$$\Delta t \approx \frac{Q}{\dot{Q}_{\text{prom}}} = \frac{3\,163\,000\ \text{J}}{610\ \text{J/s}} = 5\,185\ \text{s} = \mathbf{1\ h\ 26\ min}$$

Discusión También pudo determinarse el tiempo de enfriamiento con mayor precisión mediante los diagramas o relaciones de temperatura transitoria presentados en el capítulo 4. Pero las suposiciones simplificadoras que se acaban de establecer se pueden justificar si todo lo que se necesita es un valor aproximado. Será ingenuo esperar que el tiempo de enfriamiento sea exactamente 1 h 26 min pero, al aplicar nuestro juicio de ingeniería, resulta realista esperar que el tiempo de enfriamiento sea de entre una y dos horas.

7-4 ▪ FLUJO A TRAVÉS DE BANCOS DE TUBOS

En la práctica es común encontrar flujo cruzado sobre bancos de tubos en equipos de transferencia de calor, como los condensadores y evaporadores de las plantas generadoras de energía eléctrica, los refrigeradores y los acondicionadores de aire. En ese equipo, un fluido se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro se mueve sobre éstos en una dirección perpendicular.

En un intercambiador de calor que contiene un banco de tubos, éstos suelen colocarse en una *coraza* (y de ahí el nombre de *intercambiador de calor de coraza y tubos*), en especial cuando el fluido es un líquido, y éste fluye a través del espacio entre los tubos y el casco. Existen numerosos tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, algunos de los cuales se consideran en el capítulo 13. En esta sección se consideran los aspectos generales del flujo sobre el banco de tubos y se trata de desarrollar una mejor comprensión, más intuitiva, del desempeño de los intercambiadores que contienen un banco de tubos.

El flujo *por el interior* de los tubos se puede analizar al considerar el flujo por uno solo de ellos, y al multiplicar los resultados por el número de tubos. Sin embargo, éste no es el caso para el flujo *sobre* los tubos, ya que influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos, como se muestra en la figura 7-25. Por lo tanto, cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos en el haz.

Los tubos en un banco suelen disponerse *alineados* o *escalonados* en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 7-26. El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el *paso transversal* S_T, el *paso longitudinal* S_L y el *paso diagonal* S_D entre los centros de los tubos. El paso diagonal se determina a partir de

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2} \tag{7-38}$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de $A_1 = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - D)L$ entre los tubos y, como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta. En la disposición escalonada la velocidad puede aumentar todavía más en la región diagonal si las filas de tubos están muy próximas entre sí. En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima $V_{\text{máx}}$ que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada V. Por lo tanto, el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V_{\text{máx}} D}{\mu} = \frac{V_{\text{máx}} D}{\nu} \tag{7-39}$$

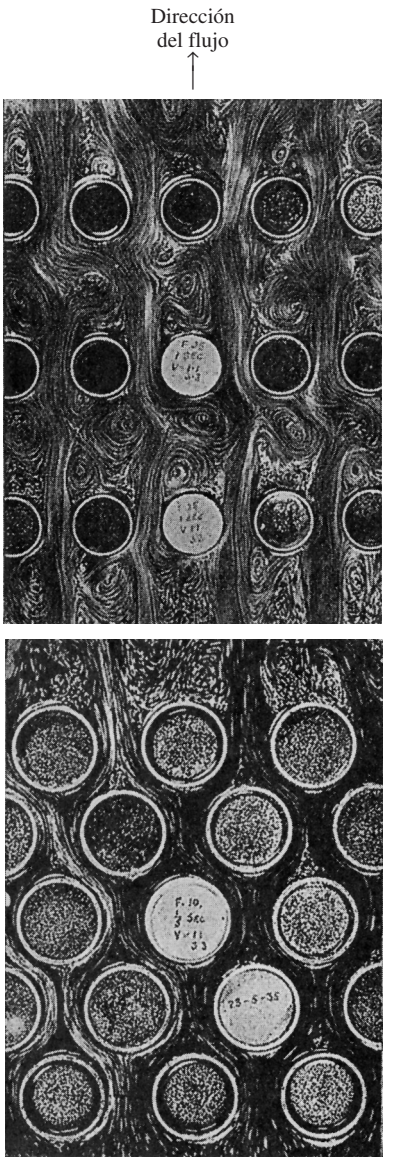


FIGURA 7-25
Patrones de flujo para los bancos de tubos alineados o escalonados (fotografías tomadas por R. D. Willis).

