de energía en los sistemas de ductos que causan caída de la presión a lo largo de la trayectoria de flujo. Las pérdidas por fricción se producen a medida que el aire fluye por secciones rectas, mientras que las pérdidas dinámicas ocurren cuando el aire fluye por accesorios como tes y yes y a través de dispositivos para el control del flujo.

Las *pérdidas por fricción* se pueden estimar utilizando la ecuación de Darcy introducida en el capítulo 8 para el flujo de líquidos. Sin embargo, la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) ha preparado diagramas especiales para describir las condiciones típicas que se encuentran en el diseño de ductos (referencia 1 y recurso de internet 3). El recurso de internet 5 es el sitio web del Heating, Refrigeration and Air Conditioning Institute of Canada (HRAI).

Las figuras 19.3 y 19.4 muestran la pérdida por fricción h_L como una función de la rapidez del flujo de volumen, con dos conjuntos de líneas diagonales que indican el diámetro de los ductos circulares y la velocidad del flujo. Las unidades utilizadas para las distintas cantidades y condiciones supuestas se resumen en la tabla 19.1. En la referencia 2 se muestran los factores de corrección para otras condiciones. Vea la sección 18.2 para obtener información sobre la rapidez de flujo y las presiones del aire.

El símbolo h_L se utiliza para indicar la pérdida por fricción por cada 100 ft de ducto de acuerdo con la figura 19.3. Entonces, la pérdida total de energía para una longitud L dada del ducto se llama H_L y se encuentra a partir de

$$H_L = h_L(L/100)$$

Las demás pérdidas de energía también se designarán mediante el símbolo H con los subíndices pertinentes para la unidad que se analice. Vea los problemas de ejemplo 19.1 a 19.4 que se presentan más adelante en el capítulo.

Ductos rectangulares Aunque los conductos circulares se utilizan con frecuencia para la distribución de aire a través de sistemas de calefacción, ventilación o aire acondicionado, por lo general es más conveniente utilizar ductos rectangulares debido a las limitaciones de espacio, sobre todo por encima de los cielos

TABLA 19.1 Unidades y condiciones supuestas para los diagramas de fricción

	Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos	Unidades del SI
Rapidez de flujo	ft^3/min (cfm)	m^3/s
Pérdida por fricción h_L	Pulgadas de agua por cada 100 pies (inH_2O/100 ft)	Pa/m
Velocidad	ft/min	m/s
Diámetro del ducto	in	mm
Peso específico del aire	0.075 lb/ft^3	11.81 N/m^3
Rugosidad de la superficie del ducto	5×10^{-4} ft	1.5×10^{-4} m
Condición del aire	14.7 psia; 68 °F	101.3 kPa; 20 °C

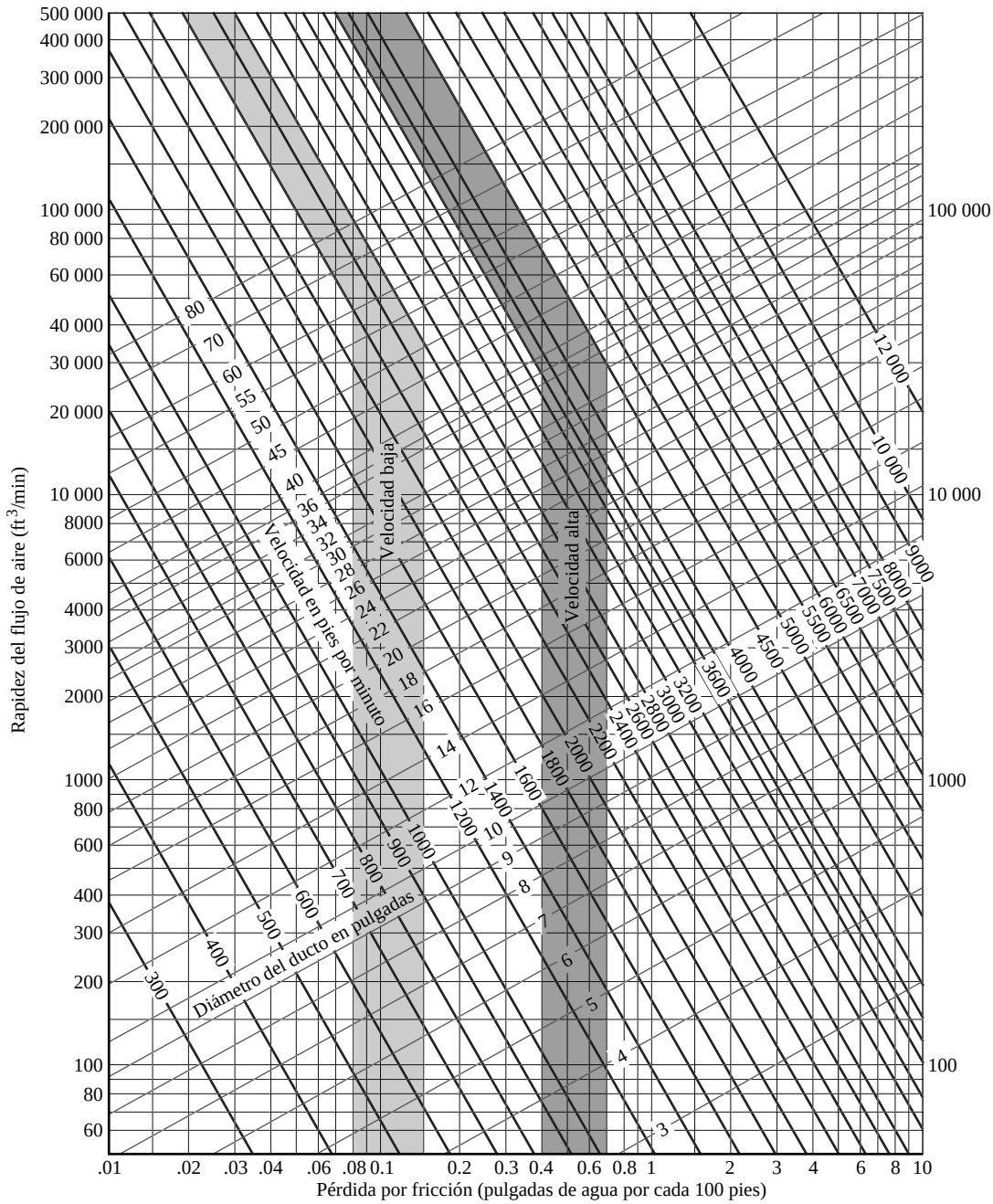


FIGURA 19.3 Pérdida por fricción en ductos —unidades del sistema de uso común en Estados Unidos—. (*Fuente:* Tomado de *ASHRAE Handbook—1981 Fundamentals*. Copyright © 1981 American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Reproducido con autorización).

rasos. El radio hidráulico del ducto rectangular puede ser utilizado para caracterizar su tamaño (como se analizó en la sección 9.5). Cuando se realizan las sustituciones necesarias del radio hidráulico por el diámetro en las relaciones empleadas para determinar la velocidad, el número de Reynolds, la rugosidad relativa y el factor de fricción correspondiente, se observa que el *diámetro circular equivalente* para un ducto rectangular es:

Diámetro circular equivalente para un conducto rectangular

$$D_e = \frac{1.3\,(ab)^{5/8}}{(a\,+\,b)^{1/4}} \qquad \textbf{(19-1)}$$

donde a y b representan los lados del rectángulo.

Esto permite utilizar los diagramas de pérdida por fricción que se muestran en las figuras 19.3 y 19.4 para ductos rectangulares y circulares. La tabla 19.2 muestra algunos resultados que se calcularon utilizando la ecuación (19-1).

Ductos ovales planos Otra forma popular usada en los ductos de aire es el óvalo plano que se muestra en la figura 19.5. El área de la sección transversal es la suma de un rectángulo y un círculo, la cual se encuentra a partir de

$$A = \pi a^2/4 + a(b - a) \qquad \textbf{(19-2)}$$

donde a representa la longitud del eje menor del ducto y b indica la longitud del eje mayor.

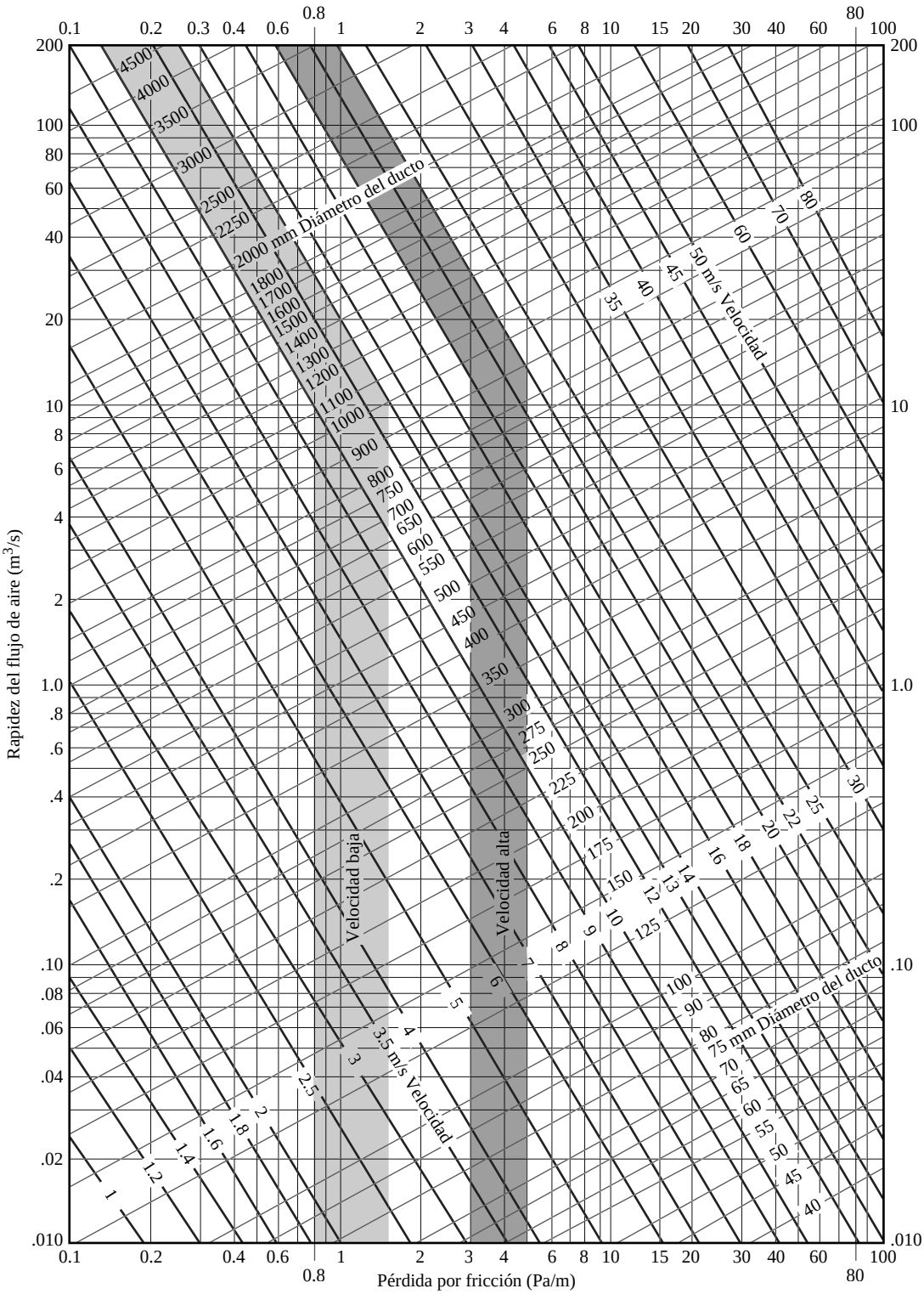


FIGURA 19.4 Pérdida por fricción en ductos —unidades del SI—. (*Fuente:* Tomado de *ASHRAE Handbook—1981 Fundamentals*. Copyright © 1981 American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Reproducido con autorización).

Para usar las figuras 19.3 y 19.4 con el fin de determinar la pérdida por fricción, se necesita el diámetro circular equivalente de un ducto ovalado plano, D_e:

$$D_e = \frac{1.55A^{0.625}}{WP^{0.250}} \qquad \textbf{(19-3)}$$

donde WP representa el perímetro mojado según se definió en el capítulo 9 y que se calcula a partir de

$$WP = \pi a + 2(b - a) \qquad \textbf{(19-4)}$$

La tabla 19.3 muestra algunos ejemplos de diámetros circulares equivalentes para ductos ovalados planos.

TABLA 19.2 Diámetros circulares equivalentes para ductos rectangulares

Lado *b* (in)	Lado *a* (in)												
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
6	6.6												
8	7.6	8.7											
10	8.4	9.8	10.9										
12	9.1	10.7	12.0	13.1									
14	9.8	11.5	12.9	14.2	15.3								
16	10.4	12.2	13.7	15.1	16.4	17.5							
18	11.0	12.9	14.5	16.0	17.3	18.5	19.7						
20	11.5	13.5	15.2	16.8	18.2	19.5	20.7	21.9					
22	12.0	14.1	15.9	17.6	19.1	20.4	21.7	22.9	24.0				
24	12.4	14.6	16.5	18.3	19.9	21.3	22.7	23.9	25.1	26.2			
26	12.8	15.1	17.1	19.0	20.6	22.1	23.5	24.9	26.1	27.3	28.4		
28	13.2	15.6	17.7	19.6	21.3	22.9	24.4	25.8	27.1	28.3	29.5	30.6	
30	13.6	16.1	18.3	20.7	22.0	23.7	25.2	26.6	28.0	29.3	30.5	31.7	32.8

FIGURA 19.5 Forma del ducto ovalado plano.

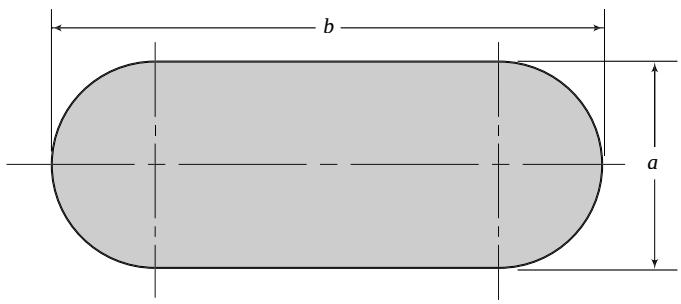


TABLA 19.3 Diámetros circulares equivalentes para ductos ovalados

Eje menor	Eje mayor											
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
6	7.1	8.1	8.9	9.6	10.2	10.8	11.3	11.8	12.3	12.7	13.1	13.5
8		9.2	10.2	11.0	11.8	12.5	13.2	13.8	14.4	14.9	15.4	15.9
10			11.2	12.2	13.2	14.0	14.8	15.5	16.2	16.8	17.4	18.0
12				13.2	14.3	15.3	16.1	17.0	17.7	18.5	19.2	19.8
14					15.2	16.3	17.3	18.3	19.1	19.9	20.7	21.4
16						17.2	18.3	19.4	20.3	21.2	22.1	22.9
18							19.2	20.4	21.4	22.4	23.3	24.2
20								21.2	22.4	23.5	24.5	25.4
22									23.3	24.4	25.5	26.5
24										25.3	26.4	27.5
26											27.3	28.4
28												29.3

Problema de ejemplo 19.1 Determine la velocidad de flujo y el tamaño de la pérdida por fricción que se producirían al fluir aire a 3000 cfm a través de 80 ft de un ducto circular con diámetro de 22 in.

Solución Se puede utilizar la figura 19.3 para determinar que la velocidad es de aproximadamente 1150 ft/min y que la pérdida por fricción en cada 100 ft de ducto (H_L) es de 0.082 inH_2O. Entonces, por proporción, la pérdida en 80 ft es de

$$H_L = h_L(L/100) = (0.082\ \text{in}H_2O)\left(\tfrac{80}{100}\right) = 0.066\ \text{in}H_2O$$

Problema de ejemplo 19.2 Especifique las dimensiones de un ducto rectangular que tendría la misma pérdida por fricción que el conducto circular descrito en el problema de ejemplo 19.1.

Solución A partir de la tabla 19.2, puede especificarse un ducto rectangular de 14 por 30 in que tendría la misma pérdida que el ducto circular de 22.0 in de diámetro. Otros ductos que tendrían aproximadamente la misma pérdida son los ductos rectangulares de 16 por 26 in, 18 por 22 in y 20 por 20 in. Esta lista proporciona a los diseñadores muchas opciones para ajustar un sistema de ductos a los espacios disponibles.

Problema de ejemplo 19.3 Especifique las dimensiones de un ducto ovalado plano que tendría aproximadamente la misma pérdida por fricción que el ducto circular descrito en el problema de ejemplo 19.1.

Solución A partir de la tabla 19.3, puede especificarse un ducto ovalado plano de 16 por 28 in que tendría aproximadamente la misma pérdida por fricción que un ducto circular de 22.0 in de diámetro. Otros ductos ovalados planos con aproximadamente la misma pérdida son los de 18 por 26 in y 20 por 24 in.

Las *pérdidas dinámicas* se pueden estimar utilizando los datos publicados sobre los coeficientes de pérdida para el aire que fluye a través de determinados accesorios (vea las referencias 2 y 5). Además, los fabricantes de dispositivos especiales para el manejo de aire publican una gran cantidad de datos acerca de las caídas de presión esperadas. En la tabla 19.4 se presentan algunos ejemplos de su uso en los problemas de este libro. Tenga en cuenta que estos datos están muy simplificados. Por ejemplo, los coeficientes de pérdida reales para las tes dependen del tamaño de las ramificaciones y de la cantidad de flujo de aire en cada una de éstas. Así como sucedió con las pérdidas menores analizadas en el capítulo 10, los cambios en el área de flujo o en la dirección del flujo deben ser tan suaves como sea posible para minimizar las pérdidas dinámicas. Los datos para los codos redondos de 90° muestran las grandes variaciones posibles.

La pérdida dinámica para un accesorio se calcula a partir de

$$H_L = C(H_v) \qquad \textbf{(19-5)}$$

donde C representa el coeficiente de pérdida tomado de la tabla 19.4 y H_v indica la *presión de velocidad* o *carga de velocidad*.

En unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, los niveles y las pérdidas de presión se expresan normalmente en pulgadas de agua, que en realidad constituyen una medida de la carga de presión. Entonces,

$$H_v = \frac{\gamma_a v^2}{2g\gamma_w} \qquad \textbf{(19-6)}$$

donde γ_a representa el peso específico del aire, v indica la velocidad de flujo y γ_w el peso específico del agua. Cuando la velocidad se expresa en pies por minuto y se utilizan las condiciones del aire estándar, la ecuación (19-6) queda reducida a

➪ Presión de la velocidad para el flujo de aire (unidades de uso común en Estados Unidos)

$$H_v = \left(\frac{v}{4005}\right)^2 \qquad \textbf{(19-7)}$$

Cuando se usan unidades del SI, los niveles de presión y las pérdidas se miden en la unidad de presión Pa. Entonces,

$$H_v = \frac{\gamma_a v^2}{2g} \qquad \textbf{(19-8)}$$

Cuando la velocidad está expresada en m/s y se utilizan las condiciones del aire estándar, la ecuación (19-8) se reduce a

➪ Presión de la velocidad para el flujo de aire (unidades del SI)

$$H_v = \left(\frac{v}{1.289}\right)^2 \text{Pa} \qquad \textbf{(19-9)}$$

TABLA 19.4 Ejemplos de factores de pérdida para accesorios de ductos

Coeficiente *C* de pérdida dinámica						
	Codos de 90°					
	Liso, redondo			0.22		
	De 5 piezas, redondo			0.33		
	De 4 piezas, redondo			0.37		
	De 3 piezas, redondo			0.42		
	De inglete, redondo			1.20		
	Liso, rectangular			0.18		
	Te, ramificación			1.00		
	Te, flujo por ramificación principal			0.10		
	Ye simétrica			0.30		
Posición del amortiguador	0°	10°	20°	30°	40°	50°
	(bien abierto)					
C	0.20	0.52	1.50	4.5	11.0	29
Rejilla de salida: suponga que la caída de presión total a través de la rejilla es de 0.06 inH_2O (15 Pa).						
Persianas de admisión: suponga que la caída de presión total a través de las persianas es de 0.07 inH_2O (17 Pa).						

Nota: La pérdida dinámica para accesorios es $C(H_v)$, donde H_v representa la presión de la velocidad aguas arriba de la conexión. Los valores mostrados son ejemplos, sólo para ser usados en la resolución de los problemas incluidos en este libro. Existen muchos factores que afectan los valores reales para un determinado tipo de accesorio. Consulte la referencia 2 o los catálogos de los fabricantes para obtener datos más completos.

Problema de ejemplo 19.4 Calcule la caída de presión que se produce cuando por un codo de 90°, liso, rectangular, con dimensiones laterales de 14×24 in, fluyen 3000 cfm de aire.

Solución Utilice la tabla 19.2 para encontrar que el diámetro circular equivalente para el ducto es de 19.9 in. En la figura 19.3 vemos que la velocidad de flujo es de 1400 ft/min. Después, con base en la ecuación (19-7), se calcula

$$H_v = \left(\frac{v}{4005}\right)^2 = \left(\frac{1400}{4005}\right)^2 = 0.122 \text{ in}H_2O$$

A partir de la tabla 19.4, se encuentra que $C = 0.18$. Entonces, la caída de presión es

$$H_L = C(H_v) = (0.18)(0.122) = 0.022 \text{ in}H_2O$$

19.3 DISEÑO DE DUCTOS

En el "Panorama general" de este capítulo se describen las características generales de los ductos que conducen flujos de aire. La figura 19.2 muestra un sistema sencillo de ductos, cuya operación ya se ha descrito. En esta sección, presentamos un método útil para el diseño de un sistema de ductos de este tipo.

Los objetivos del proceso de diseño son especificar dimensiones razonables para las diversas secciones de la red de ductos, estimar la presión del aire en los puntos clave, determinar los requisitos que debe cumplir el ventilador del sistema y equilibrar el sistema. El equilibrio requiere que la caída de presión desde la salida del ventilador hasta cada rejilla de salida sea la misma cuando las secciones del ducto estén conduciendo aire a sus capacidades de diseño.

Existen diversas técnicas que son utilizadas por los diseñadores de distribución de aire, como las siguientes:

- ***Método de igualdad de fricción*** Use la figura 19.3 o la 19.4 para especificar un valor uniforme de la pérdida por fricción por unidad de longitud del ducto. Para los *sistemas de baja velocidad*, la pérdida es de entre 0.08 y 0.16 inH_2O (0.8 y 1.5 Pa/m).
- ***Método de recuperación estática*** El diseño de los ductos se ajusta para obtener la misma presión estática en todas las uniones. Se requiere cierto proceso de iteración.
- ***Método T*** Se trata de un procedimiento de optimización que toma en cuenta el desempeño del sistema junto con los factores de costo. Se consideran el costo de la energía, el costo inicial del sistema, el tiempo de operación del sistema, la eficiencia del ventilador y del motor de accionamiento y los

costos relacionados con el financiamiento de la inversión y la inflación.

- ***Sistemas de escape industrial para vapores y partículas*** En la referencia 2 se analizan las consideraciones especiales acerca de los sistemas de escape para asegurar que las velocidades sean lo suficientemente altas como para arrastrar y transportar partículas. La selección de los tipos de accesorio también es fundamental para evitar la acumulación de partículas en ciertos lugares.

En este capítulo sólo se demuestra el método de igualdad de fricción y enseguida se describe un procedimiento general. Vea la referencia 2 y el recurso de internet 1 para obtener información adicional acerca de los cuatro métodos referidos. Existen varios paquetes de software comercial disponibles que ayudan a los diseñadores a organizar el procedimiento de diseño del sistema y a completar los numerosos cálculos. Los recursos de internet 1 y 7 a 9 proporcionan algunos ejemplos.

Los sistemas más pequeños para hogares y aplicaciones comerciales ligeras son en su mayoría del tipo "baja velocidad", en el que los conductos y accesorios son relativamente simples. Por lo general, el ruido no es un problema importante si no se superan los límites mostrados en las figuras 19.3 y 19.4. Sin embargo, los tamaños resultantes para los ductos de un sistema de baja velocidad son relativamente grandes.

Las limitaciones de espacio en el diseño de grandes edificios de oficinas y ciertas aplicaciones industriales hacen que los "sistemas de alta velocidad" resulten atractivos. El nombre proviene de la práctica de utilizar ductos más pequeños para conducir una determinada rapidez de flujo. No obstante, surgen varias consecuencias:

1. El ruido suele ser un factor importante y deben emplearse dispositivos especiales para atenuarlo.
2. La construcción de los ductos debe ser más sólida y el sellado resulta más crítico.
3. Los costos de operación suelen ser más altos debido a las mayores caídas de presión y las mayores presiones totales del ventilador.

