

11.1 Panorama

Mapa de aprendizaje

- Este capítulo es la culminación de los anteriores, del 6 al 10, donde estudiamos aspectos específicos del movimiento de los fluidos en tuberías y ductos.
- Un sistema de tubería en serie es aquel donde el fluido sigue una trayectoria única a través de él.
- Debe usted desarrollar la capacidad de identificar tres clases diferentes de sistemas de tuberías en serie y practicar las técnicas para analizarlos.
- Debido a que la mayoría de los sistemas reales incluyen varios elementos diferentes, los cálculos se entremezclan con frecuencia. Debe ser capaz de efectuar análisis asistidos por computadora de los sistemas de flujo de fluidos, con el fin de realizar la mayor parte de dichos cálculos.

Descubrimientos

- Repase los capítulos 6 a 10 para que recuerde las herramientas de análisis ahí presentadas: la ecuación de continuidad, la ecuación general de la energía, pérdidas de energía debido a la fricción y pérdidas menores.
- Estudie los distintos sistemas de tubería ilustrados en el capítulo 7 e identifique dónde ocurren las pérdidas de energía.
- Repase los análisis de la sección Panorama de los capítulos 8 a 10, en las que describió las pérdidas de energía en varias clases de sistemas.

En este capítulo aprenderá a analizar tres clases diferentes de sistemas de tuberías en serie donde el fluido sigue una sola trayectoria. También verá algunas aplicaciones del análisis asistido por computadora, con el empleo de hojas de cálculo de sistemas de circulación de fluido.

Conceptos introductorios

Este capítulo es la culminación de los anteriores, dedicados al movimiento de los fluidos en tuberías y ductos. Desarrollamos los conceptos de flujo volumétrico, ecuación de continuidad, ecuación de Bernoulli y la ecuación general de la energía. Definimos los flujos laminar y turbulento, y se empleó el número de Reynolds para determinar el tipo de flujo en un sistema dado. Presentamos la manera de calcular las pérdidas de energía debido a la fricción. También estudiamos varios tipos de pérdidas menores para el movimiento de los fluidos a través de válvulas y acoplamientos, y para cambios en la velocidad o dirección del flujo.

Por supuesto, es frecuente que los sistemas reales de circulación de fluidos contengan varias pérdidas menores, así como las provocadas por la fricción, conforme ocurre el movimiento de un punto a otro. Tal vez haya más de un tamaño de tubería. En este capítulo presentamos los métodos de análisis de sistemas de tuberías reales, donde el fluido se mueve a través de una sola trayectoria continua. Un sistema como el descrito recibe el nombre de *sistema de tubería en serie*.

Recuerde el análisis de la sección Panorama del capítulo 10. En él examinó sistemas reales, con el fin de seguir la trayectoria del flujo e identificar los tipos de pérdidas menores que ocurren en los sistemas. Cada uno de dichos dispositivos como las válvulas, acoplamientos o cambios en el tamaño o dirección de la trayectoria, ocasionan una pérdida de energía en el sistema. La energía se pierde en forma de calor que disipa el fluido. Como resultado

de esta pérdida la presión del fluido disminuye. La energía que se perdió, primero se introdujo al sistema por medio o bombas o porque la fuente estaba en una elevación mayor. Por tanto, la pérdida de energía es un desperdicio. Las pérdidas de energía pequeñas por lo general significa que es posible emplear una bomba y motor más pequeños, o que un sistema dado produciría una salida más grande.

El análisis de sistemas y los problemas de diseño pueden ser clasificados en tres clases:

- Clase I** El sistema está definido por completo en términos del tamaño de las tuberías, los tipos de pérdidas menores presentes y el flujo volumétrico del fluido del sistema. El objetivo común es calcular la presión en algún punto de interés, para determinar la carga total de la bomba o encontrar la elevación de una fuente de fluido, con el fin de producir un flujo volumétrico que se desea o ciertas presiones en puntos seleccionados del sistema.
- Clase II** El sistema está descrito por completo en término de sus elevaciones, tamaños de tuberías, válvulas y acoplamientos, y la caída de presión permisible en puntos clave del sistema. Se desea conocer el flujo volumétrico del fluido que podría conducir un sistema dado.
- Clase III** Se conoce el arreglo general del sistema, así como el flujo volumétrico que se quiere. Ha de calcularse el tamaño de la tubería que se requiere para conducir un flujo volumétrico dado de cierto fluido.

Conforme estudie los métodos de análisis y diseño de estas tres clases de sistema, también debe aprender cuáles son los elementos deseables en éste. ¿Qué válvulas son adecuadas para usarlas en determinadas aplicaciones? ¿Dónde se localizan los puntos críticos de un sistema para evaluar las presiones? ¿En qué lugar debe colocarse la bomba de un sistema en relación con la fuente del fluido? ¿Cuáles son las velocidades razonables de flujo en partes diferentes de los sistemas? Estudiamos algunos de estos temas en capítulos anteriores. Ahora emplearemos algunos de ellos para evaluar la factibilidad de un sistema propuesto y para recomendar mejoras.

11.2 OBJETIVOS

Al terminar este capítulo podrá:

1. Identificar sistemas de tubería en serie.
2. Determinar si un sistema dado es de clase I, clase II o clase III.
3. Calcular la pérdida total de energía, diferencias de elevación o diferencias de presión para sistemas de clase I con cualquier combinación de tuberías, pérdidas menores, bombas o depósitos, cuando el sistema conduce cierto flujo volumétrico.
4. Determinar, para sistemas de clase II, la velocidad o el flujo volumétrico a través del sistema, con diferencias de presión y alturas de elevación conocidas.
5. Determinar, para sistemas de clase III, el tamaño de tubería que se requiere para conducir un flujo volumétrico dado, con una caída de presión limitante específica o para una diferencia de elevación también dada.

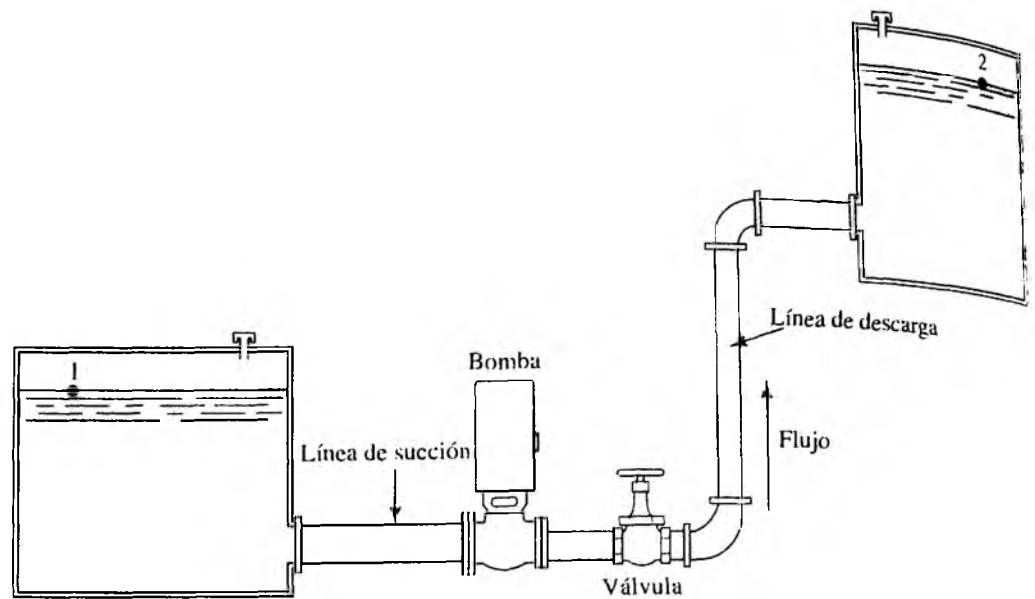
11.3 SISTEMA DE CLASE I

En este capítulo sólo abordamos sistemas en serie, como el que se ilustra en la figura 11.1. Para dicho sistema la ecuación de la energía, con el empleo de la superficie de cada depósito como punto de referencia, es la siguiente:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (11-1)$$

Los primeros tres términos del lado izquierdo de esta ecuación representan la energía que tiene el fluido en el punto 1, en forma de carga de presión, carga de elevación y carga de velocidad. Los términos del lado derecho de la ecuación representan la energía el fluido en el punto 2. El término h_A es la energía que una bomba agrega al sistema. El nombre común para esta energía es *carga total sobre la bomba*, y se emplea como uno de los parámetros principales para seleccionar una bomba y determinar su rendimiento. El tér-

FIGURA 11.1 Sistema de tubería en serie.



El término h_L denota la energía total que se pierde en el sistema en cualquier lugar entre los puntos de referencia 1 y 2. Es común que haya varios factores que contribuyen a la pérdida total de energía. En este problema actúan seis de ellos:

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 \quad (11-2)$$

donde

h_L = Pérdida total de energía por unidad de peso del fluido en movimiento

h_1 = Pérdida en la 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 a 90°

h_5 = Pérdida por fricción en la línea de descarga

h_6 = Pérdida en la salida

En un sistema de tuberías en serie, la pérdida total de energía es la suma de las pérdidas individuales menores más todas las pérdidas provocadas por la fricción. Este enunciado coincide con el principio de que la ecuación de la energía es el recuento de toda la energía entre dos puntos de referencia del sistema.

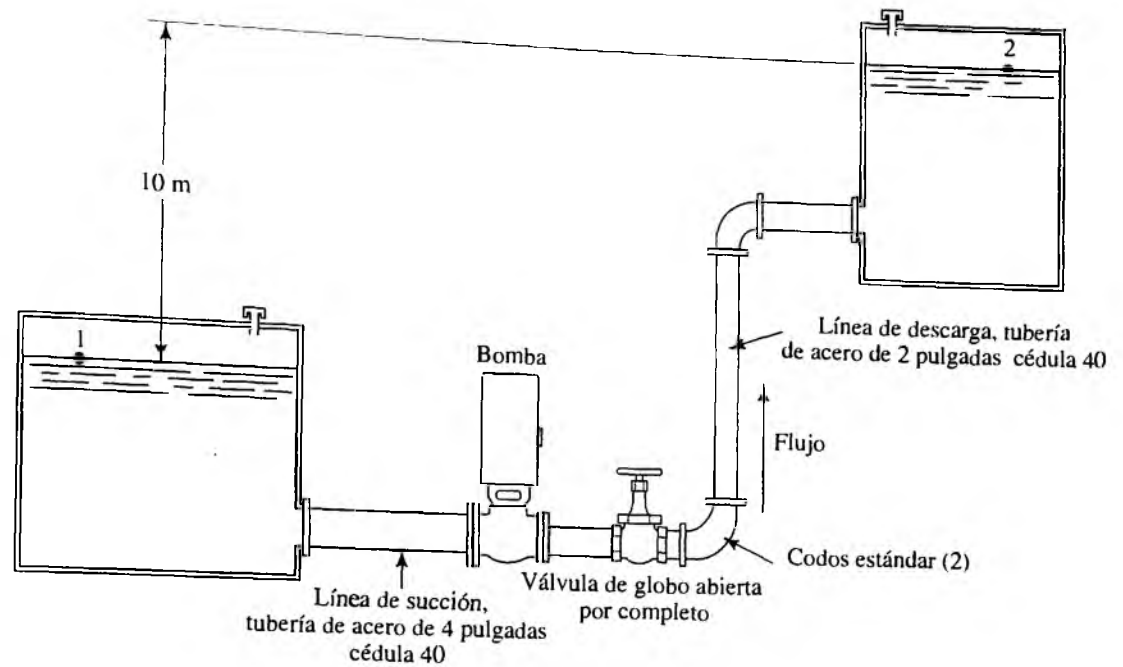
El enfoque al análisis de los sistemas de clase I es idéntico al utilizado en los capítulos anteriores, excepto que por lo general habrá varios tipos de pérdidas de energía. El problema modelo programado que sigue ilustrará la solución de un problema de clase I.

PROBLEMA MODELO PROGRAMADO

□ PROBLEMA MODELO 11.1

Calcule la potencia que suministra la bomba de la figura 11.2, si sabemos que su eficiencia es de 76%. Hay un flujo de $54.0 \text{ m}^3/\text{h}$ de alcohol metílico a 25°C . La línea de succión es una tubería de acero estándar de 4 pulgadas, cédula 40, y de 15 m de largo. La longitud total de la tubería de acero de 2 pulgadas cédula 40 que constituye la línea de descarga es de 200 m. Suponga que la entrada desde el almacenamiento 1 es a través de una entrada de bordes cuadrados, y que los codos son estándar. La válvula está abierta por completo y es de tipo globo.

FIGURA 11.2 Sistema para el problema modelo 11.1.



La solución comienza con la escritura de la ecuación de la energía del sistema.

Se utilizan las superficies de los depósitos como puntos de referencia, y se tiene

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

Como $p_1 = p_2 = 0$, y v_1 y v_2 son aproximadamente igual a cero, la ecuación se simplifica y queda así:

$$z_1 + h_A - h_L = z_2$$

Debido a que el objetivo del problema es calcular la potencia que se suministra a la bomba, ahora se resuelve para la carga total, h_A .

La carga total es

$$h_A = z_2 - z_1 + h_L$$

Hay seis componentes de la pérdida total de energía. Haga una lista y escriba la fórmula para evaluar cada una de ellas.

La lista debe incluir lo siguiente. El subíndice s denota la línea de succión y d indica la línea de descarga:

$$\begin{aligned} h_1 &= K(v_s^2/2g) && \text{(pérdida en la entrada)} \\ h_2 &= f_s(L/D)(v_s^2/2g) && \text{(pérdida por fricción en la línea de succión)} \\ h_3 &= f_{dV}(L_e/D)(v_d^2/2g) && \text{(válvula)} \\ h_4 &= f_{dC}(L_e/D)(v_d^2/2g) && \text{(dos codos a } 90^\circ\text{)} \\ h_5 &= f_d(L/D)(v_d^2/2g) && \text{(pérdida por fricción en la línea de descarga)} \\ h_6 &= 1.0(v_d^2/2g) && \text{(pérdida en la salida)} \end{aligned}$$

Debido a que se requiere la carga de velocidad en las líneas de succión o descarga para cada pérdida de energía, ahora calculamos estos valores.

Debió obtener $v_s^2/2g = 0.17$ m y $v_d^2/2g = 2.44$ m, como sigue:

$$Q = \frac{54.0 \text{ m}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.015 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{0.015 \text{ m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{8.213 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 1.83 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_s^2}{2g} = \frac{(1.83)^2}{2(9.81)} \text{ m} = 0.17 \text{ m}$$

$$v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{0.015 \text{ m}^3}{\text{s}} \times \frac{1}{2.168 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 6.92 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_d^2}{2g} = \frac{(6.92)^2}{2(9.81)} \text{ m} = 2.44 \text{ m}$$

Para determinar las pérdidas de energía por fricción en las líneas de succión y descarga, y las pérdidas menores en esta última, se necesitan 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 acoplamientos. Ahora, encuentre dichos valores.

Para el alcohol metílico a 25 °C, $\rho = 789 \text{ kg/m}^3$ y $\eta = 5.60 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Después, en la línea de succión, tenemos

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{(1.83)(0.1023)(789)}{5.60 \times 10^{-4}} = 2.64 \times 10^5$$

Como el flujo es turbulento, el valor de f_s debe evaluarse a partir del diagrama de Moody, en la figura 8.6. Para tubo de acero, $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$. Se escribe

$$D/\epsilon = 0.1023/(4.6 \times 10^{-5}) = 2224$$

$$N_R = 2.64 \times 10^5$$

Por tanto, $f_s = 0.018$.

En la línea de descarga, tenemos

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{(6.92)(0.0525)(789)}{5.60 \times 10^{-4}} = 5.12 \times 10^5$$

Este flujo también es turbulento. Al evaluar el factor de fricción f_d , queda

$$D/\epsilon = 0.0525/(4.6 \times 10^{-5}) = 1141$$

$$N_R = 5.12 \times 10^5$$

$$f_d = 0.020$$

De la tabla 10.5 se encuentra que $f_{tr} = 0.019$ para la tubería de descarga de 2 pulgadas en la zona de turbulencia completa.

Ahora, hay que regresar a los cálculos de pérdida de energía y evaluar h_1 , la pérdida en la entrada, en $\text{N}\cdot\text{m}/\text{N}$ o m.

El resultado es $h_1 = 0.09$ m. Para una entrada de bordes cuadradas, $K = 0.5$ y

$$h_1 = 0.5(v_s^2/2g) = (0.5)(0.17 \text{ m}) = 0.09 \text{ m}$$

Ahora se calcula h_2 , la pérdida por fricción en la línea de succión.

El resultado es $h_2 = 0.45$ m.

$$h_2 = f_s \times \frac{L}{D} \times \frac{v_s^2}{2g} = f_s \left(\frac{15}{0.1023} \right) (0.17) \text{ m}$$

$$h_2 = (0.018) \left(\frac{15}{0.1023} \right) (0.17) \text{ m} = 0.45 \text{ m}$$

Luego, se calcula h_3 , la pérdida de energía en la válvula de la línea de descarga.

De los datos del capítulo 10, la razón de longitud equivalente L_e/D para una válvula de globo abierta por completo es 340. El factor de fricción es $f_{dT} = 0.019$. Entonces, tenemos

$$h_3 = f_{dT} \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (0.019)(340)(2.44) \text{ m} = 15.76 \text{ m}$$

Ahora se calcula h_4 , la pérdida de energía en los dos codos a 90° .

Para codos estándar a 90° , $L_e/D = 30$. El valor de f_{dT} es 0.019, el mismo que se empleó en el panel anterior. Por tanto, tenemos

$$h_4 = 2f_{dT} \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (2)(0.019)(30)(2.44) \text{ m} = 2.78 \text{ m}$$

Ahora se calcula h_5 , la pérdida por fricción en la línea de descarga.

La pérdida por fricción en la línea de descarga es

$$h_5 = f_d \times \frac{L}{D} \times \frac{v_d^2}{2g} = (0.020) \left(\frac{200}{0.0525} \right) (2.44) \text{ m} = 185.9 \text{ m}$$

Sigue el cálculo de h_6 , la pérdida en la salida.

La pérdida en la salida es

$$h_6 = 1.0(v_d^2/2g) = 2.44 \text{ m}$$

Con esto terminamos el cálculo de las pérdidas individuales de energía. Ahora es posible determinar la pérdida total h_L .

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6$$

$$h_L = (0.09 + 0.45 + 15.76 + 2.78 + 185.9 + 2.44) \text{ m}$$

$$h_L = 207.4 \text{ m}$$

De la ecuación de la energía, la expresión para la carga total sobre la bomba es

$$h_A = z_2 - z_1 + h_L$$

Entonces, tenemos

$$h_A = 10 \text{ m} + 207.4 \text{ m} = 217.4 \text{ m}$$

Ahora se calcula la potencia suministrada a la bomba, P_A .

$$\text{Potencia} = \frac{h_A \gamma Q}{e_M} = \frac{(217.4 \text{ m})(7.74 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^3)(0.015 \text{ m}^3/\text{s})}{0.76}$$

$$P_A = 33.2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{s} = 33.2 \text{ kW}$$

Con esto concluimos el problema modelo programado.

Principios generales del diseño de sistemas de tubería

Aunque los requerimientos específicos de un sistema dado imponen algunas de las características de un sistema de tubería, los lineamientos siguientes ayudan a diseñar sistemas con eficiencia razonable.

1. Recuerde que, de acuerdo con lo que se estudió en el capítulo 7, la potencia que la bomba de un sistema requiere se calcula por medio de

$$P_A = h_A \gamma Q$$

donde h_A es la carga total sobre la bomba. Las pérdidas de energía contribuyen mucho a esta carga total, lo que hace deseable minimizarlas.

2. Debe ponerse atención particular a la presión en la entrada de una bomba; hay que hacerla tan elevada como sea práctico. Debe verificarse el diseño final de la línea de succión, con el fin de asegurar que no haya *cavitación* en el puerto de succión de la bomba, por medio del cálculo de la *carga de succión positiva neta (NPSH)*, como se estudiará detenidamente en el capítulo 13.
3. Deben seleccionarse los componentes del sistema para minimizar las pérdidas de energía, al mismo tiempo que se mantiene un tamaño físico y costo razonables de los componentes.
4. La selección de los tamaños de tubería debe hacerse de acuerdo con las recomendaciones dadas en la sección 6.5 del capítulo 6, tomando en cuenta el tipo de sistema que se diseña. Debe emplearse la figura 6.2 para determinar los tamaños aproximados de las líneas de succión y descarga de sistemas comunes de transferencia de fluidos. Para tuberías muy largas o cuando haya que minimizar las pérdidas de energía, hay que especificar tamaños grandes.
5. Si los tamaños de tubería seleccionados difieren de las conexiones de succión y descarga de la bomba, basta utilizar reducciones o expansiones graduales de pérdida baja, como se dijo en el capítulo 10. Para muchos tipos de tubería están disponibles comercialmente componentes estándar.
6. La longitud de las líneas de succión debe ser tan corta como sea práctico.
7. Se recomienda emplear válvulas de control y apagado de pérdida baja, como las de tipo compuerta o mariposa, a menos que el diseño del sistema requiera otras que estrangulen el flujo. En ese caso, pueden especificarse válvulas de globo.
8. Frecuentemente es deseable colocar una válvula de cierre en cualquier lado de la bomba, con el fin de permitir que ésta se repare o retire.

Crítica del sistema de la figura 11.2, analizado en el problema modelo 11.1

La solución de problemas como el anterior dan al diseñador del sistema de circulación de fluido vasta información útil, con la cual puede evaluar el diseño propuesto y tomar

decisiones racionales para mejorarlo. Aquí aplicamos los principios presentados en el sistema que se analizó en el problema modelo 11.1. El objetivo es proponer varias formas para rediseñar el sistema, con el fin de reducir bastante la potencia que requiere la bomba y ajustar el diseño de la línea de succión. Veamos algunas observaciones:

1. La longitud de la línea de succión entre el primer depósito o almacenamiento y la bomba (15 m) parece ser larga en exceso. Se recomienda que la bomba se traslade más cerca del depósito, de modo que la línea de succión sea tan corta como sea práctico.
2. Es deseable colocar una válvula en la línea de succión antes de la entrada a la bomba, para permitir que ésta se retire o reciba mantenimiento sin drenar el depósito. Debe emplearse una válvula de compuerta, de modo que la pérdida de energía sea pequeña durante la operación normal con la válvula abierta por completo.
3. Para determinar un tamaño apropiado para la línea de succión, consulte la sección 6.5 y la figura 6.2. Para un flujo volumétrico de $54.0 \text{ m}^3/\text{s}$, se sugiere una tubería de $3\frac{1}{2}$ pulgadas, aproximadamente. La de 4 pulgadas que se utilizó en el problema modelo 11.1 es aceptable, y la velocidad de 1.83 m/s en la línea de succión produce una carga de velocidad muy baja de 0.17 m , con la correspondiente pérdida pequeña por fricción.
4. La pérdida de energía en la línea de descarga de 200 m de largo es muy elevada, debido sobre todo a la velocidad alta del flujo en la tubería de 2 pulgadas, 6.92 m/s . La figura 6.2 sugiere un tamaño para la línea de descarga de $2\frac{1}{2}$ pulgadas aproximadamente. Sin embargo, debido a la longitud extensa, se especificará una tubería de acero de 3 pulgadas 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 de 2 pulgadas, esto constituye una *reducción de casi cinco veces*. La pérdida de energía se reducirá en forma aproximadamente proporcional.
5. La válvula de globo en la línea de descarga debe reemplazarse por un tipo con menos resistencia. La razón de longitud equivalente, L_e/D , de 340, está entre la más alta de cualquier tipo de válvula. Una válvula de compuerta abierta por completo tiene una $L_e/D = 8$, ¡reducida más de 42 veces!

Resumen de cambios en el diseño

Se proponen los cambios siguientes:

1. Disminuir la longitud de la línea de succión, de 15 m a 1.5 m . Si se supone que los dos depósitos deben permanecer en la misma posición, los 13.5 m adicionales de longitud se agregarán a la línea de descarga, lo que hace una longitud total de 213.5 m .
2. En la línea de succión hay que colocar una válvula de compuerta abierta por completo.
3. Incrementar el tamaño de la línea de descarga, de 2 a 3 pulgadas cédula 40. Entonces, $v_d = 3.15 \text{ m/s}$, y la carga de velocidad es de 0.504 m .
4. Reemplazar la válvula de globo en la línea de descarga por otra de compuerta abierta por completo.

Realizar todos estos cambios reduciría la energía que debe agregar la bomba, de 217.4 m a 37.9 m . La potencia suministrada a la bomba disminuiría de 33.2 kW a 5.8 kW , ¡una reducción de casi un factor de 6!

El procedimiento de solución para problemas de tuberías en serie de la clase I es directo, en el sentido de que el sistema está definido por completo y el análisis conduce a la solución final sin ninguna iteración o estimación de valores. Pero es un procedimiento laborioso que requiere bastantes cálculos. Si fueran a diseñarse varios sistemas o si el diseñador quisiera probar algunas modificaciones de un diseño dado, se requeriría mucho tiempo.

El empleo de una hoja de cálculo mejora el procedimiento, ya que efectúa la mayor parte de los cálculos una vez que el operador introduce los datos básicos.

La figura 11.3 muestra un enfoque de hoja de cálculo. Está diseñado para modelar un sistema similar al que se ilustra en la figura 11.2, donde una bomba impulsa fluido desde cierta fuente y lo lleva a un punto de destino. Los datos mostrados proceden del problema modelo 11.1, donde el objetivo consistía en calcular la potencia requerida para mover la bomba. Compare los valores de la hoja de cálculo con los que se encontraron en el problema modelo. Las diferencias pequeñas se deben sobre todo al redondeo y al

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		SISTEMAS EN SERIE DE CLASE I	
Objetivo: potencia de bomba		Puntos de referencia para la ecuación de la energía:	
Problema modelo 11.1		Punto 1: Superficie del depósito inferior	
Figura 11.2		Punto 2: Superficie del depósito superior	
Datos del sistema:		Unidades del SI	
Flujo volumétrico: $Q = 0.015 \text{ m}^3/\text{s}$		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 está en la tubería: indicar $v1$ "B20" o $v2$ "E20"	
Velocidad en el punto 1 = 0 m/s →		Carga de velocidad en el punto 1 = 0 m	
Velocidad en el punto 2 = 0 m/s →		Carga de velocidad en el punto 2 = 0 m	
Propiedades del fluido:		Tal vez se necesite calcular $\nu = \eta/\rho$	
Peso específico = 7.74 kN/m ³		Viscosidad cinemática = 7.10E-07 m ² /s	
Tubería 1:		Tubería 2:	
Diámetro: $D = 0.1023 \text{ m}$		Diámetro: $D = 0.0525 \text{ m}$	
Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.60\text{E-}05 \text{ m}$		Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.60\text{E-}05 \text{ m}$ [Vea la tabla 8.2]	
Longitud: $L = 15 \text{ m}$		Longitud: $L = 200 \text{ m}$	
Área: $A = 8.22\text{E-}03 \text{ m}^2$		Área: $A = 2.16\text{E-}03 \text{ m}^2$ [$A = \pi D^2/4$]	
$D/\epsilon = 2224$		$D/\epsilon = 1141$ Rugosidad relativa	
$L/D = 147$		$L/D = 3810$	
Velocidad del flujo = 1.82 m/s		Velocidad del flujo = 6.93 m/s [$v = Q/A$]	
Carga de velocidad = 0.170 m		Carga de velocidad = 2.447 m [$v^2/2g$]	
Número de Reynolds = 2.63E+05		Número de Reynolds = 5.13E+05 [$N_R = vD/\nu$]	
Factor de fricción: $f = 0.0182$		Factor de fricción: $f = 0.0198$ Emplee la ec. 8-7	
Pérdidas de energía en la tubería 1: Qty.			
Tubería: $K_1 = f(L/D) = 2.67$		1	Pérdida de energía $h_{L1} = 0.453 \text{ m}$ Fricción
Pérdida en la entrada: $K_2 = 0.50$		1	Pérdida de energía $h_{L2} = 0.085 \text{ m}$
Elemento 3: $K_3 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L3} = 0.000 \text{ m}$
Elemento 4: $K_4 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L4} = 0.000 \text{ m}$
Elemento 5: $K_5 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L5} = 0.000 \text{ m}$
Elemento 6: $K_6 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L6} = 0.000 \text{ m}$
Elemento 7: $K_7 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L7} = 0.000 \text{ m}$
Elemento 8: $K_8 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L8} = 0.000 \text{ m}$
Pérdidas de energía en la tubería 2: Qty.			
Tubería: $K_1 = f(L/D) = 75.35$		1	Pérdida de energía $h_{L1} = 184.40 \text{ m}$ Fricción
Válvula de globo: $K_2 = 6.46$		1	Pérdida de energía $h_{L2} = 15.81 \text{ m}$
2 codos estándar: $K_3 = 0.57$		2	Pérdida de energía $h_{L3} = 2.79 \text{ m}$
Pérdida en la salida: $K_4 = 1.00$		1	Pérdida de energía $h_{L4} = 2.45 \text{ m}$
Elemento 5: $K_5 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L5} = 0.00 \text{ m}$
Elemento 6: $K_6 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L6} = 0.00 \text{ m}$
Elemento 7: $K_7 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L7} = 0.00 \text{ m}$
Elemento 8: $K_8 = 0.00$		1	Pérdida de energía $h_{L8} = 0.00 \text{ m}$
Resultados:		Pérdida total de energía $h_{L\text{tot}} = 205.98 \text{ m}$	
		Carga total sobre la bomba: $h_A = 216.0 \text{ m}$	
		Potencia agregada al fluido: $P_A = 25.08 \text{ kW}$	
		Eficiencia de la bomba = 76.00 %	
		Potencia de entrada a la bomba: $h_{L\text{tot}} = 32.99 \text{ kW}$	

FIGURA 11.3 Hoja de cálculo para sistemas de tubería en serie de clase I. Datos del problema modelo 11.1.

hecho de que los factores de fricción los determina la hoja de cálculo, mientras que en el problema modelo se obtuvieron en forma visual del diagrama de Moody.