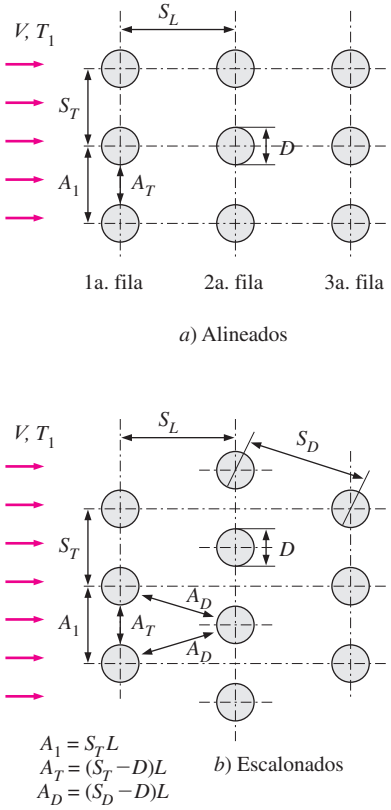


FIGURA 7-26
Disposición de los tubos en los bancos alineados o escalonados (A_1, A_T y A_D son las áreas de flujo en los lugares indicados y L es la longitud de los tubos).

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Para la disposición de *alineados*, la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y la conservación de la masa se puede expresar como (véase la figura 7-26*a*) $\rho V A_1 = \rho V_{\text{máx}} A_T$, o bien, $VS_T = V_{\text{máx}}(S_T - D)$. Entonces la velocidad máxima queda

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D} V \tag{7-40}$$

En la disposición *escalonada* el fluido que se aproxima a través del área A_1 de la figura 7-26*b* pasa por el área A_T y, después, por el área $2A_D$, conforme se enrolla alrededor del tubo de la fila siguiente. Si $2A_D > A_T$, todavía la velocidad máxima ocurre en A_T entre los tubos y, por consiguiente, la relación $V_{\text{máx}}$ de la ecuación 7-40 se puede usar para bancos de tubos escalonados. Pero si $2A_D < A_T$ [o sea, si $2(S_D - D) < (S_T - D)$], se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales y, en este caso, esa velocidad máxima queda

$$\textit{Escalonada y } S_D < (S_T + D)/2\text{:} \qquad V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \tag{7-41}$$

ya que $\rho V A_1 = \rho V_{\text{máx}}(2A_D)$ o bien, $VS_T = 2V_{\text{máx}}(S_D - D)$.

La naturaleza del flujo alrededor de un tubo en la primera fila se asemeja al flujo sobre un solo tubo discutido en la sección 7-3, en especial cuando los tubos no están demasiado próximos entre sí. Por lo tanto, cada uno de los tubos en un banco que conste de una sola fila transversal se puede tratar como un solo tubo en flujo cruzado. Sin embargo, la naturaleza del flujo alrededor de un tubo de la segunda fila y de las subsiguientes es muy diferente, debido a las estelas formadas y a la turbulencia causada por los tubos corriente arriba. El nivel de turbulencia y, por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor se incrementan con el número de filas en virtud de los efectos combinados de las filas corriente arriba. Pero no se tiene un cambio significativo en el nivel de turbulencia después de unas cuantas de las primeras filas y, de este modo, el coeficiente de transferencia de calor permanece constante.

El flujo a través de bancos de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse en forma analítica. Principalmente, se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo así como de la disposición y del tamaño de los tubos.

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general es

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = C\,\text{Re}_D^m\,\text{Pr}^n(\text{Pr}/\text{Pr}_s)^{0.25} \tag{7-42}$$

donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds. En la tabla 7-2 se dan esas correlaciones explícitamente para $0.7 < \text{Pr} < 500$ y $0 < \text{Re}_D < 2 \times 10^6$. La incertidumbre en los valores del número de Nusselt obtenido a partir de estas relaciones es de $\pm 15\%$. Nótese que todas las propiedades, excepto Pr_s se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido determinada a partir de

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \tag{7-43}$$

donde T_i y T_e son las temperaturas del fluido en la admisión y en la salida del banco de tubos, respectivamente.