Los sistemas de alta velocidad pueden justificarse cuando implican costos de construcción más bajos o cuando se puede lograr un uso más eficiente del espacio.

Procedimiento general para el diseño de ductos de aire utilizando el método de igualdad de fricción

1. Genere una propuesta de disposición para el sistema de distribución de aire:
   a. Determine el flujo de aire deseado en cada espacio acondicionado (cfm o m^3/s).
   b. Especifique la ubicación del ventilador.
   c. Especifique la ubicación de la entrada de suministro del aire exterior.
   d. Proponga el diseño de la red de ductos para el ducto de admisión.
   e. Proponga el diseño del sistema de suministro de aire para cada espacio incluyendo accesorios como tes, codos, amortiguadores y rejillas. Los amortiguadores deben ser incluidos en la línea final hacia cada rejilla de entrega para facilitar el equilibrio final del sistema.
2. Para el ducto de admisión y el ducto de salida del ventilador, determine la necesidad total de flujo de aire como la suma de todos los flujos de aire entregados a los espacios acondicionados.
3. Utilice las figuras 19.3 o 19.4 para especificar la pérdida nominal por fricción (inH_2O/100 ft o Pa/m). Los diseños de baja velocidad se recomiendan para sistemas comerciales o residenciales típicos.
4. Especifique la velocidad de flujo nominal para cada parte del sistema de ductos. Para el ducto de admisión y las líneas finales hacia los espacios ocupados, utilice más o menos entre 600 y 800 ft/min (3 y 4 m/s). Para los ductos principales, alejados de los espacios ocupados, utilice aproximadamente 1200 ft/min (6 m/s).
5. Especifique el tamaño y la forma de cada parte del sistema de ductos. Los diámetros de los ductos circulares se encuentran directamente a partir de la figura 19.3 o la 19.4. Los ductos rectangulares pueden dimensionarse con base en la tabla 19.2 y la ecuación (19-1). Utilice la tabla 19.3 y la ecuación (19-3) para los conductos ovalados planos.
6. Calcule las pérdidas de energía en el ducto de admisión y en cada sección del ducto de suministro.
7. Calcule la pérdida total de energía para cada ruta desde la salida del ventilador hasta cada rejilla de entrega.
8. Determine si las pérdidas de energía de todas las rutas están razonablemente equilibradas; es decir, si la caída de presión desde el ventilador hasta cada rejilla de salida es aproximadamente igual.
9. Si se presenta un desequilibrio significativo, rediseñe la red de ductos mediante la reducción de la velocidad de diseño por lo general en aquellos ductos donde se producen altas caídas de presión. Esto requiere el uso de ductos más grandes.
10. El equilibrio razonable se logra cuando todas las trayectorias tienen pequeñas diferencias en la caída de presión de modo que mediante un ajuste moderado en los amortiguadores se logre un verdadero equilibrio.
11. Determine la presión en la entrada y en la salida del ventilador y el incremento total de la presión a través del ventilador.
12. Especifique un ventilador que entregará el flujo de aire total con este aumento de presión.
13. Grafique o trace la presión en el ducto para cada ruta e inspeccione cualquier desempeño inusual. El siguiente ejemplo de diseño ilustra la aplicación de este procedimiento para un sistema de baja velocidad.

Problema de ejemplo 19.5

El sistema que muestra la figura 19.2 se está diseñando para un pequeño edificio de oficinas. El aire se aspira desde el exterior del edificio mediante un ventilador y se entrega a través de cuatro ramificaciones hacia tres oficinas y una sala de conferencias. Los flujos de aire que se muestran en cada rejilla de salida fueron determinados previamente para proporcionar una ventilación adecuada en cada área. Los amortiguadores instalados en cada ramificación permiten el ajuste final del sistema.

Complete el diseño del sistema de ductos, especificando el tamaño de cada sección de la red de ductos para un sistema de baja velocidad. Calcule la caída de presión esperada para cada sección y en cada accesorio. Después, calcule la caída total de la presión a lo largo de cada ramificación desde el ventilador hasta las cuatro

rejillas de salida y compruebe el equilibrio del sistema. Si se prevé un desequilibrio importante, rediseñe las partes apropiadas del sistema para lograr un sistema más cercano al equilibrio. Enseguida, determine la presión total requerida para el ventilador. Utilice la figura 19.3 para estimar las pérdidas por fricción y la tabla 19.4 para los coeficientes de pérdida dinámica.

Solución Primero, trate a cada sección del ducto y cada accesorio por separado. Después, analice las ramificaciones.

1. Un ducto de admisión: $Q = 2700$ cfm; $L = 16$ ft.
Sea $v \approx 800$ ft/min.

De acuerdo con la figura 19.3, se requiere $D = 25.0$ in.

$$h_L = 0.035 \text{ inH}_2\text{O}/100 \text{ ft}$$
$$H_L = 0.035(16/100) = 0.0056 \text{ inH}_2\text{O}$$

2. Amortiguador en el ducto A: $C = 0.20$ (suponga que está bien abierto) (tabla 19.4).

$$\text{Para 800 ft/min, } H_v = (800/4005)^2 = 0.040 \text{ inH}_2\text{O}$$
$$H_L = 0.20(0.040) = 0.0080 \text{ inH}_2\text{O}$$

3. Persianas de admisión: se ha especificado el tamaño de 40 por 40 in para dar aproximadamente una velocidad de 600 ft/min a través del espacio abierto de las persianas. Utilice $H_L = 0.070$ inH$_2$O a partir de la tabla 19.4.

4. Contracción súbita entre la armadura de las persianas y el ducto de admisión: a partir de la figura 10.8, se sabe que el coeficiente de resistencia depende de la velocidad de flujo y de la relación D_1/D_2 para los ductos circulares. Debido a que la armadura de las persianas es un cuadrado de 40 por 40 in, se puede calcular su diámetro equivalente a partir de la ecuación (19-1):

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}} = \frac{1.3(40 \times 40)^{5/8}}{(40 + 40)^{1/4}} = 43.7 \text{ in}$$

Entonces, en la figura 10.8,

$$D_1/D_2 = 43.7/25 = 1.75$$

y $K = C = 0.31$. Así,

$$H_L = C(H_v) = 0.31(0.04) = 0.0124 \text{ inH}_2\text{O}$$

5. Pérdida total en el sistema de admisión:

$$H_L = 0.0056 + 0.0080 + 0.07 + 0.0124 = 0.096 \text{ inH}_2\text{O}$$

Dado que fuera de las persianas la presión es la atmosférica, la presión a la entrada al ventilador es −0.096 inH$_2$O, una presión manométrica negativa. Es posible que ocurra una pérdida adicional en la entrada del ventilador si se requiere un cambio de geometría para acoplar el conducto de admisión con el ventilador. Se necesita conocer el diseño del ventilador y esta pérdida potencial se ignora en este ejemplo.

Nota: En el lado de la salida del ventilador, todos los ductos son rectangulares.

6. Salida del ventilador, ducto B: $Q = 2700$ cfm; $L = 20$ ft.
Sea $v \approx 1200$ ft/min; $h_L = 0.110$ inH$_2$O/100 ft.

$$D_e = 20.0 \text{ in; use un tamaño de 12 por 30 in para minimizar el espacio superior necesario}$$
$$H_L = 0.110(20/100) = 0.0220 \text{ inH}_2\text{O}$$
$$H_v = (1200/4005)^2 = 0.090 \text{ inH}_2\text{O}$$

7. Ducto E: $Q = 600$ cfm; $L = 12$ ft.
Sea $v \approx 800$ ft/min; $h_L = 0.085$ inH$_2$O/100 ft.

$$D_e = 12.0 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 10 in}$$
$$H_L = 0.085(12/100) = 0.0102 \text{ inH}_2\text{O}$$
$$H_v = (800/4005)^2 = 0.040 \text{ inH}_2\text{O}$$

8. Amortiguador en el ducto E: $C = 0.20$ (suponga que está bien abierto).

$$H_L = 0.20(0.040) = 0.0080 \text{ inH}_2\text{O}$$

9. Codo en el ducto E: codo liso rectangular; $C = 0.18$.

$$H_L = 0.18(0.040) = 0.0072 \text{ in}H_2O$$

10. Rejilla 6 para el ducto E: $H_L = 0.060$ inH_2O.

11. Te 3 del ducto B a la ramificación E, flujo en la ramificación: $C = 1.00$.
H_L basada en la velocidad adelante de la te en el ducto B:

$$H_L = 1.00(0.090) = 0.090 \text{ in}H_2O$$

12. Ducto C: $Q = 2100$ cfm; $L = 8$ ft.
Sea $v \approx 1200$ ft/min; $h_L = 0.110$ inH_2O/100 ft.

$$D_e = 18.5 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 24 in}$$
$$H_L = 0.110(8/100) = 0.0088 \text{ in}H_2O$$
$$H_v = (1200/4005)^2 = 0.090 \text{ in}H_2O$$

13. Te 3 del ducto B al ducto C, flujo a través de la ramificación principal: $C = 0.10$.

$$H_L = 0.10(0.090) = 0.009 \text{ in}H_2O$$

14. Ducto F: $Q = 900$ cfm; $L = 18$ ft.
Sea $v \approx 800$ ft/min; $h_L = 0.068$ inH_2O/100 ft.

$$D_e = 14.3 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 14 in}$$
$$H_L = 0.068(18/100) = 0.0122 \text{ in}H_2O$$
$$H_v = (800/4005)^2 = 0.040 \text{ in}H_2O$$

15. Amortiguador en el ducto F: $C = 0.20$ (suponga que está bien abierto).

$$H_L = 0.20(0.040) = 0.0080 \text{ in}H_2O$$

16. Dos codos en el ducto F: codo liso rectangular; $C = 0.18$.

$$H_L = 2(0.18)(0.040) = 0.0144 \text{ in}H_2O$$

17. Rejilla 7 para el ducto F: $H_L = 0.060$ inH_2O.

18. Te 4 del ducto C a la ramificación F, flujo en la ramificación: $C = 1.00$.
H_L basada en la velocidad adelante de la te en el ducto *C*:

$$H_L = 1.00(0.090) = 0.090 \text{ in}H_2O$$

19. Ducto D: $Q = 1200$ cfm; $L = 28$ ft.
Sea $v \approx 1000$ ft/min; $h_L = 0.100$ inH_2O/100 ft.

$$D_e = 14.7 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 16 in}$$
$$\text{Real } D_e = 15.1 \text{ in; nueva } h_L = 0.087 \text{ in}H_2O/100 \text{ ft}$$
$$H_L = 0.087(28/100) = 0.0244 \text{ in}H_2O$$
$$\text{Nueva } v = 960 \text{ ft/min}$$
$$H_v = (960/4005)^2 = 0.057 \text{ in}H_2O$$

20. Te 4 del ducto C al ducto D, flujo a través de la ramificación principal: $C = 0.10$.

$$H_L = 0.10(0.090) = 0.009 \text{ in}H_2O$$

21. Ye 5 entre el ducto D y los ductos G y H: $C = 0.30$.

$$H_L = 0.30(0.057) = 0.017 \text{ in}H_2O$$

Esta pérdida se aplica al ducto G o bien al ducto H.

22. Los ductos G y H son idénticos al ducto E, y las pérdidas de los pasos 7 a 10 se pueden aplicar a estas rutas.

Esto completa la evaluación de las caídas de presión a través de los componentes del sistema. Ahora se pueden sumar las pérdidas a lo largo de cualquier ruta desde la salida del ventilador hasta las rejillas de entrega.

a. Ruta hacia la rejilla 6 en el ducto E: suma de las pérdidas de los pasos 6 a 11:

$$H_6 = 0.0220 + 0.0102 + 0.0080 + 0.0072 + 0.060 + 0.090$$
$$= 0.1974 \text{ in}H_2O$$

b. Ruta hacia la rejilla 7 en el ducto F: suma de las pérdidas de los pasos 6 y 12 a 18:

$$H_7 = 0.0220 + 0.0088 + 0.0090 + 0.0122 + 0.0080 + 0.0144 + 0.060 + 0.090$$
$$= 0.2244 \text{ in}H_2O$$

c. Ruta hacia la rejilla 8 en el conducto G o hacia la rejilla 9 en el ducto H: suma de las pérdidas de los pasos 6, 12, 13, 19 a 21 y 7 a 10:

$$H_8 = 0.0220 + 0.0088 + 0.0090 + 0.0244 + 0.0090 + 0.0170 + 0.0102 + 0.008 + 0.0072 + 0.06$$
$$= 0.1756 \text{ in}H_2O$$

Rediseño para lograr un sistema equilibrado

El diseño ideal del sistema sería uno en el que la pérdida a lo largo de cualquier ruta, a, b o c, sea la misma. Dado que el diseño ideal no es el caso aquí, se requiere un poco de rediseño. La pérdida medida en la ruta b hacia la rejilla 7 en el ducto F es mucho mayor que en las otras rutas. Las pérdidas en los componentes de los pasos 12, 14 a 16 y 18 afectan a esta ramificación, y se puede lograr cierta reducción disminuyendo la velocidad de flujo en los ductos C y F.

12a. Ducto C: $Q = 2100$ cfm; $L = 8$ ft.
Sea $v \approx 1000$ ft/min; $h_L = 0.073$ inH_2O/100 ft.

$$D_e = 19.6 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 28 in}$$
$$H_L = 0.073(8/100) = 0.0058 \text{ in}H_2O$$
$$H_v = (1000/4005)^2 = 0.0623 \text{ in}H_2O$$

14a. Ducto F: $Q = 900$ cfm; $L = 18$ ft.
Sea $v \approx 600$ ft/min; $h_L = 0.033$ inH_2O/100 ft.

$$D_e = 16.5 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 18 in; } D_e = 16.0 \text{ in}$$
$$\text{Real } v = 630 \text{ ft/min; } h_L = 0.038 \text{ in}H_2O/100 \text{ ft}$$
$$H_L = 0.038(18/100) = 0.0068 \text{ in}H_2O$$
$$H_v = (630/4005)^2 = 0.0247 \text{ in}H_2O$$

15a. Amortiguador en el ducto F: $C = 0.20$ (suponga que está totalmente abierto).

$$H_L = 0.20(0.0247) = 0.0049 \text{ in}H_2O$$

16a. Dos codos en el ducto F: codo liso rectangular; $C = 0.18$.

$$H_L = 2(0.18)(0.0247) = 0.0089 \text{ in}H_2O$$

18a. Te 4 del ducto C a la ramificación F, flujo en la ramificación: $C = 1.00$.
H_L basada en la velocidad adelante de la te en el ducto C.

$$H_L = 1.00(0.0623) = 0.0623 \text{ in}H_2O$$

Ahora, es posible volver a calcular la pérdida total en la ruta b hacia la rejilla 7 en el ducto F. Como antes, esto es igual a la suma de las pérdidas de los pasos 6, 12a, 13, 14a, 15a, 16a, 17 y 18a:

$$H_7 = 0.0220 + 0.0058 + 0.009 + 0.0068 + 0.0049 + 0.0089 + 0.06 + 0.0623$$
$$= 0.1797 \text{ in}H_2O$$

Ésta es una reducción significativa, lo que resulta en una caída de presión total menor que la de la ruta a. Por lo tanto, se verá si es posible reducir la pérdida en la ruta a disminuyendo también la velocidad de flujo en el ducto E. Se ven afectados los pasos 7 a 9.

7a. Ducto E: $Q = 600$ cfm; $L = 12$ ft.
Sea $v \approx 600$ ft/min.

$$D_e = 13.8 \text{ in; utilice un tamaño de 12 por 14 in}$$
$$\text{Real } D_e = 14.2 \text{ in; } h_L = 0.032 \text{ in}H_2O; v = 550 \text{ ft/min}$$

$$H_L = 0.032(12/100) = 0.0038 \text{ in}H_2O$$
$$H_v = (550/4005)^2 = 0.0189 \text{ in}H_2O$$

8a. Amortiguador en el ducto E: $C = 0.20$ (suponga que está totalmente abierto).

$$H_L = 0.20(0.0189) = 0.0038 \text{ in}H_2O$$

9a. Codo en el ducto E: codo liso rectangular; $C = 0.18$.

$$H_L = 0.18(0.0189) = 0.0034 \text{ in}H_2O$$

Ahora, se puede volver a calcular la pérdida total en la ruta a que va hacia la rejilla 6 en el ducto E. Como antes, se trata de la suma de las pérdidas de los pasos 6, 7a, 8a, 9a, 10 y 11:

$$H_6 = 0.0220 + 0.0038 + 0.0038 + 0.0034 + 0.060 + 0.090$$
$$= 0.1830 \text{ in}H_2O$$

Este valor es muy cercano al encontrado para la ruta b rediseñada, y la pequeña diferencia se puede ajustar con los amortiguadores.

Ahora, note que la ruta c que va hacia las rejillas 8 o 9 todavía tiene una pérdida total más baja que las rutas a o b. Se podría usar un tamaño de ducto ligeramente más pequeño en las ramificaciones G y H o aquí también depender del ajuste de los amortiguadores. Para evaluar la idoneidad de utilizar los amortiguadores, se estimará cuánto tendrían que cerrarse para aumentar la pérdida total de 0.1830 inH_2O (para igualar a la ruta a). El incremento de la pérdida es

$$H_6 - H_8 = 0.1830 - 0.1756 \text{ in}H_2O = 0.0074 \text{ in}H_2O$$

Con el amortiguador totalmente abierto y con 600 cfm pasando a una velocidad aproximada de 800 ft/min, la pérdida fue de 0.0080 inH_2O, tal como se encontró en el paso 8 original. La pérdida debe ser ahora

$$H_L = 0.0080 + 0.0074 = 0.0154 \text{ in}H_2O$$

Sin embargo, para el amortiguador,

$$H_L = C(H_v)$$

A despejar C, se obtiene

$$C = \frac{H_L}{H_v} = \frac{0.0154 \text{ in}H_2O}{0.040 \text{ in}H_2O} = 0.385$$

Con referencia a la tabla 19.4, se puede ver que una especificación para el amortiguador menor a 10° produciría este valor de C, lo cual constituye un entorno muy factible. Por lo tanto, parece que el sistema de ductos podría equilibrarse con este rediseño y que la caída de presión total desde la salida del ventilador hasta cualquier rejilla de salida sería de aproximadamente 0.1830 inH_2O. Esta es la presión que el ventilador debería desarrollar.

Resumen del diseño del sistema de ductos

- Ducto de admisión A: redondo; $D = 25.0$ in
- Ducto B: rectangular; 12×30 in
- Ducto C: rectangular; 12×28 in
- Ducto D: rectangular; 12×16 in
- Ducto E: rectangular; 12×14 in
- Ducto F: rectangular; 12×18 in
- Ducto G: rectangular; 12×10 in
- Ducto H: rectangular; 12×10 in
- Presión en la entrada del ventilador: -0.096 inH_2O
- Presión en la salida del ventilador: 0.1830 inH_2O
- Aumento de presión total del ventilador: $0.1830 + 0.096 = 0.279$ inH_2O
- Suministro total del ventilador: 2700 cfm

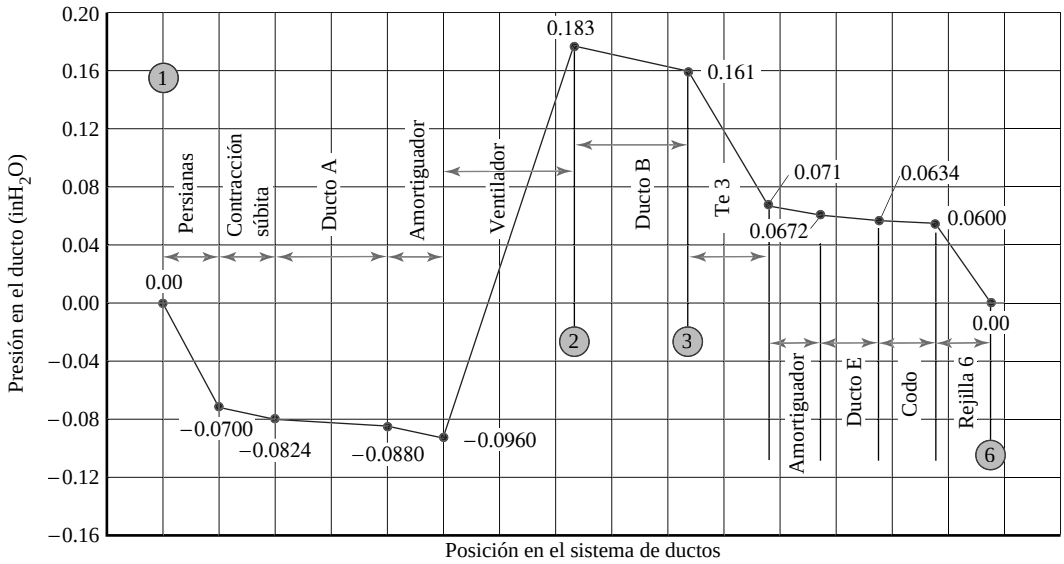


FIGURA 19.6 Presión en el ducto (inH_2O) contra la posición en el sistema que muestra la figura 19.2. Ruta hacia la rejilla de salida 6.

Es útil visualizar los cambios de presión que ocurren en el sistema. La figura 19.6 muestra una gráfica de la presión del aire contra la posición establecida para la ruta desde las persianas de admisión, mediante el ventilador, a través de los ductos B y E y hasta la rejilla de salida 6. Es posible elaborar gráficas similares para las otras rutas.

19.4 EFICIENCIA ENERGÉTICA Y CONSIDERACIONES PRÁCTICAS EN EL DISEÑO DE DUCTOS

Para el diseño de sistemas de distribución de aire en los HVAC y extractores industriales, es necesario abordar aquí algunas consideraciones adicionales. Los recursos de internet 1 a 6 y las referencias 1 a 5 y 8 a 11 son buenas fuentes para obtener directrices. A continuación se listan algunas recomendaciones.

1. Las velocidades bajas tienden a producir menores pérdidas de energía en el sistema, lo que reduce el consumo de energía del ventilador y puede permitir el uso de un ventilador más pequeño y menos costoso. Sin embargo, los ductos tenderán a ser más grandes, lo cual afecta los requisitos de espacio y conduce a costos de instalación superiores. Es necesario evaluar el costo total del sistema y del ciclo de vida.
2. Ubicar el sistema de ductos de una manera tan práctica como sea posible dentro del espacio acondicionado ahorrará energía en los sistemas de calefacción y enfriamiento.
3. El sistema de ductos debe estar muy bien sellado para evitar fugas.
4. Los ductos que pasan por espacios no acondicionados deben quedar bien aislados.
5. La capacidad del ventilador debe estar bien adaptada a las necesidades de suministro de aire para evitar el control excesivo mediante amortiguadores, lo cual tiende a generar pérdidas de energía.
6. Cuando las cargas varían significativamente a través del tiempo, se deben instalar impulsores de velocidad variable en el ventilador y conectarse al sistema de control para disminuir la velocidad del ventilador en los momentos de baja demanda. Las leyes de la ventilación indican que una reducción en la velocidad disminuye la potencia requerida en un factor igual al cubo de la relación de reducción de velocidad. (Vea el capítulo 13). Por ejemplo, reducir la velocidad de un ventilador en 20 por ciento reducirá la potencia requerida en aproximadamente 50 por ciento.
7. Los ductos pueden hacerse a partir de láminas de metal, tablas rígidas, fibra de vidrio, tela o material no metálico flexible. Algunos materiales disponibles cuentan con aislamiento, ya sea en el interior o en el exterior, para reducir las pérdidas de energía y atenuar el ruido. Se recomienda utilizar superficies lisas en las líneas largas para minimizar las pérdidas por fricción.
8. Se deben instalar ductos para recircular el aire con el fin de mantener un flujo constante de entrada y salida en cada habitación del espacio acondicionado.
9. En la mayoría de los sistemas HVAC, los ductos están diseñados para soportar presiones que van desde −3 inH_2O (−750 Pa) en el lado de entrada al ventilador hasta 10 inH_2O (2500 Pa) en el lado de salida. Sin embargo, en algunas grandes instalaciones comerciales o industriales pueden variar desde −10 inH_2O (−2500 Pa) hasta 100 inH_2O (25 kPa). Se deben considerar la resistencia estructural, la rigidez y las vibraciones.
10. Es necesario tener en cuenta la generación de ruido en los sistemas de distribución de aire para asegurar que los ocupantes de los espacios acondicionados no sean perturbados por altos niveles de ruido. Se debe dar un cuidado especial a la selección y ubicación del ventilador y a la velocidad del aire en los ductos y a través de las rejillas de salida. Se deben considerar opciones de aislamiento acústico, aisladores de vibración y técnicas de montaje para minimizar el ruido.