Sin embargo, la hoja de cálculo es algo más versátil. A continuación explicamos sus características.

CARACTERÍSTICAS DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA DETERMINAR LA POTENCIA REQUERIDA POR UNA BOMBA EN UN SISTEMA DE TUBERÍA EN SERIE DE CLASE I (VERSIÓN EN UNIDADES DEL SI)

1. Deben introducirse los datos en las celdas pertinentes, que se identifican por las áreas sombreadas.
2. En la parte superior izquierda de la hoja se introduce la información para identificar el sistema.
3. En la parte superior derecha se introduce la descripción de los dos puntos de referencia por emplear en la ecuación de la energía.
4. Después se introducen los datos del sistema. En primer lugar, el flujo volumétrico Q , en m^3/s . Luego, las presiones y elevaciones en ambos puntos de referencia. En el problema modelo, las presiones son iguales a cero, porque ambos puntos de referencia son la superficie libre de los depósitos. La elevación de referencia se toma como la de la superficie del depósito 1. Por tanto, la elevación del punto 1 es de 0.0 m y la del punto 2 es de 10.0 m.
5. Se estudian con cuidado los datos de velocidad requeridos. En el problema modelo, la velocidad en ambos puntos de referencia es igual a cero, porque éstos se encuentran en la superficie libre y tranquila de los depósitos. Los valores de cero se introdujeron en forma manual. Pero si uno cualquiera o ambos puntos de referencia se encontraran en una tubería y no en la superficie de un depósito, se necesitarían las velocidades reales en el conducto. La instrucción que se lee en el lado derecho de la hoja de cálculo pide que se elabore una celda de referencia para las velocidades. La celda de referencia "B20" se refiere a aquella donde la velocidad del flujo en la tubería 1 se calcula abajo. La referencia "E20" es para la celda en que se calcula la velocidad del flujo para la tubería 2. Una vez que se hayan introducido los datos apropiados para los tubos, en las celdas de datos del sistema aparecerán los valores de la velocidad correcta y la carga de velocidad.
6. A continuación se introducen los datos de propiedades del fluido. Para calcular el número de Reynolds y la potencia requerida por la bomba se necesitan el peso específico γ y la viscosidad cinemática ν . Observe que debe calcularse la viscosidad cinemática con $\nu = \eta/\rho$, si al principio sólo se conociera la viscosidad dinámica η y la densidad del fluido ρ .
7. Ahora se introducen los datos de la tubería. Se toman provisiones para sistemas con dos tamaños diferentes de tubería, tales como los del problema modelo. Es común que sistemas de bombeo tengan una línea de toma grande y otra chica para la descarga. Para cada una de ellas debe introducirse en las áreas sombreadas el diámetro del flujo, la rugosidad de la pared y la longitud total de tubería recta. Con ello, el sistema calcula los valores en las áreas que no están sombreadas. Observe que se calculan los factores de fricción por medio de la ecuación de Swamee-Jain, que es la ecuación (8-7) del capítulo 8.
8. A continuación, se calculan las pérdidas de energía en la hoja de cálculo. Estas pérdidas se calculan con el empleo del factor de resistencia K , apropiado para cada elemento. El valor de K para la fricción en el tubo se obtiene en forma automática. Para las pérdidas menores se tendrán que obtener valores a partir de tablas o calcularlos como se describe a continuación. Se introducen éstos en las áreas sombreadas y se hace una breve descripción de cada elemento. Se deja espacio para ocho pérdidas en cada uno de los dos tubos. Los valores para celdas no usadas deben ser capturados como cero. De los capítulos 8 y 10 hay que recordar lo siguiente:
 - Para la fricción en el tubo, $K = f(L/D)$, donde f es el factor de fricción, L es la longitud de tubería recta y D es el diámetro de flujo de la tubería. Se obtuvo estos valores en la sección de datos de la tubería, por lo que la hoja de cálculo obtiene este valor en forma automática.

- Para las pérdidas menores debido a los cambios en el tamaño de la trayectoria del flujo, consulte los valores de K en las secciones 10.4 a 10.9. Es esencial que introduzca estos valores para la tubería apropiada. Debe cerciorarse de la velocidad que se va a imprimir como referente para el tipo dado de pérdida menor. Los factores K para expansiones y contracciones se basan en la carga de velocidad en la tubería más pequeña.
 - Para pérdidas menores debido a las válvulas, acoplamientos y vueltas, $K = f_T (L_e/D)$, donde f_T es el factor de fricción en la zona de turbulencia completa, para el tamaño y tipo de tubería a la que está conectado el elemento. La fuente de tales datos para tuberías de acero es la tabla 10.5. Para otras clases de ductos o tubería debe emplearse el método presentado en la sección 10.10. La rugosidad relativa D/ϵ se emplea para encontrar el valor de f en la zona de turbulencia completa, a partir del diagrama de Moody. Los valores de la relación de longitud equivalente L_e/D se encuentran en la tabla 10.4 o en la figura 10.27.
9. En la parte inferior de la hoja de cálculo se determinan de manera automática los resultados. La pérdida total de energía es la suma de todas las pérdidas por fricción más las pérdidas menores en ambas tuberías.
 10. La carga total sobre la bomba h_A se encuentra al despejarla de la ecuación general de la energía así:

$$h_A = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L$$

La hoja de cálculo efectúa las operaciones necesarias por medio de los datos de las celdas apropiadas, en la parte superior.

11. La potencia que se agrega al fluido se obtiene por medio de la ecuación

$$P_A = h_A \gamma Q$$

12. La eficiencia de la bomba e_M debe introducirse como porcentaje.
13. La potencia de entrada a la bomba se calcula por medio de

$$P_I = P_A / e_M$$

Otros tipos de problemas de tuberías en serie de clase I se analizan de manera similar con el ajuste de este formato. Deben crearse hojas distintas para sistemas diferentes de unidades porque en esta versión se emplean ciertas constantes específicas en cuanto a unidades, tales como $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

Por ejemplo, si el objetivo del problema fuera calcular la presión en un punto particular aguas arriba del punto A, cuando se conoce la presión aguas abajo de un punto de referencia B, se despejaría de la ecuación de la energía la presión aguas arriba así:

$$p_A = p_B + \gamma \left[(z_B - z_A) + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + h_L \right]$$

Debe configurarse la hoja de cálculo para evaluar estos términos como el resultado final. Observe que se supone que no hay bomba o motor de fluido en el sistema.

11.5 SISTEMAS DE CLASE II

Un sistema de tubería en serie de clase II es aquel para el que se desea conocer el flujo volumétrico de fluido que un sistema dado podría conducir. El sistema está descrito por completo en términos de sus elevaciones, tamaños de tubería, válvulas y acoplamientos, y la caída de presión permisible en puntos clave del sistema.

Usted sabe que la caída de presión se relaciona en forma directa con la pérdida de energía en el sistema, y que es común que las pérdidas de energía sean proporcionales a la carga de velocidad del fluido conforme circula por aquél. Debido a que la carga de velocidad es $v^2/2g$, las pérdidas de energía son proporcionales al cuadrado de la velocidad. La tarea del diseñador consiste en determinar qué tan elevada puede ser la velocidad para satisfacer el requerimiento de una caída limitada de la presión.

Se sugieren tres enfoques diferentes para diseñar sistemas de clase II. Varían en cuanto a complejidad y grado de precisión del resultado final. La lista siguiente proporciona el tipo de sistema para el que se emplea cada método y un panorama breve de cada uno de ellos. En los problemas modelo 11.2 a 11.4 se da más detalles de cada método.

Método II-A

Este es un proceso de solución directa que se usa para sistemas en serie en los que se consideran sólo las pérdidas por fricción en la tubería, y emplea una ecuación que se basa en el trabajo de Swamee y Jain (referencia 13), que incluye el cálculo directo del factor de fricción. Consulte el problema modelo 11.2.

Método II-B

Este método agrega pasos al anterior, y se emplea para sistemas en serie en los que hay pérdidas menores (en accesorios) relativamente pequeñas con pérdidas más o menos grandes por fricción en la tubería. Al principio, se ignoran las pérdidas menores y se utiliza la misma ecuación del método II-A para estimar la velocidad permisible y el flujo volumétrico. Después, se decide acerca de un flujo volumétrico modesto por ser bajo, se introduce las pérdidas menores y se analiza el sistema como si fuera de clase I, para determinar el rendimiento final con el flujo especificado. Si el rendimiento es satisfactorio, el problema habrá concluido. Si no lo es, se intenta con diferentes flujos volumétricos hasta obtener resultados satisfactorios. Consulte la hoja de cálculo del problema modelo 11.3. Este método requiere algunas prácticas de ensayo y error, pero el proceso avanza con rapidez una vez que se introduce los datos en la hoja de cálculo.

Método II-C

Este método se emplea para un sistema en serie donde las pérdidas menores son significativas, en comparación con las provocadas por la fricción en la tubería, para la cual hay un alto grado de precisión en el análisis, es el que más tiempo consume. Requiere el análisis algebraico del comportamiento de todo el sistema y la expresión de la velocidad de flujo en términos del factor de fricción en la tubería. Se desconocen estas dos cantidades debido a que el factor de fricción también depende de la velocidad (el número de Reynolds). Para realizar el análisis se utiliza un proceso iterativo. La *iteración* consiste en un método controlado de "ensayo y error", en el que cada paso lleva a una estimación más exacta de la velocidad que limita el flujo, para que se satisfaga la restricción de la caída de presión. Es común que el proceso converja en dos a cuatro iteraciones. Vea el problema modelo 11.4.

PROBLEMA MODELO 11.2

Una tubería de acero de 6 pulgadas cédula 40, en posición horizontal, debe conducir aceite lubricante con una caída máxima de presión de 60 kPa por cada 100 m de tubería. El aceite tiene una gravedad específica de 0.88 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa·s. Determine el flujo volumétrico máximo permisible de aceite.

Solución

La figura 11.4 muestra el sistema. Se trata de un problema de tubería en serie de clase II, debido a que se desconoce el flujo volumétrico y, por tanto, también la velocidad de flujo. En este caso se emplea el método II-A porque en el sistema sólo existen pérdidas por fricción en el tubo.

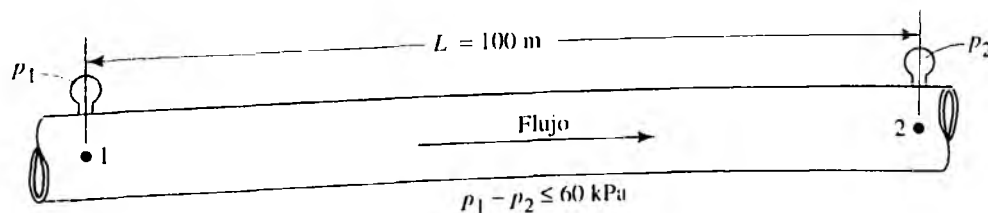


FIGURA 11.4 Puntos de referencia en la tubería del problema modelo 11.2.

Paso 1 Escribir la ecuación de la energía para el sistema.

Paso 2 Resolver para la pérdida de energía limitante, h_L .

Paso 3 Determinar los siguientes valores del sistema:

Diámetro de flujo del tubo, D

Rugosidad relativa D/ϵ

Longitud del tubo L

Viscosidad cinemática del fluido ν ; podría ser necesario utilizar la ecuación $\nu = \eta/\rho$

Paso 4 Emplear la siguiente ecuación para calcular el flujo volumétrico limitante, con la comprobación de que se expresa todos los datos en unidades coherentes del sistema dado:

$$Q = -2.22 D^2 \sqrt{\frac{g D h_L}{L}} \log \left(\frac{1}{3.7 D / \epsilon} + \frac{1.784 \nu}{D \sqrt{g D h_L / L}} \right) \quad (11-3)$$

Resultados Empleamos los puntos 1 y 2 mostrados en la figura 11.3 para escribir la ecuación de la energía:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Cancelamos algunos términos debido a que $z_1 = z_2$ y $v_1 = v_2$. Así, la ecuación se transforma en

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

Después, resolvemos en forma algebraica 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 del tubo, $D = 0.1541 \text{ m}$ [apéndice F].

Rugosidad de la pared del tubo, $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ [tabla 9.1].

Rugosidad relativa, $D/\epsilon = (0.1541 \text{ m})/(4.6 \times 10^{-5} \text{ m}) = 3350$.

Longitud del tubo, $L = 100 \text{ m}$.

Viscosidad cinemática del fluido; se emplea.

$$\rho = (0.88)(1000 \text{ kg/m}^3) = 880 \text{ kg/m}^3$$

Por tanto,

$$\nu = \eta/\rho = (9.5 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s})/(880 \text{ kg/m}^3) = 1.08 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Sustituimos estos valores en la ecuación (11-3); hay que asegurarse de que todos los datos se encuentran en unidades coherentes del SI, 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 Así, si la tasa de flujo volumétrico del aceite que circula por este tubo no es mayor que $0.057 \text{ m}^3/\text{s}$, la caída de presión en una longitud de 100 m no excederá 60 kPa.

Solución de problemas de tuberías en serie de clase II, con hoja de cálculo para el método II-A

La figura 11.5 muestra una hoja de cálculo sencilla para facilitar los cálculos que se requieren para el método II-A. Sus características son las siguientes.

1. El encabezado identifica la naturaleza de la hoja de cálculo y permite que se capturen el número u otra descripción del problema 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 permisible de presión Δp , se puede asignar el valor de la presión en un punto y después calcularla en el segundo, por medio de $p_2 = p_1 + \Delta p$.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		SISTEMAS EN SERIE DE CLASE II	
Objetivo: flujo volumétrico		Método II-A: no hay pérdidas menores	
Problema modelo 11.2 Figura 11.4		Se utiliza la ecuación (11-3) para encontrar el máximo flujo volumétrico 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 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: Podría necesitarse calcular $\nu = \eta/\rho$			
Peso específico = 8.63 kN/m ³		Viscosidad cinemática 1.08E-05 m ² /s	
Datos de la tubería:		Resultados: valores máximos	
Diámetro: $D = 0.1541$ m		Flujo volumétrico: $Q = 0.0569$ m ³ /s	
Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.60E-05$ m		Velocidad: $v = 3.05$ m/s	
Longitud: $L = 100$ m			
Área: $A = 0.01865$ m ²			
$D/\epsilon = 3350$			

FIGURA 11.5 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de clase II, con el método II-A.

3. En la hoja de cálculo, la pérdida de energía se calcula con la ecuación

$$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma + z_1 - z_2$$

Ésta se encuentra a partir de la ecuación de la energía, al observar que las velocidades son iguales en los dos puntos de referencia.

4. Se introducen las propiedades del fluido, peso específico y viscosidad cinemática.
5. Se capturan los datos de la tubería, diámetro de flujo, rugosidad y longitud.
6. La hoja de cálculo efectúa los cálculos restantes del área y rugosidad relativa, necesarios para aplicar la ecuación (11-3).
7. Luego se calculan los resultados por medio de la ecuación (11-3), y en la parte inferior derecha de la hoja de cálculo se presentan el máximo flujo volumétrico y la velocidad correspondiente. Estos valores se comparan sobre los obtenidos en el problema modelo 11.2.

Solución de problemas de tuberías en serie de clase II, con hoja de cálculo para el método II-B

Para resolver con el método II-B, se emplea la hoja de cálculo nueva de la figura 11.6, que es una extensión de la del método II-A. En realidad, la primera parte de la hoja es idéntica a la de la figura 11.5, donde se determinó el máximo flujo volumétrico permisible para una tubería recta sin que se calcularan las pérdidas menores. Después, en la parte inferior de la hoja de cálculo se supone un menor flujo volumétrico que incluya el efecto de las pérdidas menores. Es obvio que con pérdidas menores sumadas a las provocadas por la fricción, según el método II-A, resultará un flujo volumétrico per-

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		SISTEMAS EN SERIE DE CLASE II	
Objetivo: flujo volumétrico		Método II-A: no hay pérdidas menores	
Problema modelo 11.3 Figura 11.7		Se utiliza la ecuación (11-3) para encontrar el máximo flujo volumétrico 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 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: Podría necesitarse calcular $\nu = \eta/\rho$			
Peso específico = 8.63 kN/m ³		Viscosidad cinemática = 1.08E-05 m ² /s	
Datos de la tubería: tubería de acero de 6 pulg cédula 40			
Diámetro: $D = 0.1541$ m		Resultados: valores máximos Flujo volumétrico: $Q = 0.0569$ m ³ /s Velocidad: $v = 3.05$ m/s	
Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.60E-05$ m			
Longitud: $L = 100$ m			
Área: $A = 0.01865$ m ²			
$D/\epsilon = 3350$			
SISTEMAS EN SERIE DE CLASE II		Flujo volumétrico: $Q = 0.0538$ m ³ /s	
Método II-B: Utilizar los resultados del método II-A; incluir las pérdidas menores; después se calcula la presión en el punto 2.		Dado: Presión $p_1 = 120$ kPa Presión $p_2 = 60.18$ kPa NOTA: Debe ser > 60 kPa	
Datos adicionales de la tubería:		Ajustar la estimación de Q hasta que p_2 sea mayor que la presión que se desea.	
$L/D = 649$		Velocidad en el punto 1 = 2.88 m/s → si la velocidad es en la tubería:	
Velocidad de flujo = 2.88 m/s		Velocidad en el punto 2 = 2.88 m/s → Introduzca "B24"	
Carga de velocidad = 0.424 m		Carga de vel. en el punto 1 = 0.424 m	
No. de Reynolds = 4.12E+04		Carga de vel. en el punto 2 = 0.424 m	
Factor de fricción: $f = 0.0228$			
Pérdidas de energía en la tubería 1: Qty			
Tubería: $K_1 = f(L/D) = 14.76$		1 Pérdida de energía $h_{L1} = 6.26$ Fricción	
2 codos estándar: $K_2 = 0.45$		2 Pérdida de energía $h_{L2} = 0.38$	
Válvula de mariposa: $K_3 = 0.68$		1 Pérdida de energía $h_{L3} = 0.29$	
Elemento 4: $K_4 = 0.00$		1 Pérdida de energía $h_{L4} = 0.00$	
Elemento 5: $K_5 = 0.00$		1 Pérdida de energía $h_{L5} = 0.00$	
Elemento 6: $K_6 = 0.00$		1 Pérdida de energía $h_{L6} = 0.00$	
Elemento 7: $K_7 = 0.00$		1 Pérdida de energía $h_{L7} = 0.00$	
Elemento 8: $K_8 = 0.00$		1 Pérdida de energía $h_{L8} = 0.00$	
Pérdida total de energía $h_{Ltot} = 6.93$ m			

FIGURA 11.6 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de clase II, con el método II-B.

misible más bajo. El método consiste en un proceso de dos etapas, de modo inherente y podría requerirse más de un intento en la segunda de ellas.

Para ilustrar el empleo del método creamos el problema modelo nuevo que sigue. Tomamos los mismos datos básicos de problema modelo 11.2 y agregamos pérdidas menores provocadas por dos codos estándar y una válvula de mariposa abierta por completo.

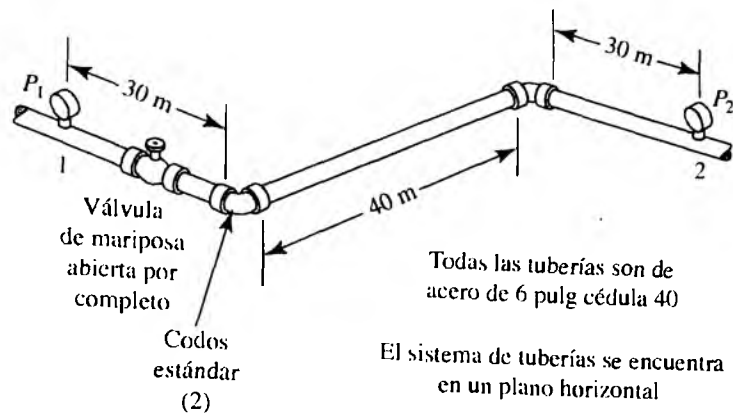
PROBLEMA MODELO 11.3

Un aceite lubricante debe circular por el sistema de tuberías que se ilustra en la figura 11.7, con una caída máxima de presión de 60 kPa entre los puntos 1 y 2. El aceite tiene una gravedad específica de 0.88 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa·s. Determine el flujo volumétrico máximo permisible del aceite.

Solución

El sistema es similar al del problema modelo 11.2. Hay 100 m de tubería de acero de 6 pulg cédula 40, en un plano horizontal. Pero la adición de la válvula y los dos codos proporcionan una pérdida moderada de energía,

FIGURA 11.7 Sistema de tuberías del problema modelo 11.3.



Al principio ignoramos las pérdidas menores y empleamos la ecuación (11-3) para obtener una estimación burda del flujo volumétrico permisible. Esto se lleva a cabo en la parte superior de la hoja de cálculo de la figura 11.6, y es idéntica a la solución que se muestra en la figura 11.5 para el problema modelo 11.2. Este es el punto de inicio del método II-B.

A continuación se describen las características de la parte inferior de la figura 11.6.

1. En la parte superior derecha se introduce una estimación revisada del flujo volumétrico permisible Q , justo debajo del cálculo de la estimación inicial. La estimación revisada debe ser más pequeña que la inicial.
2. Después, la hoja de cálculo obtiene los "datos adicionales del tubo", con el empleo de los datos conocidos de éste, ubicados en la parte superior de la hoja de cálculo, y con el nuevo valor estimado de Q .
3. Observe que las velocidades en los puntos de referencia 1 y 2 deben introducirse en la parte derecha media de la hoja de cálculo. Si están en el tubo, como es el caso en este problema, entonces puede introducirse la celda de referencia "=B24", porque es donde se calcula la velocidad en la tubería. Otros problemas podrían tener los puntos de referencia en cualquier sitio, por ejemplo en la superficie de un depósito, donde la velocidad es igual a cero. Después, debe introducirse el valor apropiado en el área sombreada.
4. Ahora se agregan los datos de las pérdidas menores en la sección llamada "pérdidas de energía en el tubo 1". Se calcula en forma automática el factor K para la pérdida por fricción en la tubería, a partir de los datos conocidos. Hay que determinar los valores para los otros dos factores K e introducirlos en el área sombreada en forma similar a como se hizo en la hoja de cálculo para los sistemas de la clase I. En este problema, ambos dependen del valor de f_T para la tubería de 6 pulgadas. Dicho valor es de 0.015, según 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. Después, la hoja de cálculo determina la pérdida total de energía y emplea dicho valor para calcular la presión en el punto de referencia 2. La ecuación se obtiene de la ecuación de la energía,

$$p_2 = p_1 + \gamma[z_1 - z_2 + v_1^2/2g - v_2^2/2g - h_L]$$

6. El valor calculado para p_2 debe ser mayor que el valor deseado según se introdujo en la parte superior de la hoja de cálculo. Este valor se coloca cerca del flujo volumétrico supuesto, para que el usuario tenga una orientación visual acerca de la aceptabilidad de la estimación actual para el flujo volumétrico limitante. Así, es posible aplicar con rapidez ajustes en el valor de Q hasta que la presión tenga un valor aceptable.

Resultado

La hoja de cálculo de la figura 11.6 muestra que un flujo volumétrico de $0.0538 \text{ m}^3/\text{s}$ a través del sistema de la figura 11.7, dará como resultado una presión de 60.18 kPa en el punto 2, ligeramente superior al valor mínimo aceptable. ■

Método II-C: Enfoque iterativo para resolver problemas de tuberías en serie de clase II

El método II-C se presenta aquí como un proceso iterativo manual. Se utiliza para sistemas de clase II donde las pérdidas menores juegan un papel principal en la determinación del que puede ser el máximo flujo volumétrico cuando existe una caída de presión limitante en el sistema, para una cantidad especificada. Igual que en todos los sistemas de clase II, excepto aquellos para los que la única pérdida significativa es la fricción en la tubería, hay más incógnitas de las que es posible resolver en forma directa. El proceso de iteración se utiliza para guiar las selecciones necesarias hasta llegar a un diseño o análisis satisfactorio.

Pero en un sistema de clase II se desconoce el factor de fricción y la velocidad de flujo; y como depende uno del otro, no es posible obtener en forma directa una solución.

La iteración avanzará con más eficiencia si el problema se plantea para facilitar el ciclo final de estimar una incógnita, el factor de fricción, y para calcular un valor aproximado de la otra incógnita principal, la velocidad de flujo en el sistema. El procedimiento brinda un medio de comprobar la exactitud del valor que se intenta para f y también indica el nuevo valor del intento si se requiriera un ciclo adicional. Esto es lo que diferencia a la iteración del proceso de ensayo y error, donde no existen lineamientos discretos para realizar los ensayos subsecuentes.

En el problema modelo 11.4 se ilustra el proceso de iteración completo. Se emplea el siguiente procedimiento paso a paso.

PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN PARA SISTEMAS DE CLASE II CON UNA TUBERÍA

1. Escribir la ecuación de la energía para el sistema.
2. Evaluar las cantidades conocidas, tales como las cargas de presión y de elevación.
3. Expresar las pérdidas de energía en términos de la velocidad desconocida v y el factor de fricción f .
4. Despejar la velocidad en términos de f .
5. Expresar el número de Reynolds en términos de la velocidad.
6. Calcular la rugosidad relativa D/ϵ .
7. Seleccionar un valor para el intento de f , con base en la incógnita D/ϵ , y un número de Reynolds en el rango de turbulencia.
8. Calcular la velocidad por medio de la ecuación del paso 4.
9. Determinar el número de Reynolds con la ecuación del paso 5.
10. Evaluar el factor de fricción f para el número de Reynolds obtenido en el paso 9 y el valor conocido de D/ϵ , con el diagrama de Moody de la figura 8.6.
11. Si el valor nuevo de f es diferente del valor que se empleó en el paso 8, se repiten los pasos 8 a 11, con el empleo del valor nuevo de f .
12. Si no hay cambio significativo de f al valor supuesto, entonces la velocidad que se halló en el paso 8 es la correcta.