TABLA 7-2

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ (tomado de Zukauskas, 1987)*

Disposición	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9\ Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52\ Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000-2×10^5	$Nu_D = 0.27\ Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5-2×10^6	$Nu_D = 0.033\ Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04\ Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71\ Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000-2×10^5	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2}\ Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5-2×10^6	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2}\ Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s, se deben evaluar en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar en T_s).

Las relaciones del número de Nusselt promedio de la tabla 7-2 son para bancos de tubos con 16 o más filas. También se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con $N_L < 16$, siempre que se modifiquen como

$$Nu_{D,\,N_L} = F Nu_D \tag{7-44}$$

donde F es un *factor de corrección* cuyos valores se dan en la tabla 7-3. Para $Re_D > 1\,000$, el factor de corrección es independiente del número de Reynolds.

Una vez que se conoce el número de Nusselt y, por tanto, el coeficiente de transferencia de calor promedio para el banco de tubos completo, se puede determinar la razón de la transferencia de calor a partir de la ley de Newton de enfriamiento, mediante una diferencia de temperaturas apropiada, ΔT. El primer pensamiento que viene a la mente es usar $\Delta T = T_s - T_m = T_s - (T_i + T_e)/2$. Pero, en general, con esto se predecirá la razón de la transferencia de calor en exceso. En el capítulo siguiente se demostrará que la diferencia de temperaturas apropiada para el flujo interno (el flujo sobre los bancos de tubos todavía es interno a través del casco) es la *diferencia media logarítmica de temperaturas*, $\Delta T_{\ln}$, definida como

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)\right]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln\left(\Delta T_e/\Delta T_i\right)} \tag{7-45}$$

También se demuestra que la temperatura de salida del fluido T_e se puede determinar a partir de

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(\pm \frac{A_s h}{\dot{m} c_p}\right) \tag{7-46}$$

TABLA 7-3

Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D,\,N_L} = F Nu_D$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1\,000$ (tomado de Zukauskas, 1987)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

donde $A_s = N\pi DL$ es el área superficial de transferencia de calor y $\dot{m} = \rho V(N_T S_T L)$ es el gasto de masa del fluido. Aquí, N es el número total de tubos en el banco, N_T es el número de tubos en un plano transversal, L es la longitud de los tubos y V es la velocidad del fluido justo antes de entrar en el banco. Entonces la razón de la transferencia de calor se puede determinar a partir de

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{\ln} = \dot{m}c_p(T_e - T_i) \tag{7-47}$$

Suele ser más conveniente usar la segunda relación, ya que no requiere el cálculo de $\Delta T_{\ln}$.

Caída de presión

Otra cantidad de interés asociada con los bancos de tubos es la *caída de presión*, ΔP, la cual es la diferencia entre las presiones en la admisión y a la salida del banco. Es una medida de la resistencia que los tubos ofrecen al flujo sobre ellos y se expresa como

$$\Delta P = N_L f\chi \frac{\rho V_{\text{máx}}^2}{2} \tag{7-48}$$

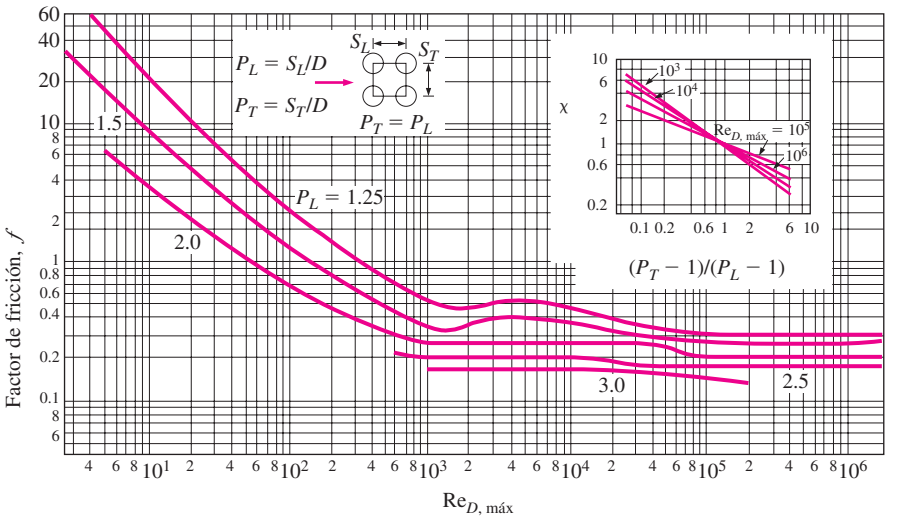
donde f es el factor de fricción y χ es el factor de corrección, las gráficas de ambos se dan en la figura 7-27*a* y *b*, contra el número de Reynolds, con base en la velocidad máxima $V_{\text{máx}}$. El factor de fricción de la figura 7-27*a* es para un banco *cuadrado* de tubos alineados ($S_T = S_L$) y el factor de corrección dado en el inserto se usa para tomar en cuenta los efectos de la desviación de las disposiciones rectangulares alineadas con respecto a la disposición cuadrada. De manera análoga, el factor de fricción de la figura 7-27*b* es para un banco *equilátero* de tubos escalonados ($S_T = S_D$) y el factor de corrección es para tomar en cuenta los efectos de la desviación con respecto a la disposición equilátera. Nótese que $\chi = 1$ tanto para la disposición cuadrada como para la de triángulo equilátero. Asimismo, la caída de presión se presenta en la dirección del flujo y, como consecuencia, en la relación de ΔP se usa N_L (el número de filas).