REFERENCIAS

1. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). 2012. *ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment*. Atlanta: Autor.
2. _____. 2009. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. Atlanta: Autor.
3. Collins, Lane M. y Danielle E. Martinez, eds. 2012. *Guidelines for Improved Duct Design and HVAC Systems in the Home*. Hauppauge, NY: Nova Science Publications.
4. Haines, Roger W. y Michael Myers. 2009. *HVAC Systems Design Handbook*, 5a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.
5. Hayes, W. H. 2003. *Industrial Exhaust Hood and Fan Piping*, 2a. ed. Nueva York: Merchant Press.
6. Idelchik, I. E. E., N. A. Decker y M. Steinberg. 1991. *Fluid Dynamics of Industrial Equipment*. Nueva York: Taylor & Francis.
7. Idelchik, I. E. y M. O. Steinberg. 2005. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Mumbai, India: Jaico Publishing House.
8. Rutkowski, Hank. 2009. *Residential Duct Systems*. Arlington, VA: Air Conditioning Contractors of America.
9. Sheet Metal and Air-Conditioning Contractors National Association (SMACNA). 1990. *HVAC Systems—Duct Design*, 3a. ed. Chantilly, VA: Autor.
10. The Trane Company. 1996. *Air-Conditioning Manual*. La Crosse, WI: Autor.
11. Sun, Tseng-Yao. 1994. *Air Handling Systems Design*. Nueva York: McGraw-Hill.

RECURSOS DE INTERNET

1. **Air Conditioning Contractors of America (ACCA):** Asociación industrial que promueve la calidad en el diseño, la instalación y operación de los sistemas de aire acondicionado. Edita muchos manuales y productos de software que ayudan a los diseñadores de este tipo de sistemas para aplicaciones residenciales y comerciales, los cuales están disponibles en la tienda en línea de ACCA. Vea también la referencia 10.
2. **Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA):** Asociación comercial internacional para la industria de hojas metálicas y contratistas de aire acondicionado. Edita *HVAC Systems—Duct Design* (referencia 9) y muchos otros manuales y referencias. Ofrece ayudas de cálculo para el diseño de ductos en unidades de uso común en Estados Unidos y del SI.
3. **ASHRAE:** Anteriormente conocida como la American Society for Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, la ASHRAE y sus miembros concentran sus esfuerzos en los sistemas de construcción, eficiencia energética, calidad del aire interior, refrigeración y sustentabilidad a través de la investigación, redacción de normas, publicaciones y educación continua.
4. **Air Movement and Control Association International (AMCA):** Asociación industrial de fabricantes de equipos para sistemas de aire utilizados en los mercados industrial, comercial y residencial.
5. **Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Institute of Canada (HRAI):** Asociación nacional canadiense de fabricantes, mayoristas y contratistas de sistemas de calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración (HVACR, por sus siglas en inglés).
6. **U. S. Department of Energy—Greening Federal Facilities, EERE:** Extenso sitio que ofrece guías para la sustentabilidad energética en edificios, incluyendo los sistemas HVAC y sus diseños de ductos. En el informe puesto en línea y llamado *Greening of Federal Facilities*, 2a. ed., la parte V abarca los sistemas de energía y, en la sección 5.2.2, se analizan los sistemas de distribución de aire.
7. **Elite Software Development, Inc.:** Creador de una variedad de productos de software para diseño de sistemas de climatización en aplicaciones comerciales o residenciales, incluyendo DUCTSIZE, una ayuda para el diseño óptimo de los tamaños de ductos para aire acondicionado redondos, rectangulares u ovalados planos. Los dibujos CAD muestran la disposición del sistema, los accesorios, tamaños de los ductos, ventiladores y puntos de salida. DUCTSIZE se vincula con los paquetes de software Autodesk Building Systems y AutoCAD MEP.
8. **Trane Company:** Desde la página de inicio, seleccione *Software Downloads*. Se dispone de numerosos paquetes de software, incluyendo su software *VeriTrane*™ *Duct Designer* basado en el *ASHRAE Fundamentals Handbook* (referencia 2). Incluye *Duct Configurator* para modelar sistemas de ductos, *Ductulator*® para dimensionar los componentes de los ductos, y *Fitting Loss Calculator* para identificar los accesorios óptimos considerando su eficiencia y costo.
9. **Wrightsoft®:** Productor de software para diseño de sistemas HVAC que funciona en computadoras portátiles, tabletas y dispositivos móviles. El software está integrado con las publicaciones de ACCA (recurso de internet 1) y HRAI (recurso de internet 5) para la distribución del sistema, el diseño y dimensionamiento de los ductos, los cálculos de carga y el costo operativo.

PROBLEMAS DE PRÁCTICA

Pérdidas de energía en secciones rectas de ducto

19.1 Determine la velocidad de flujo y la pérdida por fricción cuando fluyen 1000 cfm de aire a lo largo de 75 ft de un ducto redondo con 18 in de diámetro.

19.2 Repita el problema 19.1 para diámetros de ducto de 16, 14, 12 y 10 in. Después grafique la velocidad y la pérdida por fricción contra el diámetro del ducto.

19.3 Especifique un diámetro adecuado de un ducto redondo necesario para conducir 1500 cfm de aire con una caída de presión máxima de 0.10 inH_2O por cada 100 ft de ducto, redondee sus cálculos a la siguiente pulgada. Para el tamaño real especificado, proporcione la pérdida por fricción por cada 100 ft de ducto.

19.4 Determine la velocidad de flujo y la pérdida por fricción a medida que fluyen 3.0 m^3/s de aire a lo largo de 25 m de un ducto redondo con 500 mm de diámetro.

19.5 Repita el problema 19.4 para diámetros del ducto de 600, 700, 800, 900 y 1000 mm. Grafique la velocidad y la pérdida por fricción contra el diámetro del ducto.

19.6 Especifique un diámetro adecuado para un ducto redondo que debe conducir 0.40 m^3/s de aire con una caída de presión máxima de 1.00 Pa/m, redondee sus cálculos al siguiente incremento de 50 mm. Para el tamaño real especificado, proporcione la pérdida por fricción en Pa/m.

19.7 Un ducto de calefacción para un horno de aire forzado mide 10×30 in. Calcule el diámetro circular equivalente. Después, determine la rapidez del flujo de aire máxima que el ducto podría conducir mientras limita la pérdida por fricción a 0.10 inH_2O por cada 100 ft.

19.8 Un ducto ramificado de un sistema de calefacción mide 3×10 in. Calcule el diámetro circular equivalente. Después, determine la rapidez del flujo de aire máxima que el ducto podría conducir mientras limita la pérdida por fricción a 0.10 inH_2O por cada 100 ft.

19.9 En una gran nave industrial, un ducto de ventilación mide 42×60 in. Calcule el diámetro circular equivalente. Después, determine la rapidez del flujo de aire máxima que el ducto podría conducir mientras limita la pérdida por fricción a 0.10 inH_2O por cada 100 ft.

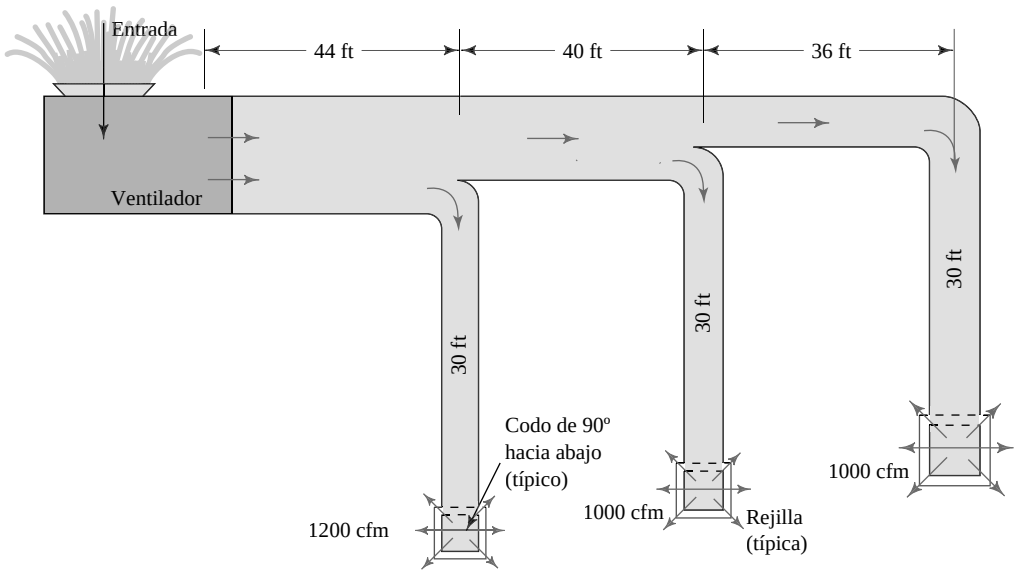


FIGURA 19.7 Sistema de ductos para el problema 19.27.

19.10 Un ducto de calentamiento para un horno de aire forzado mide 250 × 500 mm. Calcule el diámetro circular equivalente. Después, determine la rapidez del flujo de aire máxima que el ducto podría conducir mientras limita la pérdida por fricción a 0.80 Pa/m.

19.11 Un ducto ramificado de un sistema de calefacción mide 75 × 250 mm. Calcule el diámetro circular equivalente. Después, determine la rapidez del flujo de aire máxima que el ducto podría conducir mientras limita la pérdida por fricción a 0.80 Pa/m.

19.12 Especifique un tamaño adecuado para un ducto rectangular que debe conducir 1500 cfm de aire con una caída de presión máxima de 0.10 inH_2O por cada 100 ft de ducto. La altura vertical máxima del ducto es de 12.0 in.

19.13 Especifique un tamaño adecuado para un ducto rectangular que debe conducir 300 cfm de aire con una caída de presión máxima de 0.10 inH_2O por cada 100 ft de ducto. La altura vertical máxima del ducto es de 6.0 in.

Pérdidas de energía en ductos con accesorios

19.14 Calcule la caída de presión cuando fluyen 650 cfm de aire a través de un codo de 90° con tres piezas en un ducto redondo de 12 in de diámetro.

19.15 Repita el problema 19.14, pero considere un codo de cinco piezas.

19.16 Calcule la caída de presión cuando fluyen 1500 cfm de aire a través de un amortiguador totalmente abierto instalado en un ducto de 16 in de diámetro.

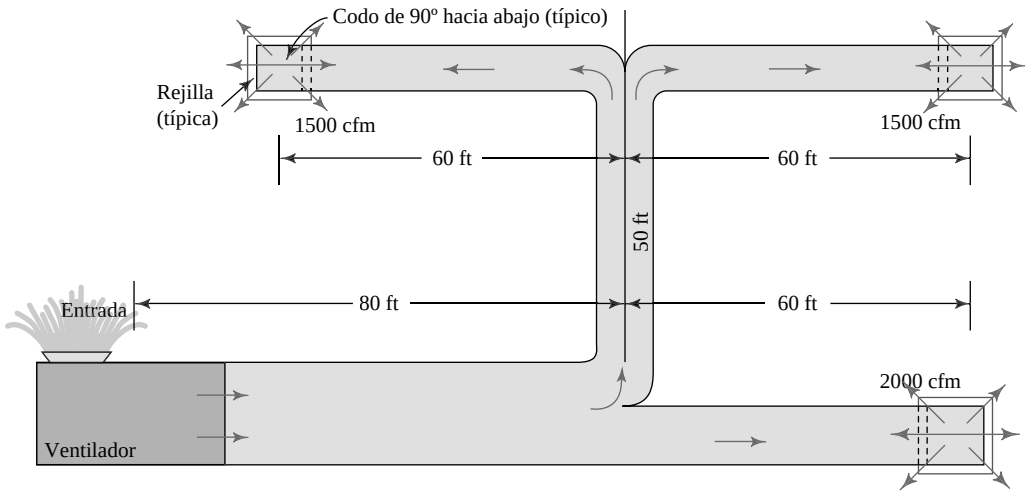


FIGURA 19.8 Sistema de ductos para el problema 19.28.

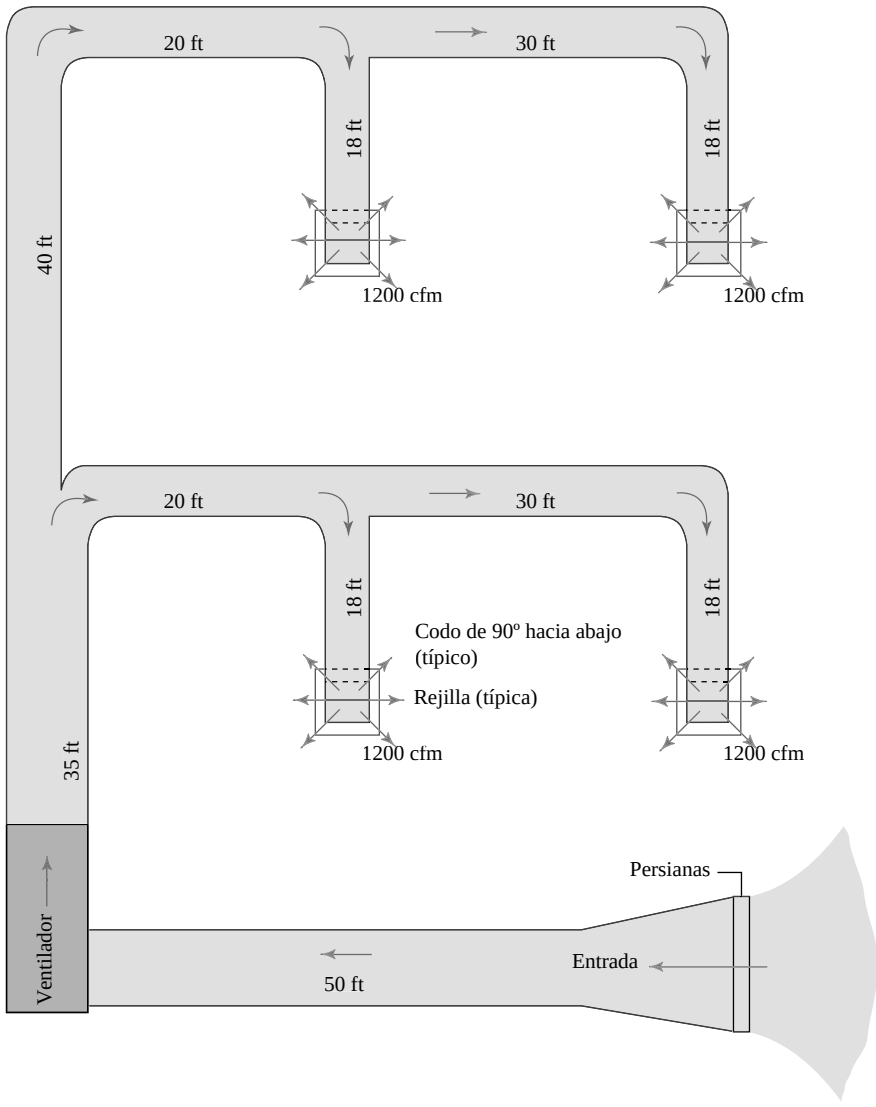


FIGURA 19.9 Sistema de ductos para el problema 19.29.

19.17 Repita el problema 19.16 con el amortiguador parcialmente cerrado a 10°, 20° y 30°.

19.18 Una parte de un sistema de ductos es un ducto principal rectangular de 10 por 22 in que conduce 1600 cfm de aire. Una te hacia un ducto ramal, de 10×10 in, extrae 500 cfm del ducto principal. Éste continúa con el mismo tamaño aguas abajo de la ramificación. Determine la velocidad de flujo y la presión de velocidad en todas las partes del ducto.

19.19 Para las condiciones del problema 19.18, estime la pérdida de presión cuando el flujo entra en el ducto ramal a través de la te.

19.20 Para las condiciones del problema 19.18, estime la pérdida de presión para el flujo en el ducto principal debido a la te.

19.21 Calcule la caída de presión cuando fluyen 0.20 m^3/s de aire a través de un codo de 90° con tres piezas en un ducto redondo de 200 mm de diámetro.

19.22 Repita el problema 19.21, pero utilice un codo de inglete.

19.23 Calcule la caída de presión cuando fluyen 0.85 m^3/s de aire a través de un amortiguador abierto a 30°, el cual está instalado en un ducto de 400 mm de diámetro.

19.24 Una sección de un sistema de ductos se compone de 42 ft de ducto redondo recto con 12 in de diámetro, un amortiguador totalmente abierto, dos codos de 90° con tres piezas y una rejilla de salida. Calcule la caída de presión a lo largo de esta sección de ducto para una $Q = 700$ cfm.

19.25 Una sección de un sistema de ductos se compone de 38 ft de ducto rectangular recto de 12 por 20 in, un amortiguador totalmente abierto, tres codos lisos de 90° y una rejilla de salida. Calcule la caída de presión a lo largo de esta sección de ducto para una $Q = 1500$ cfm.

19.26 El conducto de admisión hacia un ventilador consta de persianas de admisión cuadradas de 5.8 m (800×800 mm), de una contracción súbita hacia un ducto redondo de 400 mm de diámetro y de 9.25 m de ducto redondo. Calcule la presión a la entrada del ventilador si el conducto conduce 0.80 m^3/s de aire.

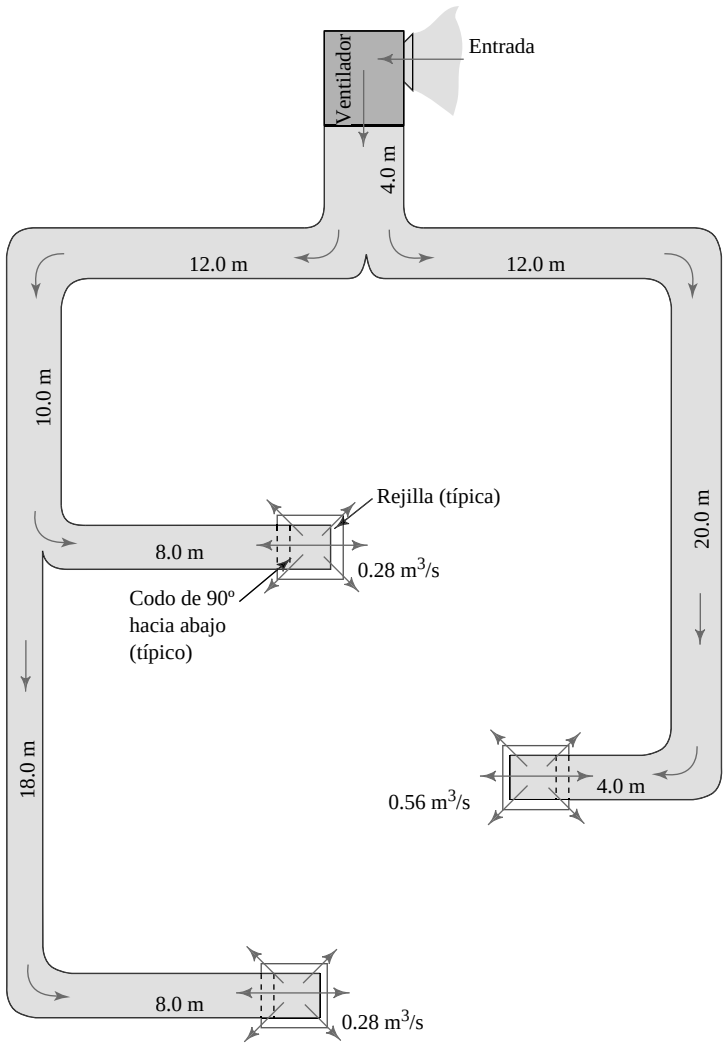


FIGURA 19.10 Sistema de ductos para el problema 19.30.

Diseño de ductos

Para las condiciones mostradas en las figuras 19.7 a 19.10, realice el diseño de un sistema de ductos al especificar los tamaños de todas las secciones de ductos necesarias para lograr un sistema equilibrado cuando conduce los flujos mostrados. Calcule la presión en la salida del ventilador, suponiendo que las salidas finales del sistema de ductos están a la presión atmosférica. Cuando se muestre una sección del conducto de entrada, también complete su diseño y calcule la presión a la entrada del ventilador. Considere que no existe sólo una solución correcta para estos problemas, por lo que se deben tomar varias decisiones de diseño. Puede ser deseable cambiar ciertas características del diseño del sistema sugerido para mejorar su funcionamiento o para que el logro del equilibrio resulte más sencillo.

19.27 Use la figura 19.7.
19.28 Use la figura 19.8.
19.29 Use la figura 19.9.
19.30 Use la figura 19.10.

PROPIEDADES DEL AGUA

TABLA A.1 Unidades del SI [101 kPa (abs)]

Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m^3)	Densidad ρ (kg/m^3)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m^2/s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

TABLA A.2 Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos (14.7 psia)

Temperatura (°F)	Peso específico γ (lb/ft^3)	Densidad ρ (slugs/ft^3)	Viscosidad dinámica η (lb-s/ft^2)	Viscosidad cinemática ν (ft^2/s)
32	62.4	1.94	3.66×10^{-5}	1.89×10^{-5}
40	62.4	1.94	3.23×10^{-5}	1.67×10^{-5}
50	62.4	1.94	2.72×10^{-5}	1.40×10^{-5}
60	62.4	1.94	2.35×10^{-5}	1.21×10^{-5}
70	62.3	1.94	2.04×10^{-5}	1.05×10^{-5}
80	62.2	1.93	1.77×10^{-5}	9.15×10^{-6}
90	62.1	1.93	1.60×10^{-5}	8.29×10^{-6}
100	62.0	1.93	1.42×10^{-5}	7.37×10^{-6}
110	61.9	1.92	1.26×10^{-5}	6.55×10^{-6}
120	61.7	1.92	1.14×10^{-5}	5.94×10^{-6}
130	61.5	1.91	1.05×10^{-5}	5.49×10^{-6}
140	61.4	1.91	9.60×10^{-6}	5.03×10^{-6}
150	61.2	1.90	8.90×10^{-6}	4.68×10^{-6}
160	61.0	1.90	8.30×10^{-6}	4.38×10^{-6}
170	60.8	1.89	7.70×10^{-6}	4.07×10^{-6}
180	60.6	1.88	7.23×10^{-6}	3.84×10^{-6}
190	60.4	1.88	6.80×10^{-6}	3.62×10^{-6}
200	60.1	1.87	6.25×10^{-6}	3.35×10^{-6}
212	59.8	1.86	5.89×10^{-6}	3.17×10^{-6}

PROPIEDADES DE LIQUIDOS COMUNES

TABLA B.1 Unidades del SI [101 kPa (abs) y 25 °C]

	Gravedad específica sg	Peso específico γ (kN/m^3)	Densidad ρ (kg/m^3)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m^2/s)
Acetona	0.787	7.72	787	3.16×10^{-4}	4.02×10^{-7}
Alcohol, etilo	0.787	7.72	787	1.00×10^{-3}	1.27×10^{-6}
Alcohol, metilo	0.789	7.74	789	5.60×10^{-4}	7.10×10^{-7}
Alcohol, propilo	0.802	7.87	802	1.92×10^{-3}	2.39×10^{-6}
Aguamarina amoniaco (25%)	0.910	8.93	910	—	—
Benceno	0.876	8.59	876	6.03×10^{-4}	6.88×10^{-7}
Tetracloruro de carbono	1.590	15.60	1 590	9.10×10^{-4}	5.72×10^{-7}
Aceite de ricino	0.960	9.42	960	6.51×10^{-1}	6.78×10^{-4}
Etilenglicol	1.100	10.79	1 100	1.62×10^{-2}	1.47×10^{-5}
Gasolina	0.68	6.67	680	2.87×10^{-4}	4.22×10^{-7}
Glicerina	1.258	12.34	1 258	9.60×10^{-1}	7.63×10^{-4}
Queroseno	0.823	8.07	823	1.64×10^{-3}	1.99×10^{-6}
Aceite de linaza	0.930	9.12	930	3.31×10^{-2}	3.56×10^{-5}
Mercurio	13.54	132.8	13 540	1.53×10^{-3}	1.13×10^{-7}
Propano	0.495	4.86	495	1.10×10^{-4}	2.22×10^{-7}
Agua de mar	1.030	10.10	1 030	1.03×10^{-3}	1.00×10^{-6}
Trementina	0.870	8.53	870	1.37×10^{-3}	1.57×10^{-6}
Aceite combustible, medio	0.852	8.36	852	2.99×10^{-3}	3.51×10^{-6}
Aceite combustible, pesado	0.906	8.89	906	1.07×10^{-1}	1.18×10^{-4}
Datos aproximados de los fluidos naturales y biológicos seleccionados. Los valores varían significativamente con su composición.					
Aceite de oliva a 68 °F (20 °C)	0.92	9.03	920	0.085	9.24×10^{-5}
Miel a 70 °F (21 °C)	1.42	13.93	1420	10.0	7.04×10^{-3}
Salsa *Catsup* a 70 °F (21 °C)	1.48	14.52	1480	50.0	3.38×10^{-2}
Mantequilla de maní a 70 °F (21 °C)	1.30	12.75	1300	250	1.92×10^{-1}
Sangre a 50 °F (10 °C)	1.06	10.20	1060	0.01	9.43×10^{-6}
Sangre a 98.6 °F (37 °C)	1.06	10.20	1060	3.5×10^{-3}	3.30×10^{-6}