PROBLEMA MODELO PROGRAMADO

PROBLEMA MODELO 11.4

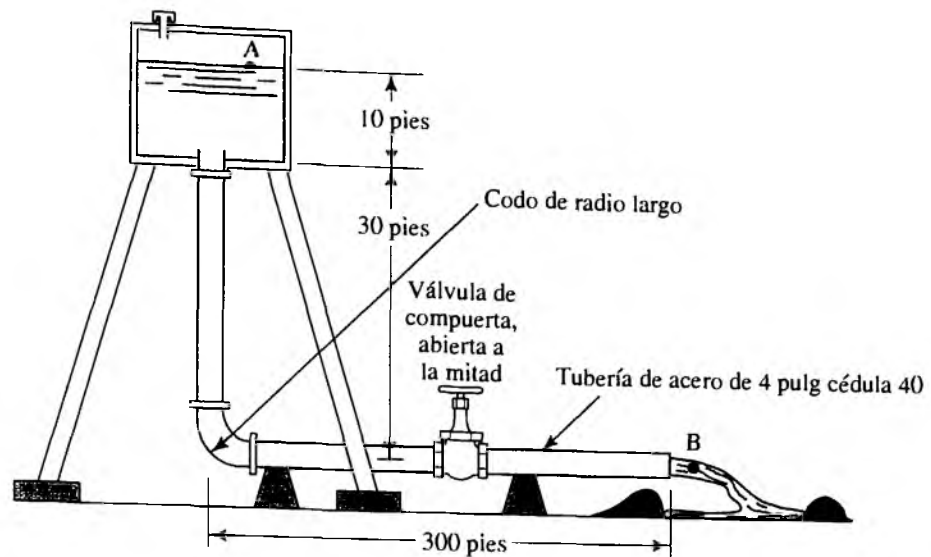
Desde un depósito elevado se abastece de agua a un canal de regadío, como se muestra en la figura 11.8. Calcule el flujo volumétrico del agua en el canal, si ésta tiene 80 °F.

Comience con el paso 1 del procedimiento de solución, que consiste en escribir la ecuación de la energía. Utilice A y B como los puntos de referencia y simplifique la ecuación tanto como sea posible.

Compare esto con la solución que dio:

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_f = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

FIGURA 11.8 Sistema de tubería para el problema modelo 11.4.



Como $p_A = p_B = 0$, y v_A es aproximadamente igual a cero, entonces

$$z_A - h_L = z_B + (v_B^2/2g)$$

$$z_A - z_B = (v_B^2/2g) + h_L \quad (11-4)$$

Observe que la corriente de agua en el punto B tiene la misma velocidad que la del interior de la tubería.

Se sabe que la diferencia de elevación, $z_A - z_B$ es de 40 pies. Sin embargo, las pérdidas de energía que constituyen h_L dependen todas de la velocidad desconocida v_B . Así, se requiere iterar. Ahora, realice el paso 3 del procedimiento de solución.

Existen cuatro componentes de la pérdida de energía total h_L :

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$$

donde

$$h_1 = 1.0(v_B^2/2g) \quad (\text{pérdida en la entrada})$$

$$h_2 = f(L/D)(v_B^2/2g) \quad (\text{pérdida por fricción en la tubería})$$

$$= f(330/0.3355)(v_B^2/2g)$$

$$= 985f(v_B^2/2g)$$

$$h_3 = f_T(L_e/D)(v_B^2/2g) \quad (\text{codo de radio largo})$$

$$= 20f_T(v_B^2/2g)$$

$$h_4 = f_T(L_e/D)(v_B^2/2g) \quad (\text{válvula de compuerta abierta a la mitad})$$

$$= 160f_T(v_B^2/2g)$$

De la tabla 10.5, encontramos que para una tubería de acero de 4 pulg. $f_T = 0.017$. Entonces, tenemos

$$h_L = (1.0 + 985f + 20f_T + 160f_T)(v_B^2/2g)$$

$$= (4.06 + 985f)(v_B^2/2g) \quad (11-5)$$

Ahora, sustituya esta expresión para h_L en la ecuación (11-4) y despeje v_B en términos de f .

Debería tener

$$v_B = \sqrt{2580/(5.06 + 985f)}$$

Ahora,

$$\begin{aligned} z_A - z_B &= (v_B^2/2g) + h_L \\ 40 \text{ pies} &= (v_B^2/2g) + (4.06 + 985f)(v_B^2/2g) \\ &= (5.06 + 985f)(v_B^2/2g) \end{aligned}$$

Al despejar v_B , queda

$$v_B = \sqrt{\frac{2g(40)}{5.06 + 985f}} = \sqrt{\frac{2580}{5.06 + 985f}} \quad (11-6)$$

La ecuación (11-6) representa la conclusión del paso 4 del procedimiento. Ahora, realice los pasos 5 y 6.

$$N_R = \frac{v_B D}{\nu} = \frac{v_B(0.3355)}{9.15 \times 10^{-6}} = (0.366 \times 10^5)v_B \quad (11-7)$$

$$D/\epsilon = (0.3355/1.5 \times 10^{-4}) = 2235$$

El paso 7 es el comienzo del proceso de iteración. ¿Cuál es el rango posible de valores del factor de fricción para este sistema?

Debido a que $D/\epsilon = 2235$, el valor más bajo posible de f es 0.0155 para números de Reynolds muy altos, y el más alto posible es de 0.039 para un número de Reynolds igual a 4000. El valor inicial para el intento debe estar en este rango. Emplee $f = 0.020$, y concluya los pasos 8 y 9.

Con las ecuaciones (11-6) y (11-7) encontramos los valores de la velocidad y el número de Reynolds:

$$v_B = \sqrt{\frac{2580}{5.06 + (985)(0.02)}} = \sqrt{104} = 10.2 \text{ pies/s}$$

$$N_R = (0.366 \times 10^5)(10.2) = 3.73 \times 10^5$$

Ahora lleve a cabo el paso 10.

Debe obtener $f = 0.0175$. Como éste es diferente del valor de f para el intento inicial, debe repetir los pasos 8 a 11.

Con $f = 0.0175$, obtenemos

$$v_B = \sqrt{\frac{2580}{5.06 + (985)(0.0175)}} = \sqrt{116} = 10.8 \text{ pies/s}$$

$$N_R = (0.366 \times 10^5)(10.8) = 3.94 \times 10^5$$

El valor nuevo de f es de 0.0175, que no sufrió cambios, y el valor calculado para v_B es correcto. Por tanto, tenemos

$$v_B = 10.8 \text{ pies/s}$$

$$Q = A_B v_B = (0.0884 \text{ pies}^2)(10.8 \text{ pies/s}) = 0.955 \text{ pies}^3/\text{s}$$

Con esto concluimos el problema modelo programado.

11.6 SISTEMAS DE CLASE III

Un sistema de tuberías en serie de clase III es aquel para el que se desea conocer el tamaño de la tubería que conduciría cierto flujo volumétrico de un fluido dado, con una caída de presión especificada como máxima debido a las pérdidas de energía.

Con objeto de planear un enfoque de diseño de sistemas de clase III, es posible utilizar una lógica similar a la que se analizó para los sistemas de tuberías en serie de clase II. Se sabe que la caída de presión se relaciona directamente con la pérdida de energía en el sistema, y que es común que las pérdidas de energía sean proporcionales a la carga de velocidad del fluido, conforme se mueve a través de aquél. Como la carga de velocidad es $v^2/2g$, las pérdidas de energía son proporcionales al cuadrado de la velocidad. A su vez, la velocidad es inversamente proporcional al área de flujo que se obtiene con

$$A = \pi D^2/4$$

Por tanto, la pérdida de energía es inversamente proporcional al diámetro del flujo *elevado a la cuarta potencia*. El tamaño de la tubería es un factor principal en relación con la energía que se pierde en un sistema de tubería. La tarea del diseñador consiste en determinar qué tan pequeña puede ser la tubería y aún así alcanzar el objetivo de que haya una caída de presión limitada. Usted no querrá utilizar una tubería grande hasta lo irrazonable porque su costo aumenta con el tamaño. Sin embargo, si el tamaño de la tubería fuera demasiado pequeña, la energía que se desperdiciara por las pérdidas excesivas generaría un costo de operación elevado durante la vida útil del sistema. Debe considerarse el costo total durante el ciclo de vida.

Se sugiere seguir dos enfoques distintos para el diseño de sistemas de clase III.

Método III-A

Este enfoque simplificado sólo toma en cuenta la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería. Se supone que los puntos de referencia para la ecuación de la energía están en la tubería que va a diseñarse y a una distancia preestablecida. Entre ellos puede haber una diferencia de elevación. Sin embargo, debido a que el diámetro del flujo es el mismo en los dos puntos de referencia, no hay diferencia en las velocidades o cargas de velocidad. Puede escribirse la ecuación de la energía y despejar 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, tenemos

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2$$

Este valor, junto con los otros datos del sistema, se introduce en la ecuación de diseño siguiente. (Consulte las referencias 12 y 13):

$$D = 0.66 \left[\epsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04} \quad (11-8)$$

El resultado es el diámetro más pequeño de flujo que puede usarse en una tubería, con el fin de limitar la caída de presión al valor que se desea. Lo normal es que se especifique una tubería estándar u otra que tenga un diámetro interno tan grande como dicho valor limitante.

PROBLEMA MODELO 11.5

Calcule el tamaño que se requiere de una tubería nueva y limpia cédula 40 que conducirá $0.50 \text{ pie}^3/\text{s}$ de agua a 60°F , y restrinja la caída de presión a 2.00 psi en una longitud de 100 pies de tubería horizontal.

Solución

Primero se calcula la pérdida de energía limitante. Observe que la diferencia de elevación es igual a cero. Se escribe lo siguiente

$$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma + (z_1 - z_2) = (2.00 \text{ lb/pulg}^2)(144 \text{ pulg}^2/\text{pies}^2)/(62.4 \text{ lb/pies}^3) + 0 = 4.62 \text{ pies}$$

Se necesitan los datos siguientes para la ecuación (11-8):

$$Q = 0.50 \text{ pies}^3/\text{s} \quad L = 100 \text{ pies} \quad g = 32.2 \text{ pies}/\text{s}^2$$

$$h_L = 4.62 \text{ pies} \quad \epsilon = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pies} \quad \nu = 1.21 \times 10^{-5} \text{ pies}^2/\text{s}$$

Ahora introducimos estos datos en la ecuación (11-8):

$$D = 0.66 \left[(1.5 \times 10^{-4})^{1.25} \left[\frac{(100)(0.50)^2}{(32.2)(4.62)} \right]^{4.75} + (1.21 \times 10^{-5})(0.50)^{9.4} \left[\frac{100}{(32.2)(4.62)} \right]^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.309 \text{ pies}$$

El resultado muestra que la tubería debe tener más de $D = 0.309$ pies. El tamaño de tubería estándar siguiente más grande es de acero de 4 pulgadas cédula 40, con diámetro interior de $D = 0.3355$ pies.

Solución de problemas de tuberías en serie de clase III, con hoja de cálculo para el método III-A

Es obvio que la ecuación (11-8) es difícil de evaluar, y es muy fácil cometer un error de cálculo. El uso de una hoja electrónica para realizar el cálculo ayuda a resolver este problema.

La figura 11.9 muestra un ejemplo de una hoja de cálculo como la que se menciona. Sus características son las siguientes.

- En el lado izquierdo se identifica el problema y se hace una lista de los datos disponibles. Cuando se proporciona la caída de presión permisible Δp , como en el problema modelo 11.5, se especifica un valor arbitrario para la presión en el punto 2 y después se determina que ésta sea la siguiente:

$$p_2 = p_1 + \Delta p$$

- Observe que la hoja de cálculo determina la pérdida de energía permisible h_L , con el método que se muestra en el problema modelo 11.5.
- En el lado superior derecho de la hoja se introduce los datos de las propiedades del fluido.
- Los resultados intermedios se reportan sólo como referencia. Representan factores de la ecuación (11-8) y pueden emplearse para resolver la ecuación a mano, como comprobación del procedimiento de cálculo. Si usted preparara la hoja de cálculo, debiera verificar con cuidado la forma de la ecuación para resolver la ecuación (11-8), porque la programación es compleja. Separarla en partes simplifica el resultado final.

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE DE CLASE III	
Objetivo: diámetro mínimo de tubería		Método III-A: Utilizar la ecuación (11-8) para calcular el tamaño mínimo de tubería de una longitud conocida, que conducirá un flujo volumétrico de fluido con caída de presión limitada (sin pérdidas menores)	
Problema modelo 11.5			
Datos del sistema:	Unidades del SI	Propiedades del fluido:	
Presión en el punto 1 =	102 psig	Peso específico = 62.4 lb/pies ³	
Presión en el punto 2 =	100 psig	Viscosidad cinemática = 1.21E-05 pies ² /s	
Elevación en el punto 1 =	0 pie	Resultados intermedios de la ecuación (11-8)	
Elevación en el punto 2 =	0 pie	L/gh _L = 0.672878	
Pérdida permisible de energía: h _L =	4.62 pies	Argumento entre corchetes: 5.77E-09	
Flujo volumétrico: Q =	0.5 pies ³ /s	Diámetro mínimo final	
Longitud de tubería: L =	100 pies	Diámetro mínimo: D = 0.3090 pies	
Rug. de la pared de la tubería: ε =	1.50E-04 pie		

FIGURA 11.9 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de clase III, con el método III-A.

- El diámetro mínimo final es resultado del cálculo de la ecuación (11-8) y representa el tamaño mínimo aceptable de la tubería para conducir el flujo volumétrico dado, con la caída limitante establecida de presión.

Método III-B

Si se consideran pérdidas menores, se utiliza una extensión modesta del método III-A. El tamaño estándar de tubería seleccionada como resultado del método III-A normalmente es algo mayor que el diámetro mínimo permisible. Por tanto, es probable que pérdidas modestas adicionales de energía, debido a unas cuantas pérdidas menores, no produzcan una caída total de presión más grande que lo permitido. Es probable que el tamaño seleccionado de tubería siga siendo aceptable.

Después de hacer una especificación tentativa del tamaño de tubería, se agregan las pérdidas menores al análisis y se examina la presión resultante en el extremo del sistema, para garantizar que se encuentre dentro de los límites deseados. Si no fuera así, es casi seguro que un ajuste sencillo al tamaño inmediato mayor de tubería produzca un diseño aceptable. Implantar este procedimiento en una hoja electrónica hace que los cálculos sean rápidos.

La figura 11.10 muestra una hoja de cálculo que implanta esta filosofía de diseño. En realidad es una combinación de las dos hojas descritas en este capítulo. La parte su-

MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA		SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE DE CLASE III	
Objetivo: diámetro mínimo de tubería		Método III-A: Utilizar la ecuación (11-8) para calcular el tamaño mínimo de tubería de una longitud conocida, que conducirá un flujo volumétrico de fluido con caída de presión limitada (sin pérdidas menores)	
Problema modelo 11.6			
Datos del sistema:	Unidades del SI	Propiedades del fluido:	
Presión en el punto 1 =	102 psig	Peso específico = 62.4 lb/pies ³	
Presión en el punto 2 =	100 psig	Viscosidad cinemática = 1.21E-05 pies ² /s	
Elevación en el punto 1 =	0 pie	Resultados intermedios de la ecuación (11-8)	
Elevación en el punto 2 =	0 pie	L/gh _L = 0.672878	
Pérdida permisible de energía: h _L =	4.62 pies	Argumento entre corchetes: 5.77E-09	
Flujo volumétrico: Q =	0.5 pies ³ /s	Diámetro mínimo final	
Longitud de tubería: L =	100 pies	Diámetro mínimo: D = 0.3090 pies	
Rug. de la pared de la tubería: ε =	1.50E-04 pies		
SISTEMAS EN SERIE DE CLASE III		Diámetro especificado de la tubería: Q = 0.3355 pies	
Método III-B: Utilizar los resultados del método III-A; especificar el diámetro real; incluir las pérdidas menores; después se calcula la presión en el punto 2.		Tubería de acero de 4 pulgadas cédula 40	
Datos adicionales de la tubería:		Si la velocidad es en el tubo, introduzca "B23" para el valor	
Flow area: A =	649	Velocidad en el punto 1 = 5.66 pies/s	
Rugosidad relativa: D/ε =	2.88 m/s	Velocidad en el punto 2 = 5.66 pies/s	
L/D =	298	Carga de vel. en el punto 1 = 0.497 pies	
Velocidad del flujo =	0.424 m	Carga de vel. en el punto 2 = 0.497 pies	
Carga de velocidad =	0.497 pies	Resultados:	
No. de Reynolds =	1.57E+05	Presión dada en el punto 1 = 102 psig	
Factor de fricción: f =	0.0191	Presión que se desea en el punto 2 = 100 psig	
		Presión real en el punto 2 = 100.46 psig	
		(Compare la presión real con la que se desea en el punto 2)	
Pérdidas de energía en la tubería 1:		Pérdida de energía h _{L1} = 2.83 pies	
Fricción en la tubería: K ₁ = f(L/D) = 5.70	1	Pérdida de energía h _{L2} = 0.34 pies	
2 codos de radio largo: K ₂ = 0.34	2	Pérdida de energía h _{L3} = 0.38 pies	
Válvula de mariposa: K ₃ = 0.77	1	Pérdida de energía h _{L4} = 0.00 pies	
Elemento 4: K ₄ = 0.00	1	Pérdida de energía h _{L5} = 0.00 pies	
Elemento 5: K ₅ = 0.00	1	Pérdida de energía h _{L6} = 0.00 pies	
Elemento 6: K ₆ = 0.00	1	Pérdida de energía h _{L7} = 0.00 pies	
Elemento 7: K ₇ = 0.00	1	Pérdida de energía h _{L8} = 0.00 pies	
Elemento 8: K ₈ = 0.00	1	Pérdida total de energía h _{Ltot} = 3.55 pies	

FIGURA 11.10 Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de clase III, con el método III-B.

terior es idéntica a la figura 11.9, que se empleó para resolver el problema modelo 11.5 con el método III-A. De ahí se obtuvo una estimación del tamaño de tubería que conduciría la cantidad de fluido que se desea sin pérdidas menores.

La parte inferior de la hoja de cálculo utiliza una técnica similar a la de la figura 11.3 para resolver problemas de tuberías en serie de clase I. Se simplifica para incluir sólo un tamaño de tubería. Su objetivo es calcular la presión en el punto 2 en un sistema, cuando se da la presión en el punto 1. Se incluyen pérdidas menores.

El procedimiento siguiente ilustra el uso de esta hoja de cálculo.

Hoja de cálculo para resolver problemas de tuberías en serie de clase III, con pérdidas menores y el método III-B

- Al principio, hay que ignorar las pérdidas menores y usar la parte superior de la hoja de cálculo, para estimar el tamaño de tubería que se requiere para conducir el flujo dado con menos de la caída permisible de presión. Esto es idéntico al método III-A, descrito en el problema modelo precedente.
- Introducir el siguiente tamaño estándar de tubería, en la celda denominada "diámetro especificado de la tubería: D ", en la parte superior derecha de la hoja de cálculo inferior.
- La hoja calcula en forma automática los valores bajo el encabezado *Datos adicionales de la tubería*.
- Las velocidades listadas en la columna de la derecha por lo general ocurren en la tubería que se analiza y por ello es común que sean iguales. La referencia que se hace de la celda **B23** introducirá de modo automático la velocidad calculada a partir de los datos del tubo. Sin embargo, si el sistema que se analiza tiene un punto de referencia fuera del tubo, debe introducirse la velocidad real. Después, se calculan las cargas de velocidad en los puntos de referencia.
- El encabezado de la sección *Pérdidas de energía en la tubería* requiere que el usuario introduzca los factores de resistencia K para cada pérdida menor, como se hizo en los procedimientos de solución anteriores con hojas de cálculo. El factor K para la pérdida por fricción en la tubería se calcula de manera automática a partir de los datos de éste.
- En la sección *Resultados* se lista la presión dada en el punto 1 y la que se desea en el punto 2, tomadas de los datos iniciales en la parte superior de la hoja de cálculo. La *Presión real en el punto 2* se calcula con una ecuación que se obtiene de la ecuación de la energía

$$p_2 = p_1 - \gamma(z_1 - z_2 + v_1^2/2g - v_2^2/2g - h_L)$$

- Como diseñador del sistema, debe comparar la presión real en el punto 2 con la presión que se planteó como deseable.
- Si la presión real es mayor que la deseada, el resultado es satisfactorio y el tamaño de tubería especificado es aceptable.
- Si la presión real es menor que la deseada, sólo hay que tomar el tamaño estándar inmediato mayor de tubería y repetir los cálculos con la hoja. Este paso es casi inmediato, porque todos los cálculos son automáticos una vez que se introduce el nuevo diámetro de flujo de la tubería.
- A menos que haya muchas pérdidas menores, dicho tamaño de tubería debería ser aceptable. Si no lo es, hay que continuar para especificar tuberías más grandes hasta que se llegue a una solución satisfactoria. También hay que examinar la magnitud de las pérdidas de energía que contribuyen a las pérdidas menores. Tal vez sea posible emplear un tamaño más pequeño de tubería si se cambia a válvulas y acoplamientos más eficientes, cuyo diseño implique pérdidas menores.

El problema modelo que sigue ilustra el uso de esta hoja de cálculo.

PROBLEMA MODELO 11.6

Amplíe la situación descrita en el problema modelo 11.5 agregando una válvula de mariposa abierta por completo y dos codos de radio largo a la tubería recta de 100 pies. ¿La tubería de acero del tamaño seleccionado de 4 pulg cédula 40 limitará la caída de presión a 2.00 psi con las pérdidas menores agregadas?

Solución

Para simular la caída de presión deseada de 2.00 psi, hacemos que la presión en el punto 1 sea de 102 psig. Después, examinamos el valor resultante de la presión en el punto 2 para ver si es mayor o igual que 100 psig.

Se muestran los cálculos en la hoja de la figura 11.10. Para cada pérdida menor se calcula un factor de resistencia K , según se definió en los capítulos 8 y 10. Para la pérdida por fricción en la tubería,

$$K_1 = f(L/D)$$

y con la hoja de calculo se obtiene el factor de fricción f , por medio de la ecuación (8-7). Para los codos y la válvula de mariposa, se aplica el método del capítulo 10. Se indica

$$K = f_T(L_e/D)$$

En las tablas 10.4 y 10.5 se encuentran los valores de (L_e/D) y f_T , respectivamente.

Resultado

El resultado muestra que la presión en el punto 2, en el extremo del sistema, es de 100.46 psig. Así, el diseño es satisfactorio. Observe que la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería es de 2.83 pies y que la pérdida total de energía es de 3.55 pies. Las pérdidas provocadas por los codos y la válvula son, en verdad, menores. ■

11.7 DISEÑO DE TUBERÍAS PARA LA INTEGRIDAD ESTRUCTURAL

Deben diseñarse los sistemas de tubería y sus apoyos para que tengan resistencia e integridad estructural, además de cumplir con los requerimientos de flujo, caída de presión y potencia de bombeo. Deben tomarse en cuenta las tensiones creadas, por los motivos siguientes:

- Presión interna.
- Fuerzas estáticas debido 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 que generan la actividad sísmica, los cambios de temperatura, procedimientos de instalación y otras condiciones específicas de la aplicación.

Para estas consideraciones, los estándares los desarrolla la American Society of Mechanical Engineers (ASME), la American Water Works Association (AWWA), la National Fire Protection Association (NFPA) y otras sociedades profesionales más. Al respecto, consulte las referencias 1, 2, 11, 14 y 15, así como los sitios 1, 4, 5, 9 y 10 de Internet.

En las referencias 3 y 6 a 11, y en los diversos sitios de Internet mencionados al final del capítulo, se estudian otros detalles y consideraciones prácticas del diseño de sistemas de tubería.

La evaluación de la integridad estructural debe considerar los esfuerzos en la tubería provocados por la presión interna, las cargas estáticas debido al peso de la tubería y su contenido, cargas por viento, procesos de instalación, expansión y contracción térmicas, transiciones hidráulicas tales como el golpe de ariete que ocasiona la acción rápida de una válvula, la degradación a largo plazo de la tubería por corrosión y erosión, ciclo de presiones, cargas externas y reacciones ante las conexiones con otros equipos, cargas de impacto, rendimiento mecánico en respuesta a eventos sísmicos, la vibración inducida por el flujo y la ocasionada por otras estructuras o equipo.

La selección cuidadosa de los materiales de la tubería debe atender las temperaturas de operación, ductilidad, dureza, resistencia al impacto, resistencia a la radiación ultravioleta del sol, compatibilidad con el movimiento del fluido, condiciones atmosféricas alrededor de la instalación, revestimiento con pintura u otra protección contra la corrosión, aislamiento, fabricación de las conexiones de la tubería e instalación de válvulas, acoplamientos, medidores de presión y dispositivos de medición del flujo.

Es común que el tamaño nominal del ducto o tubo se determine a partir de las consideraciones de flujo descritas en este capítulo. La clase de presión (función del espesor de pared) se basa en cálculos que consideran la presión interna, esfuerzos permisibles del material de la tubería a la temperatura de operación, espesor real de la pared de la tubería, tolerancias de éste, método de fabricación del conducto, tolerancia a la corrosión a largo plazo y factor de corrección del espesor de pared. Tomamos las ecuaciones siguientes de la referencia 1, la que aconsejamos consultar para conocer detalles y datos pertinentes. La referencia 14 contiene análisis sobre el empleo de dichas ecuaciones, así como problemas modelo. Estas ecuaciones se basan en el análisis clásico de esfuerzos tangenciales (cortantes) para cilindros de pared delgada.

Cálculo básico del espesor de pared:

$$t = \frac{pD}{2(SE + pY)} \quad (11-9)$$

donde

t = Espesor básico de pared (pulg o mm)

p = Presión de diseño [psig o Pa(manométrica)]

D = Diámetro exterior de la tubería (pulg o mm)

S = Esfuerzo permisible en tensión (psi o MPa)

E = Factor de calidad junta longitudinal

Y = Factor de corrección con base en el tipo de material y temperatura

Debe ponerse mucha atención y cuidado en la consistencia de las unidades.

En la referencia 1 se hace una lista de valores para los esfuerzos permisibles de una variedad de metales a temperaturas que van de 100 °F a 1500 °F (38 °C a 816 °C). Por ejemplo, para tubería de acero al carbón (ASTM A106), $S = 20.0$ ksi (138 MPa) para temperaturas de hasta 400 °F (204 °C).

El valor de E depende de cómo esté hecha la tubería. Por ejemplo, para tuberías de acero sin costuras y aleación de níquel, $E = 1.00$. Para tuberías de acero soldada con resistencia eléctrica, $E = 0.85$. Para tubería soldada de aleación de níquel, $E = 0.80$.

El valor de Y es 0.40 para el acero, aleaciones de níquel y metales no ferrosos, a temperaturas de 900 °F y menores. Para temperaturas mayores llega a ser tanto como 0.70.

El espesor básico de pared se ajusta como sigue:

$$t_{\min} = t + A \quad (11-10)$$

donde A es una tolerancia a la corrosión que se basa en las propiedades químicas de la tubería con el fluido y la vida de diseño de la tubería. A veces se emplea el valor de 2 mm o 0.08 pulg.

Es común que la tubería comercial se produzca con una tolerancia de $+0/-12.5\%$ sobre el espesor de la pared. Por tanto, el espesor de pared nominal mínimo se calcula con

$$t_{\text{nom}} = t_{\min}/(1 - 0.125) = t_{\min}/0.875 = 1.143t_{\min} \quad (11-11)$$

Al combinarse las ecuaciones (11-9) a (11-11), queda

$$t_{\text{nom}} = 1.143 \left[\frac{pD}{2(SE + pY)} + A \right] \quad (11-12)$$

Esfuerzos debido a la instalación y operación de la tubería

Los esfuerzos externos sobre la tubería se combinan con los esfuerzos cortante y longitudinal creados por la presión interna del fluido. Las distancias horizontales de la tubería

entre los apoyos están sujetas a esfuerzos de flexión a tensión y a compresión, debido al peso del tubo y al fluido. Las longitudes verticales experimentan esfuerzos a tensión o a compresión, en función del modo de apoyo. Pueden generarse esfuerzos cortantes por torsión en una tubería, debido a ramales que salen de éste y que ejercen momentos de giro respecto al eje de la tubería. La mayor parte de estos esfuerzos son estáticos o varían poco durante un número moderado de ciclos. Sin embargo, el ciclo frecuente de presión o temperaturas, la vibración de máquinas o la inducida por el flujo, crean esfuerzos repetidos que ocasionan fallas por fatiga.