La potencia requerida para mover un fluido a través de un banco de tubos es proporcional a la caída de presión y, cuando se cuenta con esta caída, la potencia requerida de bombeo se puede determinar a partir de

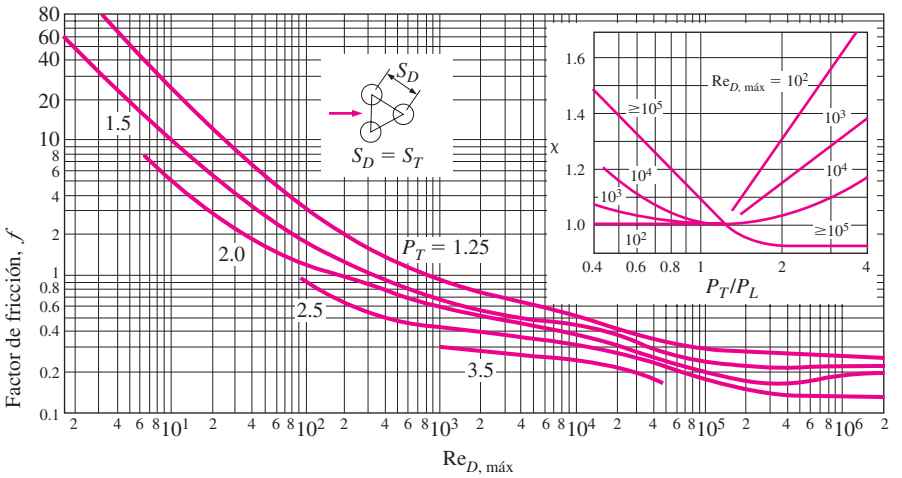
$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{V}\Delta P = \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \tag{7-49}$$

donde $\dot{V} = V(N_T S_T L)$ es el gasto volumétrico y $\dot{m} = \rho\dot{V} = \rho V(N_T S_T L)$ es el gasto de masa del fluido a través del banco de tubos. Nótese que la potencia requerida para mantener el fluido en movimiento a través del banco (y, por tanto, el costo de operación) es proporcional a la caída de presión. Por lo tanto, deben evaluarse los beneficios de mejorar la transferencia de calor en un banco de tubos a través de un cambio en la disposición contra el costo de las necesidades adicionales de potencia.

En esta sección se limitará esta consideración a bancos de tubos con superficies bases (sin aletas). En la práctica también son de uso común los bancos de tubos con superficies con aletas, en especial cuando el fluido es un gas, y en la literatura se pueden hallar correlaciones para la transferencia de calor y la caída de presión para bancos de tubos con aletas de espiga, de placa y de cinta, etcétera.



a) Disposición de alineados



b) Disposición escalonada

FIGURA 7-27
Factor de fricción f y factor de corrección χ para bancos de tubos (tomado de Zukauskas, 1985).

EJEMPLO 7-7 **Precalentamiento de aire por agua geotérmica en un banco de tubos**

En una instalación industrial se va a precalentar aire antes de entrar en un horno por medio de agua geotérmica a 120°C que fluye por los tubos de un banco ubicado en un ducto. El aire entra en el ducto a 20°C y 1 atm, con una velocidad media de 4.5 m/s, y fluye sobre los tubos en dirección perpendicular. El diámetro exterior de los tubos es de 1.5 cm y se encuentran dispuestos en forma alineada con pasos longitudinal y transversal de $S_L = S_T = 5$ cm. Se tienen seis filas en la dirección del flujo con 10 tubos en cada una de ellas, como se muestra en la figura 7-28. Determine la razón de la transferencia de calor por unidad de longitud de los tubos y la caída de presión de uno a otro lado del banco.