TABLA B.2 Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos (14.7 psia y 77 °F)

	Gravedad específica sg	Peso específico γ (lb/ft^3)	Densidad ρ (slugs/ft^3)	Viscosidad dinámica η (lb-s/ft^2)	Viscosidad cinemática ν (ft^2/s)
Acetona	0.787	48.98	1.53	6.60×10^{-6}	4.31×10^{-6}
Alcohol, etilo	0.787	49.01	1.53	2.10×10^{-5}	1.37×10^{-5}
Alcohol, metilo	0.789	49.10	1.53	1.17×10^{-5}	7.65×10^{-6}
Alcohol, propilo	0.802	49.94	1.56	4.01×10^{-5}	2.57×10^{-5}
Aguamarina amoniaco (25%)	0.910	56.78	1.77	—	—
Benceno	0.876	54.55	1.70	1.26×10^{-5}	7.41×10^{-6}
Tetracloruro de carbono	1.590	98.91	3.08	1.90×10^{-5}	6.17×10^{-6}
Aceite de ricino	0.960	59.69	1.86	1.36×10^{-2}	7.31×10^{-3}
Etilenglicol	1.100	68.47	2.13	3.38×10^{-4}	1.59×10^{-4}
Gasolina	0.68	42.40	1.32	6.00×10^{-6}	4.55×10^{-6}
Glicerina	1.258	78.50	2.44	2.00×10^{-2}	8.20×10^{-3}
Queroseno	0.823	51.20	1.60	3.43×10^{-5}	2.14×10^{-5}
Aceite de linaza	0.930	58.00	1.80	6.91×10^{-4}	3.84×10^{-4}
Mercurio	13.54	844.9	26.26	3.20×10^{-5}	1.22×10^{-6}
Propano	0.495	30.81	0.96	2.30×10^{-6}	2.40×10^{-6}
Agua de mar	1.030	64.00	2.00	2.15×10^{-5}	1.08×10^{-5}
Trementina	0.870	54.20	1.69	2.87×10^{-5}	1.70×10^{-5}
Aceite combustible, medio	0.852	53.16	1.65	6.25×10^{-5}	3.79×10^{-5}
Aceite combustible, pesado	0.906	56.53	1.76	2.24×10^{-3}	1.27×10^{-3}
Datos aproximados de los fluidos naturales y biológicos seleccionados. Los valores varían significativamente con su composición.					
Aceite de oliva a 68 °F (20 °C)	0.92	57.41	1.78	1.78×10^{-3}	9.98×10^{-4}
Miel a 70 °F (21 °C)	1.42	88.61	2.75	0.209	7.60×10^{-2}
Salsa *Catsup* a 70 °F (21 °C)	1.48	92.35	2.87	1.04	3.62×10^{-1}
Mantequilla de maní a 70 °F (21 °C)	1.30	81.12	2.52	5.22	2.07
Sangre a 50 °F (10 °C)	1.06	66.14	2.06	2.09×10^{-4}	1.01×10^{-4}
Sangre a 98.6 °F (37 °C)	1.06	66.14	2.06	7.31×10^{-5}	1.51×10^{-4}

PROPIEDADES TÍPICAS DE LOS ACEITES DE PETRÓLEO LUBRICANTES

Tipo	Gravedad específica	Viscosidad cinemática ν				Índice de viscosidad
		A 40 °C (104 °F)		A 100 °C (212 °F)		
		(m^2/s)	(ft^2/s)	(m^2/s)	(ft^2/s)	
Sistemas hidráulicos automotrices	0.887	3.99×10^{-5}	4.30×10^{-4}	7.29×10^{-6}	7.85×10^{-5}	149
Aceites de motor a 100 °C						
Viscosidad grado 20	0.880			5.6×10^{-6}	6.03×10^{-5}	
Viscosidad grado 40	0.882			12.5×10^{-6}	1.35×10^{-4}	
Viscosidad grado 60	0.883			21.9×10^{-6}	2.36×10^{-4}	
Lubricantes para engranes						
Viscosidad grado 80	0.890			7.0×10^{-6}	7.53×10^{-5}	
Viscosidad grado 140	0.892			24.0×10^{-6}	2.58×10^{-4}	
Sistemas hidráulicos para máquinas herramienta						
Ligero	0.887	3.20×10^{-5}	3.44×10^{-4}	4.79×10^{-6}	5.16×10^{-5}	46
Medio	0.895	6.70×10^{-5}	7.21×10^{-4}	7.29×10^{-6}	7.85×10^{-5}	53
Pesado	0.901	1.96×10^{-4}	2.11×10^{-3}	1.40×10^{-5}	1.51×10^{-4}	53
Baja temperatura	0.844	1.40×10^{-5}	1.51×10^{-4}	5.20×10^{-6}	5.60×10^{-5}	374
Aceites lubricantes para máquinas herramienta						
Ligero	0.881	2.20×10^{-5}	2.37×10^{-4}	3.90×10^{-6}	4.20×10^{-5}	40
Medio	0.915	6.60×10^{-5}	7.10×10^{-4}	7.00×10^{-6}	7.53×10^{-5}	41
Pesado	0.890	2.00×10^{-4}	2.15×10^{-3}	1.55×10^{-5}	1.67×10^{-4}	73

Nota: Valores aproximados para uso exclusivo en la resolución de los problemas de este libro.

VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA

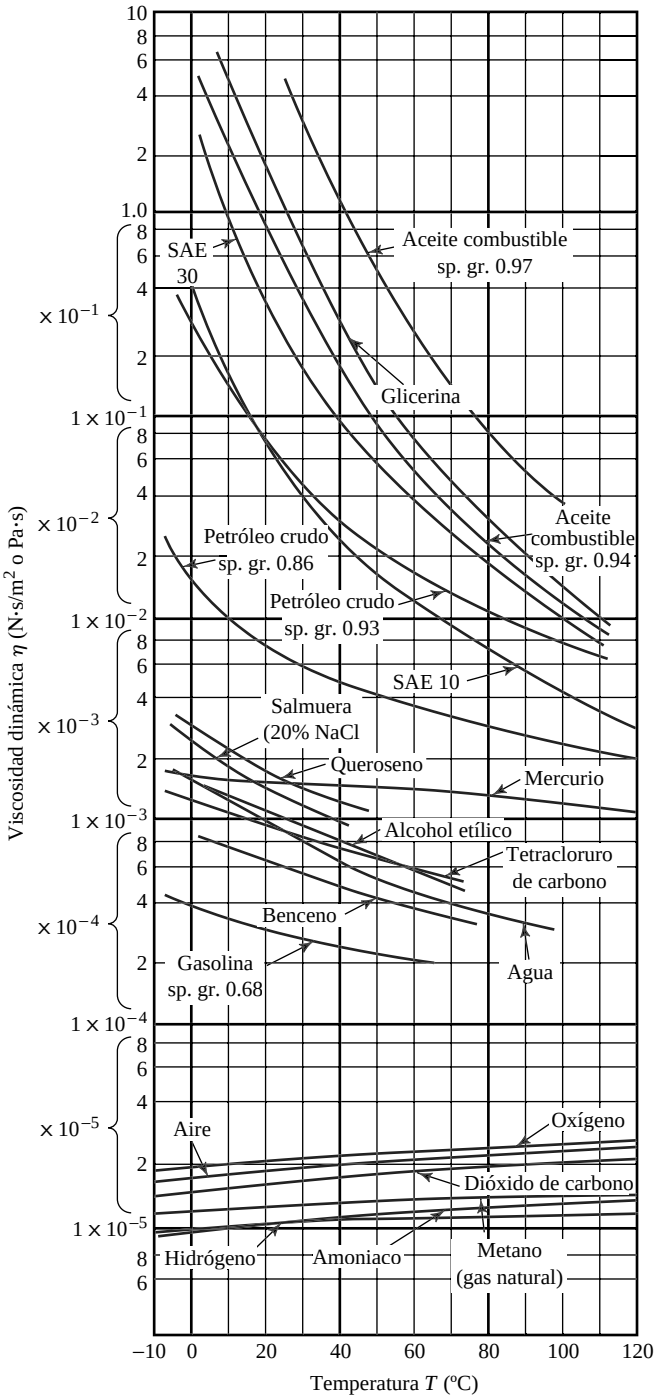


FIGURA D.1 Viscosidad dinámica contra temperatura —unidades del SI.

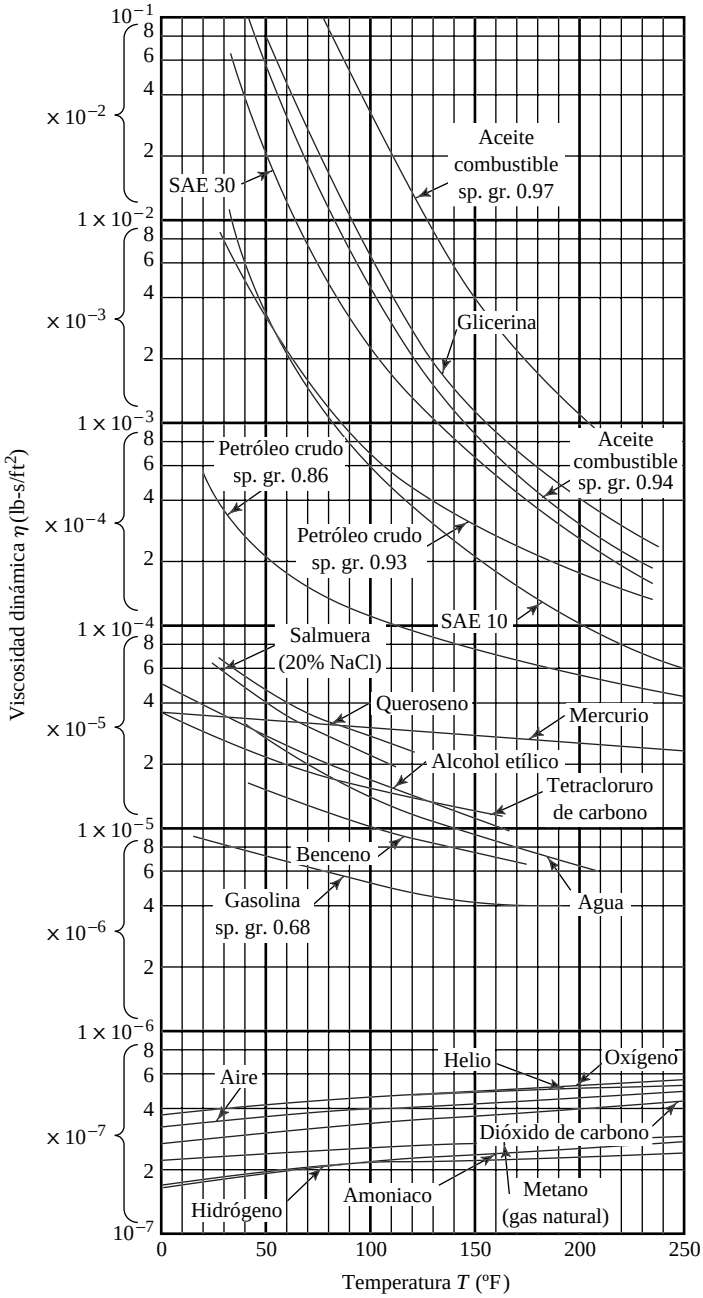


FIGURA D.2 Viscosidad dinámica contra temperatura —unidades del sistema de uso común en Estados Unidos.

PROPIEDADES DEL AIRE

TABLA E.1 Propiedades del aire contra la temperatura en unidades del SI a la presión atmosférica estándar

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m^3)	Peso específico γ (N/m^3)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m^2/s)
−40	1.514	14.85	1.51×10^{-5}	9.98×10^{-6}
−30	1.452	14.24	1.56×10^{-5}	1.08×10^{-5}
−20	1.394	13.67	1.62×10^{-5}	1.16×10^{-5}
−10	1.341	13.15	1.67×10^{-5}	1.24×10^{-5}
0	1.292	12.67	1.72×10^{-5}	1.33×10^{-5}
10	1.247	12.23	1.77×10^{-5}	1.42×10^{-5}
20	1.204	11.81	1.81×10^{-5}	1.51×10^{-5}
30	1.164	11.42	1.86×10^{-5}	1.60×10^{-5}
40	1.127	11.05	1.91×10^{-5}	1.69×10^{-5}
50	1.092	10.71	1.95×10^{-5}	1.79×10^{-5}
60	1.060	10.39	1.99×10^{-5}	1.89×10^{-5}
70	1.029	10.09	2.04×10^{-5}	1.99×10^{-5}
80	0.9995	9.802	2.09×10^{-5}	2.09×10^{-5}
90	0.9720	9.532	2.13×10^{-5}	2.19×10^{-5}
100	0.9459	9.277	2.17×10^{-5}	2.30×10^{-5}
110	0.9213	9.034	2.22×10^{-5}	2.40×10^{-5}
120	0.8978	8.805	2.26×10^{-5}	2.51×10^{-5}

Nota: Las propiedades del aire para condiciones estándar a nivel del mar son las siguientes:

Temperatura	15 °C
Presión	101.325 kPa
Densidad	1.225 kg/m^3
Peso específico	12.01 N/m^3
Viscosidad dinámica	1.789×10^{-5} Pa·s
Viscosidad cinemática	1.46×10^{-5} m^2/s

TABLA E.2 Propiedades del aire contra la temperatura en unidades del sistema de uso común en Estados Unidos a la presión atmosférica estándar

Temperatura T (°F)	Densidad ρ (slugs/ft^3)	Peso específico γ (lb/ft^3)	Viscosidad dinámica η (lb-s/ft^2)	Viscosidad cinemática ν (ft^2/s)
−40	2.94×10^{-3}	0.0946	3.15×10^{-7}	1.07×10^{-4}
−20	2.80×10^{-3}	0.0903	3.27×10^{-7}	1.17×10^{-4}
0	2.68×10^{-3}	0.0864	3.41×10^{-7}	1.27×10^{-4}
20	2.57×10^{-3}	0.0828	3.52×10^{-7}	1.37×10^{-4}
40	2.47×10^{-3}	0.0795	3.64×10^{-7}	1.47×10^{-4}
60	2.37×10^{-3}	0.0764	3.74×10^{-7}	1.58×10^{-4}
80	2.28×10^{-3}	0.0736	3.85×10^{-7}	1.69×10^{-4}
100	2.20×10^{-3}	0.0709	3.97×10^{-7}	1.80×10^{-4}
120	2.13×10^{-3}	0.0685	4.06×10^{-7}	1.91×10^{-4}
140	2.06×10^{-3}	0.0662	4.16×10^{-7}	2.02×10^{-4}
160	1.99×10^{-3}	0.0641	4.27×10^{-7}	2.15×10^{-4}
180	1.93×10^{-3}	0.0621	4.38×10^{-7}	2.27×10^{-4}
200	1.87×10^{-3}	0.0602	4.48×10^{-7}	2.40×10^{-4}
220	1.81×10^{-3}	0.0584	4.58×10^{-7}	2.52×10^{-4}
240	1.76×10^{-3}	0.0567	4.68×10^{-7}	2.66×10^{-4}

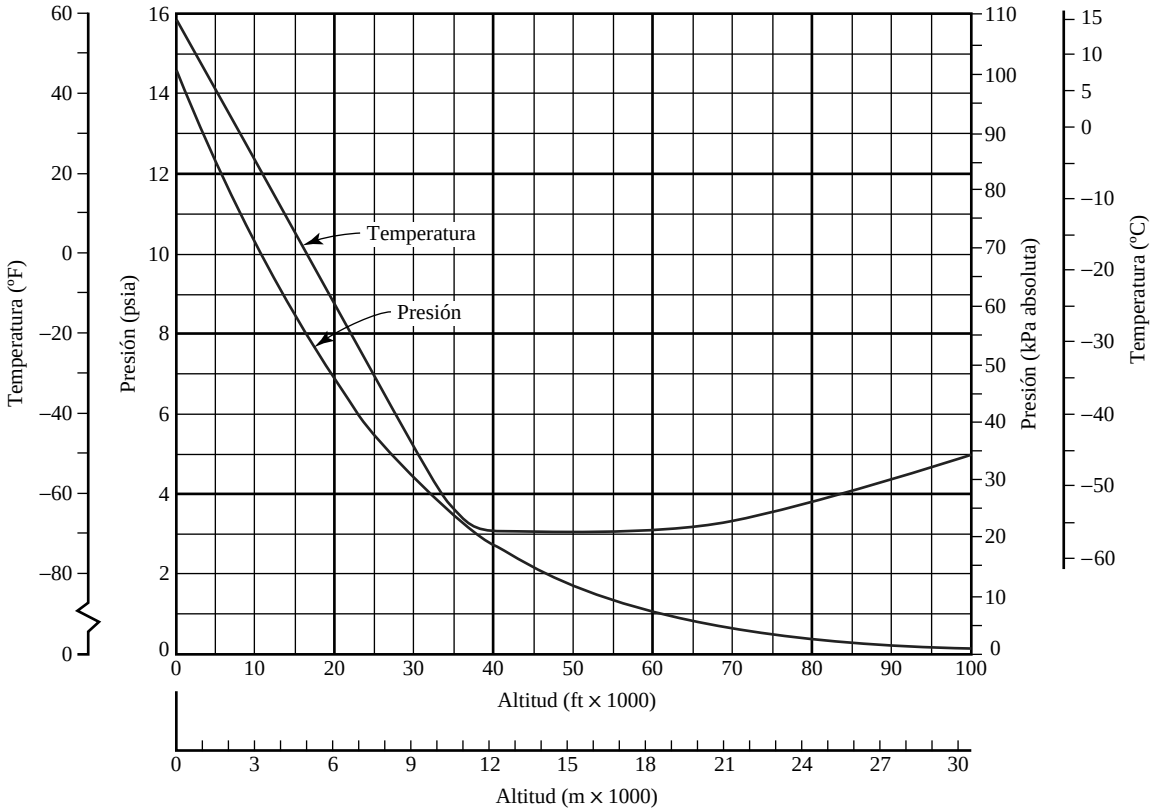
Nota: Las propiedades del aire para condiciones estándar a nivel del mar, convertidas a partir del SI, son las siguientes:

Temperatura	59 °F
Presión	14.696 psi
Densidad	2.37×10^{-3}
Peso específico	.0764 lb/ft^3
Viscosidad dinámica	3.736×10^{-7} lb-s/ft^2
Viscosidad cinemática	1.57×10^{-4} ft^2/s

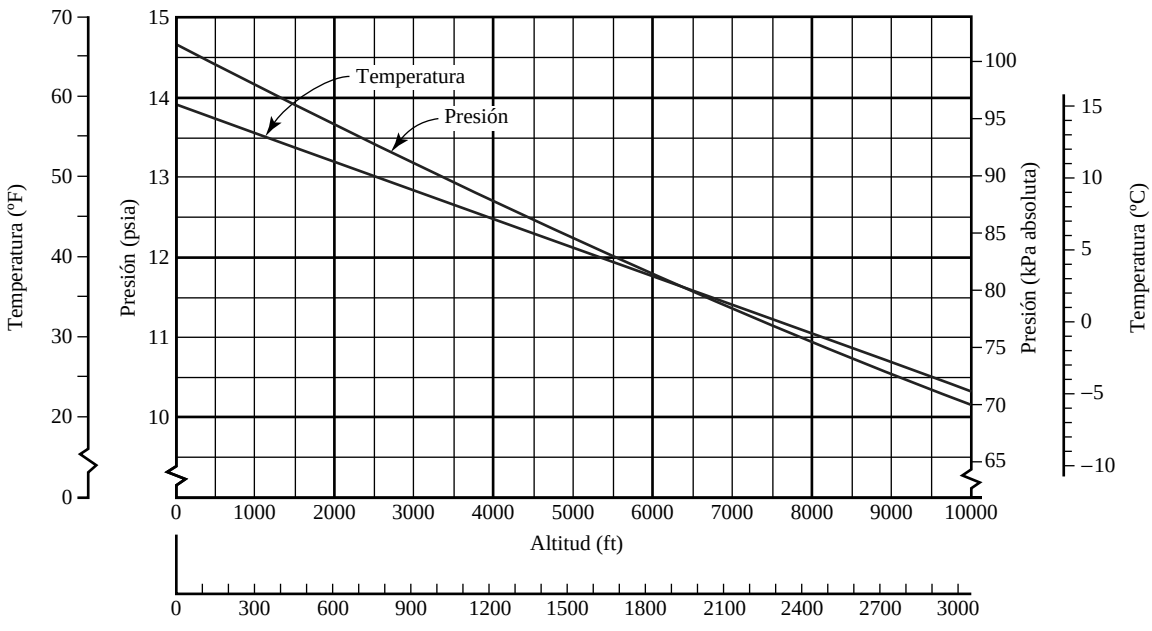
TABLA E.3 Propiedades del aire a diferentes altitudes

Unidades del SI				Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos			
Altitud (m)	**Temperatura T (°C)**	**Presión P (kPa)**	**Densidad ρ (kg/m^3)**	**Altitud (ft)**	**Temperatura T (°F)**	**Presión P (psi)**	**Densidad ρ (slugs/ft^3)**
0	15.00	101.3	1.225	0	59.00	14.696	2.38×10^{-3}
200	13.70	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34×10^{-3}
400	12.40	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25×10^{-3}
600	11.10	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05×10^{-3}
800	9.80	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76×10^{-3}
1000	8.50	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.50×10^{-3}
2000	2.00	79.5	1.007	20000	−12.62	6.753	1.27×10^{-3}
3000	−4.49	70.1	0.9093	30000	−47.99	4.365	8.89×10^{-4}
4000	−10.98	61.7	0.8194	40000	−69.70	2.720	5.85×10^{-4}
5000	−17.47	54.0	0.7364	50000	−69.70	1.683	3.62×10^{-4}
10000	−49.90	26.5	0.4135	60000	−69.70	1.040	2.24×10^{-4}
15000	−56.50	12.11	0.1948	70000	−67.30	0.644	1.38×10^{-4}
20000	−56.50	5.53	0.0889	80000	−61.81	0.400	8.45×10^{-5}
25000	−51.60	2.55	0.0401	90000	−56.32	0.251	5.22×10^{-5}
30000	−46.64	1.20	0.0184	100000	−50.84	0.158	3.25×10^{-5}

Fuente: U. S. Standard Atmosphere, 1976, NOAA-S/T76-1562. Washington, DC: National Oceanic and Atmospheric Administration.



(a) Altitudes más altas



(b) Altitudes más bajas

FIGURA E.1 Propiedades de la atmósfera estándar contra la altitud.