Deben diseñarse con cuidado los soportes del sistema de tubería, con el fin de minimizar los esfuerzos externos y obtener un equilibrio entre confinar el tubo y permitir la expansión y contracción debido a los cambios de presión y temperatura. Es común que las bombas, válvulas grandes y otros equipos críticos tengan un apoyo directo bajo su cuerpo o en sus conexiones de entrada y salida. La tubería puede apoyarse en soportes tipo columna que transmiten las cargas al piso o a elementos estructurales sólidos. Algunos de estos soportes se encuentran fijos a la tubería, mientras que otros contienen ruedas para permitir que éste se mueva durante la expansión y contracción. Los apoyos deben estar colocados a intervalos regulares, de modo que los claros sean de longitud moderada y limiten los esfuerzos por flexión y las deflexiones. Algunos diseñadores restringen la curva de deflexión a no más de 0.10 pulg (2.5 mm) entre los puntos de apoyo. Las tuberías elevadas pueden sostenerse por medio de anclajes sujetos a vigas elevadas o a la estructura del techo. Algunos anclajes incluyen resortes que permiten el movimiento de la tubería, debido a condiciones transitorias, al mismo tiempo que mantienen fuerzas casi iguales en la tubería. En ciertas instalaciones se requiere el aislamiento eléctrico de la tubería. En los sitios de Internet 7 y 8 se muestra una variedad de abrazaderas, sostenes y apoyos.

Por último, después de que la tubería se instala debe limpiarse y someterse a pruebas de presión, para lo que es común emplear la presión hidrostática a 1.5 veces la presión de diseño, aproximadamente. Las pruebas deben hacerse en forma periódica para garantizar que con el paso del tiempo no haya fugas críticas o fallas de la tubería.

REFERENCIAS

1. American Society of Mechanical Engineers. 2000. *ASME B31.3, Process Piping Code*. Nueva York: Author.
2. Becht, Charles, IV. 2002. *Process Piping: The Complete Guide to ASME B31.3*. Nueva York: ASME Press.
3. Chasis, David A. 2003. *Plastic Piping Systems*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
4. Crane Co. 2002. *Flow of Fluids through Valves, Fittings, and Pipe* (Technical Paper No. 410). Signal Hill, CA: Author.
5. Fox, Robert W., Alan T. McDonald y Philip J. Pritchard. 2003. *Introduction to Fluid Mechanics*, 6a. ed., Nueva York: McGraw-Hill.
6. Heald, C. C., Ed. 2002. *Cameron Hydraulic Data*, 19a ed. Irving, TX: Flowserve, Inc. (ediciones anteriores publicadas por Ingersoll-Dresser Pump Co., Liberty Corner, NJ.)
7. Lin, Shun Dar y C. C. Lee. 2001. *Water and Wastewater Calculations Manual*. Nueva York: McGraw-Hill.
8. Mohitpour, M., H. Golshan y A. Murray. 2003. *Pipeline Design and Construction: A Practical Approach*, 2a. ed., Nueva York: ASME Press.
9. Nayyar, Mohinder. 2003. *Piping Databook*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
10. Nayyar, Mohinder. 2003. *Piping Handbook*. Clinton, NC: Construction Trades Press.
11. Nayyar, Mohinder. 2000. *Piping Handbook*, 7a. ed., Nueva York: McGraw-Hill.
12. Streeter, Victor L., E. Benjamin Wylie, Keith W. Bedford y K. W. Bedford. 1997. *Fluid Mechanics*, 9a. ed., Nueva York: McGraw-Hill.
13. Swamee, P. K. y A. K. Jain. 1976. Explicit Equations for Pipe-flow Problems. *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: Author.
15. Frankel, Michael. 2002. *Piping Systems Handbook*, 2a. ed. Nueva York: McGraw-Hill.

SITIOS DE INTERNET

1. American Society of Mechanical Engineers www.asme.org/education/prodev/coseries/pdf/cds140verhead.pdf Panorama del proceso de diseño del sistema de tuberías de una planta, con base en el estándar 31.3 de ASME, *Process Piping Code*.
2. The Piping Tool Box www.piping-toolbox.com Sitio que contiene datos e información básica para el diseño de sistemas de tubería. Incluye datos para las dimensiones de los conductos, movimiento de los fluidos y pérdida de presión en éstos, estándares de tubería, estrategia de diseño de éstas y muchos otros temas relacionados. Todo el documento que se menciona como referencia 14 se puede leer o descargar de la página Piping Design Strategy.
3. The Piping Tool Box www.piping-toolbox.com/6_307.html Esta página proporciona una tabla de datos para pérdida de presión en tuberías de acero cédula 40, como función del flujo volumétrico y el tamaño de la tubería. Desde este sitio también es posible acceder a otros datos para sistemas de tubería.
4. National Fire Protection Association www.nfpa.org Desarrollador y editor de códigos y estándares para protección contra el fuego, inclusive la NFPA 13, *Standard for the Installation of Sprinkler Systems*. También edita otras referencias tales como *The Fire Pump Handbook*.
5. American Fire Sprinkler Association www.sprinklernet.org Fuente de publicaciones acerca del diseño de sistemas asper-

- sores, inclusive Applied Sprinkler Technology, conjunto de tres libros que cubren la distribución de los sistemas, suministros de agua, tuberías, sistemas rociadores y otros temas.
6. Piping Design Theory www.pipingdesign.com/designtheory.html Colección de vínculos de Internet que dan una variedad de información acerca del diseño de sistemas de tubería, vibración, esfuerzos y otros temas.
7. Anvil International www.anvilint.com Fabricante de acoplamientos de tubería, y soportes colgantes y apoyos de ductos. El sitio incluye una cantidad extensa de información sobre el diseño de soportes colgantes de tubos, tamaños y pesos de éstos, efectos sísmicos y consideraciones térmicas.
8. Cooper B-Line www.b-line.com Fabricante de soportes colgantes de tubos, sistemas de anclaje y apoyos de cables eléctricos.
9. eCompressedair www.ecompressedair.com/library/piping.shtml Lineamientos para el diseño e instalación de tubería en sistemas de aire comprimido para aplicaciones industriales.
10. American Water Works Association www.awwa.org Sociedad internacional científica y educativa, no lucrativa, que se dedica a la mejora de la calidad y suministro de agua potable. Es el recurso autorizado del conocimiento, información y empeño a la mejora de la calidad y abastecimiento de agua potable en América del Norte y otras zonas.

PROBLEMAS

Sistemas de la clase I

- 11.1M** Por el sistema que se ilustra en la figura 11.11 circula agua a 10°C que proviene de un almacenamiento grande, a razón de $1.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$. Calcule la presión en el punto B.

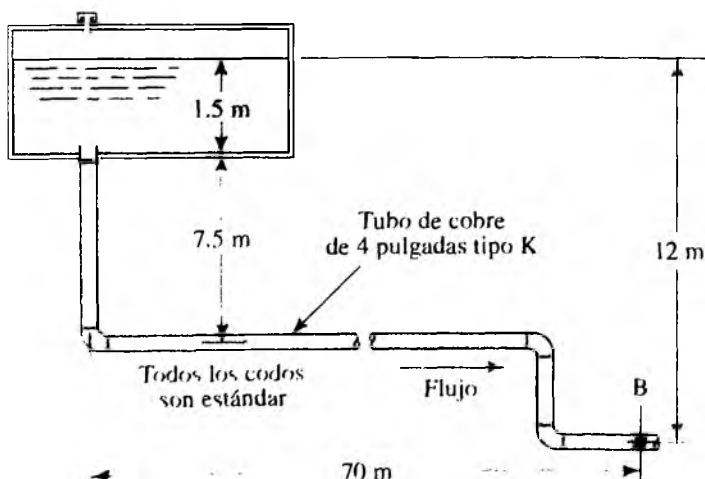


FIGURA 11.11 Problema 11.1.

- 11.2M** Por el sistema de la figura 11.12 va a forzarse la circulación de keroseno ($sg = 0.82$) a 20°C , del tanque A al depósito B, por medio del incremento de la presión sobre el keroseno que se encuentra en el tanque A, sellado. La longitud total de la tubería de acero de 2 pulgadas cédula 40 es de 38 m. El codo es estándar. Calcule la presión que se requiere en el tanque A para ocasionar un flujo volumétrico de 435 L/min.

- 11.3E** En la figura 11.13 se muestra parte de un circuito hidráulico. La presión en el punto B debe ser de 200 psig cuando el flujo volumétrico sea de 60 gal/min. El fluido hidráulico tiene una gravedad específica de 0.90 y una viscosidad dinámica de $6.0 \times 10^{-5} \text{ lb-s/pies}^2$. La longitud total de la tubería entre los puntos A y B es de 50 pies. Los codos son estándar. Calcule la presión en la salida de la bomba, en el punto A.

- 11.4E** La figura 11.14 presenta parte de un sistema hidráulico grande donde la presión en el punto B debe ser de 500 psig, en tanto que el flujo volumétrico es de 750 gal/min. El fluido es un aceite hidráulico medio para máquina herramienta. La longitud total de la tubería de 4 pulgadas es de 40 pies. Los codos son estándar. Ignore la pérdida de energía debido a la fricción en el tubo de 6 pulgadas. Calcule la presión que se requiere en el punto A si el aceite se encuentra a (a) 104°F y (b) 212°F .

FIGURA 11.12 Problema 11.2.

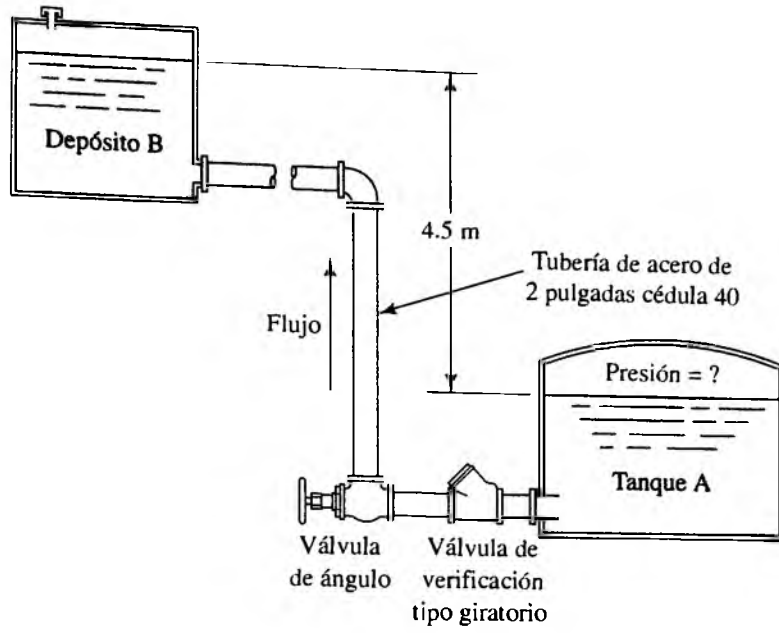


FIGURA 11.13 Problema 11.3.

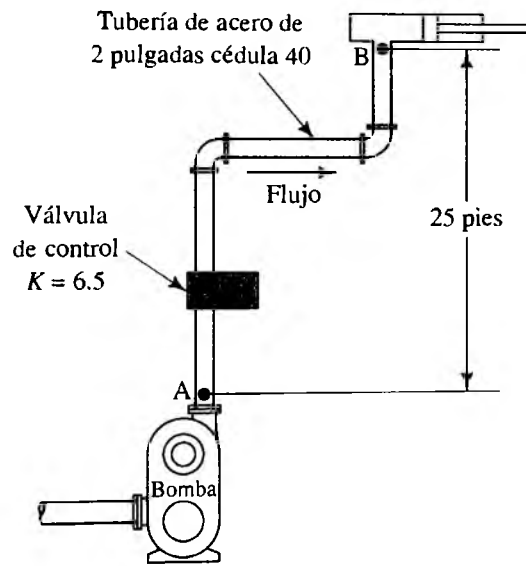
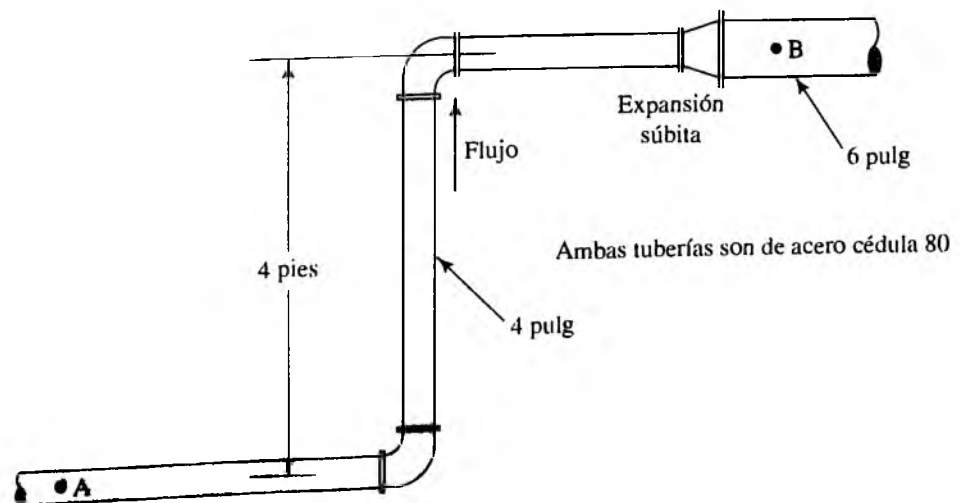


FIGURA 11.14 Problema 11.4.

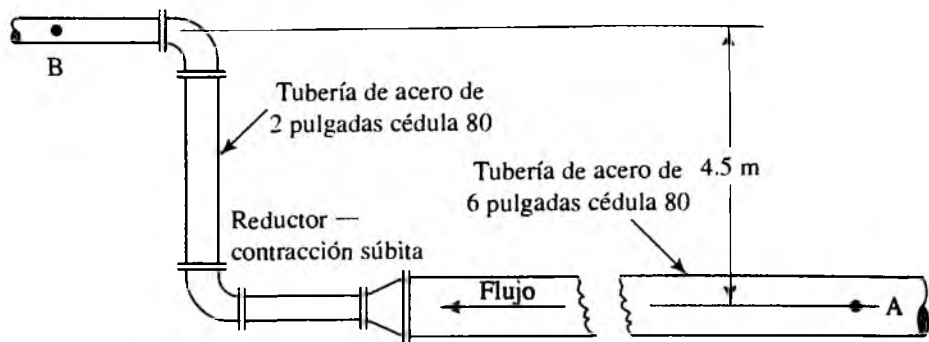


11.5M En el sistema de la figura 11.15 fluye aceite a razón de $0.015 \text{ m}^3/\text{s}$. Los datos del sistema son:

- Peso específico del aceite = 8.80 kN/m^3 .
- Viscosidad cinemática del aceite = $2.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.
- Longitud de la tubería de 6 pulgadas = 180 m .
- Longitud de la tubería de 2 pulgadas = 8 m .
- Los codos son del tipo de radio largo.
- Presión en B = 12.5 MPa .

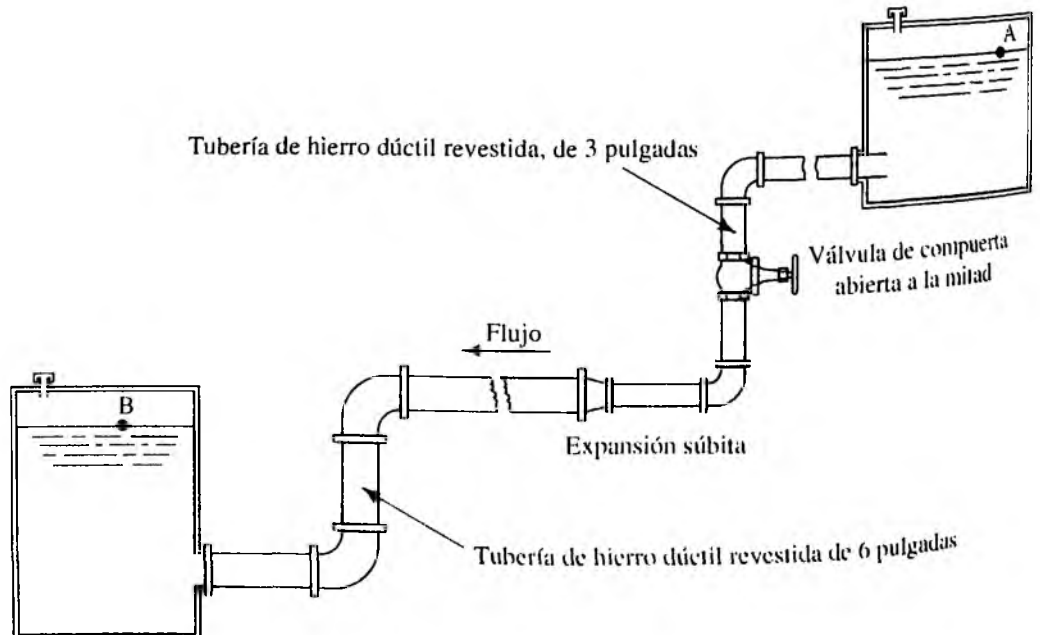
Calcule la presión en el punto A. Considere todas las pérdidas por fricción en la tubería y también las pérdidas menores.

FIGURA 11.15 Problema 11.5.



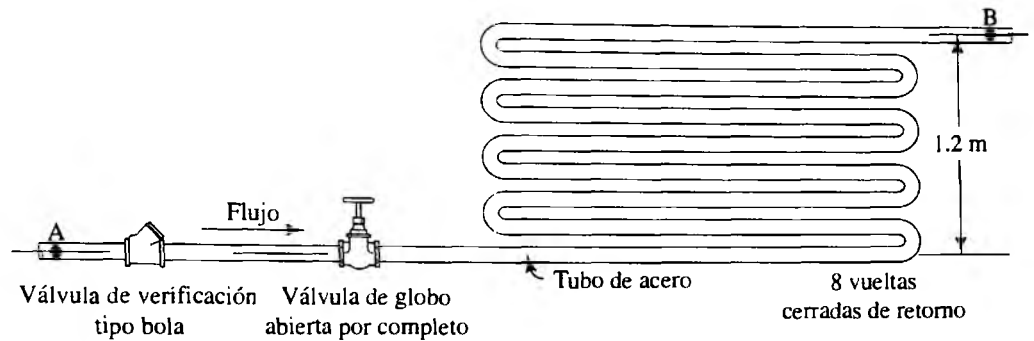
11.6M Para el sistema de la figura 11.16, calcule la distancia vertical entre las superficies de los dos depósitos cuando fluye agua a 10°C del punto A al B, a razón de $0.03 \text{ m}^3/\text{s}$. Los codos son estándar. La longitud total del tubo de 3 pulgadas es de 100 m . La del tubo de 6 pulgadas es de 300 m .

FIGURA 11.16 Problema 11.6.



- 11.7M A través del sistema de la figura 11.17 fluye líquido refrigerante a razón de 1.70 L/min. El refrigerante tiene una 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 está hecho de acero, con diámetro externo de 1/2 pulgada, espesor de pared de 0.049 pulgada y longitud total de 30 m.

FIGURA 11.17 Problema 11.7.



Sistemas de clase II

- 11.8E Por una tubería de acero de 4 pulgadas cédula 80, de 25 pies de longitud, fluye agua a 100 °F. Calcule el flujo volumétrico máximo permisible, si la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería ha de limitarse a 30 pies-lb/lb.

- 11.9M Por un tubo de acero estirado con diámetro exterior de 2 pulgadas y espesor de pared de 0.083 fluye aceite hidráulico. Entre dos puntos del tubo separados por una distancia de 30 m se observa una caída de presión de 68 kPa. El aceite tiene una gravedad específica de 0.90 y viscosidad dinámica de 3.0×10^{-3} Pa·s. Calcule la velocidad del flujo de aceite.

- 11.10E En una planta de procesamiento fluye etilen glicol a 77 °F a través de una tubería de hierro dúctil revestida de 5000 pies. A lo largo de dicha distancia, la tubería baja 55 pies y la presión cae de 250 a 180 psig. Calcule la velocidad del flujo en la tubería.

- 11.11M Por un tubo vertical de 7.5 m de longitud fluye agua a 15 °C, hacia abajo. La presión es de 550 kPa en la parte superior y 585 kPa en la inferior. Cerca del fondo se instala una válvula de verificación tipo bola. El tubo está hecho de acero, con un diámetro externo de 1 1/4 pulgada y espesor de pared de 0.083 pulgada. Calcule el flujo volumétrico del agua.

- 11.12E Por una tubería de hierro dúctil revestida de 3 pulgadas circula aguarrás a 77 °F, del punto A al B. El punto B se encuentra a 20 pies por encima del punto A, y la longitud total de la tubería es de 60 pies. Se instaló dos codos de radio largo de 90°, entre los puntos A y B. Calcule el flujo volumétrico del aguarrás, si la presión en A es de 120 psig y en B es de 105 psig.

- 11.13E Cierta dispositivo diseñado para limpiar paredes y ventanas del segundo piso de las viviendas es similar al que se muestra en la figura 11.18. Determine la velocidad del flujo que sale de la boquilla, si la presión en el fondo es (a) 20 psig y (b) 80 psig. La boquilla tiene un coeficiente de pérdida K de 0.15, con base en la carga de velocidad en la salida. El tubo está hecho de aluminio liso y tiene un diámetro interior de 0.5 pulgada. La vuelta a 90° tiene un radio de 6 pulgadas. La longitud total del tubo recto es de 20 pies. El fluido es agua a 100 °F.

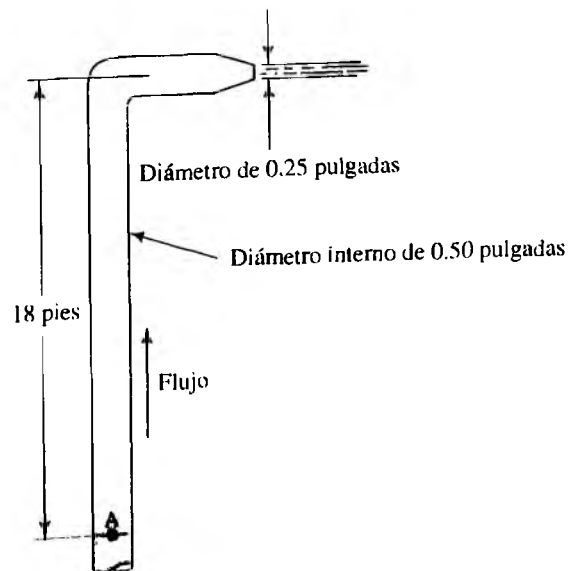


FIGURA 11.18 Problema 11.13.

11.14M Por el sistema de la figura 11.19 fluye keroseno a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. La longitud total del tubo de cobre de 2 pulgadas tipo K es de 30 m. Las dos vueltas a 90° tienen un radio de 300 mm. Calcule el flujo volumétrico en el tanque B, si se mantiene una presión de 150 kPa sobre el keroseno en el tanque A.

11.15M A través del sistema que se muestra en la figura 11.20 circula agua a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, del punto A al B. Determine el flujo volumétrico del agua si entre los dos depósitos hay una distancia vertical de 10 m. Los codos son estándar.

FIGURA 11.19 Problema 11.14.

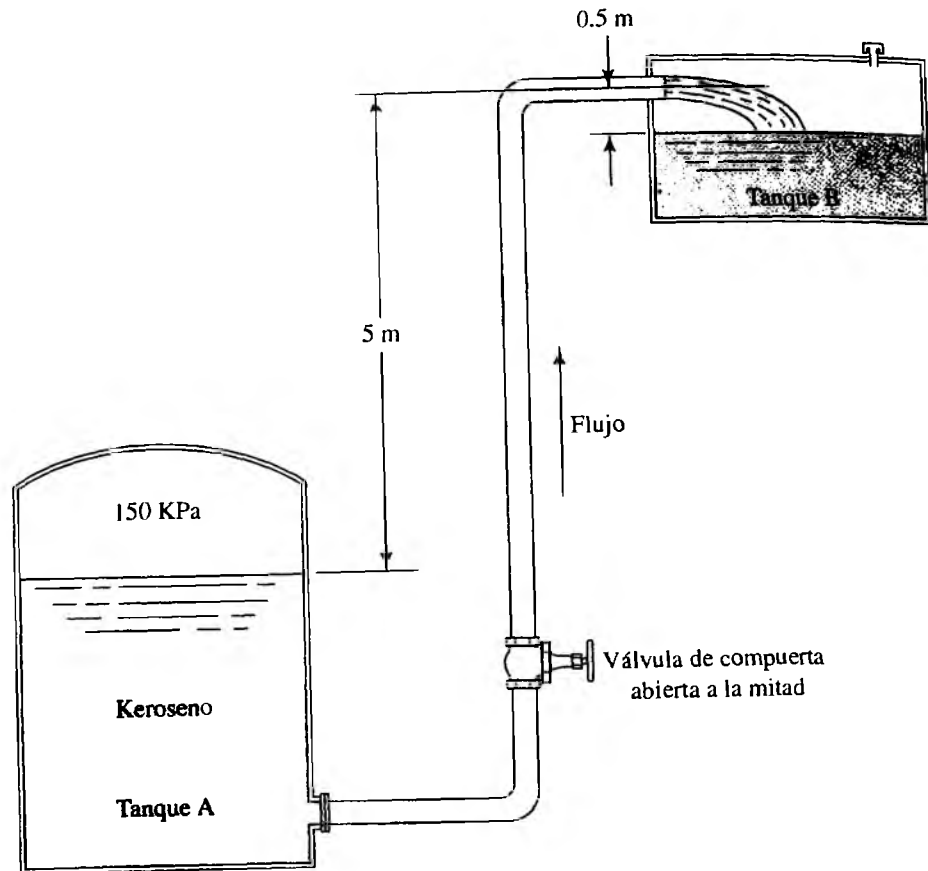
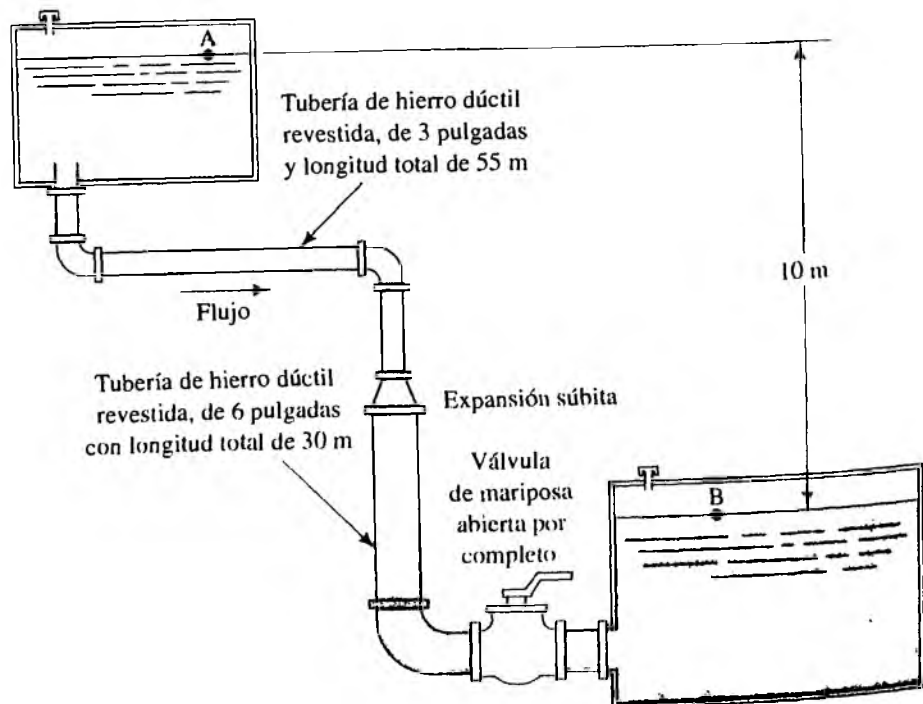
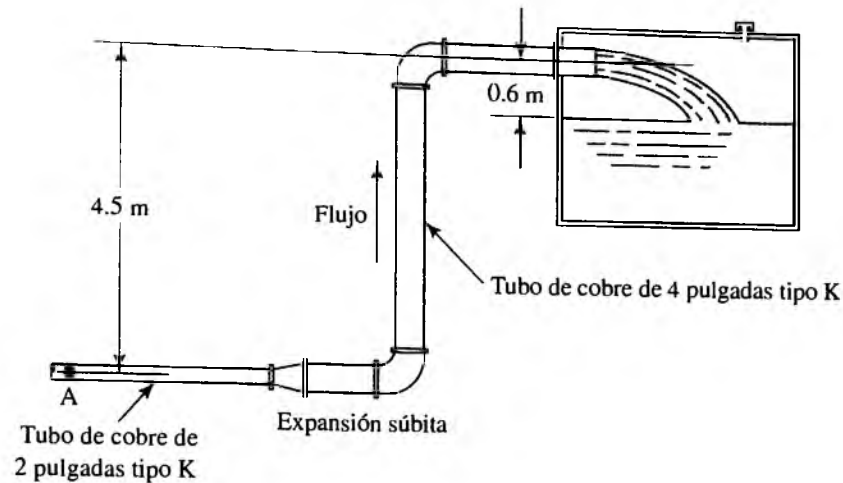


FIGURA 11.20 Problema 11.15.