SOLUCIÓN Se calienta agua por medio de agua geotérmica en un banco de tubos. Deben determinarse la razón de la transferencia de calor hacia el aire y la caída de presión.

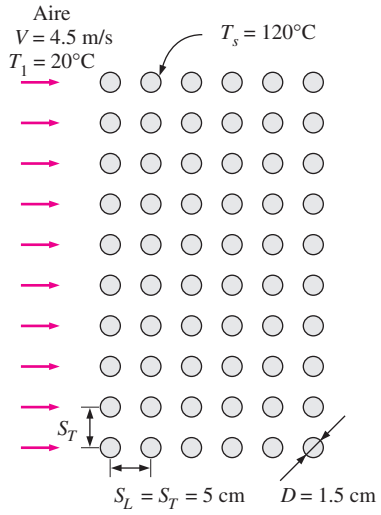


FIGURA 7-28
Esquema para el ejemplo 7-7.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** La temperatura superficial de los tubos es igual a la del agua geotérmica.

Propiedades No se conoce la temperatura de salida del aire y, por consiguiente, la temperatura media. Se evalúan las propiedades del aire a la temperatura media supuesta de 60°C (la cual se comprobará después) y 1 atm como (tabla A-15):

$$k = 0.02808 \text{ W/m} \cdot \text{K}, \qquad \rho = 1.059 \text{ kg/m}^3$$
$$c_p = 1.007 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, \qquad \text{Pr} = 0.7202$$
$$\mu = 2.008 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s} \qquad \text{Pr}_s = \text{Pr}_{120°C} = 0.7073$$

Asimismo, la densidad del aire a la temperatura de admisión de 20°C (para usarse en el cálculo del gasto de masa en la admisión) es $\rho_1 = 1.204$ kg/m^3.

Análisis Se da $D = 0.015$ m, $S_L = S_T = 0.05$ m y $V = 4.5$ m/s. Entonces la velocidad máxima y el número de Reynolds basado en esta velocidad quedan

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D} V = \frac{0.05}{0.05 - 0.015}(4.5 \text{ m/s}) = 6.43 \text{ m/s}$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V_{\text{máx}} D}{\mu} = \frac{(1.059 \text{ kg/m}^3)(6.43 \text{ m/s})(0.015 \text{ m})}{2.008 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 5\,086$$

El número de Nusselt promedio se determina mediante la relación apropiada, tomada de la tabla 7-2, como

$$\text{Nu}_D = 0.27 \text{ Re}_D^{0.63} \text{ Pr}^{0.36} (\text{Pr}/\text{Pr}_s)^{0.25}$$
$$= 0.27(5\,086)^{0.63}(0.7202)^{0.36}(0.7202/0.7073)^{0.25} = 52.1$$

Este número de Nusselt es aplicable a bancos de tubos con $N_L > 16$. En nuestro caso, el número de filas es $N_L = 6$ y el factor de corrección correspondiente, tomado de la tabla 7-3, es $F = 0.945$. Entonces, el número de Nusselt promedio y el coeficiente de transferencia de calor para todos los tubos en el banco quedan

$$\text{Nu}_{D,\,N_L} = F\text{Nu}_D = (0.945)(52.1) = 49.3$$
$$h = \frac{\text{Nu}_{D,\,N_L} k}{D} = \frac{49.3(0.02808 \text{ W/m} \cdot °\text{C})}{0.015 \text{ m}} = 92.2 \text{ W/m}^2 \cdot °\text{C}$$

El número total de tubos es $N = N_L \times N_T = 6 \times 10 = 60$. Para una longitud unitaria de tubo ($L = 1$ m), el área superficial de transferencia de calor y el gasto de masa de aire (evaluado en la admisión) son

$$A_s = N\pi DL = 60\pi(0.015 \text{ m})(1 \text{ m}) = 2.827 \text{ m}^2$$
$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \rho_1 V(N_T S_T L)$$
$$= (1.204 \text{ kg/m}^3)(4.5 \text{ m/s})(10)(0.05 \text{ m})(1 \text{ m}) = 2.709 \text{ kg/s}$$