DIMENSIONES DE LA TUBERÍA DE ACERO

TABLA F.1 Cédula 40

Tamaño nominal de la tubería		Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Área de flujo	
NPS (in)	DN (mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft^2)	(m^2)
⅛	6	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660×10^{-5}
¼	8	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717×10^{-5}
⅜	10	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236×10^{-4}
½	15	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960×10^{-4}
¾	20	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437×10^{-4}
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574×10^{-4}
1¼	32	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653×10^{-4}
1½	40	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314×10^{-3}
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168×10^{-3}
2½	65	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090×10^{-3}
3	80	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768×10^{-3}
3½	90	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381×10^{-3}
4	100	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213×10^{-3}
5	125	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291×10^{-2}
6	150	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864×10^{-2}
8	200	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226×10^{-2}
10	250	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090×10^{-2}
12	300	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219×10^{-2}
14	350	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729×10^{-2}
16	400	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	450	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	500	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	600	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

TABLA F.2 Cédula 80

Tamaño nominal de la tubería		Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Área de flujo	
NPS (in)	DN (mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft^2)	(m^2)
⅛	6	0.405	10.3	0.095	2.41	0.215	0.017 92	5.5	0.000 253	2.350×10^{-5}
¼	8	0.540	13.7	0.119	3.02	0.302	0.025 17	7.7	0.000 497	4.617×10^{-5}
⅜	10	0.675	17.1	0.126	3.20	0.423	0.035 25	10.7	0.000 976	9.067×10^{-5}
½	15	0.840	21.3	0.147	3.73	0.546	0.045 50	13.9	0.001 625	1.510×10^{-4}
¾	20	1.050	26.7	0.154	3.91	0.742	0.061 83	18.8	0.003 00	2.787×10^{-4}
1	25	1.315	33.4	0.179	4.55	0.957	0.079 75	24.3	0.004 99	4.636×10^{-4}
1¼	32	1.660	42.2	0.191	4.85	1.278	0.106 5	32.5	0.008 91	8.278×10^{-4}
1½	40	1.900	48.3	0.200	5.08	1.500	0.125 0	38.1	0.012 27	1.140×10^{-3}
2	50	2.375	60.3	0.218	5.54	1.939	0.161 6	49.3	0.020 51	1.905×10^{-3}
2½	65	2.875	73.0	0.276	7.01	2.323	0.193 6	59.0	0.029 44	2.735×10^{-3}
3	80	3.500	88.9	0.300	7.62	2.900	0.241 7	73.7	0.045 90	4.264×10^{-3}
3½	90	4.000	101.6	0.318	8.08	3.364	0.280 3	85.4	0.061 74	5.736×10^{-3}
4	100	4.500	114.3	0.337	8.56	3.826	0.318 8	97.2	0.079 86	7.419×10^{-3}
5	125	5.563	141.3	0.375	9.53	4.813	0.401 1	122.3	0.126 3	1.173×10^{-2}
6	150	6.625	168.3	0.432	10.97	5.761	0.480 1	146.3	0.181 0	1.682×10^{-2}
8	200	8.625	219.1	0.500	12.70	7.625	0.635 4	193.7	0.317 4	2.949×10^{-2}
10	250	10.750	273.1	0.593	15.06	9.564	0.797 0	242.9	0.498 6	4.632×10^{-2}
12	300	12.750	323.9	0.687	17.45	11.376	0.948 0	289.0	0.705 6	6.555×10^{-2}
14	350	14.000	355.6	0.750	19.05	12.500	1.042	317.5	0.852 1	7.916×10^{-2}
16	400	16.000	406.4	0.842	21.39	14.314	1.193	363.6	1.117	0.1038
18	450	18.000	457.2	0.937	23.80	16.126	1.344	409.6	1.418	0.1317
20	500	20.000	508.0	1.031	26.19	17.938	1.495	455.6	1.755	0.1630
24	600	24.000	609.6	1.218	30.94	21.564	1.797	547.7	2.535	0.2344

DIMENSIONES DE TUBOS DE ACERO, COBRE Y PLÁSTICO

TABLA G.1 Dimensiones de tubos de acero —tamaños basados en pulgadas

Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Área de flujo	
(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft^2)	(m^2)
⅛	3.18	0.032	0.813	0.061	0.00508	1.549	2.029×10^{-5}	1.885×10^{-6}
		0.035	0.889	0.055	0.00458	1.397	1.650×10^{-5}	1.533×10^{-6}
3/16	4.76	0.032	0.813	0.124	0.01029	3.137	8.319×10^{-5}	7.728×10^{-6}
		0.035	0.889	0.117	0.00979	2.985	7.530×10^{-5}	6.996×10^{-6}
¼	6.35	0.035	0.889	0.180	0.01500	4.572	1.767×10^{-4}	1.642×10^{-5}
		0.049	1.24	0.152	0.01267	3.861	1.260×10^{-4}	1.171×10^{-5}
5/16	7.94	0.035	0.889	0.243	0.02021	6.160	3.207×10^{-4}	2.980×10^{-5}
		0.049	1.24	0.215	0.01788	5.448	2.509×10^{-4}	2.331×10^{-5}
⅜	9.53	0.035	0.889	0.305	0.02542	7.747	5.074×10^{-4}	4.714×10^{-5}
		0.049	1.24	0.277	0.02308	7.036	4.185×10^{-4}	3.888×10^{-5}
½	12.70	0.049	1.24	0.402	0.03350	10.21	8.814×10^{-4}	8.189×10^{-5}
		0.065	1.65	0.370	0.03083	9.40	7.467×10^{-4}	6.937×10^{-5}
5/8	15.88	0.049	1.24	0.527	0.04392	13.39	1.515×10^{-3}	1.407×10^{-4}
		0.065	1.65	0.495	0.04125	12.57	1.336×10^{-3}	1.242×10^{-4}
¾	19.05	0.049	1.24	0.652	0.05433	16.56	2.319×10^{-3}	2.154×10^{-4}
		0.065	1.65	0.620	0.05167	15.75	2.097×10^{-3}	1.948×10^{-4}
⅞	22.23	0.049	1.24	0.777	0.06475	19.74	3.293×10^{-3}	3.059×10^{-4}
		0.065	1.65	0.745	0.06208	18.92	3.027×10^{-3}	2.812×10^{-4}
1	25.40	0.065	1.65	0.870	0.07250	22.10	4.128×10^{-3}	3.835×10^{-4}
		0.083	2.11	0.834	0.06950	21.18	3.794×10^{-3}	3.524×10^{-4}
1¼	31.75	0.065	1.65	1.120	0.09333	28.45	6.842×10^{-3}	6.356×10^{-4}
		0.083	2.11	1.084	0.09033	27.53	6.409×10^{-3}	5.954×10^{-4}
1½	38.10	0.065	1.65	1.370	0.1142	34.80	1.024×10^{-2}	9.510×10^{-4}
		0.083	2.11	1.334	0.1112	33.88	9.706×10^{-3}	9.017×10^{-4}
1¾	44.45	0.065	1.65	1.620	0.1350	41.15	1.431×10^{-2}	1.330×10^{-3}
		0.083	2.11	1.584	0.1320	40.23	1.368×10^{-2}	1.271×10^{-3}
2	50.80	0.065	1.65	1.870	0.1558	47.50	1.907×10^{-2}	1.772×10^{-3}
		0.083	2.11	1.834	0.1528	46.58	1.835×10^{-2}	1.704×10^{-3}

TABLA G.2 Dimensiones de tubos hidráulicos de acero y cobre —tamaños métricos

			Unidades del SI
Tubos hidráulicos: acero y cobre —tamaños seleccionados			
Diámetro exterior *OD* (mm)	**Espesor de pared *t* (mm)**	**Diámetro interior *ID* (mm)**	**Área de flujo *A* (m^2)**
6	0.8	4.4	1.521×10^{-5}
6	1.0	4.0	1.257×10^{-5}
8	1.0	6.0	2.827×10^{-5}
8	1.2	5.6	2.463×10^{-5}
15	1.2	12.6	1.247×10^{-4}
15	1.5	12.0	1.131×10^{-4}
20	1.2	17.6	2.433×10^{-4}
20	1.5	17.0	2.270×10^{-4}
25	1.5	22.0	3.801×10^{-4}
25	2.0	21.0	3.464×10^{-4}
32	1.5	29.0	6.605×10^{-4}
32	2.0	28.0	6.158×10^{-4}
40	1.5	37.0	1.075×10^{-3}
40	2.0	36.0	1.018×10^{-3}
50	1.5	47.0	1.735×10^{-3}
50	2.0	46.0	1.662×10^{-3}
60	2.0	56.0	2.463×10^{-3}
60	2.8	54.4	2.324×10^{-3}
80	2.8	74.4	4.347×10^{-3}
100	3.5	93.0	6.793×10^{-3}
120	3.5	113.0	1.003×10^{-2}
140	5.0	130.0	1.327×10^{-2}
160	5.5	149.0	1.744×10^{-2}
180	6.0	168.0	2.217×10^{-2}
200	7.0	186.0	2.717×10^{-2}
220	8.0	204.0	3.269×10^{-2}
240	9.0	222.0	3.871×10^{-2}
260	10.0	240.0	4.524×10^{-2}

Fuente: Parker Steel Company —metales con tamaños métricos, Toledo, Ohio.
Nota: Existen muchos otros tamaños y espesores de pared disponibles.

TABLA G.3 Dimensiones de tubería plástica de PVC a presión —tamaños métricos

Unidades del SI				
Tubería plástica de PVC a presión —tamaños seleccionados				
Diámetro exterior *OD* (mm)	**Espesor de pared *t* (mm)**	**Diámetro interior *ID* (mm)**	**Área de flujo *A* (m^2)**	**Clasificación de presión *p* (bar)**
16	1.5	13.0	1.327×10^{-4}	16
20	1.5	17.0	2.270×10^{-4}	16
25	1.9	21.2	3.530×10^{-4}	16
32	2.4	27.2	5.811×10^{-4}	16
40	3.0	34.0	9.079×10^{-4}	16
50	2.4	45.2	1.605×10^{-3}	10
50	3.7	42.6	1.425×10^{-3}	16
63	3.0	57.0	2.552×10^{-3}	10
63	4.7	53.6	2.256×10^{-3}	16
75	3.6	67.8	3.610×10^{-3}	10
75	5.6	63.8	3.197×10^{-3}	16
90	2.8	84.4	5.595×10^{-3}	6
90	4.3	81.4	5.204×10^{-3}	10
90	6.7	76.6	4.608×10^{-3}	16
125	3.1	118.8	1.108×10^{-2}	6
125	4.8	115.4	1.046×10^{-2}	10
125	7.4	110.2	9.538×10^{-3}	16
160	4.0	152.0	1.815×10^{-2}	6
160	6.2	147.6	1.711×10^{-2}	10
160	9.5	141.0	1.561×10^{-2}	16
200	4.9	190.2	2.841×10^{-2}	6
200	7.7	184.6	2.676×10^{-2}	10
200	11.9	176.2	2.438×10^{-2}	16
250	6.2	237.6	4.434×10^{-2}	6
250	9.6	230.8	4.184×10^{-2}	10
250	14.8	220.4	3.815×10^{-2}	16
400	9.8	380.4	1.137×10^{-1}	6
500	12.3	475.4	1.775×10^{-1}	6

Fuente: epco-plastics.com/pdfs/pvc

Notas: 1. Existen muchos otros tamaños y espesores de pared disponibles.

2. Equivalencias de presión:
   - 6 bar = 600 kPa = 87 psi
   - 10 bar = 1000 kPa = 145 psi
   - 16 bar = 1600 kPa = 232 psi

DIMENSIONES DE TUBOS DE COBRE TIPO K

Tamaño nominal	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Área de flujo	
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft^2)	(m^2)
⅛	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767×10^{-4}	1.642×10^{-5}
¼	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185×10^{-4}	3.888×10^{-5}
⅜	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814×10^{-4}	8.189×10^{-5}
½	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515×10^{-3}	1.407×10^{-4}
⅝	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319×10^{-3}	2.154×10^{-4}
¾	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027×10^{-3}	2.812×10^{-4}
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400×10^{-3}	5.017×10^{-4}
1¼	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454×10^{-3}	7.854×10^{-4}
1½	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.196×10^{-2}	1.111×10^{-3}
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093×10^{-2}	1.945×10^{-3}
2½	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234×10^{-2}	3.004×10^{-3}
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609×10^{-2}	4.282×10^{-3}
3½	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249×10^{-2}	5.806×10^{-3}
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114×10^{-2}	7.538×10^{-3}
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259×10^{-1}	1.170×10^{-2}
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798×10^{-1}	1.670×10^{-2}
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136×10^{-1}	2.914×10^{-2}
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870×10^{-1}	4.524×10^{-2}
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983×10^{-1}	6.487×10^{-2}

DIMENSIONES DE TUBERÍA DE HIERRO DÚCTIL

TABLA I.1 Tubería forrada con cemento clase 150 para un servicio a presión de 150 psi (1.03 MPa)

Tamaño nominal de la tubería	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Área de flujo	
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft^2)	(m^2)
4	4.80	121.9	0.315	8.001	4.17	0.348	105.9	0.0948	0.00881
6	6.90	175.3	0.315	8.001	6.27	0.523	159.3	0.2144	0.01993
8	9.05	229.9	0.315	8.001	8.42	0.702	213.9	0.3867	0.03594
10	11.10	281.9	0.325	8.255	10.45	0.871	265.4	0.5956	0.05535
12	13.20	335.3	0.345	8.763	12.51	1.043	317.8	0.8536	0.07933
14	15.30	388.6	0.375	9.525	14.55	1.213	369.6	1.155	0.1073
16	17.40	442.0	0.395	10.033	16.61	1.384	421.9	1.505	0.1398
18	19.50	495.3	0.405	10.287	18.69	1.558	474.7	1.905	0.1771
20	21.60	548.6	0.425	10.795	20.75	1.729	527.1	2.348	0.2182
24	25.80	655.3	0.425	10.795	24.95	2.079	633.7	3.395	0.3155
30	32.00	812.8	0.465	11.811	31.07	2.589	789.2	5.265	0.4893
36	38.30	972.8	0.505	12.827	37.29	3.108	947.2	7.584	0.7049
42	44.50	1130.3	0.535	13.589	43.43	3.619	1103.1	10.287	0.9561
48	50.80	1290.3	0.585	14.859	49.63	4.136	1260.6	13.434	1.2485

ÁREAS DE CÍRCULOS

TABLA J.1 Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos

Diámetro		Área	
(in)	(ft)	(in^2)	(ft^2)
0.25	0.0208	0.0491	3.409×10^{-4}
0.50	0.0417	0.1963	1.364×10^{-3}
0.75	0.0625	0.4418	3.068×10^{-3}
1.00	0.0833	0.7854	5.454×10^{-3}
1.25	0.1042	1.227	8.522×10^{-3}
1.50	0.1250	1.767	1.227×10^{-2}
1.75	0.1458	2.405	1.670×10^{-2}
2.00	0.1667	3.142	2.182×10^{-2}
2.50	0.2083	4.909	3.409×10^{-2}
3.00	0.2500	7.069	4.909×10^{-2}
3.50	0.2917	9.621	6.681×10^{-2}
4.00	0.3333	12.57	8.727×10^{-2}
4.50	0.3750	15.90	0.1104
5.00	0.4167	19.63	0.1364
6.00	0.5000	28.27	0.1963
7.00	0.5833	38.48	0.2673
8.00	0.6667	50.27	0.3491
9.00	0.7500	63.62	0.4418
10.00	0.8333	78.54	0.5454
12.00	1.00	113.1	0.7854
18.00	1.50	254.5	1.767
24.00	2.00	452.4	3.142

TABLA J.2 Unidades del SI

Diámetro		Área	
(mm)	(m)	(mm^2)	(m^2)
6	0.006	28.27	2.827×10^{-5}
12	0.012	113.1	1.131×10^{-4}
18	0.018	254.5	2.545×10^{-4}
25	0.025	490.9	4.909×10^{-4}
32	0.032	804.2	8.042×10^{-4}
40	0.040	1257	1.257×10^{-3}
45	0.045	1590	1.590×10^{-3}
50	0.050	1963	1.963×10^{-3}
60	0.060	2827	2.827×10^{-3}
75	0.075	4418	4.418×10^{-3}
90	0.090	6362	6.362×10^{-3}
100	0.100	7854	7.854×10^{-3}
115	0.115	1.039×10^{4}	1.039×10^{-2}
125	0.125	1.227×10^{4}	1.227×10^{-2}
150	0.150	1.767×10^{4}	1.767×10^{-2}
175	0.175	2.405×10^{4}	2.405×10^{-2}
200	0.200	3.142×10^{4}	3.142×10^{-2}
225	0.225	3.976×10^{4}	3.976×10^{-2}
250	0.250	4.909×10^{4}	4.909×10^{-2}
300	0.300	7.069×10^{4}	7.069×10^{-2}
450	0.450	1.590×10^{5}	1.590×10^{-1}
600	0.600	2.827×10^{5}	2.827×10^{-1}

FACTORES DE CONVERSIÓN

Nota: Los factores de conversión se dan aquí generalmente con tres o cuatro cifras significativas. En la *IEEE/ASTM Standard SI 10-2002* pueden encontrarse valores más precisos.

TABLA K.1 Factores de conversión

Masa Unidad estándar del SI: kilogramo (kg). Unidad equivalente: $N \cdot s^2/m$.

$\frac{14.59\ kg}{slug}$ $\frac{32.174\ lb_m}{slug}$ $\frac{2.205\ lb_m}{kg}$ $\frac{453.6\ gramos}{lb_m}$ $\frac{2000\ lb_m}{ton_m}$ $\frac{1000\ kg}{ton_m\ métrica}$

Fuerza Unidad estándar del SI: newton (N). Unidad equivalente: $kg \cdot m/s^2$.

$\frac{4.448\ N}{lb_f}$ $\frac{10^5\ dinas}{N}$ $\frac{4.448 \times 10^5\ dinas}{lb_f}$ $\frac{224.8\ lb_f}{kN}$

Longitud

$\frac{3.281\ ft}{m}$ $\frac{39.37\ in}{m}$ $\frac{12\ in}{ft}$ $\frac{1.609\ km}{mi}$ $\frac{5280\ ft}{mi}$ $\frac{6076\ ft}{milla\ náutica}$

Área

$\frac{144\ in^2}{ft^2}$ $\frac{10.76\ ft^2}{m^2}$ $\frac{645.2\ mm^2}{in^2}$ $\frac{10^6\ mm^2}{m^2}$ $\frac{43\ 560\ ft^2}{acre}$ $\frac{10^4\ m^2}{hectárea}$

Volumen

$\frac{1728\ in^3}{ft^3}$ $\frac{231\ in^3}{gal}$ $\frac{7.48\ gal}{ft^3}$ $\frac{264.2\ gal}{m^3}$ $\frac{3.785\ L}{gal}$ $\frac{35.31\ ft^3}{m^3}$

$\frac{28.32\ L}{ft^3}$ $\frac{1000\ L}{m^3}$ $\frac{61.02\ in^3}{L}$ $\frac{1000\ cm^3}{L}$ $\frac{1.201\ U.S.\ gal}{galón\ imperial}$

Rapidez del flujo de volumen

$\frac{449\ gal/min}{ft^3/s}$ $\frac{35.31\ ft^3/s}{m^3/s}$ $\frac{15\ 850\ gal/min}{m^3/s}$ $\frac{3.785\ L/min}{gal/min}$

$\frac{60\ 000\ L/min}{m^3/s}$ $\frac{2119\ ft^3/min}{m^3/s}$ $\frac{16.67\ L/min}{m^3/h}$ $\frac{101.9\ m^3/h}{ft^3/s}$

***Densidad* (masa/unidad de volumen)**

$\frac{515.4\ kg/m^3}{slug/ft^3}$ $\frac{1000\ kg/m^3}{gramos/cm^3}$ $\frac{32.17\ lb_m/ft^3}{slug/ft^3}$ $\frac{16.018\ kg/m^3}{lb_m/ft^3}$

***Peso específico* (peso/unidad de volumen)**

$\frac{157.1\ N/m^3}{lb_f/ft^3}$ $\frac{1728\ lb/ft^3}{lb/in^3}$

Presión Unidad estándar del SI: pascal (Pa). Unidades equivalentes: N/m^2 o $kg/m \cdot s^2$

$\frac{144\ lb/ft^2}{lb/in^2}$ $\frac{47.88\ Pa}{lb/ft^2}$ $\frac{6895\ Pa}{lb/in^2}$ $\frac{1\ Pa}{N/m^2}$ $\frac{100\ kPa}{bar}$ $\frac{14.50\ lb/in^2}{bar}$

$\frac{27.68\ inH_2O}{lb/in^2}$ $\frac{249.1\ Pa}{inH_2O}$ $\frac{2.036\ inHg}{lb/in^2}$ $\frac{3386\ Pa}{inHg}$ $\frac{133.3\ Pa}{mmHg}$ $\frac{51.71\ mmHg}{lb/in^2}$

$\frac{14.696\ lb/in^2}{Atmósfera\ estándar}$ $\frac{101.325\ kPa}{Atmósfera\ estándar}$ $\frac{29.92\ inHg}{Atmósfera\ estándar}$ $\frac{760.1\ mmHg}{Atmósfera\ estándar}$

TABLA K.1 Factores de conversión (*continuación*)

Nota: Los factores de conversión basados en la altura de una columna de líquido (por ejemplo, inH_2O y mmHg) consideran un campo gravitacional estándar ($g = 9.806\ 65\ m/s^2$), una densidad del agua igual a 1000 kg/m^3 y una densidad del mercurio igual a 13 595.1 kg/m^3, son llamados a veces *valores convencionales* para una temperatura cercana a 0 °C. Las medidas reales para dichos fluidos pueden variar debido a diferencias en la gravedad y la temperatura locales.

Energía Unidad estándar del SI: joule (J). Unidades equivalentes: N·m o kg·m^2/s^2.

$$\frac{1.356\ J}{lb\text{-}ft} \quad \frac{1.0\ J}{N\cdot m} \quad \frac{8.85\ lb\text{-}in}{J} \quad \frac{1.055\ kJ}{Btu} \quad \frac{3.600\ kJ}{W\cdot h} \quad \frac{778.17\ ft\text{-}lb}{Btu}$$

Potencia Unidad estándar del SI: watt (W). Unidad equivalente: J/s o N·m/s.

$$\frac{745.7\ W}{hp} \quad \frac{1.0\ W}{N\cdot m/s} \quad \frac{550\ lb\text{-}ft/s}{hp} \quad \frac{1.356\ W}{lb\text{-}ft/s} \quad \frac{3.412\ Btu/h}{W} \quad \frac{1.341\ hp}{kW}$$

Viscosidad dinámica Unidad estándar del SI: Pa·s o N·s/m^2 (cP = centipoise)

$$\frac{47.88\ Pa\cdot s}{lb\text{-}s/ft^2} \quad \frac{10\ poise}{Pa\cdot s} \quad \frac{1000\ cP}{Pa\cdot s} \quad \frac{100\ cP}{poise} \quad \frac{1\ cP}{1\ mPa\cdot s}$$

Viscosidad cinemática Unidad estándar del SI: m^2/s (cSt = centistoke)

$$\frac{10.764\ ft^2/s}{m^2/s} \quad \frac{10^4\ stoke}{m^2/s} \quad \frac{10^6\ cSt}{m^2/s} \quad \frac{100\ cSt}{stoke} \quad \frac{1\ cSt}{1\ mm^2/s} \quad \frac{10^6\ mm^2/s}{m^2/s}$$

Consulte la sección 2.6.5 para ver las conversiones que implican segundos Universal Saybolt.

Enfoque general para aplicar los factores de conversión. Disponga el factor de conversión de la tabla de manera que cuando se multiplique por la cantidad dada, las unidades originales se anulen y queden las unidades deseadas.