11.16M Cierta aceite fluye hacia el tanque abierto que se ilustra en la figura 11.21, tiene gravedad específica de 0.93 y viscosidad dinámica de 9.5×10^{-3} Pa·s. El tubo de 2 pulgadas tiene una longitud total de 30 m, y el tubo de 4 pulgadas mide 100 m. Los codos son estándar. Determine el flujo volumétrico hacia el tanque, si la presión en el punto A es de 175 kPa.

FIGURA 11.21 Problema 11.16.

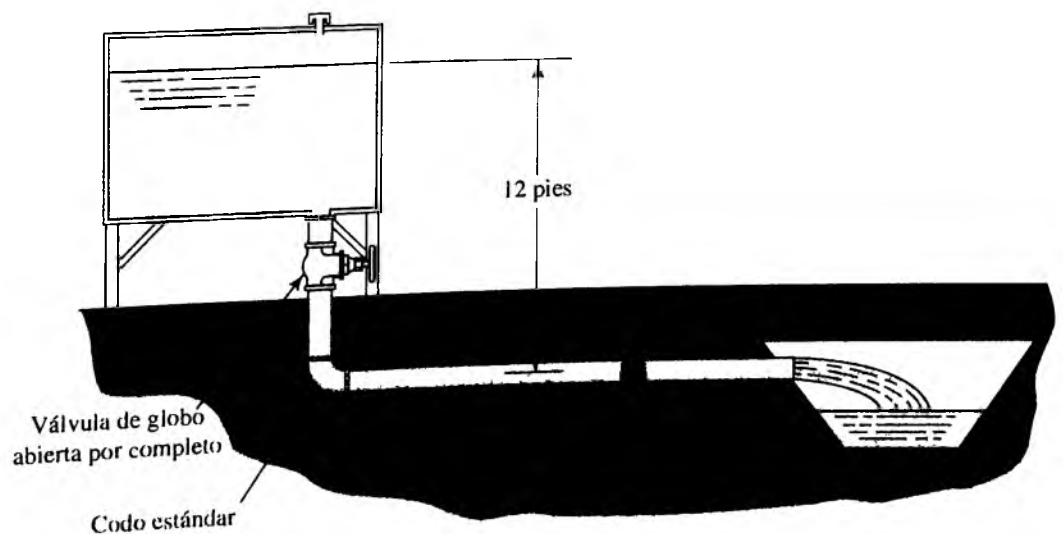


Sistemas de clase III

- 11.17E Determine el tamaño de tubería de acero nueva cédula 80 que se necesita para conducir agua a 160 °F, con caída máxima de presión de 10 psi por cada 1000 pies, cuando el flujo volumétrico es de $0.5 \text{ pie}^3/\text{s}$.
- 11.18M ¿Qué tamaño de tubo de cobre estándar de tipo K se requiere para transferir $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$ de agua a 80 °C, desde un calentador donde la presión es de 150 kPa, hacia un tanque abierto? El agua fluye desde el extremo de un tubo hacia la atmósfera. El tubo está en posición horizontal y mide 30 m de largo.

- 11.19E Va a fluir agua a 60 °F entre dos puntos separados 2 millas, a razón de 13 500 gal/min. El extremo superior está 130 pies por arriba del inferior. ¿Cuál es el tamaño del tubo de concreto que se requiere? Suponga que la presión en ambos extremos del tubo es despreciable.
- 11.20E El tanque de la figura 11.22 va a vaciarse hacia un drenaje. Determine el tamaño que debe tener una tubería de acero nueva cédula 40 para que conduzca al menos 400 gal/min de agua a 80 °F, a través del sistema. La longitud total de la tubería es de 75 pies.

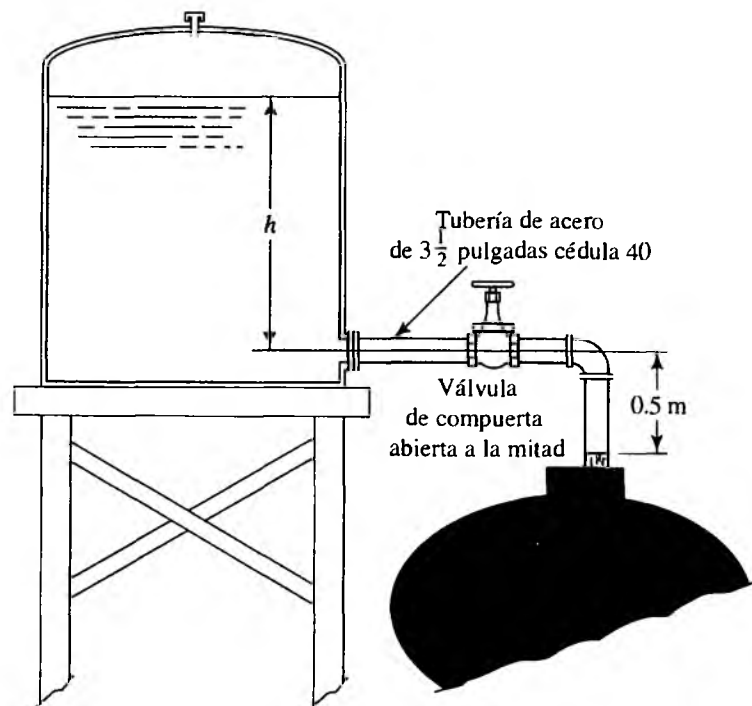
FIGURA 11.22 Problema 11.20.



Problemas prácticos para cualquier clase de sistema

11.21M En la figura 11.23 se ilustra un flujo de gasolina que sale de un tanque de almacenamiento hacia un carro tanque. La gasolina tiene una gravedad específica de 0.68 y temperatura de 25 °C. Determine la profundidad h que se requiere en el tanque para que se produzca un flujo de 1500 L/min hacia el vehículo. Como los tubos son cortos, ignore las pérdidas de energía debido a la fricción en la tubería, pero tome en cuenta las pérdidas menores.

FIGURA 11.23 Problema 11.21.



Nota: En la figura 11.24 se presenta un sistema empleado para bombear refrigerante de un tanque colector hacia otro elevado, en el que se enfría. La bomba envía 30 gal/min. Después, el refrigerante regresa por gravedad hacia las máquinas que lo necesitan. El líquido tiene una gravedad específica de 0.92 y viscosidad dinámica de 3.6×10^{-5} lb·s/pies². Este sistema se utiliza para los problemas 11.22 a 11.24.

- 11.22E** Para el sistema de la figura 11.24, calcule la presión en la entrada de la bomba. El filtro tiene un coeficiente de resistencia de 1.85, con base en la carga de velocidad de la línea de succión.
- 11.23E** En relación con el sistema de la figura 11.24, determine la carga de total sobre la bomba, así como la potencia transmitida al refrigerante por la bomba.
- 11.24E** En el sistema de la figura 11.24, especifique el tamaño de la tubería de acero cédula 40 que se requiere para que el fluido regrese a las máquinas. La máquina 1 necesita 20 gal/min y la 2 requiere 10 gal/min. El fluido sale de los tubos de las máquinas a 0 psig.

- 11.25E** Un fabricante de boquillas para spray especifica que la caída máxima de presión en la tubería de alimentación debe ser de 10.0 psi por cada 100 pies de tubería. Calcule la velocidad máxima permisible del flujo a través de una tubería de acero de 1 pulgada cédula 80 que alimenta la boquilla. La tubería está en posición horizontal y el fluido es agua a 60 °F.
- 11.26E** Especifique el tamaño de la tubería de acero nueva cédula 40 que se requiere para conducir gasolina a 77 °F, a través de 120 pies de tubería horizontal, a no más de 8.0 psi de caída de presión, con un flujo volumétrico de 100 gal/min.
- 11.27M** Consulte la figura 11.25. Se bombea agua a 80 °C del tanque, a razón de 475 L/min. Calcule la presión en la entrada de la bomba.
- 11.28M** Se desea modificar el sistema de la figura 11.25 que se analizó en el problema 11.27, con objeto de incrementar la presión en la entrada de la bomba. El flujo volumétrico debe permanecer en 475 L/min, pero todo

FIGURA 11.24 Problemas 11.22 a 11.24.

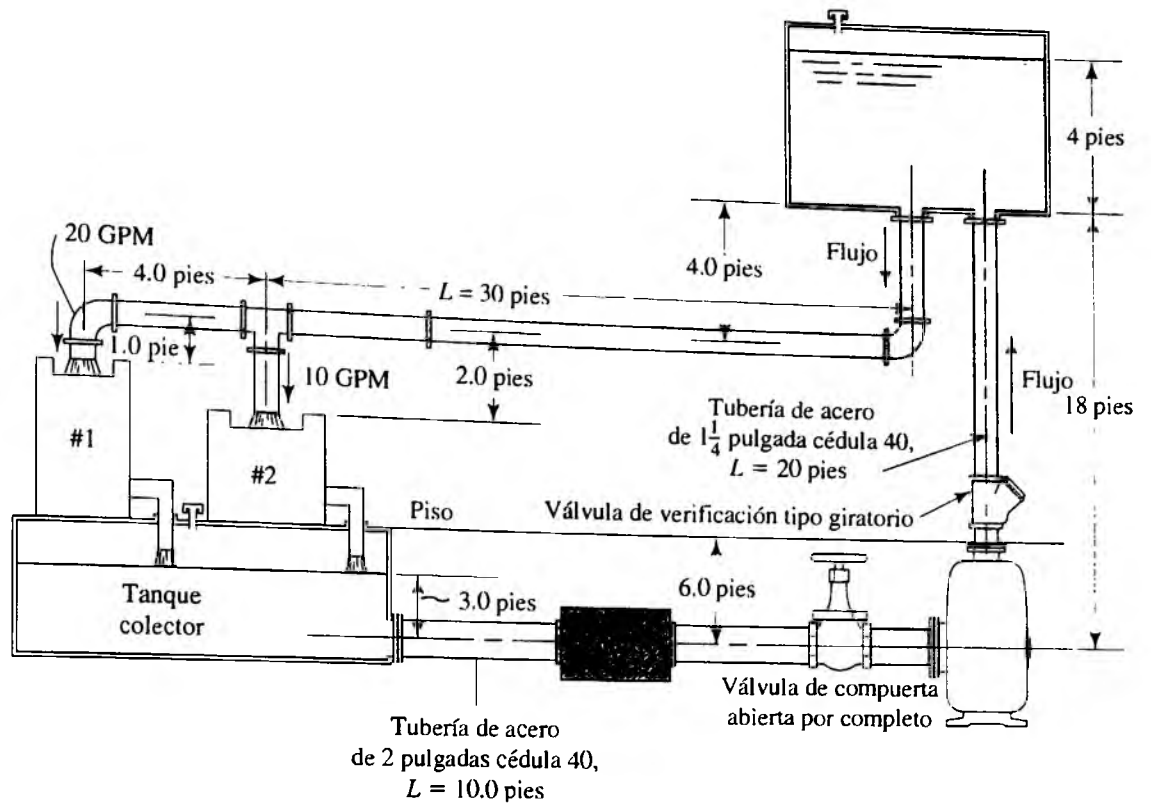
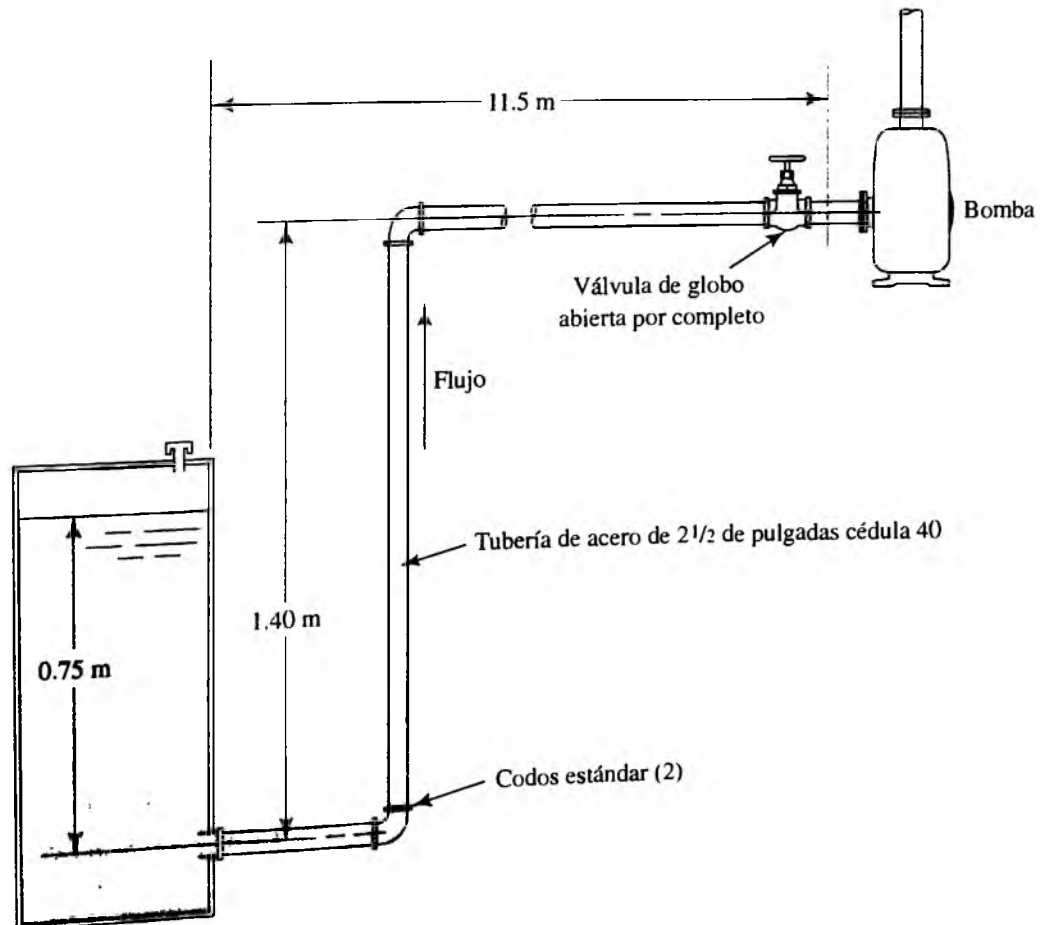


FIGURA 11.25 Problemas 11.27 y 11.28.



lo demás puede cambiarse. Rediseñe el sistema y vuelva a calcular la presión en la entrada de la bomba. Compárela con el resultado del problema 11.27.

- 11.29E** En un proyecto de control de la contaminación, el agua contaminada se bombea 80 pies en forma vertical hacia arriba y luego se rocía al aire, con el fin de incrementar su contenido de oxígeno y hacer que se evaporen los materiales volátiles. El sistema se ilustra en la figura 11.26. El agua contaminada tiene un peso específico de 64.0 lb/pie^3 y viscosidad dinámica de $4.0 \times 10^{-5} \text{ lb}\cdot\text{s/pie}^2$. El flujo volumétrico es de $0.50 \text{ pie}^3/\text{s}$. La presión en la entrada de la bomba es de 3.50 psi por debajo de la presión atmosférica. La longitud total de la tubería de descarga es de 82 pies. La boquilla tiene un coeficiente de resistencia de 32.6, con base en la carga de velocidad en la tubería de descarga. Calcule la energía que trasmite la bomba al fluido. Si la eficiencia de la bomba es de 76%, determine la potencia de entrada a la bomba.

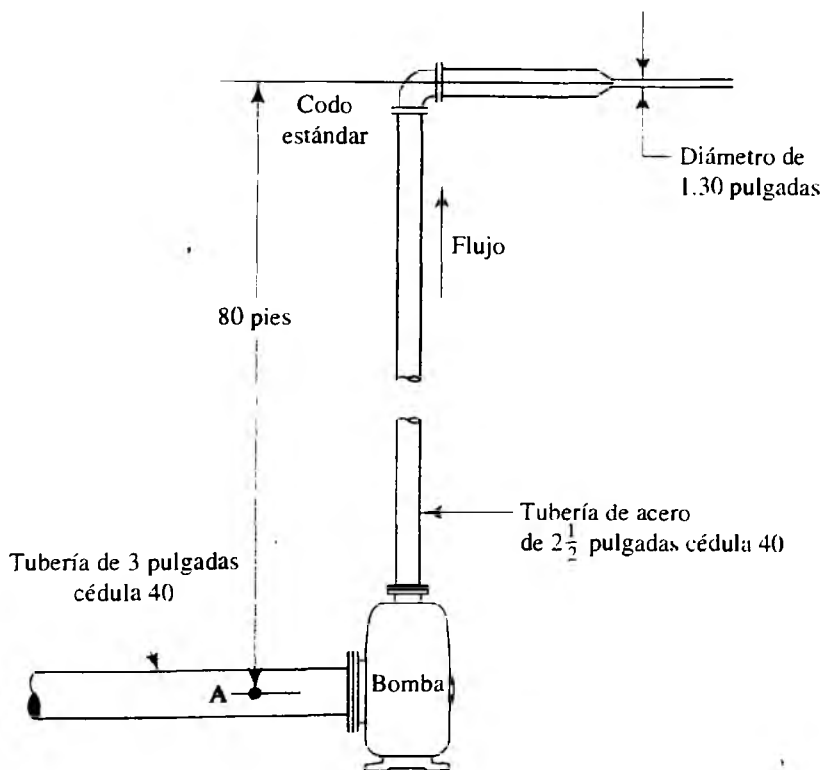


FIGURA 11.26 Problemas 11.29 y 11.30.

11.30E Repita el problema 11.29, pero utilice una tubería de acero de 3 pulgadas cédula 40 para la línea de descarga, en lugar de la tubería de $2\frac{1}{2}$ pulgadas. Compare la energía que trasmite la bomba con los dos diseños.

11.31M Se lleva agua a 10°C hacia un tanque en el techo de un edificio, como se aprecia en la figura 11.27. El codo es estándar. ¿Cuál es la presión que debe existir en el punto A para que se conduzca 200 l/min ?

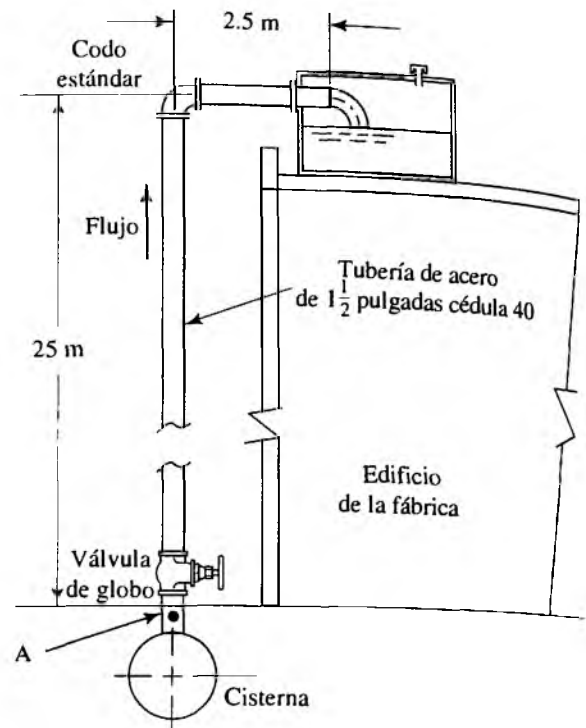


FIGURA 11.27 Problemas 11.31 a 11.33.

11.32M Si la presión en el punto A de la figura 11.27 es de 300 kPa , calcule el flujo volumétrico del agua a 10°C que se conduce hacia el tanque.

11.33M Modifique el diseño del tanque de la figura 11.27, con el fin de reemplazar la válvula de globo por otra de compuerta abierta por completo. Después, si la presión en el punto A es de 300 kPa , calcule el flujo volumétrico del agua a 10°C que se conduce hacia el tanque. Compare el resultado con el que se obtuvo para el problema 11.32, con objeto de resaltar el efecto del cambio de válvula.

11.34E Se desea llevar 250 gal/min de alcohol etílico a 77°F del tanque A al B, en el sistema de la figura 11.28. La longitud total de la tubería es de 110 pies. Calcule la presión que se requiere en el tanque A.

11.35E Para el sistema de la figura 11.28, determine el flujo volumétrico de alcohol etílico a 77°F , si la presión en el tanque A fuera de 125 psig . La longitud total de la tubería es de 110 pies.

11.36E Repita el problema 11.35, pero considere que la válvula está abierta por completo.

11.37E Repita el problema 11.35, pero suponga que la válvula está completamente abierta y los codos son del tipo de radio largo en lugar de ser estándar. Compare con los resultados de los problemas 11.35 y 11.36.

11.38M En la figura 11.29 se ilustra una tubería que conduce agua a 15°C , de una línea de cisterna a una fábrica. La presión en la cisterna es de 415 kPa . Calcule el flujo máximo permisible, si la presión en la fábrica no debe ser menor de 200 kPa .

FIGURA 11.28 Problemas 11.34 a 11.37.

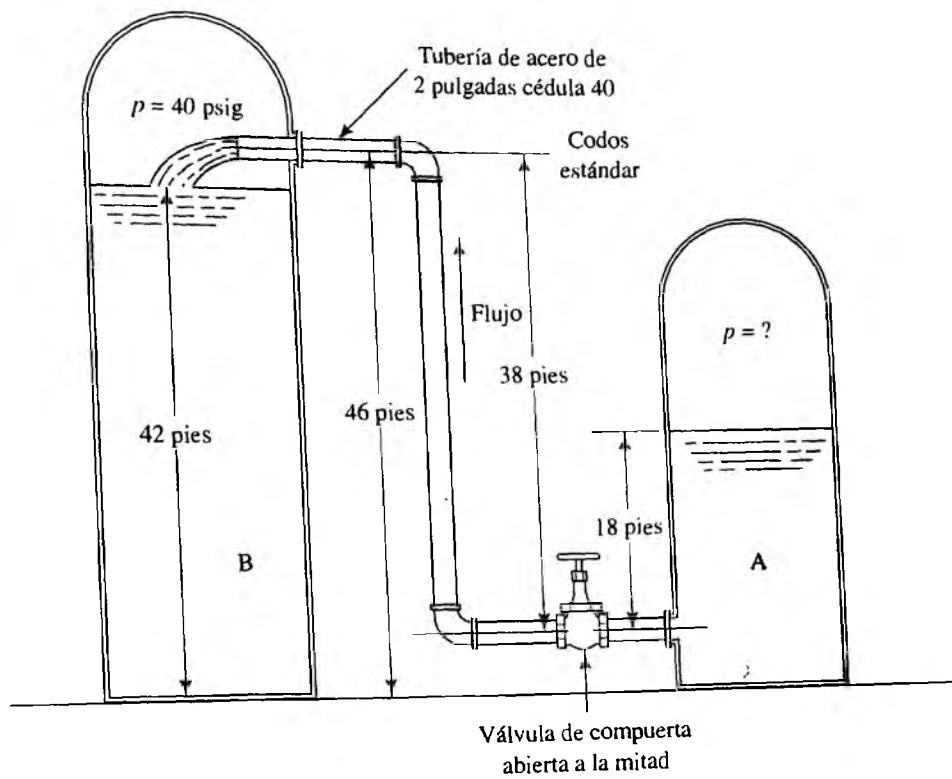
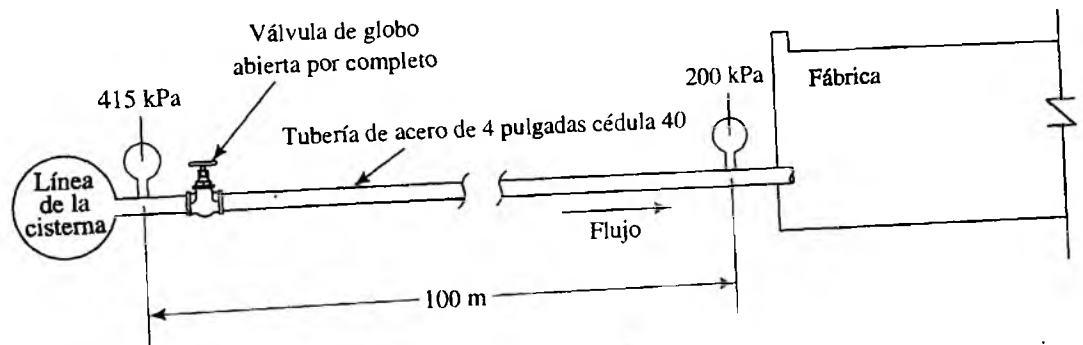


FIGURA 11.29 Problemas 11.38 a 11.41.

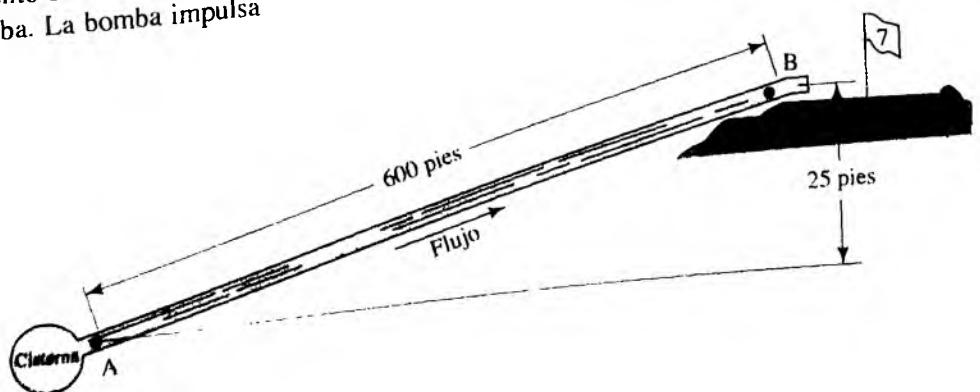


- 11.39M Repita el problema 11.38, pero reemplace la válvula de globo con otra tipo mariposa abierta por completo.
- 11.40M Repita el problema 11.38, pero utilice una tubería de 5 pulgadas cédula 40.
- 11.41M Repita el problema 11.38, pero sustituya la válvula de globo por otra de tipo mariposa, y emplee una tubería de acero de 5 pulgadas cédula 40. Compare con los resultados de los problemas 11.38 a 11.41.
- 11.42E Se desea impulsar una bomba pequeña de desplazamiento positivo con el acoplamiento de un taladro eléctrico doméstico al eje de la bomba. La bomba impulsa

1.0 pulgadas³ de agua a 60 °F por revolución, y gira a 2100 rpm. La salida de la bomba fluye a través de una manguera de plástico liso de 100 pies de largo, con diámetro interno de 0.75 pulgadas. ¿Qué tan lejos 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%. Considere la pérdida por fricción en la manguera, pero ignore las demás.

11.43E La figura 11.30 muestra un tubo que lleva agua al césped de un campo de golf. La presión en la cisterna es de 80

FIGURA 11.30



psig. y en el punto B es necesario mantener un mínimo de 60 psig para dar un suministro adecuado al sistema de aspersión. Especifique el tamaño necesario de tubería de acero cédula 40, con el fin de abastecer 0.50 pie³/s de agua a 60 °F.

11.44E Repita el problema 11.43, sólo considere que se agregarán al sistema los elementos siguientes:

- Una válvula de compuerta abierta por completo cerca de la cisterna.
- Una válvula de mariposa completamente abierta cerca del césped (pero antes del punto B).
- Tres codos estándar a 90°.
- Dos codos estándar a 45°.
- Una válvula de verificación tipo giratorio.

11.45E La bomba de la fosa séptica de un edificio comercial está a una elevación de 150.4 pies. La bomba impulsa 40 gal/min de agua a través de un sistema de tubería

que descarga el líquido a una elevación de 172.8 pies. La presión en la descarga de la bomba es de 15.0 psig. El fluido es agua a 60 °F. Especifique el tamaño del tubo de plástico necesario si el sistema contiene los elementos siguientes:

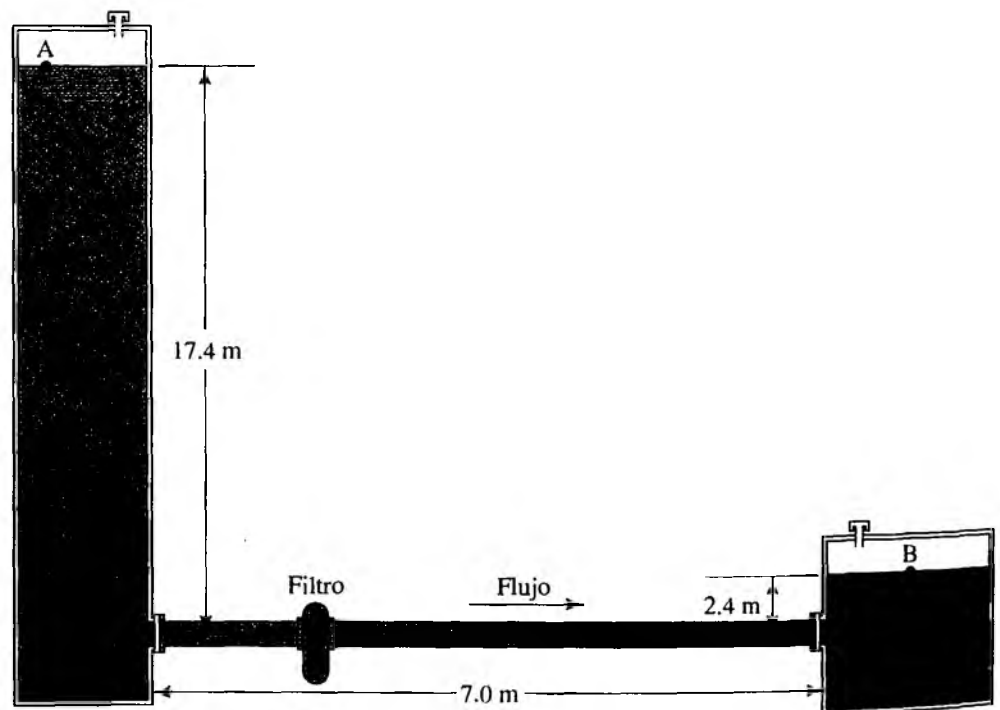
- Una válvula de verificación tipo bola.
- Ocho codos estándar.
- Longitud total de tubo de 55.3 pies.

El tubo se encuentra disponible en las mismas dimensiones que la tubería de acero cédula 40.

11.46E Para el sistema diseñado en el problema 11.45, calcule la carga total sobre la bomba.

11.47M La figura 11.31 muestra parte de un sistema de procesamiento químico donde se toma alcohol propílico a 25 °C del fondo de un tanque grande, y se transfiere por gravedad a otra parte del sistema. La distancia entre los dos tanques es de 7.0 m. Se instala un filtro en la

FIGURA 11.31



línea con un coeficiente de resistencia K de 8.5, como ya se sabe, con base en la carga de velocidad del tubo. Se utilizará tubo de acero inoxidable. Del apéndice G, especifique el tamaño estándar del tubo que permitiría que hubiera una tasa de flujo volumétrico de 150 L/min.

11.48M Para el sistema descrito en el problema 11.47, y con el uso del tamaño de tubo que se encontró en él, calcule el flujo volumétrico esperado en el conducto si la elevación en el tanque grande disminuye a 12.8 m.

11.49M Para el sistema descrito en el problema 11.47, y con el uso del tamaño de tubo que se encontró en él, calcule el flujo volumétrico esperado en el conducto, si la presión sobre el fluido en el tanque grande es de -32.5 kPa manométrica.

11.50M En el sistema mencionado en el problema 11.47, y con el tamaño de tubo que resultó, encuentre el flujo volumétrico esperado en el conducto si en la línea por delante del filtro se instala una válvula de compuerta abierta a la mitad.

TAREA DE ANÁLISIS Y DISEÑO ASISTIDOS POR COMPUTADORA

1. Diseñe un programa o una hoja de cálculo para analizar sistemas de tuberías de clase I, que incluya las pérdidas de energía debido a la fricción, y las pérdidas menores por las válvulas y acoplamientos.
2. Diseñe un programa o una hoja de cálculo para determinar la velocidad del flujo y el flujo volumétrico en una tubería dada con caída de presión limitada, que sólo considere la pérdida de energía por la fricción. Utilice el enfoque computacional descrito en la sección 11.5 y que se ilustra con el problema modelo 11.2.
3. Diseñe un programa o una hoja de cálculo para determinar el tamaño de tubería que se necesita para conducir un flujo volumétrico específico con caída de presión limitada, con el procedimiento de solución de problemas de clase III, descrito en el problema modelo 11.5.
4. Diseñe un programa o una hoja de cálculo para determinar el tamaño de tubería que se necesita para conducir un flujo volumétrico específico con caída de presión limitada. Tome en cuenta la pérdida de energía por fricción, así como las pérdidas menores. Emplee un método similar al que se describe en el problema modelo 11.6.

12 Sistemas de tuberías en paralelo

12.1 Panorama

Mapa de aprendizaje

- Los sistemas de tuberías en paralelo son aquellos en los que hay más de una trayectoria que el fluido puede recorrer para llegar de un punto de origen a otro de destino. Consulte la figura 12.1.
- El principio de continuidad para el flujo estable requiere que el flujo volumétrico que ingresa al sistema ramificado sea el mismo que sale de éste.
- La continuidad también requiere que la suma de los flujos en todas las ramas debe ser igual al flujo volumétrico total en el sistema.
- Cada unidad de peso de fluido que ingresa a un sistema en paralelo experimenta la misma pérdida de energía, sin importar la trayectoria que siga a través del sistema.
- El fluido tenderá a seguir la trayectoria de menor resistencia; por tanto, el flujo que entra se bifurca entre todas las ramas, con mayor flujo en aquellas que tienen menos resistencia.

Descubrimientos

- Encuentre ejemplos de sistemas de flujo en paralelo en su casa, en su auto o en su lugar de trabajo.
- Trace cualquier sistema que encuentre, mostrando la tubería principal, todos los ramales, los tamaños de tubería o conductos usados y la válvula de acoplamiento.
- Los ramales se vuelven a conectar en algún punto o permanecen separados.

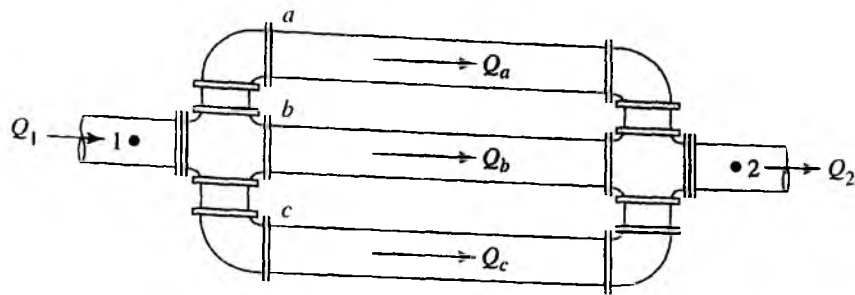
En este capítulo aprenderá técnicas analíticas para predecir cómo se divide el flujo en todas las trayectorias en un sistema de tuberías en paralelo y cuánto cae la presión a través del sistema.

Conceptos introductorios

Los sistemas de tuberías en paralelo son aquellos en los que hay más de una trayectoria que el fluido puede recorrer para llegar de un punto de origen a otro de destino. Para ver un ejemplo, consulte la figura 12.1. Imagine que usted es una parte pequeña de la corriente de fluido que entra al sistema por la izquierda, y que se encuentra en el punto 1. Al flujo volumétrico total aquí se le denomina Q_1 y usted es parte de ella. Al llegar al punto de intersección debe tomar una decisión. ¿Cuál camino seguir para continuar hacia el destino? Todas las demás partes del flujo deben tomar la misma decisión.

Por supuesto, algo del flujo se distribuye en cada una de las tres ramas que salen de la intersección, y que en la figura se denotan como a , b y c . Estos flujos volumétricos son Q_a , Q_b y Q_c , respectivamente. En este capítulo se aprenderá que lo importante es determinar cuánto fluido circula por cada rama y cuál es la caída de presión que ocurre conforme se

FIGURA 12.1 Ejemplo de un sistema de tuberías en paralelo con tres ramas.



completa el circuito y se llega al destino. En este caso, las tres trayectorias se reúnen en la parte derecha del sistema y siguen por un tubo de salida hasta el punto 2, que es el destino. Aquí, al flujo volumétrico se le denomina Q_2 .

Al aplicar el principio del flujo estable a un sistema en paralelo se llega a la conclusión siguiente:

$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b + Q_c \quad (12-1)$$

La primera parte, $Q_1 = Q_2$, sólo afirma lo que se ha dicho acerca de sistemas con flujo estable anteriores: que cuando se considera el flujo total, el flujo volumétrico es el mismo en cualquier sección transversal en particular. Entre los puntos 1 y 2 no se ha agregado o retirado fluido del sistema. La segunda parte define que los flujos en las ramas, $Q_a + Q_b + Q_c$, deben sumar el flujo volumétrico total. Esto parece lógico puesto que todo el fluido que llega a la intersección de la izquierda debe ir a algún lado y se divide en tres partes. Por último, debe observarse que todos los flujos de las ramas se reúnen y el flujo total continúa como Q_2 .

Ahora se considerará la caída de presión a través del sistema. En el punto 1 hay una presión p_1 . En el punto 2 hay otra distinta p_2 . Entonces, la caída de presión es $p_1 - p_2$. Para ayudar en el análisis de las presiones se utiliza 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 $p_1 - p_2$ queda

$$p_1 - p_2 = \gamma[(z_2 - z_1) + (v_2^2 - v_1^2)/2g + h_L]$$

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, la diferencia en las cargas de velocidad y la pérdida de energía por unidad de peso del fluido que circula en el sistema. Cuando cualquiera de los elementos del fluido alcanza el punto 2 del sistema de la figura 12.1, cada uno habrá experimentado el mismo cambio de elevación, el mismo cambio de velocidad y la misma pérdida de energía por unidad de peso, sin importar la trayectoria que haya seguido. Todos los elementos que convergen en la intersección del lado derecho del sistema tienen la misma energía total por unidad de peso. Es decir, todos tienen la misma carga total. Por tanto, cada unidad de peso del fluido debe tener la misma cantidad de energía. Esto se enuncia en forma matemática como

$$h_{L1-2} = h_a = h_b = h_c \quad (12-2)$$

Las ecuaciones (12-1) y (12-2) son las relaciones que gobiernan los sistemas de tuberías en paralelo. El sistema ajusta de modo automático el flujo en cada rama hasta que el flujo total en él satisface estas ecuaciones.

Ejemplo de sistema en paralelo Considere el flujo de agua en su hogar. Siga su trayectoria según se describe a continuación.

- Hay una tubería de suministro que llega a la casa desde la fuente principal. Esta podría ser la toma de agua municipal o un pozo.
- Después, la tubería de suministro conduce cierta cantidad de agua a un calentador, mientras que el resto continúa su camino.

✓ ECUACIÓN DE CONTINUIDAD
PARA SISTEMAS EN PARALELO

✓ ECUACIÓN DE LA PÉRDIDA
DE CARGA PARA SISTEMAS
EN PARALELO

- Es común que la línea de agua que sale del calentador regrese a lo largo de la tubería original que conduce agua fría.
- Cuando las dos tuberías llegan a sus puntos de destino, cada una distribuye cierto flujo volumétrico de agua en función de la resistencia total de la línea que siguió. Las resistencias están constituidas por los mismos elementos, como aprendió en los capítulos 9 a 11. En las tuberías habrá fricción, pérdidas de energía debido a los codos y a los acoplamientos, y pérdidas de energía en restricciones tales como válvulas, grifos y regaderas.

Por ejemplo, podrá decirse que las tuberías de agua caliente y fría terminan en grifos separados en un fregadero. También se supone que la línea del agua caliente ofrece más resistencia total que la del agua fría debido a que tiene que viajar la distancia adicional a través del calentador. Entonces, si las dos llaves fueran la misma y se abrieran la misma cantidad, fluiría más agua fría que caliente hacia el fregadero.

¿Cómo obtener un flujo igual en cada grifo?

Una manera es cerrar el agua fría un poco más con el fin de crear mayor resistencia. Cuando la resistencia total en la línea de agua fría, incluyendo el grifo, es la misma que la resistencia total que experimenta el líquido que se mueve por la línea de agua caliente, el flujo que sale de cada grifo será igual.

¿Qué pasa cuando alguien en la casa abre otra llave? Si abre una de agua fría, el agua fluirá hacia esa llave y habrá menos cantidad disponible en el grifo del fregadero. Por lógica, si abren un grifo de agua caliente, menos de ésta fluirá en el fregadero.

Quizás haya experimentado este fenómeno cuando toma una ducha. ¿Se heló o escaldó debido a un cambio brusco en la cantidad de agua fría o caliente que salió por la regadera? Los grifos modernos incluyen un dispositivo para balancear la presión a fin de garantizar que la temperatura del agua que sale de la regadera no varíe más que unos pocos grados sin que importe la cantidad de agua que se extrae en otras partes del sistema.

El sistema de flujo en paralelo en su hogar se ve diferente al que se ilustra en la figura 12.1 porque el flujo no se reúne en una tubería única al final; sino que cada rama termina en una salida tal como grifo, regadera, lavadora de trastos o algún otro aparato que requiera agua. Pero el principio es el mismo porque siempre que cualquier línea descargue fluido, la carga total de presión será cero, ya que el agua descarga a la atmósfera. La presión en la línea de suministro se habrá disipado debido a las muchas formas en que se pierde la energía del agua conforme circula por el sistema.

¿Qué otros sistemas de flujo en paralelo descubrió?

En este capítulo aprenderá técnicas analíticas para predecir cómo se distribuye el flujo entre las trayectorias de un sistema en paralelo y de cuánto es la caída de presión a través de éste. Verá ejemplos tomados de aplicaciones comerciales e industriales.

12.2 OBJETIVOS

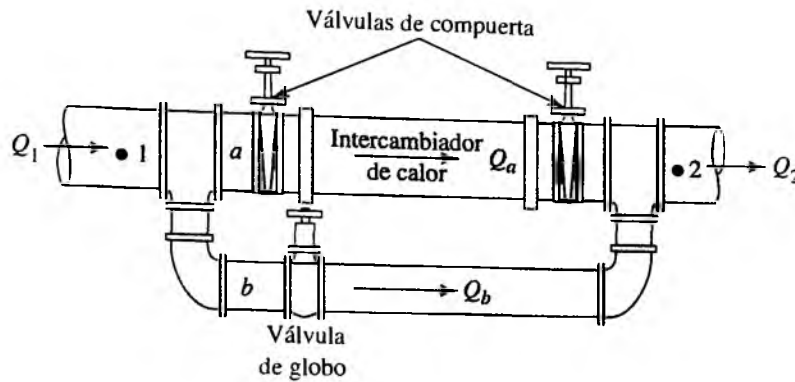
Al terminar este capítulo podrá:

1. Analizar la diferencia entre los sistemas de tuberías en serie y aquellos en paralelo.
2. Enunciar relaciones generales para flujos volumétricos y pérdidas de carga para sistemas de tuberías en paralelo.
3. Calcular la cantidad de flujo en cada una de las dos ramas de un sistema de tubería en paralelo, y la pérdida de carga que tiene lugar a través del sistema cuando se conoce el flujo volumétrico total y la descripción del sistema.
4. Determinar la cantidad de flujo en cada una de las dos ramas de un sistema de tubería en paralelo, así como el flujo total, si se conoce la caída de presión en el sistema.
5. Emplear la técnica de Hardy Cross para calcular los flujos volumétricos en todas las ramas de una red que tenga tres o más ramas.

12.3 SISTEMAS CON DOS RAMAS

Un sistema común de tubería en paralelo incluye dos ramas con el arreglo que se muestra en la figura 12.2. La rama inferior se agrega para evitar que alguna cantidad de fluido pase por el intercambiador de calor. La rama también podría utilizarse para aislar el intercambiador de calor, lo que permitiría que el flujo continuara mientras se da mantenimiento al equipo. El análisis de este tipo de sistema es relativamente sencillo y directo, aunque es común que se requieran ciertas iteraciones. Debido a que se desconoce las velocidades, los factores de fricción también son desconocidos.

FIGURA 12.2 Sistema en paralelo con dos ramas.



Los sistemas en paralelo que tienen más de dos ramas son más complejos porque hay muchas más cantidades desconocidas que ecuaciones que relacionen las incógnitas. En la sección 12.4 se describe un procedimiento de solución.

Emplearemos el sistema que se muestra en la figura 12.2 para ilustrar el análisis del flujo en dos ramas. Las relaciones básicas que se aplican aquí son similares a las ecuaciones (12-1) y (12-2), excepto que hay dos ramas en lugar de tres. Estas relaciones son

$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b \quad (12-3)$$

$$h_{L_{1-2}} = h_a = h_b \quad (12-4)$$

Los problemas modelo que aparecen en seguida se presentan en el formato de enseñanza programada. Debe poner atención especial a la lógica del procedimiento de solución, así como a los detalles del desarrollo.

MÉTODO DE SOLUCIÓN PARA SISTEMAS CON DOS RAMAS, CUANDO SE CONOCEN EL FLUJO VOLUMÉTRICO TOTAL Y LA DESCRIPCIÓN DE LAS RAMAS

El problema modelo 12.1 es de este tipo. El método de solución es el siguiente:

1. Igualar el flujo volumétrico total con la suma de los flujos volumétricos en las dos ramas, como se enuncia en la ecuación (12-3). Después, hay que expresar los flujos en las ramas como el producto del área de flujo y la velocidad promedio; es decir,

$$Q_a = A_a v_a \quad \text{y} \quad Q_b = A_b v_b$$

2. Expresar la pérdida de carga en cada rama en términos de la velocidad de flujo en ella y del factor de fricción. Se deben incluir todas las pérdidas significativas debido a la fricción, así como las pérdidas menores.
3. Para cada una de las ramas, hay que calcular la rugosidad relativa D/ϵ , estimar el valor del factor de fricción y terminar el cálculo de la pérdida de carga en términos de las velocidades desconocidas.
4. Igualar la expresión para las pérdidas de carga en las dos ramas una con otra, como lo plantea la ecuación (12-4).
5. Resolver para una velocidad en términos de la otra, a partir de la ecuación del paso 4.
6. Sustituir el resultado del paso 5 en la ecuación del flujo volumétrico que se desarrolló en el paso 1, y despejar cada una de las velocidades desconocidas.

7. Despejar la segunda velocidad desconocida de la relación que se obtuvo en el paso 5.
8. Si hubiera duda sobre la exactitud del valor del factor de fricción que se empleó en el paso 2, hay que calcular el número de Reynolds para cada rama y reevaluar el factor de fricción a partir del diagrama de Moody, o calcular los valores para el factor de fricción por medio de la ecuación (8-7), vista en el capítulo 8.
9. Si los valores del factor de fricción cambian en forma significativa, se repiten los pasos 3 a 8, con el empleo de los valores nuevos del valor de fricción.
10. Si se logró precisión satisfactoria, utilizar en cada rama la velocidad que ahora ya se conoce para calcular el flujo volumétrico en ellas. Comprobar la suma de los flujos volumétricos para asegurarse de que es igual al flujo volumétrico total en el sistema.
11. Utilizar la velocidad en cualquier rama para calcular la pérdida de carga a través de ella, con el empleo de la relación apropiada del paso 3. Esta pérdida de carga también es igual a la de todo el sistema ramificado. Si se desea, puede calcularse la caída de presión a través del sistema, por medio de la relación $\Delta p = \gamma h_L$.

PROBLEMA MODELO PROGRAMADO

- **PROBLEMA MODELO 12.1** En la figura 12.2, de la sección 1, fluyen por una tubería de acero de 2 pulgadas, cédula 40, 100 gal/min de agua a 60 °F. El intercambiador de calor en la rama *a* tiene un coeficiente de pérdida de $K = 7.5$, con base en la carga de velocidad en la tubería. Las tres válvulas se encuentran abiertas por completo. La rama *b* es una línea de desviación que se compone de una tubería de acero de 1¼ pulgada, cédula 40. Los codos son estándar. La longitud de la tubería entre los puntos 1 y 2 en la rama *b* es de 20 pies. Debido al tamaño del intercambiador de calor, la longitud de la tubería de la rama *a* es muy corta, y es posible ignorar las pérdidas por fricción. Para este arreglo, determine (a) el flujo volumétrico del agua 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, la ecuación (12-3) relaciona los dos flujos volumétricos. ¿Cuántas cantidades son desconocidas en esta ecuación?

Las dos velocidades v_a y v_b , son desconocidas. Como $Q = Av$, la ecuación (12-3) se expresa como

$$Q_1 = A_a v_a + A_b v_b \quad (12-5)$$

De los datos que se da, $A_a = 0.02333 \text{ pie}^2$, $A_b = 0.01039 \text{ pie}^2$ y $Q_1 = 100 \text{ gal/min}$. Si se expresa Q_1 en pies^3/s , queda

$$Q_1 = 100 \text{ gal/min} \times \frac{1 \text{ pie}^3/\text{s}}{449 \text{ gal/min}} = 0.223 \text{ pie}^3/\text{s}$$

Con el empleo del paso 2, genere otra ecuación que también relacione v_a con v_b .

La ecuación (12-4) establece que las pérdidas de carga 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 emplea junto con la (12-5) para encontrar las velocidades. Ahora, exprese las pérdidas de carga en términos de las velocidades para cada rama.

Para la rama *a*, debe haber encontrado algo similar a lo siguiente:

$$h_a = 2K_1(v_a^2/2g) + K_2(v_a^2/2g)$$

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 enunciado del problema)

Se conocen los datos siguientes:

$f_{aT} = 0.019$, para una tubería de 2 pulgadas, cédula 40 (tabla 10.5)

$L_e/D = 8$, para una válvula de compuerta abierta por completo (tabla 10.4)

Entonces,

$$K_1 = (0.019)(8) = 0.152$$

Por tanto,

$$h_a = (2)(0.152)(v_a^2/2g) + 7.5(v_a^2/2g) = 7.80(v_a^2/2g) \quad (12-6)$$

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 .

El valor de f_b no se conoce y se determinará por medio de un proceso de iteración. Los datos conocidos son

$f_{bT} = 0.022$, para una tubería de 1¼ pulgadas, cédula 40 (tabla 10.5)

$L_e/D = 30$, para cada codo (tabla 10.4)

$L_e/D = 340$, para una válvula de globo abierta por completo (tabla 10.4)

Entonces,

$$K_3 = (0.022)(30) = 0.66$$

$$K_4 = (0.022)(340) = 7.48$$

$$K_5 = f_b(20/0.1150) = 173.9f_b$$

Por tanto,

$$h_b = (2)(0.66)(v_b^2/2g) + (7.48)(v_b^2/2g) + f_b(173.9)(v_b^2/2g)$$

$$h_b = (8.80 + 173.9f_b)(v_b^2/2g)$$

Esta ecuación introduce la incógnita adicional f_b . Se utiliza un procedimiento iterativo parecido al que se empleó en el capítulo 11 para los sistemas de tuberías en serie de clase II. La rugosidad relativa para la rama b auxiliará en la estimación del valor del primer intento para f_b :

$$D/\epsilon = (0.1150/1.5 \times 10^{-4}) = 767$$

Del diagrama de Moody de la figura 8.6 se obtiene que una estimación lógica para el factor de fricción es $f_b = 0.023$. Al sustituir éste en la ecuación para h_b queda

$$h_b = [8.80 + 173.9(0.023)](v_b^2/2g) = 12.80(v_b^2/2g) \quad (12-7)$$

Ya se ha concluido el paso 3 del procedimiento de solución. Ahora procederemos con los pasos 4 y 5 para obtener una expresión para v_a en términos de v_b .

Debió obtener $v_a = 1.281v_b$, como sigue:

$$h_a = h_b$$

$$7.80(v_a^2/2g) = 12.80(v_b^2/2g)$$

Al despejar v_a queda

$$v_a = 1.281v_b \quad (12-8)$$

En este momento, se combinan las ecuaciones (12-5) y (12-8) para calcular las velocidades (pasos 6 y 7).

Las soluciones son $v_a = 5.54$ pies/s y $v_b = 7.09$ pies/s. Éstos son los detalles:

$$Q_1 = A_a v_a + A_b v_b \quad (12-5)$$

$$v_a = 1.281v_b \quad (12-8)$$

Con lo que se tiene

$$Q_1 = A_a(1.281v_b) + A_b v_b = v_b(1.281A_a + A_b)$$

Se resuelve para v_b , y queda

$$v_b = \frac{Q_1}{1.281A_a + A_b} = \frac{0.223 \text{ pie}^3/\text{s}}{[(1.281)(0.02333) + 0.01039] \text{ pies}^2}$$

$$v_b = 5.54 \text{ pies/s}$$

$$v_a = (1.281)(5.54) \text{ pies/s} = 7.09 \text{ pies/s}$$

Como hicimos estos cálculos con la suposición de un valor para f_b , debe comprobarse la exactitud de ésta.

Para la rama b se evalúa el número de Reynolds:

$$N_{Rb} = v_b D_b / \nu$$

En el apéndice A, tabla A.2, encontramos que $\nu = 1.21 \times 10^{-5}$ pies²/s. Entonces,

$$N_{Rb} = (5.54)(0.1150)/(1.21 \times 10^{-5}) = 5.26 \times 10^4$$

Con este valor y la rugosidad relativa de 767 que se obtuvo antes con el diagrama de Moody, se obtiene el valor nuevo de $f_b = 0.025$. Debido a que éste es muy diferente del valor que se supuso, de 0.023, se repiten los cálculos de los pasos 3 a 8. A continuación se resumen los resultados:

$$h_b = [8.80 + 173.9(0.025)](v_b^2/2g) = 13.15(v_b^2/2g) \quad (12-7)$$

$$h_a = 7.80(v_a^2/2g) \quad (\text{igual que para el primer intento})$$

Al igualar las pérdidas de carga en las dos ramas queda

$$h_a = h_b$$

$$7.80(v_a^2/2g) = 13.15(v_b^2/2g)$$

Se resuelve para las velocidades y se obtiene

$$v_a = 1.298v_b$$

Ésta se sustituye en la ecuación para v_b que se empleó antes, así

$$v_b = \frac{0.223 \text{ pie}^3/\text{s}}{[(1.298)(0.02333) + 0.01039] \text{ pie}^2} = 5.48 \text{ pies/s}$$

$$v_a = 1.298v_b = 1.298(5.48) = 7.12 \text{ pies/s}$$

Se vuelve a calcular el número de Reynolds para la rama b ,

$$N_{Rb} = v_b D_b / \nu$$

$$N_{Rb} = (5.48)(0.1150)/(1.21 \times 10^{-5}) = 5.21 \times 10^4$$

No hay cambio significativo en el valor de f_b . Por tanto, los valores calculados de las dos velocidades son correctos. Ahora es posible realizar los pasos 10 y 11 del procedimiento, para encontrar el flujo volumétrico en cada rama, así como la pérdida de carga y la caída de presión en todo el sistema.