Ejemplo 1 Convierta 0.24 m^3/s a unidades de gal/min:

$$(0.24\ m^3/s)\frac{15\ 850\ gal/min}{m^3/s} = 3804\ gal/min$$

Ejemplo 2 Convierta 150 gal/min a unidades de m^3/s:

$$(150\ gal/min)\frac{1\ m^3/s}{15\ 850\ gal/min} = 9.46 \times 10^{-3}\ m^3/s$$

Conversiones de temperatura (consulte la sección 1.6)

Dada la temperatura Fahrenheit T_F en °F, la temperatura Celsius T_C en °C es

$$T_C = (T_F - 32)/1.8$$

Dada la temperatura T_C en °C, la temperatura Fahrenheit T_F en °F es

$$T_F = 1.8T_C + 32$$

Dada la temperatura T_C en °C, la temperatura absoluta T_K en K (grados Kelvin) es

$$T_K = T_C + 273.15$$

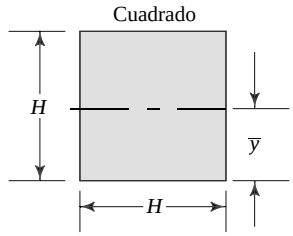
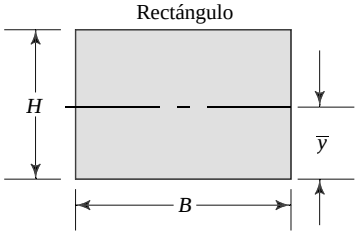
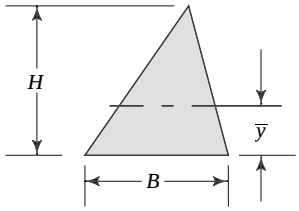
Dada la temperatura T_F en °F, la temperatura absoluta T_R en °R (grados Rankine) es

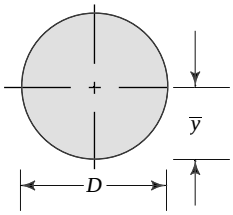
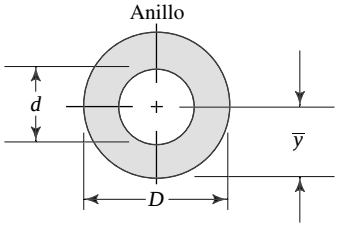
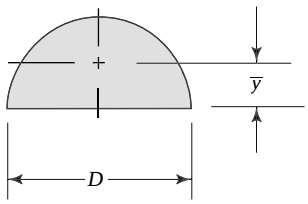
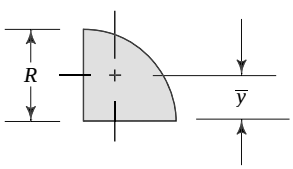
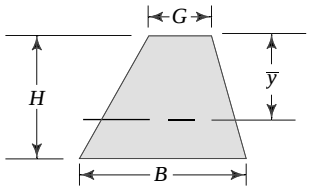
$$T_R = T_F + 459.67$$

Dada la temperatura T_F en °F, la temperatura absoluta T_K en K es

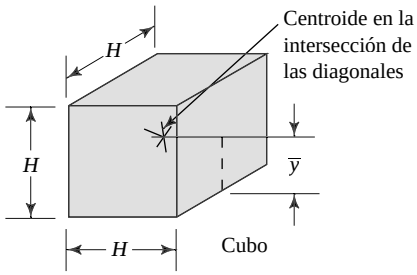
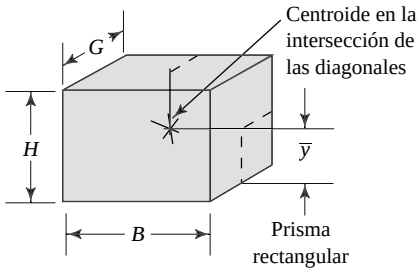
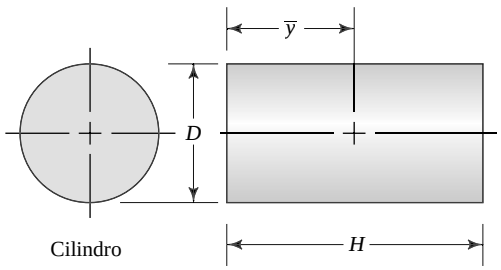
$$T_K = (T_F + 459.67)/1.8 = T_R/1.8$$

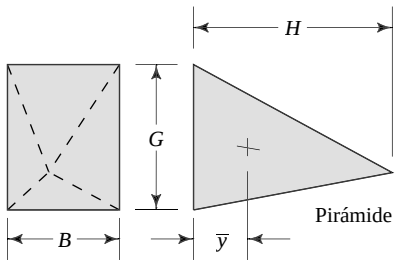
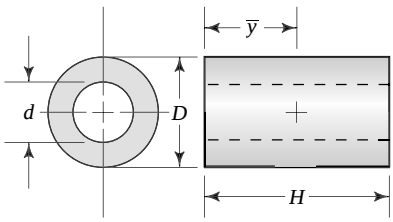
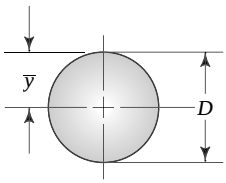
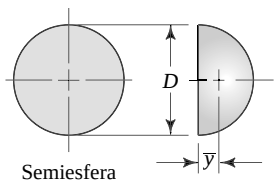
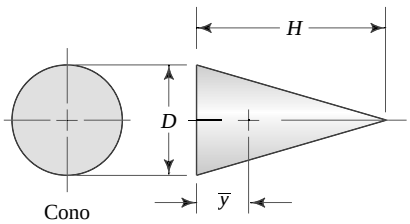
PROPIEDADES DE LAS ÁREAS

Sección	Área de la sección A	Distancia al eje centroidal $\bar{y}$	Momento de inercia con respecto al eje centroidal I_c
Cuadrado 	H^2	$H/2$	$H^4/12$
Rectángulo 	BH	$H/2$	$BH^3/12$
Triángulo 	$BH/2$	$H/3$	$BH^3/36$

Sección	Área de la sección A	Distancia al eje centroidal $\bar{y}$	Momento de inercia con respecto al eje centroidal I_c
Círculo 	$\pi D^2/4$	$D/2$	$\pi D^4/64$
Anillo 	$\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}$	$D/2$	$\frac{\pi(D^4-d^4)}{64}$
Semicírculo 	$\pi D^2/8$	$0.212D$	$(6.86\times10^{-3})D^4$
Cuadrante 	$\pi D^2/16$ $\pi R^2/4$	$0.212D$ $0.424R$	$(3.43\times10^{-3})D^4$ $(5.49\times10^{-2})R^4$
Trapezoide 	$\frac{H(G+B)}{2}$	$\frac{H(G+2B)}{3(G+B)}$	$\frac{H^3(G^2+4GB+B^2)}{36(G+B)}$

PROPIEDADES DE LOS SÓLIDOS

Forma	Volumen V	Distancia al centroide $\bar{y}$
	H^3	$H/2$ desde cualquier cara
	BHG	$B/2$, $H/2$, *o* $G/2$ desde una cara en particular
	$\frac{\pi D^2 H}{4}$	$H/2$

Forma	Volumen V	Distancia al centroide $\bar{y}$
 Pirámide	$\frac{BGH}{3}$	$H/4$
 Cilindro hueco	$\frac{\pi H(D^2 - d^2)}{4}$	$H/2$
 Esfera	$\frac{\pi D^3}{6}$	$D/2$
 Semiesfera	$\frac{\pi D^3}{12}$	$3D/16$
 Cono	$\frac{\pi D^2 H}{12}$	$H/4$

CONSTANTE DE GAS, EXPONENTE ADIABÁTICO Y RELACIÓN DE PRESIÓN CRÍTICA PARA GASES SELECCIONADOS

	Constante de gas *R*			
	ft·lb	N·m		
Gas	**lb·°R**	**N·K**	***k***	**Relación de presión crítica**
Aire	53.3	29.2	1.40	0.528
Amoniaco	91.0	49.9	1.32	0.542
Dióxido de carbono	35.1	19.3	1.30	0.546
Gas natural (típico; depende del gas)	79.1	43.4	1.27	0.551
Nitrógeno	55.2	30.3	1.41	0.527
Oxígeno	48.3	26.5	1.40	0.528
Propano	35.0	19.2	1.15	0.574
Refrigerante 12	12.6	6.91	1.13	0.578

RESPUESTAS A PROBLEMAS SELECCIONADOS

Capítulo 1

1.1 1.25 m

1.3 3.65×10^{-6} m^3

1.5 391×10^{6} mm^3

1.7 22.2 m/s

1.9 2993 m

1.11 786 m

1.13 7.39×10^{-3} m^3

1.15 1.83 m/s

1.17 47.2 m/s

1.19 48.7 mi/h

1.21 8.05×10^{-2} m/s^2

1.23 0.264 ft/s^2

1.25 10.8 N·m

1.27 1.76 kN·m

1.29 37.4 g

1.31 1.56 m/s

1.33 26 700 ft·lb

1.35 6.20 slugs

1.37 4.63 ft/s

1.39 2.49 carreras/juego

1.41 129 entradas

1.43 354 psi

1.45 2.72 MPa

1.47 119 psi

1.49 40.25 kN

1.51 2.26 in

1.57 1300 psi 8.96 MPa

1.59 1890 psi 13.03 MPa

1.61 −1.59 por ciento

1.63 884 lb/in

1.65 14 137 lb/in

1.67 62.2 kg

1.69 8093 N

1.71 0.242 slug

1.73 50.9 lb

1.75 $m = 4.97$ slugs
$w = 712$ N
$m = 72.5$ kg

1.77 9810 N

1.81 1.225 kg/m^3

1.83 0.903 a 5 °C
0.865 a 50 °C

1.85 Densidad = 883 kg/m^3
Peso específico = 8.66 kN/m^3
Gravedad específica = 0.883

1.87 634 N

1.89 2.72×10^{-3} m^3

1.91 Densidad = 789 kg/m^3
Peso específico = 7.74 kN/m^3

1.93 $w = 3.536$ MN $m = 360.5$ Mg

1.95 3.23 N

1.97 2.38×10^{-3} slugs/ft^3

1.99 0.904 a 40 °F 0.865 a 120 °F

1.101 Peso específico = 56.1 lb/ft^3
Densidad = 1.74 slugs/ft^3
Gravedad específica = 0.899

1.103 142 lb

1.105 2745 cm^3

1.107 1.53 slugs/ft^3; 0.79 g/cm^3

1.109 Volumen = 1.16×10^{5} gal
Peso = 6.60×10^{5} lb

1.111 0.724 lb

1.113 Profundidad requerida = 17.3 in

1.115 Tiempo requerido = 15.6 min

1.117 Tiempo de recuperación = 2.27 años

1.119 Desplazamiento = 0.442 L

1.121 Velocidad rotacional = 2354 rpm

Capítulo 2

2.19 1.5×10^{-3} Pa·s

2.23 1.90 Pa·s

2.25 8.9×10^{-6} lb·s/ft^2

2.29 4.1×10^{-3} lb·s/ft^2

2.31 2.8×10^{-5} lb•s/ft^2

2.33 9.5×10^{-5} lb•s/ft^2

2.35 2.2×10^{-4} lb•s/ft^2

2.55 Viscosidades a 40 °C en mm^2/s de cSt, a partir de la tabla 2.5:

Grado de viscosidad ISO	Mínimo	Nominal	Máximo
10	9.0	10.0	11.0
68	61.2	68.0	74.8
220	198	220	242
1000	900	1000	110

2.57 5.60×10^{-6} m^2/s $\quad 6.03 \times 10^{-5}$ ft^2/s

2.59 1.36×10^{-4} lb•s/ft^2

2.61 0.402 Pa•s

2.63 8.23×10^{-3} lb-s/ft^2

2.65 78.0 SUS

2.66 257 SUS

2.67 871 SUS

2.68 1130 SUS

2.69 706 SUS

2.70 955 SUS

2.71 1349 mm^2/s

2.72 94.6 mm^2/s

2.73 12.5 mm^2/s

2.74 37.5 mm^2/s

2.75 1018 mm^2/s

2.76 113.6 mm^2/s

Capítulo 3

3.11 12.7 psia

3.13 Presión manométrica cero

3.15 56 kPa(man)

3.17 −23 kPa(man)

3.19 384 kPa(abs)

3.21 105.4 kPa(abs)

3.23 13 kPa(abs)

3.25 8.1 psig

3.27 −3.2 psig

3.29 55.7 psia

3.31 15.3 psia

3.33 1.9 psia

3.35 1.05

3.37 5.56 psig

3.39 32.37 kPa(man)

3.41 177.9 psig

3.43 $p_{\text{superficie}} = 24.77$ kPa(abs)
$p_{\text{fondo}} = 67.93$ kPa(abs)

3.45 61.73 psig

3.47 13.36 ft

3.49 6.84 m

3.51 70.6 kPa(man)

3.53 110 MPa

3.55 kPa(man)

3.63 $p_B - p_A = -0.258$ psi

3.65 $p_A - p_B = 96.03$ kPa

3.67 $p_A = 90.05$ kPa(man)

3.69 $p_A - p_B = 2.73$ psi

3.71 $p_A - 0.254$ kPa(man)

3.77 30.06 in

3.81 83.44 kPa

3.83 14.99 psia

3.85 98.94 kPa(abs)

3.87 $p = -0.133$ psi
$p = -917$ Pa

3.89 $p = 2.88$ kPa
$p = 0.418$ psi

3.91 $p = -25.7$ inHg

3.93 $p = 4.15$ psi
$p = 28.6$ kPa

3.95 Altura requerida = 16.3 m

3.97 Presión = 76.5 kPa

3.99 Profundidad = 17.0 ft

3.101 Cambio en la presión = 7.0 kPa

3.103 Cambio en la presión = 4.38 psi

Capítulo 4

4.1 1673 lb

4.3 125 lb

4.5 2.47 kN

4.7 22.0 kN

4.9 6.05 lb

4.11 137 kN

4.13 1.26 MN

4.15 $F_R = 126\,300$ lb
$h_p = 10.33$ ft de profundidad vertical hasta el centro de presión
$L_p = 11.93$ ft

4.17 $F_R = 46.8$ kN
$h_p = 0.933$ m de profundidad vertical hasta el centro de presión
$L_p = 1.32$ m

4.19 $F_R = 1.09$ kN $\quad L_p = 966$ mm
$L_p - L_c = 13.3$ mm

4.21 $F_R = 1787$ lb $\quad L_p = 13.51$ ft
$L_p - L_c = 0.0136$ ft

4.23 $F_R = 1.213$ kN $\quad L_p = 1.122$ m
$L_p - L_c = 5.98$ mm

4.25 $F_R = 5.79$ kN $L_p = 1.372$ m
$L_p - L_c = 0.0637$ m

4.27 $F_R = 11.97$ kN $L_p = 1.693$ m
$L_p - L_c = 0.0235$ m

4.29 $F_R = 329.6$ lb $L_p = 47.81$ in
$Lp - L_c = 0.469$ in

4.31 $F_R = 247$ N $L_p = 196.5$ mm
$L_p - L_c = 0.0465$ m

4.33 $F_R = 29\,950$ lb $L_p = 5.333$ ft

4.35 $F_R = 34\,586$ lb $L_p = 6.158$ ft

4.37 $F_R = 343$ kN $L_p = 3.067$ m

4.39 $F_R = 11.92$ kN $L_p = 1.00$ m

4.41 Fuerza sobre la bisagra = 4.85 kN hacia la izquierda
Fuerza sobre el soporte = 2.95 kN hacia la izquierda

4.43 $F_R = 3.29$ kN
$L_{pe} - L_{ce} = 4.42$ mm

4.45 $F_R = 1826$ lb
$L_{pe} - L_{ce} = 1.885$ in

4.47 $F_R = 48.58$ kN $F_V = 35.89$ kN
$F_H = 32.74$ kN

4.49 $F_R = 120\,550$ lb $F_V = 99\,925$ lb
$F_H = 67\,437$ lb

4.51 $F_R = 959.1$ kN $F_V = 927.2$ kN
$F_H = 245.3$ kN

4.53 $F_R = 80.7$ kN $F_V = 54.0$ kN
$F_H = 60.0$ kN

4.55 $F_R = 64.49$ kN $F_V = 47.15$ kN
$F_H = 44.00$ kN

4.57 $F_R = 820$ lb $L_p = 8.327$ ft

4.59 $F_{R1} = 481$ kN sobre el lado izquierdo de la compuerta;
$L_p = 1.167$ m desde la parte baja de la compuerta

4.61 $F_R = 381$ kN; $L_p = 1.00$ m desde la parte baja de la pared

4.63 $F_R = 71.5$ kN; $L_p = 2.14$ m desde la superficie del agua

4.65 $F = 669$ lb

Capítulo 5

5.1 Fuerza de flotación = 814 N Tensión = 556 N

5.3 Se hundirá

5.5 234 mm

5.7 0.217 m^3

5.9 7.515×10^{-3} m^3

5.11 5.055 ft^3

5.13 0.0249 lb

5.15 1.041

5.17 1447 lb

5.19 283.6 m^3

5.21 7.95 kN/m^3

5.23 237 mm

5.25 29 mm

5.27 10.05 kN

5.29 135 mm

5.31 1681 lb

5.33 4.67 in

5.35 300 lb

5.37 14.39 lb

5.39 $y_{mc} = 0.4844$ m (inestable)

5.41 $y_{mc} = 8.256$ ft (estable)

5.43 $y_{mc} = 488.8$ mm (inestable)

5.45 $y_{mc} = 10.55$ in (inestable)

5.47 32.50 ft

5.49 $y_{mc} = 436$ mm (estable)

5.51 $y_{mc} = 90.2$ mm (estable)

5.53 $y_{mc} = 410.3$ mm (estable)

5.55 $y_{mc} = 54.18$ in (estable)

5.57 $y_{mc} = 13.29$ ft (estable)

5.59 $y_{mc} = 467$ mm (estable)

5.61 $y_{mc} = 1.288$ m (estable)

5.63 **a.** 17.09 kN **b.** 11.85 kN/m^3
c. Inestable; $y_{mc} = 0.822$ m; $y_{cg} = 0.950$ m

5.65 Fuerza de flotación = 12.8 lb

5.67 Tensión en el cable = F_T: **a.** $F_T = 72.0$ kN en el aire;
b. $F_T = 6.3$ kN en agua de mar;
c. La campana se hundirá

5.69 Masa de plomo = 6.91 kg

5.71 El acero flotará en el mercurio; sg = 13.54

5.73 $D_{mín} = 1.01$ ft; si $D > 1.01$ ft, parte del flotador estará por encima del agua; si $D < 1.01$ ft, la cámara y el flotador se hundirán.

Capítulo 6

6.1 1.89×10^{-4} m^3/s

6.3 0.550 m^3/s

6.5 2.08×10^{-3} m^3/s

6.7 0.250 m^3/s

6.9 3.30×10^4 L/min

6.11 2.96×10^{-7} m^3/s

6.13 215 L/min

6.15 1.02 ft^3/s

6.17 5.57 ft^3/s

6.19 561 gal/min

6.21 3368 gal/min

6.23 $Q = 500$ gal/min $= 1.11$ $ft^3/s = 3.15 \times 10^{-2}$ m^3/s
$Q = 2500$ gal/min $= 5.57$ $ft^3/s = 0.158$ m^3/s

6.25 2.77×10^{-2} ft^3/s

6.27 1.76×10^{-5} ft^3/s

6.29 $W = 736$ N/s $M = 75.0$ kg/s

6.31 $Q = 7.47 \times 10^{-7}$ m^3/s $M = 8.07 \times 10^{-4}$ kg/s

6.33 $M = 2.48 \times 10^{-2}$ slugs/s $W = 2878$ lb/h

6.35 5.38 ft^3/s

6.37 3.09 ft

6.39 $v_1 = 0.472$ m/s $v_2 = 1.89$ m/s

6.41 7.88 m/s

6.43 1.97×10^5 lb/h

6.45 Tubo de acero de 1¼ × 0.065 para $v \geq 8.0$ ft/s mín
Tubo de acero de ⅞ × 0.065 para $v \leq 25.0$ ft/s máx

6.47 Tubería DN 150 cédula 40 para $Q = 1800$ L/min
Tubería DN 350 cédula 40 para 9500 L/min

6.49 3.075 m/s

6.51 10.08 ft/s

6.53 Tubo de acero con 20 mm de OD × 1.5 mm de pared

6.55 Línea de succión: tubería de 5 in; $v_s = 12.82$ ft/s
Tubería de 6 in; $v_s = 8.88$ ft/s
Línea de descarga: tubería de 3½ in; $v_d = 25.94$ ft/s
Tubería de 4 in; $v_d = 20.15$ ft/s

6.57 Línea de succión: tubería DN 80; $v_s = 3.73$ m/s
Tubería DN 90; $v_s = 2.61$ m/s
Línea de descarga: tubería DN 50; $v_d = 7.69$ m/s
Tubería DN 65; $v_d = 5.39$ m/s

6.59 $v_{\text{tubería}} = 7.98$ ft/s $v_{\text{boquilla}} = 65.0$ ft/s

6.61 34.9 kPa

6.63 25.1 psig

6.65 $p_A = 58.1$ kPa $Q = 0.0213$ m^3/s

6.67 2.90 ft^3/s

6.69 $Q = 4.66 \times 10^{-3}$ m^3/s $p_A = -3.61$ kPa
$p_B = -12.44$ kPa

6.71 1.30 m

6.73 35.6 ft/s

6.75 3.98×10^{-3} m^3/s

6.77 1.48×10^{-3} m^3/s

6.79 1.035 ft^3/s

6.81 31.94 psig

6.86 6.00×10^{-3} m^3/s

6.90 1.28 ft

6.93 10.18 psig

6.95 296 s

6.97 556 s

6.99 504 s

6.101 1155 s

6.103 252 s

6.105 1.94 s

6.107 2.40 L/s

6.109 2.00 psig

6.111 −33 kPa

6.113 0.708 in, 0.174 in, 0.694 in

6.115 0.038 ft^3/s

Capítulo 7

7.1 34.5 lb-ft/lb

7.3 3.33×10^{-2} m^3/s

7.5 15.7 lb-ft/lb

7.7 72.7

7.9 16.2 kW

7.11 0.700 hp 70.0%

7.13 $h_A = 37.46$ m $P_A = 0.390$ kW

7.15 **a.** $p_B = 1.07$ psig **b.** $p_C = 21.8$ psig
c. $h_A = 48$ ft **d.** $P_A = 10.9$ hp

7.17 $h_A = 4.68$ m $P_A = 43.6$ W

7.19 2.80 hp

7.21 $P_A = 1.25$ W $P_I = 2.08$ W

7.23 8.59 kW

7.25 $P_R = 16.85$ kW $P_O = 12.64$ kW

7.27 2.00 hp

7.29 35.0 kPa

7.31 12.8 ft

7.33 6.216 m

7.35 21.16 hp

7.37 219.1 psig

7.39 1.01 psig

7.41 5.76 psig

7.43 4.28 hp

7.45 1.26 hp

7.47 47 millas por hora

7.49 11.1 hr

7.51 36.8 W

7.53 0.293 ft/s

Capítulo 8

8.1 $N_R = 239$; flujo laminar

8.3 $Q_{máx} = 6.82 \times 10^{-3}$ m^3/s

8.5 **a.** Tubo de cobre con 80 mm de OD × 2.8 mm de pared
b. Tubo con 120 mm de OD × 3.5 mm de pared
c. Tubo con 25 mm de OD × 2.0 mm de pared
d. Tubo con 6 mm de OD × 1.0 mm de pared
(el más pequeño de la lista)

8.9 4.76×10^4; flujo turbulento

8.11 $N_R = 9.64 \times 10^5$; flujo turbulento

8.13 $N_R = 33.4$; flujo laminar

8.15 $N_R = 5.22 \times 10^3$; flujo turbulento

8.17 $N_R = 2260$ (zona crítica)

8.19 $N_R = 1105$; flujo laminar

8.21 $N_R =$ flujo laminar

8.23 $Q_1 = 0.1681$ gal/min
$Q_2 = 0.3362$ gal/min

8.25 $N_R = 1.06 \times 10^4$

8.27 $p_1 - p_2 = -471$ kPa

8.29 $h_L = 1.20$ lb-ft/lb

8.31 $p_1 - p_2 = 25.2$ kPa

8.33 $h = 45.7$ ft

8.35 **a.** $h = 12.60$ ft
b. $P_A = 113.8$ hp

8.37 $p = 46.9$ psi

8.39 **a.** $\Delta p = 853$ kPa
b. $P_A = 17.1$ kW

8.41 $p_B = 81.1$ kPa

8.43 $p_1 - p_2 = 39.6$ psi

8.45 Tubo de cobre tipo K de 2½ in; $p_1 - p_2 = 411$ psi

8.47 $P_A = 151$ hp

8.49 $P_A = 2.64$ hp

8.51 $p_1 - p_2 = 107$ kPa

8.53 $f = 0.0273$

8.55 $f = 0.0155$

8.57 $f = 0.0213$

8.59 $f = 0.0206$

8.61 $f = 0.0175$

8.63 $h_L = 15.2$ ft

8.65 $h_L = 28.5$ ft

8.67 $h_L = 1.78$ m

8.69 **a.** $h_L = 61.4$ ft
b. $h_L = 25.3$ ft

8.71 $h_L = 14.7$ ft

8.73 $h_L = 252$ m; el sistema no puede suministrar agua con una rapidez cercana a esta.

8.75 Se requieren cuatro estaciones; la tubería cédula 80 o 160 podría funcionar a una presión más alta y se necesitaría un menor número de estaciones de bombeo.

8.77 $h_L = 38.0$ ft para la tubería de 2 in;
$h_L = 1273$ ft para la tubería de 1 in

8.79 $\Delta p = 0.153$ psi; $N_R = 6.6 \times 10^4$; $f = 0.0252$

Capítulo 9

9.1 En la línea central; $U = 21.44$ ft/s
En $r = 0.20$ in; $U = 20.64$ ft/s
En $r = 0.40$ in; $U = 18.23$ ft/s
En $r = 0.60$ in; $U = 14.22$ ft/s
En $r = 0.80$ in; $U = 8.60$ ft/s
En $r = 1.00$ in; $U = 1.38$ ft/s
En la pared; $r = 0.20$ in; $U = 0.00$ ft/s

9.3 En la línea central; $U = 0.0133$ m/s $\quad U = 0.01048$ m/s
En $r = 8.00$ mm; $U = 0.01026$ m/s
En $r = 16.00$ mm; $U = 0.00960$ m/s
En $r = 24.00$ mm; $U = 0.00849$ m/s
En $r = 32.00$ mm; $U = 0.00695$ m/s
En $r = 40.00$ mm; $U = 0.00496$ m/s
En $r = 48.00$ mm; $U = 0.00253$ m/s
En la pared; $r = 0.20$ in; $U = 0.0000$ m

9.5 32.4 mm

9.7 En la línea central, inserción = 84.15 mm
En la línea central, $U = 2.00v$
En $r = 5.00$ mm, $U = 1.9907v$; 0.47% bajo

9.9 1.95 m/s

9.11 Valores seleccionados:

y (mm)	U (m/s)
10	0.530
30	0.628
50	0.674
100	0.735
300	0.833
600	$0.895 = U_{máx}$

9.13 En $y = 2.44$ in, $U = v_{prom} = 6.00$ ft/s
En $y_1 = 2.94$ in, $U_1 = 6.12$ ft/s
En $y_2 = 1.94$ in, $U_2 = 5.85$ ft/s

9.15.