Ahora, calcule los flujos volumétricos Q_a y Q_b (paso 10).

Debe tenerse

$$Q_a = A_a v_a = (0.02333 \text{ pie}^2)(7.12 \text{ pies/s}) = 0.166 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$Q_b = A_b v_b = (0.01039 \text{ pie}^2)(5.48 \text{ pies/s}) = 0.057 \text{ pie}^3/\text{s}$$

Al convertir estos valores a gal/min, queda $Q_a = 74.5 \text{ gal/min}$ y $Q_b = 25.5 \text{ gal/min}$.

También se pidió calcular la caída de presión. ¿Cómo hacer esto?

Se escribe la ecuación de la energía con los puntos 1 y 2 como referencia. Debido a que en ellos las velocidades y elevaciones son las mismas, la ecuación de la energía simplemente es

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

Al despejar para la caída de presión, se obtiene

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L \quad (12-9)$$

¿Qué se utiliza para calcular h_L ?

Como $h_{L1-2} = h_a = h_b$, puede utilizarse la ecuación (12-6) o la (12-7). Con la ecuación (12-6), se obtiene

$$h_a = 7.80(v_a^2/2g) = (7.80)(7.12)^2/64.4 \text{ pies} = 6.14 \text{ pies}$$

Observe que aquí no se tomó en cuenta las pérdidas menores en las dos tes. Por tanto, se tiene

$$p_1 - p_2 = \gamma h_L = \frac{62.4 \text{ lb}}{\text{pie}^3} \times 6.14 \text{ pies} \times \frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pulg}^2} = 2.66 \text{ psi}$$

Con esto terminamos el problema modelo. ■

Observe que en el sistema de la figura 12.2, si cerráramos la válvula de globo en la tubería b , todo el flujo pasaría por el intercambiador de calor y la caída de presión se calcularía con el análisis de sistemas de tuberías en serie de clase I, según se estudió en el capítulo 11. De manera similar, si cerráramos las válvulas de compuerta en la tubería a , todo el flujo pasaría por la línea de desvío.

MÉTODO DE SOLUCIÓN PARA SISTEMAS CON DOS RAMAS CUANDO SE CONOCE LA CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL SISTEMA, Y HA DE CALCULARSE EL FLUJO VOLUMÉTRICO EN CADA RAMA Y EL FLUJO TOTAL

El problema modelo 12.2 es de este tipo. El método de solución es el siguiente:

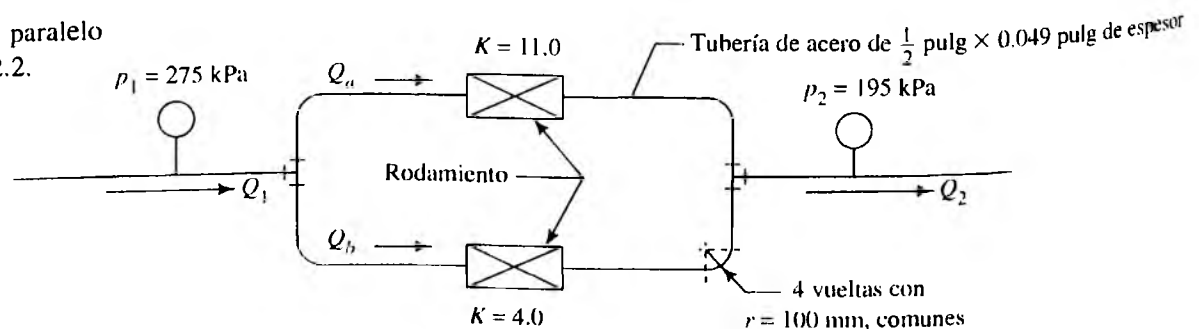
1. Calcular la pérdida de carga total a través del sistema, con el empleo de la caída de presión conocida Δp en la relación $h_L = \Delta p/\gamma$.
2. Escribir expresiones para la pérdida de carga en cada rama, en términos de la velocidad y el factor de fricción en cada una.
3. Calcular la rugosidad relativa D/ϵ para cada rama; hay que suponer una estimación razonable para el factor de fricción, y completar el cálculo para la pérdida de carga en términos de la velocidad en cada rama.
4. Al igualar la magnitud de la pérdida de carga en cada rama con la pérdida de carga total, según se encontró en el paso 1, despejar para la velocidad en la rama por medio de la expresión que se halló en el paso 3.
5. Si hubiera alguna duda sobre la exactitud del valor del factor de fricción utilizado en el paso 3, se calcula el número de Reynolds para cada rama y se vuelve a determinar el factor de fricción con el diagrama de Moody, en la figura 8.6, o se calcula por medio de la ecuación (8-7).
6. Si los valores del factor de fricción cambian de manera significativa, se repite los pasos 3 y 4, con el empleo de los valores nuevos de aquél.
7. Una vez lograda la precisión satisfactoria, se utiliza la velocidad que ahora ya se conoce en cada rama, para calcular el flujo volumétrico en cada una de éstas. Después, se calcula la suma de los flujos volumétricos, que es igual al flujo volumétrico total en el sistema.

PROBLEMA MODELO PROGRAMADO

- **PROBLEMA MODELO 12.2** El arreglo que se muestra en la figura 12.3 se emplea para suministrar aceite lubricante a los rodamientos de una máquina grande. Los rodamientos actúan como restricciones para el flujo. Los coeficientes de resistencia son de 11.0 y 4.0 para los dos rodamientos. Las líneas en cada rama están constituidas por tubos de acero estirado de $\frac{1}{2}$ pulgada con espesor de pared de 0.049 pulgada. Cada una de las cuatro vueltas de la tubería tiene un radio medio de 100 mm. Incluya el efecto de las vueltas, pero no las pérdidas por fricción, porque las líneas son cortas. Determine (a) el flujo volumétrico de aceite en cada rodamiento y (b) el flujo volumétrico total en L/min. El aceite tiene una gravedad específica de 0.881 y viscosidad cinemática de $2.50 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. El sistema se encuentra en el mismo plano, por lo que todas las elevaciones son iguales.

Solución Escriba la ecuación que relaciona la pérdida de carga h_L a través del sistema en paralelo con las pérdidas de carga en cada línea h_a y h_b .

FIGURA 12.3 Sistema en paralelo para el problema modelo 12.2.



Debe tener

$$h_L = h_a = h_b \quad (12-10)$$

Todas son iguales. Determine la magnitud de estas pérdidas de carga utilizando el paso 1.

Con la ecuación de la energía, se encuentra h_L

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Como $z_1 = z_2$ y $v_1 = v_2$,

$$\frac{p_1}{\gamma} - h_L = \frac{p_2}{\gamma}$$

$$h_L = (p_1 - p_2)/\gamma \quad (12-11)$$

Al emplear 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 , según el paso 2.

Al considerar las pérdidas en las vueltas y los rodamientos, debe tener

$$h_a = 2K_1(v_a^2/2g) + K_2(v_a^2/2g) \quad (12-12)$$

$$h_b = 2K_1(v_b^2/2g) + K_3(v_b^2/2g) \quad (12-13)$$

donde

$K_1 = f_T(L_e/D)$ = Coeficiente de resistencia para cada vuelta

K_2 = Coeficiente de resistencia para el rodamiento en la rama a = 11.0
(dado en el planteamiento del problema)

K_3 = Coeficiente de resistencia para el rodamiento en la rama b = 4.0
(dado en el planteamiento del problema)

f_T = Factor de fricción en la zona de turbulencia completa dentro de la tubería de acero

(L_e/D) = Relación de longitud equivalente para cada vuelta (capítulo 10, figura 10.27)

Se necesita el radio relativo de las vueltas,

$$r/D = (100 \text{ mm})/(10.21 \text{ mm}) = 9.79$$

De la figura 10.27 se encuentra que $L_e/D = 29.5$.

El factor de fricción en la zona de turbulencia completa se determina con el empleo de la rugosidad relativa D/ϵ y el diagrama de Moody, leyendo en el extremo derecho de la curva de rugosidad relativa, en el sitio en que se aproxima a una línea horizontal:

$$D/\epsilon = 0.01021 \text{ m}/1.5 \times 10^{-6} \text{ m} = 6807$$

Del diagrama de Moody se lee $f_T = 0.013$. Ahora se termina el paso 3 con la evaluación de todos los factores de resistencia, y se expresa la pérdida de energía en cada rama en términos de la carga de velocidad en ellas:

$$K_1 = f_T(L_e/D) = (0.013)(29.5) = 0.384$$

$$K_2 = 11.0$$

$$K_3 = 4.0$$

$$h_a = (2)(0.384)(v_a^2/2g) + 11.0(v_a^2/2g)$$

$$h_a = 11.77v_a^2/2g$$

$$h_b = (2)(0.384)(v_b^2/2g) + 4.0(v_b^2/2g)$$

$$h_b = 4.77v_b^2/2g$$

(12-14)

(12-15)

Para terminar el paso 4, se obtienen las velocidades v_a y v_b .

Ya se había encontrado que $h_L = 9.26$ m. Como $h_L = h_a = h_b$, de las ecuaciones (12-14) y (12-15) se calcula en forma directa v_a y v_b :

$$h_a = 11.77v_a^2/2g$$

$$v_a = \sqrt{\frac{2gh_a}{11.77}} = \sqrt{\frac{(2)(9.81)(9.26)}{11.77}} \text{ m/s} = 3.93 \text{ m/s}$$

$$h_b = 4.77v_b^2/2g$$

$$v_b = \sqrt{\frac{2gh_b}{4.77}} = \sqrt{\frac{(2)(9.81)(9.26)}{4.77}} \text{ m/s} = 6.17 \text{ m/s}$$

Ahora encuentre los flujos volumétricos, según el paso 7.

Debe obtener $Q_a = 19.3$ L/min, $Q_b = 30.3$ L/min y el flujo volumétrico total = 49.6 L/min. El área de cada tubo es de $8.189 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Entonces, se tiene

$$Q_a = A_a v_a = 8.189 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 3.93 \text{ m/s} \times \frac{60\,000 \text{ L/min}}{\text{m}^3/\text{s}}$$

$$Q_a = 19.3 \text{ L/min}$$

En forma similar,

$$Q_b = A_b v_b = 30.3 \text{ L/min}$$

Por tanto, el flujo volumétrico total es

$$Q_1 = Q_a + Q_b = (19.3 + 30.3) \text{ L/min} = 49.6 \text{ L/min}$$

Con esto concluimos el problema modelo. ■

12.4 SISTEMAS CON TRES O MÁS RAMAS (REDES)

Cuando un sistema de flujo en tuberías tiene tres ramas o más, se le denomina *red*. Las redes son indeterminadas porque hay más factores desconocidos que ecuaciones independientes que los relacionen. Por ejemplo, en la figura 12.4 hay tres velocidades desconocidas, una en cada tubería. Las ecuaciones disponibles para describir el sistema son

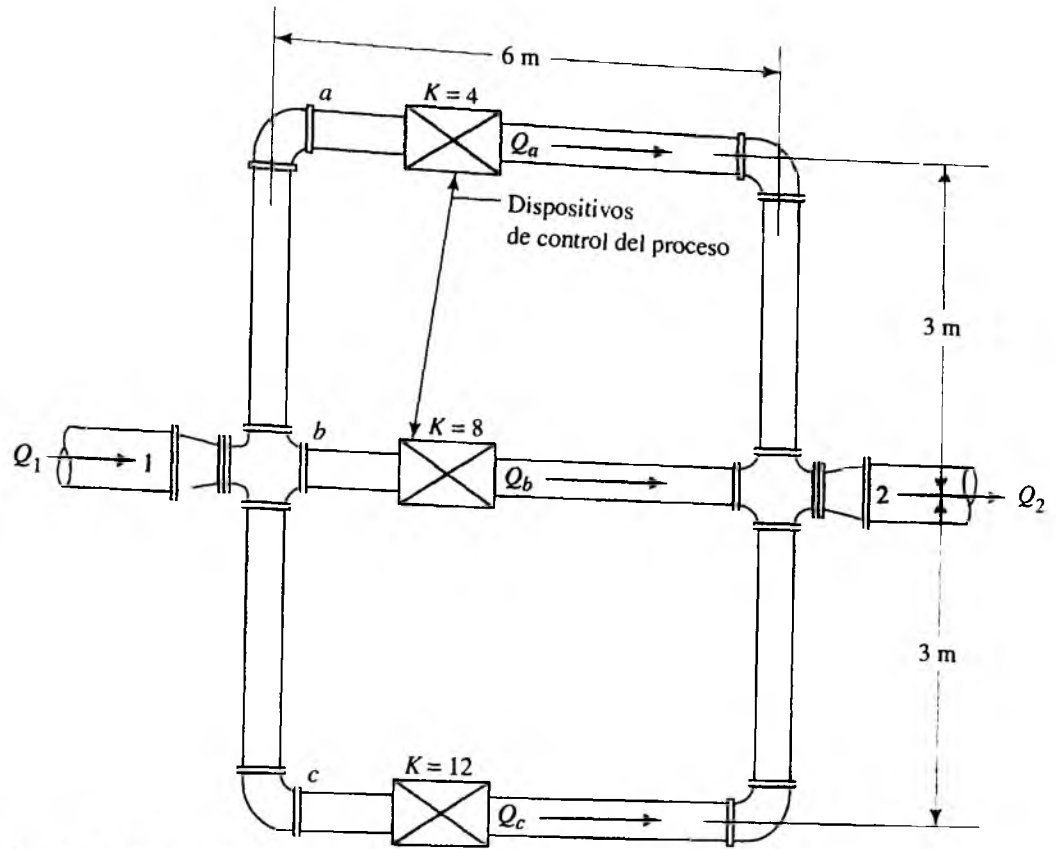
$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b + Q_c \quad (12-16)$$

$$h_{L_1-2} = h_a = h_b = h_c \quad (12-17)$$

Se requiere una tercera ecuación independiente para resolver de manera explícita las tres velocidades, y no se dispone de ninguna.

Hardy Cross desarrolló un enfoque racional para analizar un sistema como el que se muestra en la figura 12.4, por medio del empleo de un procedimiento iterativo (consulte la referencia 1). Dicho procedimiento converge muy rápido hacia los flujos vo-

FIGURA 12.4 Red con tres ramas.



Nota: Las tuberías de entrada y salida son de 2 pulgadas, cédula 40
 Las tuberías de las ramas a, b y c son de 1 pulgada, cédula 40
 Los codos son estándar

lumétricos correctos. Aún así se requieren muchos cálculos, pero pueden plantearse en forma ordenada para realizarlos en una calculadora o computadora digital.

La técnica de Cross requiere que se expresen los términos de pérdida de carga para cada tubería del sistema en la forma

$$h = kQ^n \quad (12-18)$$

donde k es una resistencia equivalente al flujo para toda la tubería, y Q es el flujo volumétrico en éste. Se ilustrará la obtención de dicha expresión con el problema modelo que sigue a esta introducción general de la técnica de Cross.

Hay que recordar que las pérdidas por fricción y las pérdidas menores son proporcionales a la carga de velocidad $v^2/2g$. Después, con el empleo de la ecuación de continuidad, se expresa la velocidad en términos del flujo volumétrico. Es decir,

$$v = Q/A$$

y

$$v^2 = Q^2/A^2$$

Esto permitirá el desarrollo de una ecuación de la forma que tiene la ecuación (12-8).

La técnica iterativa de Cross requiere estimaciones iniciales del flujo volumétrico en cada rama del sistema. Dos consideraciones ayudan a hacerlas:

1. En cada intersección de la red, la suma de los flujos que entran es igual a la suma de los que salen.

- El fluido tiende a seguir la trayectoria de resistencia mínima a través de la red. Por tanto, una tubería que tenga un valor menor que k conducirá un flujo mayor que aquellos con valores más altos.

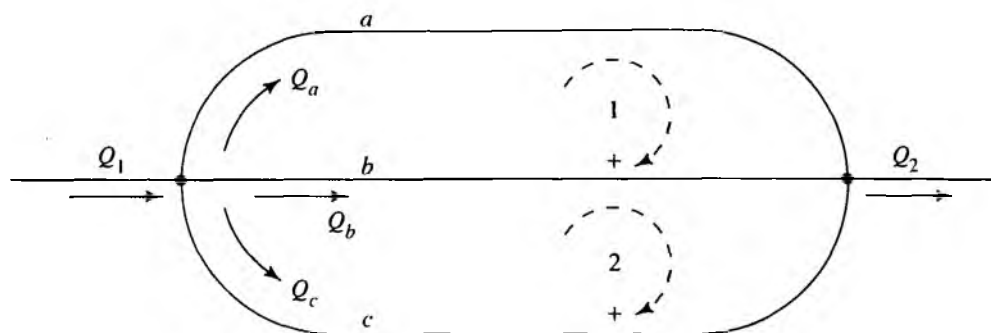
Antes de comenzar el proceso de iteración, la red debe dividirse en un conjunto de circuitos cerrados. La figura 12.5 muestra una representación esquemática de un sistema de tres tuberías, similar al de la figura 12.4. Las flechas punteadas dibujadas en sentido del movimiento de las manecillas del reloj ayudan a definir los signos de los flujos volumétricos Q y las pérdidas de carga h de las tuberías diferentes de cada circuito, de acuerdo con la convención siguiente:

Si el flujo en una tubería dada de un circuito va en el sentido del movimiento de las manecillas del reloj, Q y h son positivas.

Si el flujo va en sentido contrario del movimiento de las manecillas del reloj, Q y h son negativas.

Entonces, para el circuito 1 de la figura 12.5, h_a y Q_a son positivas, y h_b y Q_b son negativas. Los signos tienen importancia crítica para hacer el cálculo correcto de los ajustes de los flujos volumétricos, que se denota con ΔQ , y que se realiza al final de cada iteración. Observe que la tubería b es común a ambos circuitos. Por tanto, a ésta deben aplicarse los ajustes ΔQ para cada circuito.

FIGURA 12.5 Circuitos cerrados que se emplean en la técnica de Cross para el análisis de redes de tubería.



A continuación se presenta paso a paso la técnica de Cross para analizar el flujo en redes de tubería. Después, se resuelve un problema modelo, con el fin de ilustrar la aplicación del procedimiento.

TÉCNICA DE CROSS PARA EL ANÁLISIS DE REDES DE TUBERÍA

- Expresar la pérdida de energía en cada tubería, en la forma $h = kQ^2$.
- Suponer un valor para el flujo volumétrico en cada tubería, de modo que el flujo que entra a cada intersección sea igual al flujo que sale de ella.
- Dividir la red en series de circuitos cerrados.
- Para cada tubería, calcular la pérdida de carga $h = kQ^2$, con el uso del valor supuesto de Q .
- Proceder alrededor de cada circuito para sumar algebraicamente todos los valores de h , con la convención siguiente para los signos:
Si el flujo va en el sentido del movimiento de las manecillas del reloj, h y Q son positivas.
Si el flujo va en sentido contrario del movimiento de las manecillas del reloj, h y Q son negativas.
La suma resultante se denota con Σh .
- Para cada tubería, calcular $2kQ$.
- Sumar todos los valores de $2kQ$ para cada circuito, con la suposición de que todos son positivos. Esta suma se denota con $\Sigma(2kQ)$.
- Para cada circuito, calcular el valor de ΔQ , con

$$\Delta Q = \frac{\Sigma h}{\Sigma(2kQ)} \quad (12-19)$$

9. Para cada tubería, calcular una estimación nueva de Q por medio de

$$Q' = Q - \Delta Q$$

10. Repetir los pasos 4 a 8 hasta que ΔQ del paso 8 se haga tan pequeño que sea insignificante. El valor Q' se utiliza para la iteración siguiente.

PROBLEMA MODELO PROGRAMADO

PROBLEMA MODELO 12.3

Para el sistema de la figura 12.4, determine el flujo volumétrico de agua a 15 °C a través de cada rama, si hacia dentro y fuera del sistema fluyen 600 L/min (0.01 m³/s) por tubos de 2 pulgadas.

Solución

Como paso 1 del procedimiento, la pérdida de carga en cada tubería debe expresarse en la forma $h = kQ^2$. En primer lugar, considere 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 $K = 4.0$ con base en la carga de velocidad de la tubería) y a la fricción en la tubería. Entonces,

$$h_a = 2(f_{aT})(30)(v_a^2/2g) + 4.0(v_a^2/2g) + f_a(L_a/D_a)(v_a^2/2g)$$

(codos) (restricción) (fricción)

El factor de fricción f_a para el flujo en la tubería depende del número de Reynolds y, por tanto, del flujo volumétrico. Debido a que éste es el objetivo del análisis de la red, en este momento no es posible determinar dicho valor en forma explícita. Además, el flujo volumétrico en general será diferente en cada segmento del sistema de flujo, lo que resultará en valores diferentes del factor de fricción. En el análisis presente se tomará en cuenta eso con el cálculo del valor de fricción después de suponer la magnitud del flujo volumétrico en cada tubería, un paso que es inherente a la técnica de Cross. Se empleará el método de Swamee-Jain para calcular el factor de fricción por medio de la ecuación (8-7). Después, se volverá a calcular los valores de los factores de fricción para cada intento, conforme se mejora el valor del flujo volumétrico.

En primer lugar, se simplifica la ecuación para h_a efectuando tantos cálculos como sea posible. ¿Cuáles valores pueden determinarse?

La longitud total de la tubería en la rama a es de 12 m, y para la tubería de 1 pulgada, cédula 40, $D = 0.0266$ m y $A = 5.574 \times 10^{-4}$ m². En la tabla 10.5 se encuentra que el valor de $f_{aT} = 0.023$, para una tubería de acero de 1 pulgada, cédula 40, con flujo en la zona de turbulencia completa. El agua a 15 °C tiene una viscosidad cinemática $\nu = 1.15 \times 10^{-6}$ m²/s. Se introduce el flujo volumétrico Q a la ecuación, pues se observa, como antes que,

$$v_a^2 = Q_a^2/A_a^2$$

Ahora se sustituyen estos valores en la ecuación para h_a y se simplifica tanto como sea posible.

Debió haber obtenido algo como lo siguiente:

$$h_a = [60(f_{aT}) + 4.0 + (f_a)(12/0.0266)](v_a^2/2g)$$

$$h_a = [60(f_{aT}) + 4.0 + 451(f_a)](Q_a^2/2gA^2)$$

$$h_a = [60(0.023) + 4.0 + 451(f_a)] \left[\frac{Q_a^2}{2(9.81)(5.574 \times 10^{-4})^2} \right]$$

$$h_a = [5.38 + 451(f_a)](1.64 \times 10^5)Q_a^2 \quad (12-20)$$

También es conveniente expresar el número de Reynolds en términos del flujo volumétrico Q , para calcular el valor de la rugosidad relativa D/ϵ . Haga eso ahora.

Debido a que las tres ramas tienen el mismo tamaño y tipo de tubería, se aplican estos cálculos a cada una de ellas. Si en la red se utilizaran tuberías diferentes, se deberían repetir los cálculos para cada una. Para la tubería de acero de 1 pulgada,

$$D/\epsilon = (0.0266 \text{ m}) / (4.6 \times 10^{-5} \text{ m}) = 578$$

La fórmula para el número de Reynolds debe modificarse, así

$$N_{Ra} = \frac{v_a D_a}{\nu} = \frac{Q_a D_a}{A_a \nu} = \frac{Q_a (0.0266)}{(5.574 \times 10^{-4})(1.15 \times 10^{-6})}$$

$$N_{Ra} = (4.15 \times 10^7) Q_a \quad (12-21)$$

Ahora se crean expresiones para las pérdidas de carga en las otras dos tuberías, h_b y h_c , con el empleo de procedimientos similares.

Compare sus resultados con éstos. Observe que el tamaño de la tubería en las ramas b y c es el mismo que el de la rama a . Para la rama b :

$$h_b = 8.0(v_b^2/2g) + f_b(L_b/D_b)(v_b^2/2g)$$

(restricción) (fricción)

$$h_b = [8.0 + f_b(6/0.0266)](Q_b^2/2gA^2)$$

$$h_b = [8.0 + 225.6(f_b)](1.64 \times 10^5)Q_b^2 \quad (12-22)$$

Para la rama c :

$$h_c = 2(f_{cT})(30)(v_c^2/2g) + 12.0(v_c^2/2g) + f_c(L_c/D_c)(v_c^2/2g)$$

(codos) (restricción) (fricción)

$$h_c = [60(f_{cT}) + 12.0 + f_c(12/0.0266)](v_c^2/2g)$$

$$h_c = [60(0.023) + 12.0 + 451f_c](Q_c^2/2gA^2)$$

$$h_c = [13.38 + 451(f_c)](1.64 \times 10^5)Q_c^2 \quad (12-23)$$

Se utilizarán las ecuaciones (12-20) y (12-23) en los cálculos de pérdidas de carga en tanto continúe el proceso de iteración de Cross. Cuando se conocen o suponen los valores de los factores de fricción, las ecuaciones de la pérdida de carga se reducen a la forma que tiene la ecuación (12-18). Con frecuencia resulta satisfactorio suponer valores razonables para los distintos factores de fricción, porque los cambios menores tienen poco efecto sobre la distribución del flujo y la pérdida de carga total. Sin embargo, se demostrará el procedimiento de solución completo donde se calculan nuevos factores de fricción para cada tubería en cada intento.

El paso 2 del procedimiento pide que se estime el flujo volumétrico en cada rama. ¿Cuál tubería debe tener el flujo volumétrico más elevado y cuál el más pequeño?

Aunque los valores finales de los factores de fricción podrían afectar las magnitudes de las resistencias, parece que la tubería b tiene la resistencia mínima y por tanto debe conducir el flujo más grande. La tubería c tiene la resistencia máxima y por él debe circular el

flujo mínimo. Para los flujos volumétricos son posibles muchas estimaciones de inicio, pero se sabe que

$$Q_a + Q_b + Q_c = Q_1 = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se manejarán las suposiciones iniciales

$$Q_a = 0.0033 \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_b = 0.0036 \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_c = 0.0031 \text{ m}^3/\text{s}$$

El paso 3 del procedimiento se muestra en la figura 2.5. Para realizar el paso 4 necesitamos valores del factor de fricción en cada tubería. Con los valores supuestos para los flujos volumétricos se calculan los números de Reynolds y después los factores de fricción. Haga eso ahora.

Debe tenerse, con la ecuación (12-21) y $D/\epsilon = 578$,

$$N_{Ra} = (4.15 \times 10^7)Q_a = (4.15 \times 10^7)(0.0033 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.37 \times 10^5$$

$$N_{Rb} = (4.15 \times 10^7)Q_b = (4.15 \times 10^7)(0.0036 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.49 \times 10^5$$

$$N_{Rc} = (4.15 \times 10^7)Q_c = (4.15 \times 10^7)(0.0031 \text{ m}^3/\text{s}) = 1.29 \times 10^5$$

Ahora se utiliza la ecuación (9-5) para calcular el factor de fricción de cada tubería:

$$f_a = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_{Ra}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_a = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{1}{3.7(578)} + \frac{5.74}{(1.37 \times 10^5)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.0241$$

En forma similar, se calcula $f_b = 0.0240$ y $f_c = 0.0242$. La magnitud de estos valores es muy parecida y tanta precisión podría no justificarse. Sin embargo, con una disparidad mayor entre las tuberías de la red habría diferencias más notables, y la exactitud de la técnica de iteración dependería de la que tuviera la evaluación de los factores de fricción.

Ahora, para calcular k_a , k_b y k_c , sustituya los factores de fricción y suponga valores de Q en las ecuaciones (12-20), (12-22) y (12-23):

$$h_a = [5.38 + 451(f_a)](1.64 \times 10^5)Q_a^2 = k_a Q_a^2$$

$$h_a = [5.38 + 451(0.0241)](1.64 \times 10^5)Q_a^2 = 2.67 \times 10^6 Q_a^2$$

Por tanto, $k_a = 2.67 \times 10^6$. Al terminar el cálculo se obtiene

$$h_a = 2.67 \times 10^6 (0.0033)^2 = 29.05$$

En forma similar, 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 :

$$h_c = [13.38 + 451(f_c)](1.64 \times 10^5)Q_c^2 = k_c Q_c^2$$

$$h_c = [13.38 + 451(0.0242)](1.64 \times 10^5)Q_c^2 = 3.99 \times 10^6 Q_c^2$$

$$h_c = 3.99 \times 10^6 (0.0031)^2 = 38.31$$

Con esto termina el paso 4. Ahora, prosiga con el paso 5.

Para el circuito 1,

$$\Sigma h_1 = h_a - h_b = 29.05 - 28.53 = 0.52.$$

Para el circuito 2,

$$\Sigma h_2 = h_b - h_c = 28.53 - 38.31 = -9.78$$

Ahora, realice el paso 6.

Los valores correctos para las tres tuberías son:

$$2k_a Q_a = (2)(2.67 \times 10^6)(0.0033) = 17\,609$$

$$2k_b Q_b = (2)(2.20 \times 10^6)(0.0036) = 15\,850$$

$$2k_c Q_c = (2)(3.99 \times 10^6)(0.0031) = 24\,717$$

Podría haber diferencias por el redondeo. Continúe con el paso 7.

Para el circuito 1,

$$\Sigma(2kQ)_1 = 17\,609 + 15\,850 = 33\,459$$

Para el circuito 2,

$$\Sigma(2kQ)_2 = 15\,850 + 24\,717 = 40\,567$$

Ahora, puede calcular el ajuste para las tasas de flujo ΔQ en cada circuito, por medio del paso 8.

Para el circuito 1,

$$\Delta Q_1 = \frac{\Sigma h_1}{\Sigma(2kQ)_1} = \frac{0.52}{33\,459} = 1.56 \times 10^{-5}$$

Para el circuito 2,

$$\Delta Q_2 = \frac{\Sigma h_2}{\Sigma(2kQ)_2} = \frac{-9.78}{40\,567} = -2.41 \times 10^{-4}$$

Los valores de ΔQ son estimaciones del error en los valores que se supuso originalmente para Q . Se recomienda repetir el proceso hasta que la magnitud de ΔQ sea menor que 1% del valor supuesto para Q . Circunstancias especiales podrían hacer necesario el uso de criterios diferentes para juzgar ΔQ .

Ahora es posible efectuar el paso 9. Antes de ver el panel siguiente, calcule el valor nuevo para Q_a .

El cálculo es como sigue:

$$\begin{aligned} Q'_a &= Q_a - \Delta Q_1 = 0.0033 - 1.56 \times 10^{-5} \\ &= 0.003\,28\text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Calcule el valor nuevo de Q_c , antes Q_b . Ponga mucha atención en los signos algebraicos.

Debe tener

$$\begin{aligned} Q'_c &= Q_c - \Delta Q_2 = -0.0031 - (-2.41 \times 10^{-4}) \\ &= -0.00286 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Observe que Q_c es negativo porque fluye en sentido contrario al movimiento de las manecillas del reloj, en el circuito 2. Se interpreta el cálculo de Q'_c como indicador de que la magnitud de Q_c debe decrecer en valor absoluto.

Ahora, calcule el valor nuevo de Q_b . Recuerde que la tubería b forma parte de los dos circuitos.

Tanto ΔQ_1 como ΔQ_2 deben aplicarse a Q_b . Para el circuito 1,

$$Q'_b = Q_b - \Delta Q_1 = -0.0036 - 1.56 \times 10^{-5}$$

Esto resultaría en un incremento del valor absoluto de Q_b . Para el circuito 2,

$$Q'_b = Q_b - \Delta Q_2 = +0.0036 - (-2.41 \times 10^{-4})$$

Esto también resulta en el aumento de Q_b . Por tanto, en realidad Q_b aumenta su valor absoluto en una cantidad igual a la suma de ΔQ_1 y ΔQ_2 . Es decir,

$$\begin{aligned} Q'_b &= 0.0036 + 1.56 \times 10^{-5} + 2.41 \times 10^{-4} \\ &= 0.00386 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Recuerde que la suma de los valores absolutos de los flujos volumétricos en las tres tuberías debe ser igual a $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$, que es el Q total.

Se puede continuar las iteraciones con el empleo de Q'_a , Q'_b y Q'_c , como las estimaciones nuevas para los flujos volumétricos, y con la repetición de los pasos 4 a 8. En la tabla 12.1 se resume los resultados de cuatro iteraciones. Antes de mirar la tabla debe efectuar los cálculos.

Observe que en el intento número 4, los valores de ΔQ están por debajo del 1% de los valores respectivos de Q . Este es un grado de precisión adecuado. Los resultados indican que $Q_a = 3.399 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_b = 3.789 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ y $Q_c = 2.812 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, en las direcciones mostradas en la figura 12.5. Los resultados, expresados en L/min por conveniencia, son $Q_a = 204 \text{ L/min}$, $Q_b = 227 \text{ L/min}$ y $Q_c = 169 \text{ L/min}$. El valor total de Q es 600 L/min . Una vez más, observe que las tuberías que tienen las resistencias más bajas conducen flujos volumétricos mayores. ■

Como se aprecia en la tabla 12.1, se llegó a los resultados del proceso iterativo de la técnica de Cross para los datos del problema modelo 12.3 con el empleo de una hoja de cálculo de computadora. Esto facilita los cálculos secuenciales repetitivos que se requieren ejecutar en tales problemas. También es posible sacar ventaja de un programa escrito en BASIC, FORTRAN u otro lenguaje técnico, en especial si en la red por analizar existe un número grande de tuberías y circuitos.

Existen comercialmente muchos programas de análisis de redes para computadora. Consulte los sitios 1 a 8 de Internet.

TABLA 12.1

Iteración	Circuito	Tubo	Q	N_R	f	k	$h = kQ^2$	$2kQ$	ΔQ	% de cambio	
1	1	<i>a</i>	3.300×10^{-3}	1.37×10^5	0.0241	2.67×10^6	29.054	17609	1.568×10^{-5}	0.48	
		<i>b</i>	-3.600×10^{-3}			2.20×10^6	-28.530	15850		-0.44	
	Suma de h y $2kQ =$							0.524		33459	
	2	<i>b</i>	3.600×10^{-3}	1.49×10^5	0.0240	2.20×10^6	28.530	15850		-6.70	
		<i>c</i>	-3.100×10^{-3}	1.29×10^5	0.0242	3.99×10^6	-38.312	24717		7.78	
	Suma de h y $2kQ =$							-9.782		40567	-2.411×10^{-4}
2	1	<i>a</i>	3.284×10^{-3}	1.36×10^5	0.0241	2.67×10^6	28.784	17528	-1.135×10^{-4}	-3.46	
		<i>b</i>	-3.857×10^{-3}			2.20×10^6	-32.700	16957		2.94	
	Suma de h y $2kQ =$							-3.916		34485	
	2	<i>b</i>	3.857×10^{-3}	1.60×10^5	0.0239	2.20×10^6	32.700	16957		0.03	
		<i>c</i>	-2.859×10^{-3}	1.19×10^5	0.0243	4.00×10^6	-32.654	22844		-0.04	
	Suma de h y $2kQ =$							0.046		39801	1.151×10^{-6}
3	1	<i>a</i>	3.398×10^{-3}	1.41×10^5	0.0241	2.67×10^6	30.770	18112	-9.176×10^{-7}	-0.03	
		<i>b</i>	-3.742×10^{-3}			2.20×10^6	-30.802	16462		0.02	
	Suma de h y $2kQ =$							-0.032		34574	
	2	<i>b</i>	3.742×10^{-3}	1.55×10^5	0.0240	2.20×10^6	30.802	16462		-1.28	
		<i>c</i>	-2.860×10^{-3}	1.19×10^5	0.0243	4.00×10^6	-32.680	22853		1.67	
	Suma de h y $2kQ =$							-1.878		39315	-4.776×10^{-5}
4	1	<i>a</i>	3.399×10^{-3}	1.41×10^5	0.0241	2.67×10^6	30.787	18116	-2.252×10^{-5}	-0.66	
		<i>b</i>	-3.789×10^{-3}			2.20×10^6	-31.570	16664		0.59	
	Suma de h y $2kQ =$							-0.783		34780	
	2	<i>b</i>	3.789×10^{-3}	1.57×10^5	0.0240	2.20×10^6	31.570	16664		-0.03	
		<i>c</i>	-2.812×10^{-3}	1.17×10^5	0.0244	4.00×10^6	-31.612	22482		0.04	
	Suma de h y $2kQ =$							-0.042		39146	-1.073×10^{-6}

REFERENCIA

1. Cross, Hardy. 1936 (noviembre). *Analysis of Flow in Networks of Conduits or Conductors* (University of Illinois Engineering

Experiment Station Bulletin No. 286). Urbana: University of Illinois.

SITIOS DE INTERNET

1. Tahoe Design Software. www.tahoesoftware.com Productor del software HYDROFLO, HYDRONET y PumpBase, para analizar sistemas de tuberías en serie, en paralelo y en redes. PumpBase es una ayuda para seleccionar bombas centrífugas en una base de datos grande de curvas de rendimiento de los fabricantes.
2. ABZ. Inc. www.abzinc.com Productor del software Design Flow Solutions, para resolver distintos problemas de circulación de fluidos, inclusive de sistemas en serie, en paralelo y en redes. Es el desarrollador original del software Crane Companion. Proveedor de servicios de ingeniería y consultoría para la industria de la energía.
3. SimSci-Esscor www.simsci-esscor.com Productor del software PIPEPHASE, que modela sistemas de tuberías y redes de flujo de fase única y fases múltiples, de petróleo y gas.
4. EPCON www.epcon.com Productor del software SINET y CHEMPRO, para analizar redes de tuberías e ingeniería de procesos de sistemas de fases múltiples de líquidos y gases. Incluye una base de datos grande de propiedades físicas. El software SYSTEM 7 Process Explorer integra la simulación de procesos y análisis del flujo de fluidos.
5. KORF Software www.korf.co.uk Productor del software KORF Hydraulics, para calcular flujos volumétricos y presio-

nes en tuberías y redes de tuberías para líquidos y fluidos isotérmicos, compresibles y en dos fases.

6. Applied Flow Technology www.aft.com Productor del software AFT Titan, AFT Arrow, AFT Fathom, y otros paquetes de análisis y diseño de flujo de fluidos líquidos y compresibles. AFT Titan auxilia en el dimensionamiento de sistemas de ductos y tuberías para flujos compresibles, con objeto de optimizar el costo.
7. ALGOR www.algor.com Productor del software PIPEPAK, para analizar el flujo estable e inestable de fluidos, junto con el análisis de sistemas de tuberías, inclusive de los esfuerzos estáticos, frecuencia natural y respuesta a la frecuencia, para dar cumplimiento a los códigos de estándares industriales de tuberías para energía y procesos.
8. Engineered Software, Inc. www.fluidflowsoftware.com Productor del software para análisis de flujo de fluidos FLO-SERIES, para fluidos líquidos y compresibles, y almacenamiento de pulpa para papel. El software PUMPFLO auxilia en la selección de bombas centrífugas en catálogos electrónicos de los fabricantes. Dispone de una base de datos grande de propiedades físicas para el procesamiento de fluidos químicos e industriales.

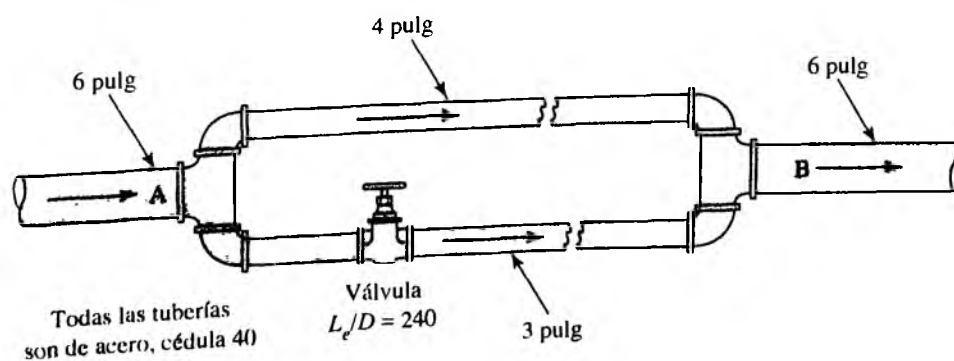
PROBLEMAS

Sistemas con dos ramas

12.1M La figura 12.6 muestra un sistema ramificado donde la presión en el punto A es de 700 kPa, y en el B es de 550 kPa. Cada rama mide 60 m de largo. Ignore las pérdi-

das en las intersecciones, pero tome en cuenta todos los codos. Si el sistema conduce aceite con peso específico de 8.80 kN/m^3 , calcule el flujo volumétrico total. El aceite tiene viscosidad cinemática de $4.8 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

FIGURA 12.6 Problema 12.1.



12.2E Con el uso del sistema que se muestra en la figura 12.2 y los datos del problema modelo 12.1, determine (a) el flujo volumétrico del agua en cada rama y (b) la caída de presión entre los puntos 1 y 2, si la primera válvula de compuerta está cerrada a la mitad y las otras están abiertas por completo.

12.3M Por el sistema de tubería ramificado que se aprecia en la figura 12.7, en el punto A circulan 850 L/min de agua a 10 °C, por una tubería de 4 pulgadas, cédula 40. El flujo se bifurca en dos tuberías de 2 pulgadas, cédula 40, según se observa, y vuelve a unirse en el punto B. Calcule (a) el 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 de la rama inferior es de 60 m. Los codos son estándar.

12.4E Por el sistema de tubería ramificada que se muestra en la figura 12.8, fluyen por una tubería de 8 pulgadas 1350 gal/min de benceno (sg = 0.87) a 140 °F. Calcule el flujo volumétrico en las tuberías de 6 y 2 pulgadas. Todas las tuberías son de acero estándar cédula 40.

12.5M Un tubo de 150 mm se ramifica en dos, uno de 100 mm y otro de 50 mm, como se aprecia en la figura 12.9. Ambos tubos son de cobre y miden 30 m de longitud. (El fluido es agua a 10 °C.) Determine cuál debe ser el coeficiente de resistencia K de la válvula, con el fin de obtener el mismo flujo volumétrico de 500 L/min en cada rama.

FIGURA 12.7 Problemas 12.3 y 12.8.

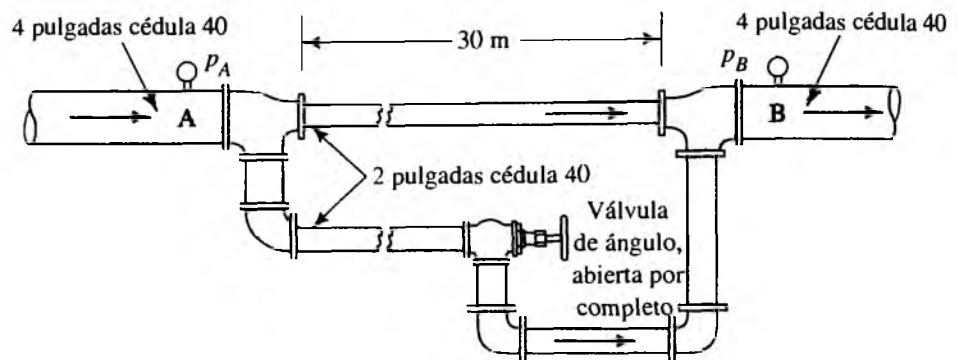


FIGURA 12.8 Problemas 12.4 y 12.7.

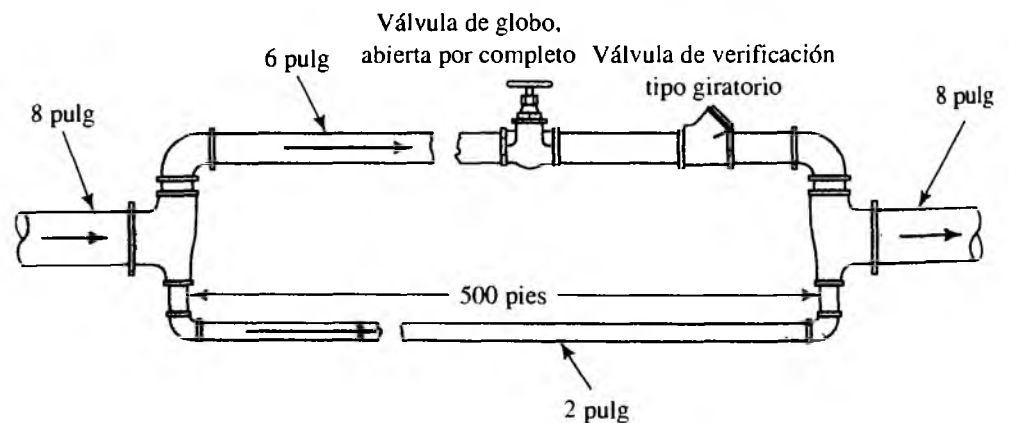
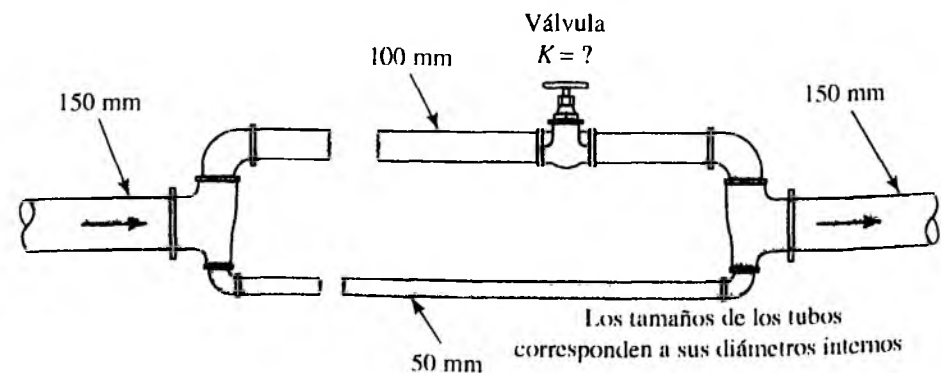


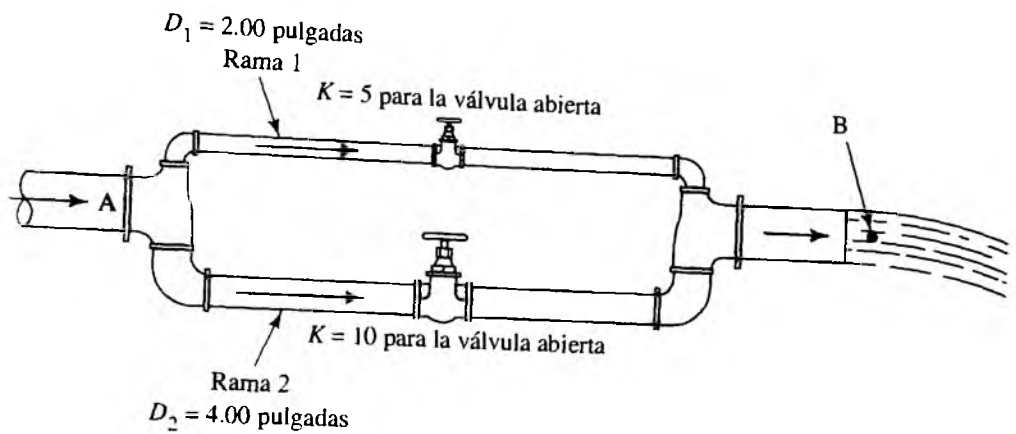
FIGURA 12.9 Problema 12.5.



12.6E En el sistema de la figura 12.10, la presión en el punto A se mantiene constante a 20 psig. El flujo volumétrico total en el punto B de la tubería depende de cuáles válvulas estén abiertas o cerradas. Para cada codo utilice $K = 0.9$, pero ignore las pérdidas de energía en las tuberías. Asimismo, debido a que la longitud de cada rama es corta, ignore las pérdidas por fricción en la tubería. La tubería en la rama 1 tiene un diámetro interno de 2 pulgadas y la rama 2 tiene otro de 4 pulgadas. Calcule el flujo volumétrico del agua para cada una de las condiciones siguientes:

- a. Ambas válvulas abiertas.
- b. Sólo está abierta la válvula de la rama 2.
- c. Sólo está abierta la válvula de la rama 1.

FIGURA 12.10 Problema 12.6.



12.7E Resuelva el problema 12.4 por medio de la técnica de Cross.

12.8M Resuelva el problema 12.3 con la técnica de Cross.

Redes

Nota: ignore las pérdidas menores.

12.9E Encuentre el flujo volumétrico del agua a 60 °F en cada tubería de la figura 12.11.

12.10M La figura 12.12 representa un sistema de aspersión de rocío por el que fluye agua a 15 °C. Todos los tubos son de cobre de 3 pulgadas tipo K. Determine el flujo volumétrico en cada tubo.

FIGURA 12.11 Problema 12.9.

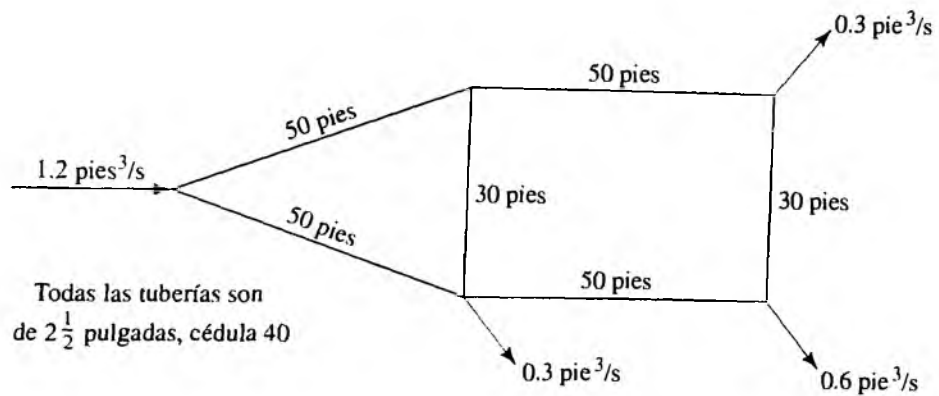
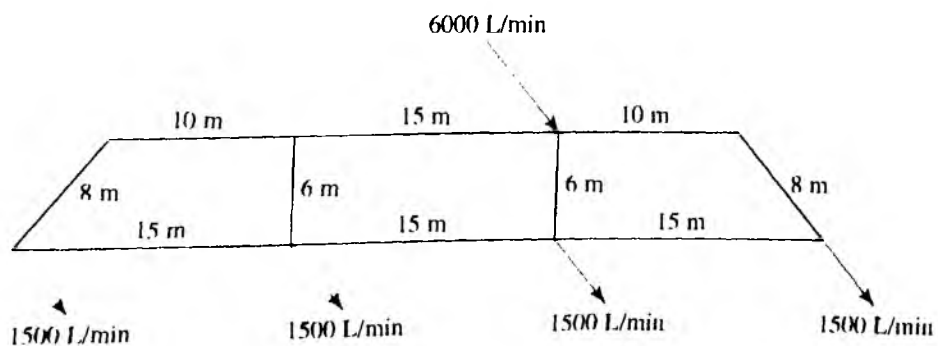


FIGURA 12.12 Problema 12.10.

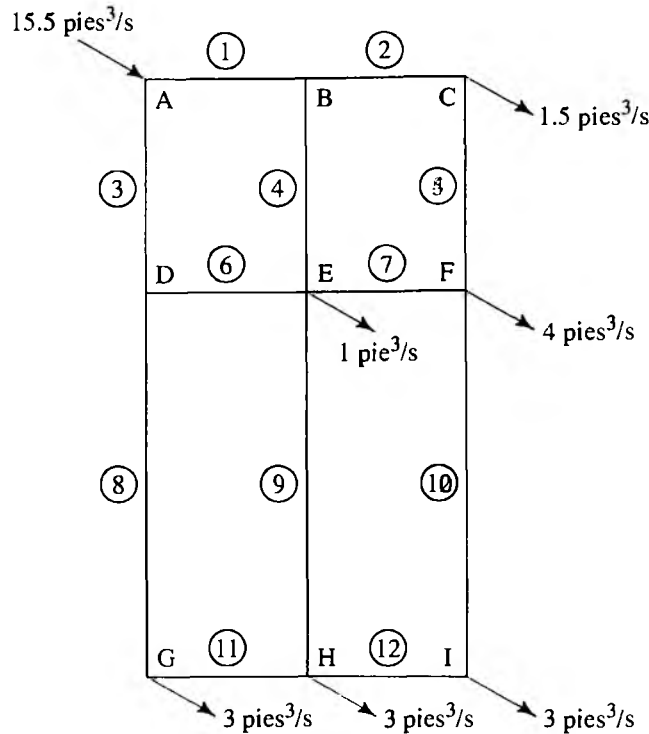


12.11E La figura 12.13 representa la red de distribución de agua de un parque industrial pequeño. El suministro de 15.5 pies³/s de agua a 60 °F ingresa al sistema en el punto A. En los puntos C, E, F, G, H e I, plantas de manufactura extraen lo que se indica. Determine el flujo en cada tubería del sistema.

12.12M La figura 12.14 representa la red de distribución de refrigerante hacia cinco máquinas herramienta en un sistema automático de fabricación. La red conforma un rectángulo de 7.5 m por 15 m. Todas las tuberías están hechas de acero con espesor de pared de 0.065 pulgadas. Las tuberías 1 y 3 tienen diámetro de 2 pulgadas; la tubería 2 lo tiene de 1½, y todas las demás son de 1 pulgada de diámetro. El refrigerante tiene gravedad específica de 0.92 y viscosidad dinámica de 2.00 × 10⁻³ Pa·s. Determine el flujo en cada tubo.

tema automático de fabricación. La red conforma un rectángulo de 7.5 m por 15 m. Todas las tuberías están hechas de acero con espesor de pared de 0.065 pulgadas. Las tuberías 1 y 3 tienen diámetro de 2 pulgadas; la tubería 2 lo tiene de 1½, y todas las demás son de 1 pulgada de diámetro. El refrigerante tiene gravedad específica de 0.92 y viscosidad dinámica de 2.00 × 10⁻³ Pa·s. Determine el flujo en cada tubo.

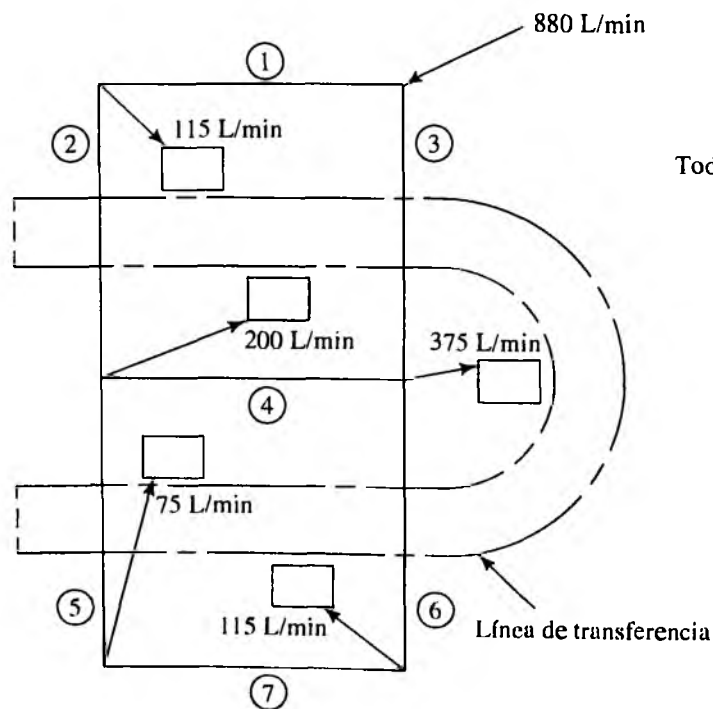
FIGURA 12.13 Problema 12.11.



Datos de las tuberías
Todas las tuberías son cédula 40

Tubo núm.	Longitud (pies)	Tamaño (pulg)
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 12.14 Problema 12.12.



Datos de las tuberías
Todas las tuberías miden 7.5 m de longitud
Todas las tuberías son de acero
Espesor de pared = 0.065 pulgada

Tubo núm.	Diámetro exterior (pulgadas)
1	2
2	1½
3	2
4	1
5	1
6	1
7	1