N_R	f	$v/U_{máx}$
4×10^3	0.041	0.775
1×10^4	0.032	0.796
1×10^5	0.021	0.828
1×10^6	0.0185	0.837

9.17 Valores seleccionados: $v = 10.08$ ft/s:

y (in)	U (ft/s)
0.05	5.83
0.15	7.98
0.50	10.35
1.00	11.71
1.50	12.51
2.013	$13.09 = U_{máx}$

9.19 $Q_{carcasa}/Q_{tubo} = 2.19$

9.21 $Q_{tubo} = 0.3535$ ft^3/s $\quad Q_{carcasa} = 1.998$ ft^3/s

9.23 $N_R = 2.77 \times 10^4$

9.25 Tubo: $N_R = 1.20 \times 10^5$ $\quad$ Carcasa: $N_R = 5.027 \times 10^3$

9.27 Tuberías: $N_R = 1.00 \times 10^6$
Carcasa: $N_R = 2.35 \times 10^5$

9.29 $Q = 0.0397$ ft^3/s

9.31 $N_R = 552$

9.33 $N_R = 1.112 \times 10^5$

9.35 $R = 0.0471$ ft $\quad Q = 0.0181$ ft^3/s

9.37 0.713 psi

9.39 92.0 Pa

9.41 254 kPa

9.43 3.02 kPa

9.45 3.72 psi

9.47 $v = 23.05$ ft/s $\quad Q = 187$ gal/min $\quad h_L = 51.9$ ft

9.49 7.36×10^4

9.51 $Q = 0.0507$ ft^3/s $h_L = 1.67$ ft

9.53 $N_R = 3.30 \times 10^4$ $h_L = 3.149$ m

Capítulo 10

10.1 $h_L = 0.211$ m

10.3 $h_L = 4.55$ ft

10.5 $p_1 - p_2 = -0.0891$ psi

10.7 $h_L = 0.330$ m

10.13 506.98 kPa

10.15 $h_L = 0.235$ m

10.17 $h_L = 1.35$ ft

10.19 Falso

10.21 $h_L = 0.224$ m

10.23 $h_L = 4.32$ ft

10.27 $K = 0.255$

10.29 **a.** $h_L = 0.358$ m
b. $h_L = 0.229$ m
c. $h_L = 0.115$ m
d. $h_L = 0.018$ m

10.31 $L_e = 2.04$ m

10.33 $\Delta p = 1.47$ psi

10.35 7.36 kPa

10.37 $\Delta p = 9.81$ psi

10.39 $h_L = 0.321$ ft

10.41 $h_L = 3.17$ m

10.43 $h_L = 1.177$ m $h_L = 1.572$ m

10.45 $h_L = 0.275$ m

10.47 $h_L = 0.849$ ft

10.49 $K = 9.15$ $h_L = 15.5$ ft

10.51 $K = 0.731$ $h_L = 1.25$ ft

10.53 $h_L = 175$ psi

10.55 $K = 143$

10.57 $C_v = 0.612$

10.59 $\Delta p = 0.764$ psi

10.61 $\Delta p = 0.359$ psi

10.63 $\Delta p = 0.562$ psi

10.65 $\Delta p = 4.952$ psi

10.67 $\Delta p = 2.273$ psi

10.69 $\Delta p = 0.680$ psi

10.71 $\Delta p = 39.13$; $h_L = 4.939$ m; $N_R = 1.47 \times 10^5$; $f = 0.01916$

Capítulo 11

11.1 $p_B = 85.6$ kPa

11.3 $p_A = 212.8$ psig

11.5 $p_A = 12.74$ MPa

11.7 $p_A - p_B = 18.0$ kPa

11.9 $v = 3.36$ m/s

11.11 $Q = 1.867 \times 10^{-3}$ m^3/s

11.13 **a.** $v = 32.44$ ft/s
b. $v = 81.44$ ft/s

11.15 $Q = 0.0273$ m^3/s

11.17 Tubería de 5 in cédula 80

11.19 $D_{mín} = 1.96$ ft mínimo

11.21 $h = 3.35$ m

11.23 $h_A = 24.17$ ft $P_A = 0.168$ hp

11.25 $v_{máx} = 6.68$ ft/s

11.27 $p_{entrada} = -48.4$ kPa

11.29 $h_A = 276.8$ ft $P_A = 16.1$ hp $P_I = 21.2$ hp

11.31 $p_A = 319.4$ kPa

11.33 $Q = 204$ L/min

11.35 $Q = 296.3$ gal/min

11.37 $Q = 327.2$ gal/min

11.39 $Q = 0.03916$ m^3/s

11.41 $Q = 0.06992$ m^3/s

11.43 Tubería de acero de 4 in cédula 40

11.45 Tubería plástica de 1½ in cédula 40

11.47 Tubo de acero con 32 mm de OD × 2.0 mm de pared

11.49 $Q = 136.2$ L/min

11.51 $p_B = 8.293$ kPa; $h_L = 2.615$ m; $v = 1.623$ m/s; $N_R = 7.303 \times 10^4$; $f = 0.02105$

Capítulo 12

12.1 $Q = 0.0607$ m^3/s

12.3 **a.** $Q_a = 518$ L/min (tubería superior)
$Q_b = 332$ L/min (tubería inferior)
b. $p_A - p_B = 95.0$ kPa

12.5 $K = 162$

12.6 **a.** $Q = 1.891$ ft^3/s
b. $Q = 1.403$ ft^3/s
c. $Q = 0.488$ ft^3/s

12.7 $Q_6 = 2.805$ ft^3/s en la tubería de 6 in
$Q_6 = 0.205$ ft^3/s en la tubería de 2 in

12.11 Rapidez de flujo después de seis iteraciones:
$\Delta Q < 0.25\%$ en cualquier tubería

$Q_1 = 6.942$ ft^3/s $Q_2 = 4.751$ ft^3/s
$Q_3 = 8.558$ ft^3/s $Q_4 = 2.191$ ft^3/s
$Q_5 = 3.251$ ft^3/s $Q_6 = 4.170$ ft^3/s
$Q_7 = 2.151$ ft^3/s $Q_8 = 4.388$ ft^3/s
$Q_9 = 3.210$ ft^3/s $Q_{10} = 1.402$ ft^3/s
$Q_{11} = 1.388$ ft^3/s $Q_{12} = 1.598$ ft^3/s

12.13 $Q_{superior} = 1270$ gal/min; $Q_{inferior} = 79.7$ gal/min; $v_{superior} = 14.11$ m/s; $v_{inferior} = 7.62$ m/s
$N_{R\text{-}superior} = 8.142 \times 10^5$; $N_{R\text{-}inferior} = 1.499 \times 10^5$

Capítulo 13

13.16 La capacidad disminuye a la mitad

13.17 Se reduce en un factor de 4

13.18 Se reduce en un factor de 8

13.19 Se reduce 25%

13.20 Se reduce 44%

13.21 Se reduce 58%

13.23 1½ × 3 − 10

13.25 $Q = 234$ gal/min $P = 22$ hp
Eficiencia = 53.5% $NPSH_R = 11.0$ ft

13.26 Carga = 250 ft $Q = 162$ gal/min
$P = 17$ hp Eficiencia = 56.7%
$NPSH_R = 7.5$ ft

13.35 $Q = 375$ gal/min $N_s = 607$ $D_s = 3.00$

13.37 $n = 795$ rpm

13.39 $N_s = 2659$

13.41 $N_s = 2475$

13.51 $NPSH_R = 4.97$ ft

13.53 $NPSH_A = 20.70$ ft

13.55 $NPSH_A = 3.435$ m

13.57 $NPSH_A = -0.02$ m (cavitación incipiente)

13.59 $NPSH_A = 2.63$ ft

13.61 $NPSH_A = -4.42$ ft (cavitación)

13.63 $NPSH_A = 1.02$ m

13.65 Se requiere $p = 1617$ kPa(man)

13.66 Ésta es una solución de muestra utilizando PIPE-FLO® y Pump-Flo™. Existen muchas opciones disponibles en el catálogo de Pump-Flo™. Los datos que se muestran aquí son para una bomba de succión axial (ESP) 4 × 3 × 13.

$h_A = 23.25$ m; $Q = 1813$ L/min;
$NPSH_A = 29.11$ m; $NPSH_R = 2.026$ m

Presión de succión = −187.5 kPa;
Presión de descarga = 414.6 kPa

Potencia = 9.398 kW; Eficiencia = 73.02%

Capítulo 14

14.1 $R = 75$ mm

14.3 $R = 0.940$ ft

14.5 $R = 40.3$ mm

14.7 $R = 1.606$ in

14.9 $R = 0.909$ m

14.11 $Q = 0.295$ ft^3/s

14.13 $S = 0.0125$

14.15 **a.** $Q = 34.7$ ft^3/s
b. $Q = 141.1$ ft^3/s

14.17 $y = 1.69$ m

14.19 $Q = 15.89$ m^3/s
$N_F = 0.629$ para una profundidad = 1.50 m
$y_c = 1.16$ m

14.21 $D_{mín} = 1.29$ ft para la baldosa de arcilla

14.23 $y = 0.833$ m $R = 0.270$ m

14.24 $S = 0.0116$

14.25 y 14.26 Valores seleccionados:

Anchura (m)	Profundidad (m)	*R* (m)	*S*
0.50	1.333	0.2105	0.0162
1.00	0.667	0.2857	0.0108
1.50	0.444	0.2791	0.0111
2.00	0.333	0.2500	0.0129

14.27 $A = 7.50$ ft^2 $R = 0.936$ ft

14.28 $Q = 44.49$ ft^3/s

14.29 $Q = 75.63$ ft^3/s

14.30 y 14.31 Valores seleccionados:

y (in)	*A* (ft^2)	*R* (ft)	*Q* (ft^3/s)
6.00	1.375	0.3616	4.33
10.00	2.708	0.5412	11.15
18.00	6.375	0.8605	35.75
24.00	10.00	1.086	65.47

14.33 $A = 0.0358$ m^2 $R = 0.0742$ m

14.35 $Q = 0.0168$ m^3/s

14.37

	S
Rectángulo	0.00519
Triángulo	0.00518
Trapezoide	0.00471
Semicírculo	0.00441

14.39 **a.** $y_c = 0.917$ m **b.** $E_{mín} = 1.38$ m
d. y **e.**
Para $y = 0.50$ m: $E = 2.042$ m,
$v = 5.50$ m/s, $N_F = 2.48$
Para $y_{alt} = 1.94$ m: $E = 2.042$ m,
$v = 1.42$ m/s, $N_F = 0.325$

14.41 **a.** $y_c = 0.418$ ft **b.** $E_{mín} = 0.523$ ft
d. y **e.**
Para $y = 0.25$ ft: $E = 1.067$ ft,
$v = 7.253$ ft/s, $N_F = 3.615$
Para $y_{alt} = 1.065$ ft: $E = 1.067$ ft,
$v = 0.400$ ft/s, $N_F = 0.097$

14.43 $Q_{máx} = 1.00$ ft^3/s

14.45 $H = 0$ in $Q = 0$ ft^3/s
$H = 2$ in $Q = 1.35$ ft^3/s
$H = 4$ in $Q = 3.84$ ft^3/s
$H = 6$ in $Q = 7.14$ ft^3/s
$H = 8$ in $Q = 11.1$ ft^3/s
$H = 10$ in $Q = 15.7$ ft^3/s
$H = 12$ in $Q = 20.8$ ft^3/s

14.47 **a.** $Q = 18.8$ ft^3/s
b. $Q = 16.95$ ft^3/s
c. $Q = 6.84$ ft^3/s

14.49 Para $Q_{mín} = 0.09$ ft^3/s, $H = 0.100$ ft
Para $Q_{máx} = 8.9$ ft^3/s, $H = 2.01$ ft

14.51 Para $L = 4.0$ ft, $H = 2.06$ ft
Para $L = 10.0$ ft, $H = 1.155$ ft

14.53 $Q = 7.55\ \text{ft}^3/\text{s}$

14.55 $Q = 1.19\ \text{ft}^3/\text{s}$

14.57 $Q = 0.073\ \text{ft}^3/\text{s}$

14.59 $H = 0.797$ ft

14.61 Diseño rectangular de aforador B:
Para $Q_{mín} = 50$ m3/h, $H_{mín} = 0.0863$ m
Para $H = 0.100$ m, $Q = 63.4\ \text{m}^3/\text{h}$
Para $H = 0.125$ m, $Q = 90.5\ \text{m}^3/\text{h}$
Para $H = 0.150$ m, $Q = 121.3\ \text{m}^3/\text{h}$
Para $H = 0.175$ m, $Q = 155.3\ \text{m}^3/\text{h}$
Para $Q_{máx} = 180\ \text{m}^3/\text{h}$, $H_{máx} = 0.1917$ m

Capítulo 15

15.1 $Q = 2.12 \times 10^{-2}\ \text{m}^3/\text{s}$

15.3 $Q = 0.0336\ \text{ft}^3/\text{s}$

15.5 $\Delta p = 21.04$ psi

15.7 $Q = 5.824 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s}$

15.11 $v = 8.45$ m/s

15.13 $v = 5.11$ m/s

15.15 $v = 33.0$ ft/s

Capítulo 16

16.1 2.76 kN

16.3 $R_x = R_y = 39.7$ lb Resultante = 56.1 lb 45°

16.5 $R_x = 10.13$ lb hacia la derecha $R_x = 37.79$ lb hacia arriba

16.7 $R_x = 873$ N hacia la izquierda $R_x = 1512$ N hacia arriba

16.9 25.2 m/s

16.11 Fuerza del resorte = 32.0 lb

16.13 368 lb

16.15 2676 lb

16.17 $R_x = R_y = 20.41$ kN Resultante = 28.9 kN 45°

16.19 $R_x = 8.96$ kN $R_y = 3.71$ kN
Resultante = 9.7 kN 22°

16.21 $v = 45.6$ m/s

16.23 2.72×10^{-7} N

16.25 Momento = 0.336 lb-in

16.27 0.0307 lb

16.29 $R_s = 41.0$ N; $R_y = 19.1$ N

Capítulo 17

17.1 **a.** 0.253 N
b. 4.56×10^{-4} N

17.3 1.50 m/s 2.05 m/s 105 m/s

17.5 0.42 N

17.7 7.32 m

17.9 11.2 kN

17.11 **a.** 2.85×10^{-6} N·m
b. 1.67×10^{-3} N·m

17.13 1364 N

17.15 Cilindro elíptico: $F_D = 12.05$ lb
Forma naval: $F_D = 4.82$ lb

17.17 $F_D = 31.3$ lb

17.19 $F_D = 5.86$ lb

17.21 $F_D = 1414$ lb

17.23 $F_D = 0.080$ lb sobre la pelota de golf
$F_D = 0.207$ lb sobre la esfera lisa

17.25 $P_D = 140$ hp

17.27 $P_E = 4252$ hp

17.29 **a.** $F_D = 26.5$ kN
b. $F_D = 1.66$ kN

17.31 **a.** $F_L = 26.8$ kN $F_D = 2.83$ kN
b. $F_L = 9.24$ kN $F_D = 972$ N

17.33 $A = 90.4\ \text{m}^2$

Capítulo 18

18.1 $44.17\ \text{ft}^3/\text{s}$

18.3 $1.25\ \text{m}^3/\text{s}$

18.5 5.79 m/s

18.7 0.158 psi

18.9 3.72 in H_2O

18.17 $0.478\ \text{lb/ft}^3$

18.19 $0.0525\ \text{lb/ft}^3$

18.21 $11.79\ \text{N/m}^3$

18.23 131 cfm

18.25 Tubería de 2 in cédula 40

18.27 Tubería de 2½ in cédula 40, $p = 107$ psig

18.29 $0.2735\ \text{lb/ft}^3$ en el depósito
$0.198\ \text{lb/ft}^3$ en la tubería

18.31 $1.092\ \text{lb/ft}^3$ a 35.0 psig
$0.506\ \text{lb/ft}^3$ a 3.6 psig

18.33 $W = 5.76 \times 10^{-3}$ lb/s
$v = 811$ ft/s

18.34 4.44×10^{-3} lb/s

18.37 186.6 kPa

18.39 9.58×10^{-3} N/s

18.40 y 18.41

p_1 (kPa man)	W (N/s)
150	0.555
125	0.500
100	0.444
75	0.389
50	0.326
25	0.238

Capítulo 19

19.1 $v = 570$ ft/min $h_L = 0.0203$ inH_2O

19.3 $D = 17.0$ in $h_L = 0.078$ inH_2O

19.6 $D = 350$ mm $h_L = 0.58$ Pa/m

19.8 $D_e = 5.74$ in $Q = 95$ cfm

19.10 $D_e = 381$ mm $Q = 0.60$ m^3/s

19.12 10×24 o 12×20

19.14 0.0180 inH_2O

19.16 0.0145 inH_2O

19.18 Ducto principal; 1600 cfm
$v = 1160$ ft/min; $H_v = 0.0839$ inH_2O
Ducto principal; 1100 cfm
$v = 800$ ft/min; $H_v = 0.0399$ inH_2O
Ducto ramal; 500 cfm
$v = 720$ ft/min; $H_v = 0.0323$ inH_2O

19.20 $H_L = 0.00839$ inH_2O

19.22 $H_L = 29.6$ Pa

19.24 $H_L = 0.1629$ inH_2O

19.26 $p_{\text{ventilador}} = -27.6$ Pa

ÍNDICE

Nota: El número de página seguido de f y t indica una figura y una tabla, respectivamente.

A

Aceites
  de petróleo, 34
  lubricantes de petróleo, 492
Actuadores
  giratorios, 248
  lineales, 248
Aerodinámica, 433
Aforadores
  de flujo crítico, 388
  de garganta larga, 388, 389t
  Parshall, 388, 388f, 388t
Agua, propiedades
  en unidades del SI, 488t
  en unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, 489t
  tensión superficial, 14t
Aire
  flujo, en ductos, 470-483
    consideraciones prácticas en el diseño de ductos, 483
    diseño de ductos, 477-483
    pérdidas de energía en ductos, 472-477
    sistema de distribución de aire, 471-472, 471f
  propiedades, 496-499
Aire libre suministrado (FAD), 458
Altura metacéntrica, 107
American Fire Sprinkler Association (AFSA), 122
American National Standards Institute (ANSI), 342
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning (ASHRAE), 472
American Society of Mechanical Engineers (ASME), 285
American Water Works Association (AWWA), 122, 285
Ampliación gradual, pérdida de energía por una, 231-233
Ampliación súbita, pérdida de energía por una, 228-230
Análisis dimensional, 181
Anemómetro de alambre caliente, 413
Anemómetro de copa, 413
Ángulo de cono, 236
Área proyectada, 434
Áreas de círculos
  Unidades del SI, 508t
  Unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, 507t
Áreas planas sumergidas, fuerzas sobre, 69-72
  centro de presión, 72-73
  fuerza resultante, 72
  procedimiento para calcular, 72-73
Áreas, propiedades, 511t-512t
Arrastre
  de forma, 434
  inducido, 444
Arrastre de fricción, 434-435
  sobre esferas en flujo laminar, 441
Arrastre de vehículos, 441
  automóviles, 441-442
  aviones, 442
  barcos, 442-443
  camiones, 442
  potencia necesaria para vencer el arrastre, 442
  submarinos, 443
  trenes, 442
Arrastre y sustentación, 432-445
  arrastre de presión, 435
  arrastre de vehículos, 441-443
  arrastre por fricción sobre esferas en flujo laminar, 441
  coeficiente de arrastre, 435-440
  ecuación de la fuerza de arrastre, 434-435
  efectos de la compresibilidad y cavitación, 443
  en perfiles alares, 443-445
ASTM International (ASTM), 122
Atmósfera estándar, 44-45

B

Bar, 10
Barómetro aneroide, 51
Barómetros, 51-52, 51f
Bomba(s), 156, 156f
  autocebantes, 329-330, 329f
  carga de succión positiva neta, 341-345
  carga total en una, 318-319
  cinéticas, 326-330
  consideraciones al seleccionar una, 320
  costos del ciclo de vida, 363-364
  curva de resistencia del sistema, 347-350
  de cavidad progresiva, 319, 322-323, 323f
  de columna, 330, 330f
  de desplazamiento positivo, 320-326
  de diafragma, 319, 323-324
  de engranes, 156f, 320-321
  de lóbulo, 323, 323f
  de paletas, 321
  eficiencia, 319
  eficiencia mecánica, 163-165
  línea de descarga, 346-347
  línea de succión, 346
  modos de operación del sistema alterno, 356-361
  peristálticas, 324
  potencia de entrada a una, 319
  potencia suministrada por una, al fluido, 319
  selección de la bomba y punto de operación, 350-352

selección del tipo de bomba y velocidad específica, 361-363
selección y aplicación, 318-364
sumergible para el manejo de sólidos, 329f
tipos, 320
uso de PIPE-FLO® para la selección, 352-356
Bomba de pistón, 156f
para la potencia de fluidos, 321
para transferencia de fluidos, 323
Bomba de tornillo, 321-322, 322f
múltiple con tiempo, 322
múltiple sin tiempo, 322
Bombas centrífugas, 319, 326, 327f, 330-341
carga de succión positiva neta requerida, 335, 336f
datos de desempeño para, 330-332
datos de los fabricantes, 333-341
de molino, 330, 331f
diagrama de calificación compuesta para una línea, 333f
diagrama de desempeño completo, 335, 336f
diagramas de desempeño adicionales, 336-341
eficiencia, 334-335
leyes de afinidad para, 332-333
pequeñas, 328, 329f
potencia requerida, 334
tamaño del impulsor, efecto del, 333
velocidad, efecto, 333-334
Bombas cinéticas, 326
bombas autocebantes, 329-330, 329f
bombas centrífugas de molino, 330, 331f
bombas centrífugas pequeñas, 328, 329f
bombas de chorro, 326
bombas de columna, 330, 330f
bombas sumergibles, 326
Bombas de desplazamiento positivo, 319-320
bomba de cavidad progresiva, 322-323, 323f
bomba de diafragma, 323-324
bomba de lóbulo, 323, 323f
bomba de paletas, 321
bomba de pistón, 321, 323
bomba de tornillo, 321-322, 322f
bombas de engranes, 320-321
bombas peristálticas, 324
datos de rendimiento, 324
desempeño de la bomba recíproca, 324-325
desempeño de la bomba rotatoria, 325-326
Bombas inyectoras, o de chorro, 319, 326
para pozo profundo, 328f
para pozo somero, 328f

C

Caída hidráulica, 375
Calle Karman, 406
Canal abierto, 372
conducción en, 382
flujo estable (constante) uniforme en, 376-380
formas eficientes para, 382, 383f
geometría, 380-382, 381f
Canal (aforador) Parshall, 388, 388f, 388t
Cantidad de movimiento, 420
Capa de frontera, 435
Carga
de elevación, ecuación de Bernoulli, 128
de presión, ecuación de Bernoulli, 128
de velocidad, ecuación de Bernoulli, 128
dinámica total (TDH), 318
piezométrica, 73-74
total, ecuación de Bernoulli, 128
Carga de succión positiva neta (NPSH), 341-345
cavitación y, 341
margen de la NPSH, 342
NPSH disponible, 342
NPSH necesaria, 342-345
presión del vapor y, 341-342
Cavitación, 124, 341
efectos de la compresibilidad y, 443
Centistoke (cSt), 28
Centro de presión, 63, 67
Cero absoluto, 6
Cilindro de potencia de fluido, 65f, 157f
Codos de tubería, 241f
Coeficiente
de arrastre, 434-438, 439t-440t
para esferas y cilindros, 435-436
para otras formas, 436-438
de descarga de un orificio, 403f
de flujo métrico, para válvulas, 252
de Hazen-Williams, 195, 196t
Coeficientes
de flujo para válvulas, 251-252
de resistencia, 158, 227
para válvulas y accesorios, 238-244
de resistencia de entrada, 237, 238f
Compresibilidad, 10
Compresor centrífugo de un nivel, 454f
Compresores, 452
axiales, 454, 455f
centrífugos, 453
de tornillo, 455
Compuerta, 374
Conservación de la energía, 127-128
Contracción súbita, pérdida de energía debida a una, 233-235
Convertidores AD, 414
Copper Development Association (CDA), 123
Copper Tube Sizes (CTS), 123
Costos del ciclo de vida (LCC), para sistemas de fluidos bombeados, 363-364
Cuerda para perfiles alares, 444
Cuerpos
abultados, 442
flotantes, estabilidad, 103-105
sumergidos, estabilidad, 102-103
Curva
de estabilidad estática, 107-108
para un cuerpo flotante, 108f
de resistencia del sistema (SRC), 347-350

D

Densidad, 11
y peso específico, relación entre, 11-13
Densímetro, 408
Detectores de temperatura de resistencia (RTD), 410
Diagrama de Moody, 185-187, 186f, 187f
línea de tuberías lisas, 186, 187f
zona de transición, 186, 187f
uso del, 187-190
zona de turbulencia completa, 186
zona laminar, 186

Diagrama polar, 445
Difusor, 233
  ideal, 233
  real, 233
Dinámica de fluidos en computadora (CFD), 216-218
Diseño de tuberías, para la integridad estructural, 284-286
Dispositivos
  de flujo, factores para la selección, 396-397
    calibración, 397
    pérdida de presión, 397
    precisión, 397
    rango, 397
    tipo de fluido, 397
    tipo de indicación de flujo, 397
  para medición de nivel, 414
    de radar, 414
    de radar guiado, 414
    detección de la presión, 414
    sonda de capacitancia, 414
    tipo de vibración, 414
    tipo flotador, 414
    ultrasónicos, 414
Dobleces de tubería, 246-248
Ductos
  ovalados planos, 473-474
  rectangulares, 472-473

E

Ecuación
  de continuidad, 120-122
    para cualquier fluido, 120
    para líquidos, 120
    para sistemas en paralelo, 297-298
  de fuerza, 419-420
    en las direcciones *x*, *y* y *z*, 420
    procedimiento para usar la, 420-421
  de impulso-cantidad de movimiento, 420
  de la pérdida de carga, para sistemas en paralelo, 298
  general de la energía, 158-162
Ecuación de Hagen-Poiseuille, 183-184
Ecuación de Bernoulli, 128, 155
  aplicaciones, 129-137
  elemento de fluido utilizado en la, 128f
  interpretación, 128-129
  restricciones, 129
Ecuación de Darcy, 183
  para secciones no circulares, 215
Ecuación de Manning
  en el sistema de uso común en Estados Unidos, 377
  en unidades del SI, 376-377
Ecuaciones para el factor de fricción, 194-195
Efecto piezoeléctrico, 55
Eficiencia
  global, 163, 326
  volumétrica, 163, 326
  mecánica
    de las bombas, 163-165
    de los motores de fluido, 165-167
Elemento para desprendimiento de vórtices, 404
Elevación, 40
  presión y, relación entre, 40-43
Energía
  cinética, 127
  de flujo, 127, 127f
  potencial, 127
Escalas del American Petroleum Institute (API), 13
Espuma, flotabilidad, 101-102
Estabilidad, 93
  de cuerpos flotantes, 103-107
  de cuerpos sumergidos, 102-103
  grado, 107-108
Exponente adiabático, 461

F

Factor de fricción, ecuaciones para el, 194-195
Factores de conversión, 509t-510t
Filtros de sedimentos, 253
Flotabilidad, 93
  concepto, 94-95
  fuerza de flotación, 95
  materiales de flotación, 101-102
  neutra, 95
  procedimiento de solución para problemas de flotabilidad, 95-101
  y estabilidad, 93-108
Fluido(s), 3
  activamente ajustables, 24
  altamente basados en agua (HWBF), 34
  Bingham, 23
  de agua-glicol, 34
  de flujo de inserción, 23
  de medición, 46
  de silicona, 34
  dependientes del tiempo, 23-24
  dilatantes, 23
  electrorreológicos (ERF), 24
  hidráulicos, para sistemas de fluidos, 33-34
  independientes del tiempo, 23
  magnetorreológicos (MRF), 24
  newtonianos, 23
  no newtonianos, 23-25, 23f
    fluidos dependientes del tiempo, 23-24
    fluidos independientes del tiempo, 23
  propiedades, 4
  reopécticos, 24
  seudoplásticos, 23
  tixotrópicos, 24
  viscosidad del, efecto, 359-360
Flujo
  adiabático, 463
  de aire comprimido y otros gases, en tuberías, 456-461
    peso específico para el aire, 456-457
    rapidez de flujo para líneas de aire comprimido, 458
    selección del tamaño de tubería y diseño del sistemas de tuberías, 458-461
  de aire y otros gases a través de boquillas, 461-467
    flujo en boquilla para procesos adiabáticos, 462
    número de Mach, 462
    presión crítica, 463
    relación de presión crítica, 462
    velocidad sónica, 462
  debido a una carga descendente, 140-142
  en canal abierto, 372-373
    canal de irrigación, 372, 372f
    clasificación del, 374-375
    flujo crítico y energía específica, 382-384

flujo estable uniforme, 374
flujo estable variado, 374
flujo variado inestable, 374
medición del, 386-390
número de Froude, 376
número de Reynolds para, 375
profundidad hidráulica, 376
radio hidráulico para, 375
salto hidráulico, 374, 384-386
secciones transversales, 373f
tipos, 375-376
vertederos en, 386-388 (*Vea también* Vertedero)
en secciones no circulares, 212
ecuación de Darcy para, 215
número de Reynolds, 214-215
pérdida por fricción, 215-216
radio hidráulico, 213-214
velocidad promedio, 21
estable, 120
estable uniforme en canal abierto, 374, 374f, 376-380. *Vea también* Flujo en canal abierto
descarga normal, 377
ecuación de Manning, 376
n de Manning, valor, 377, 377t
profundidad normal, 377
isotérmico, 462
laminar, 178-180, 180f, 182
pérdida por fricción en, 183-184
perfil de velocidad para, 207-208, 208f
turbulento, 178, 180, 180f, 182
factor de fricción para, 195
pérdida por fricción en el, 184-190
perfil de velocidad para, 209-211, 209f
variado en canales abiertos, 374-375, 374f. *Vea también* Flujo en canal abierto
Forma
de perfil alar, aspas de ventilador inclinadas hacia atrás, 453
naval, 437, 438f
Fórmula de Hazen-Williams
nomograma para resolver la, 196-198, 197f
otras formas, 196, 197t
para el flujo de agua, 195-196
para el sistema de unidades de uso común en Estados Unidos, 195
para unidades del SI, 195
Fricción del fluido, 157-158
Fuerzas
causadas por fluidos en movimiento, 418-427
ecuación de fuerza, 419-420
ecuación de impulso-cantidad de movimiento, 420
problemas que involucran fuerzas, 420-421
sobre dobleces de tubería, 423-426
sobre objetos estacionarios, 421-423
sobre objetos móviles, 426-427
debidas a fluidos estáticos, 63-80
efecto de una presión ubicada sobre la superficie del fluido, 78
gases bajo presión, 65-66
sobre paredes rectangulares, 67-69
sobre superficies curvas con fluido encima y debajo, 79, 80f
sobre superficies planas horizontales bajo líquidos, 66-67
sobre superficies planas sumergidas, 69-73
sobre una superficie curva con fluido por debajo, 78-79
sobre una superficie curva sumergida, 74-78

G

Gases, 3
Gerotor, 157
Gradiente de velocidad, 21
Grados de viscosidad
ISO, 33, 33t
SAE, 32-33
Gravedad específica, 11
de aceites crudos, 13
en grados Baumé o API, 13
y densidad, relación entre, 11-13
Gravitómetro, 408

H

Heating, Refrigeration and Air Conditioning Institute of Canada (HRAI), 472
Hidroalas, 432
Hidrodinámica, 433
Hidrómetro, 13, 14f
Hydraulic Institute (IH), 342

I

Imágenes de flujo, 413
Impulsor, 326, 452
para bombas cinéticas, 328f
Impulsores de velocidad variable, 358-359
Índice de viscosidad (VI), 25-26, 26f, 27t
Instrucción programada, 6
Intercambiador de calor de (entre) carcasa y tubo, 206f, 212f
International Association of Plumbing and Mechanical Officials (IAPMO), 122
International Organization for Standardization (ISO), 122
Iteración, 272

L

Ley
de los gases ideales, 456
de Stokes, 441
Leyes
de afinidad, para bombas centrífugas, 332-333
de Pascal, 8
Líquidos, 3
comunes, propiedades de los
en unidades del SI, 490t
en unidades del sistema de uso común en Estados Unidos, 491t
módulo volumétrico para, 10, 10t
tensión superficial de los, 15t

M

Mangueras hidráulicas, 124
Manómetro, 46-50
de tubo en U, 46f, 47f
diferencial, 48f
tipo pozo, 49, 50f
tipo pozo inclinado, 49, 50f
Masa, 3
en el sistema de unidades SI, 5
en el sistema de uso común en Estados Unidos, 5
en unidades de lbm, 5-6
y peso, distinción entre, 3

Medición de flujo, 395-415
adquisición y procesamiento de datos basados en computadora, 414-415
cobertura, 397
de masa, 408-410
dispositivos para la, consideraciones en la selección, 396-397
medición de nivel, 414
medición del flujo de masa, 408-410, 409f
medidor de flujo de turbina, 404, 405f
medidor de flujo de vórtice, 404, 406, 406f
medidor de flujo magnético, 406-407, 407f
medidores de carga variable, 397-404
medidores de desplazamiento positivo, 408
medidores de flujo ultrasónicos, 408
razones para la, 395-396
sondas de velocidad, 410-413
Medidor
de flujo de turbina, 404, 405f
de flujo de vórtice, 404, 406, 406f
de flujo laminar de gas, 410
de flujo magnético, 406-407, 407f
de presión de tubo Bourdon, 53, 53f
de presión Magnehelic, 53, 54f
de remolino, 406
del flujo de masa de Coriolis, 408, 409f
staff, 387
tipo Doppler, 408
Medidores
de área variable, 404, 405f
de carga variable, 397
boquilla de flujo, 401, 401f
de orificio, 401-404, 402f
pérdida total de presión, 404
tubo Venturi, 397-400
tubos de flujo, 404
de desplazamiento positivo, 408
de flujo ultrasónicos, 408
de presión diferencial (medidores dp), 397. *Vea también* Medidores de carga variable
de presión, 53, 53f, 54f
Venturi, 135
Metacentro, 103
Método
de igualdad de la fricción, para el diseño de ductos de aire, 477-478
de recuperación estática, para el diseño de ductos de aire, 477
Método T, para el diseño de ductos de aire, 477-478
Módulo volumétrico, 10
Motor hidráulico, 157, 157f
Motores de fluido, 156-157
eficiencia mecánica, 165-167

N

Nanofluidos, 24
Napa, 374
National Fire Protection Association (NFPA), 122, 285
Neumáticos, 33
Normas alemanas (DIN), 122
Normas británicas (BS), 122
Normas europeas (EN) para tubos y tuberías, 122
Normas japonesas (JIS), 122
NPSH. *Vea* Carga de succión positiva neta (NPSH)
NSF International (NSF), 122
Número(s)
de Froude, 376
de Mach, 461
de Reynolds, 178, 181-182, 181f
críticos, 182-183
para el flujo en canales abiertos, 374
para secciones transversales no circulares cerradas, 214-215

P

Par
de corrección, 103
de volcamiento, 103
Paradoja de Pascal, 45, 45f
Paredes rectangulares, fuerzas sobre, 67-69
Pascal, 452
Pérdida
de salida, 231
por fricción
en el flujo laminar, 183-184
en el flujo turbulento, 184-190
en secciones transversales no circulares, 215-216
Pérdidas
menores, 225-227
ampliación gradual y, 231-233
ampliación súbita y, 228-230
coeficiente de resistencia y, 227
contracción gradual y, 236-237
contracción súbita y, 233-235
pérdida de entrada, 237-238
pérdida de salida y, 231
y ganancias de energía, en los sistemas de flujo de fluidos, 156
bombas y, 156, 156f
fricción del fluido y, 157-158
motores de fluido y, 156-157
válvulas y accesorios y, 158
Perfil alar, 432
sustentación y arrastre sobre, 443-445
Perfiles de velocidad, 207
para flujo laminar, 207-208, 208f
para flujo turbulento, 209-211, 209f
Persecución, 433
Peso
en el sistema de unidades SI, 5
en el sistema de uso común en Estados Unidos, 5
específico, 11
y masa (*vea* Masa)
Picnómetros, 11
bicapilar Lipkin, 11
Bingham, 11
Polímeros líquidos, viscosidad, 24-25
Potencia, 162, 442
en el sistema de uso común en Estados Unidos, 162
requerida por las bombas, 162-165
suministrada a motores de fluido, 165-167
Presión, 3, 8-10, 63, 451-452
absoluta, 39, 461
y presión manométrica, 39-40, 39f
arrastre, 434-435
caída, en válvulas impulsadas por fluidos, 248-251
como la altura de una columna de líquido, 52-53
definición, 8
del vapor, 341-342
dinámica, 434

leyes de Pascal, 8, 9f
manométrica, 53
Principio de continuidad. *Vea* Ecuación de continuidad
Procedimiento de cancelación de unidades, 6
Puente de Wheatstone, 55
Punto
de bloqueo, 445
de estancamiento, 410, 434

R

Radio hidráulico, 213-214
para el flujo en canales abiertos, 374
Rapidez
de flujo de un gas, 451-452
del flujo de fluido, 118-120, 119t
del flujo de masa, 119, 119t
del flujo de peso, 119, 119t, 162
del flujo de volumen, 118-119, 119t
definiciones y unidades, 119t
factores de conversión para la, 119
para diversos tipos de sistemas, 119t
Recuperación de la presión, 233
Redes, 298, 307
Reductor gradual, 226
Refrigerante, 118
Relación
de aspecto, 444
de esbeltez, 437
de longitud equivalente, 241
de presión crítica, 252, 461
presión-elevación, 40-43
atmósfera estándar, 44-45
desarrollo, 43-45
gases, 44
líquidos, 44
Reología, 23
Reometría extensional, 25
Reómetros. *Vea* Viscosímetros
Resistencia
del viento, 432
total de un barco, 442-443
Rotámetro, 404, 405f
Rotores de ventiladores centrífugos, 454f
Rugosidad de la tubería, 185f, 185t

S

SAE International, 27
Salto hidráulico, 374, 384-386
Segundos Saybolt universal (SUS), 30-32
Simulador de arranque en frío, 27
Sistema
de uso común en Estados unidos, 4-5. *Vea también* Unidades
hidráulico líquido, 248-249
industrial de distribución de fluido, 154-155, 154f
Internacional de Unidades, 4. *Vea también* Prefijos de unidades del SI, 4, 4t
Sistema de tuberías en serie
clase I, 265-268
cambios de diseño, 269
crítica del, 269
hoja de cálculo para, 270-272
principios generales, 269
clase II, 272-278
enfoque iterativo, 276
hoja de cálculo para, 273-275
métodos para el diseño, 272-273, 275-278
clase III, 278-281
hoja de cálculo para, 279-281
métodos para el diseño, 278-279
Sistemas
de escape industriales para vapores y partículas, 478
de potencia de fluidos, 33, 249-251, 250f
fluidos hidráulicos para, 33-34
de tuberías en paralelo y ramificados, 296-313
en PIPE-FLO®, 304-307
sistemas con dos ramas, 297f, 298-304
sistemas con tres o más ramas, 307-313
neumáticos, 248
Sistema(s) de tuberías en serie, 264-286
diseño de tuberías, para la integridad estructural, 284-286
ejemplos en PIPE-FLO® para, 281-284
sistemas de clase I, 265-272
sistemas de clase II, 272-278
sistemas de clase III, 278-281
Software PIPE-FLO®
factores K en el, 253-257
para la selección de bombas, 352-356
sistemas de tuberías en paralelo y, 304-307
sistemas de tuberías en serie y el, 281-284
uso, 190-194, 216
Sondas de velocidad, 410
anemómetro de alambre caliente, 413
anemómetro de copa, 413
imágenes de flujo, 413
tubo Pitot, 410-413, 410f, 411f
Soplador, 452
Sopladores
axiales de paletas, 454
centrífugos, 452-453, 453f
y compresores de desplazamiento positivo, 454
Standard Dimension Ratio (SDR), 124
Standard Inside Dimension Ratio (SIDR), 124
Superficie curva sumergida, fuerzas sobre una
componente horizontal, 74-76
componente vertical, 76
fuerza resultante, 76
procedimiento para calcular, 76-78
Sustentación, 432, 433, 444. *Vea también* Arrastre y sustentación
negativa, 433
positiva, 433

T

Tamaño nominal de la tubería (NPS), 122
Tanques de almacenamiento volumétrico, 414
Tapón, 252
Tasa cortante, 21
Técnica iterativa de Cross, 307
Temperatura, 6
absoluta, 6
escalas, 6
Tensión superficial, 14, 15t
Teorema de Torricelli, 137-140
Termohidrómetros, 13, 14f
Tes, estándar, 241f
Toma de presión total, 411

Transductor de presión con medidor de deformación, 53, 54f
Transductores y transmisores de presión, 53-55, 54f
Tubería
de acero, 122-123
dimensiones, 500t- 501t
de descarga/línea de descarga, 226, 346-347
de hierro dúctil, 123
dimensiones, 506t
de plástico PVC a presión, dimensiones, 504t
de succión/línea de succión, 226, 341, 346
y tubos de plástico, 123-124, 504t
Tubo
Pitot, 410-413, 410f, 411f
Venturi, 397-400
Tubos
de acero, 123
dimensiones, 502t
de cobre, 123
de flujo, 404, 404f
hidráulicos de acero y cobre, dimensiones, 503t
y tuberías, 122
disponibles en el mercado, 122-124
mangueras hidráulicas, 124
tubería de acero, 122-123, 500t, 501t
tubería de hierro dúctil, 123, 506t
tubería y tubos de plástico, 123-124, 504t
tubos de acero, 123, 502t, 503t
tubos de cobre, 123, 505t
velocidad de flujo recomendada en, 124-126

U

Unidades
en ecuaciones, 6-8
en la mecánica de fluidos, 7t

V

Válvula
de aguja, 252
de alivio de presión, 249
de globo, 239f, 244-245
de guillotina, 245
Válvula(s)
de ángulo, 245
de bola, 253
de cierre, 356
de compuerta, 239f, 245
de control, uso, 356-358
de diafragma, 253
de mariposa, 240f, 246, 253
de pie con filtro, 246
tipo disco de bisagras, 240f
tipo disco de vástago, 240f
de plástico, 252-253
filtros de sedimentos, 253
válvulas de bola, 253
válvulas de diafragma, 253
válvulas de mariposa, 253
válvulas de retención oscilantes, 253
de retención, 245-246
tipo bola, 240f
tipo oscilante, 239f
de retención oscilantes, 253
estándar, aplicación, 244-246
válvula de globo, 244-245
válvula de mariposa, 246
válvulas de ángulo, 245
válvulas de compuerta, 245
válvulas de pie con filtro, 246
válvulas de retención, 245-246
Velocidad
sónica, 461
supersónica, 461
terminal, 29
Vena contracta, 142, 233, 234f
Ventilador de ducto, 452, 452f
Ventiladores, 452
axiales, 452
centrífugos, 452
sopladores y compresores, 452-455, 453f, 454f
Vertedero, 374, 386-387, 386f, 387f
Cipolletti, 387
contraído, 387
rectangular, 387
suprimido, 387
triangular, 387-388
Viscosidad, 4, 34
absoluta, 21
aparente, 23
cinemática
definición, 22
unidades, 22, 22t
de polímeros líquidos, 24-25
definición, 20
dinámica, 21-22, 22t
definición, 21
unidades, 21-22, 22t
específica, polímeros líquidos, 25
grados ISO, 33
grados SAE, 32-33
inherente, polímeros líquidos, 25
intrínseca, polímeros líquidos, 25
medición, 27-32
reducida, polímeros líquidos, 25
relativa, polímeros líquidos, 25
variación de la
con la temperatura, 25-26, 493-495
Viscosímetro
capilar automatizado de múltiples rangos, 29f
de bola descendente, 29-30, 30f, 441
de rutina Cannon-Fenske, 29f
de tambor giratorio, 27-28, 27f
de tubo capilar, 28, 28f
Stabinger, 28
Ubbelohde, 29f
universal Saybolt, 30, 30f
Viscosímetros, 27
capilares de vidrio calibrado estándar, 28-29, 29f
de bola descendente, 29-30, 30f
de tambor giratorio, 27-28, 27f
de tubo capilar, 28, 28f
Saybolt, 30, 30f
Stabinger, 28

ECUACIONES CLAVE

FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS —UNIDADES DEL SI	$v = 0.85\, C_h\, R^{0.63} s^{0.54}$	**(8–9)**
RADIO HIDRÁULICO —SECCIONES NO CIRCULARES CERRADAS	$R = \dfrac{A}{WP} = \dfrac{\text{área}}{\text{perímetro mojado}}$	**(9–5)**
NÚMERO DE REYNOLDS PARA SECCIONES NO CIRCULARES	$N_R = \dfrac{v(4R)\rho}{\eta} = \dfrac{v(4R)}{\nu}$	**(9–6)**
ECUACIÓN DE DARCY PARA SECCIONES NO CIRCULARES	$h_L = f\dfrac{L}{4R}\dfrac{v^2}{2g}$	**(9–7)**
RADIO HIDRÁULICO —CANALES ABIERTOS	$R = \dfrac{A}{WP} = \dfrac{\text{área}}{\text{perímetro mojado}}$	**(14–1)**
NÚMERO DE REYNOLDS —CANALES ABIERTOS	$N_R = \dfrac{vR}{\nu}$	**(14–3)**
NÚMERO DE FROUDE	$N_F = \dfrac{v}{\sqrt{gy_h}}$	**(14–4)**
PROFUNDIDAD HIDRÁULICA	$y_h = A/T$	**(14–5)**
ECUACIÓN DE MANNING —UNIDADES DEL SI	$v = \dfrac{1.00}{n} R^{2/3} S^{1/2}$	**(14–6)**
DESCARGA NORMAL —UNIDADES DEL SI	$Q = \left(\dfrac{1.00}{n}\right) AR^{2/3} S^{1/2}$	**(14–8)**
ECUACIÓN DE MANNING —UNIDADES DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS	$v = \dfrac{1.49}{n} R^{2/3} S^{1/2}$	**(14–10)**
DESCARGA NORMAL —UNIDADES DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS	$Q = AV = \left(\dfrac{1.49}{n}\right) AR^{2/3} S^{1/2}$	**(14–11)**
FORMA GENERAL DE LA ECUACIÓN DE FUERZA	$F = (m/\Delta t)\Delta v = M\,\Delta v = \rho Q\,\Delta v$	**(16–4)**
ECUACIÓN DE FUERZA EN LA DIRECCIÓN *x*	$F_x = \rho Q\,\Delta v_x = \rho Q(v_{2_x} - v_{1_x})$	**(16–5)**
ECUACIÓN DE FUERZA EN LA DIRECCIÓN *y*	$F_y = \rho Q\,\Delta v_y = \rho Q(v_{2_y} - v_{1_y})$	**(16–6)**
ECUACIÓN DE FUERZA EN LA DIRECCIÓN *z*	$F_z = \rho Q\,\Delta v_z = \rho Q(v_{2_z} - v_{1_z})$	**(16–7)**
VELOCIDAD EFECTIVA	$v_e = v_1 - v_0$	**(16–11)**

RAPIDEZ DEL FLUJO DE VOLUMEN EFECTIVA

$$Q_e = A_1 v_e \quad \textbf{(16–12)}$$

FUERZA DE ARRASTRE

$$F_D = \text{arrastre} = C_D(\rho v^2/2)A \quad \textbf{(17–1)}$$

LEY DE STOKES —ARRASTRE SOBRE UNA ESFERA

$$F_D = \frac{12\eta vA}{D} = \left(\frac{12\eta v}{D}\right)\left(\frac{\pi D^2}{4}\right) = 3\pi\eta vD \quad \textbf{(17–8)}$$

FUERZA DE SUSTENTACIÓN

$$F_L = C_L(\rho v^2/2)A \quad \textbf{(17–10)}$$

LEY DE LOS GASES IDEALES

$$\frac{p}{\gamma T} = \text{constante} = R \quad \textbf{(18–1)}$$

RELACIÓN DE PRESIÓN CRÍTICA

$$\left(\frac{p_2'}{p_1}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \quad \textbf{(18–12)}$$

VELOCIDAD SÓNICA

$$c = \sqrt{\frac{kgp_2'}{\gamma_2}} \quad \textbf{(18–13)}$$

DIÁMETRO CIRCULAR EQUIVALENTE PARA UN CONDUCTO RECTANGULAR

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a+b)^{1/4}} \quad \textbf{(19–1)}$$

PRESIÓN DE LA VELOCIDAD PARA EL FLUJO DE AIRE (UNIDADES DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS)

$$H_v = \left(\frac{v}{4005}\right)^2 \text{inH}_2\text{O} \quad \textbf{(19–7)}$$

PRESIÓN DE LA VELOCIDAD PARA EL FLUJO DE AIRE (UNIDADES DEL SI)

$$H_v = \left(\frac{v}{1.289}\right)^2 \text{Pa} \quad \textbf{(19–9)}$$

Esta nueva edición de *Mecánica de fluidos* expone los principios de la mecánica de fluidos y su utilidad en problemas aplicados, de una manera ágil y práctica.

El enfoque del texto hace énfasis en las propiedades de los fluidos, la estática de fluidos, la selección y aplicación de bombas, el flujo en canal abierto, las fuerzas desarrolladas por fluidos en movimiento, así como el diseño y análisis de conductos para calefacción, ventilación y aire acondicionado.

Entre los cambios más importantes en esta edición destacan los siguientes:

- Se han actualizado muchas ilustraciones y fotografías de los productos disponibles comercialmente, y se han agregado otras nuevas.
- Uso extendido de unidades métricas en diversas partes del libro.
- Nuevos y creativos problemas incluidos a lo largo de todo el texto.
- Uso de métodos asistidos por computadora, ya sea disponibles comercialmente o desarrollados de manera personal por los estudiantes.
- Implementación de planteamientos lógico-analíticos en la solución de problemas.

Una característica nueva en esta séptima edición es la integración del uso de un importante paquete de software para el análisis y diseño de sistemas de tuberías: PIPE-FLO®.

Para mayor información visite la página web del libro en:

www.pearsonenespanol.com/mott

ISBN 978-607-32-3288-3
90000
9 786073 232883

Visítenos en:
www.pearsonenespañol.com