Entonces la temperatura de salida del fluido, la diferencia media logarítmica de temperaturas y la velocidad de la transferencia de calor quedan

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} c_p}\right)$$
$$= 120 - (120 - 20)\exp\left(-\frac{(2.827 \text{ m}^2)(92.2 \text{ W/m}^2 \cdot °\text{C})}{(2.709 \text{ kg/s})(1\,007 \text{ J/kg} \cdot °\text{C})}\right) = 29.11°\text{C}$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{(120 - 29.11) - (120 - 20)}{\ln[(120 - 29.11)/(120 - 20)]} = 95.4°C$$

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{\ln} = (92.2\ \text{W/m}^2 \cdot °C)(2.827\ \text{m}^2)(95.4°C) = \mathbf{2.49 \times 10^4\ W}$$

La razón de la transferencia de calor también se puede determinar de una manera más simple a partir de

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{\text{in}} = \dot{m}c_p(T_e - T_i)$$
$$= (2.709\ \text{kg/s})(1\,007\ \text{J/kg} \cdot °C)(29.\ 11 - 20)°C = 2.49 \times 10^4\ \text{W}$$

Para este banco cuadrado de tubos alineados, el coeficiente de fricción correspondiente a $\text{Re}_D = 5\,086$ y $S_L/D = 5/1.5 = 3.33$ es, según la figura 7-27*a*, $f = 0.16$. Asimismo, $\chi = 1$ para las disposiciones cuadradas. Entonces la caída de presión a través del banco queda

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{\text{máx}}^2}{2}$$
$$= 6(0.16)(1)\frac{(1.059\ \text{kg/m}^3)(6.43\ \text{m/s})^3}{2}\left(\frac{1\text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right) = \mathbf{21\ Pa}$$

Discusión La temperatura media aritmética del fluido es $(T_i + T_e)/2 = (20 + 29.11)/2 = 24.6°C$, lo cual no está cercano al valor supuesto de 60°C. La repetición de los cálculos para 25°C da 2.57×10^4 W para la razón de la transferencia de calor y 23.5 Pa para la caída de presión.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*

Reducción de la transferencia de calor a través de superficies: aislamiento térmico

Los **aislamientos térmicos** son materiales o combinaciones de materiales que se usan principalmente para suministrar resistencia al flujo de calor (figura 7-29). Es probable que el lector esté familiarizado con varias clases de aislamientos que existen en el mercado. La mayor parte de ellos son materiales heterogéneos, los cuales tienen baja conductividad térmica y contienen bolsas de aire. Esto no es sorprendente, ya que el aire tiene una de las conductividades térmicas más bajas y se dispone de él con facilidad. La espuma de estireno de uso común como material de empaque para aparatos de TV, reproductoras de video, computadoras y muchos otros artículos debido a su poco peso también es un aislador excelente.

La *diferencia de temperatura* es la fuerza impulsora para el flujo de calor; entre mayor sea esa diferencia, más grande es la razón de la transferencia de calor. Se puede retardar el flujo de calor entre dos medios a temperaturas diferentes mediante la colocación de "barreras" en la trayectoria de ese flujo. Los aislamientos térmicos sirven como esas barreras y desempeñan un papel importante en el diseño y fabricación de todos los aparatos o sistemas eficientes relacionados con la energía; suelen ser la piedra angular de los proyectos de conservación de la energía. Un informe presentado en 2001 por la Alliance to Save Energy (Alianza para Ahorrar Energía) reveló que el aislamiento en los edificios residenciales, comerciales e industriales ahorra a Estados Uunidos casi 4 mil millones de barriles de petróleo al año, valuados en 177 mil millones de dólares en ese

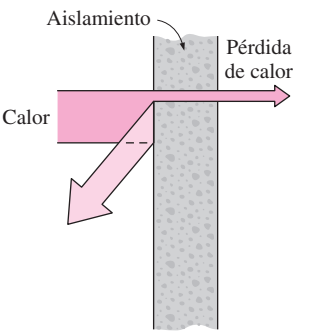


FIGURA 7-29
El aislamiento térmico retarda la transferencia de calor al actuar como una barrera en la trayectoria del flujo de calor.

*Esta sección se puede pasar por alto sin pérdida de continuidad.

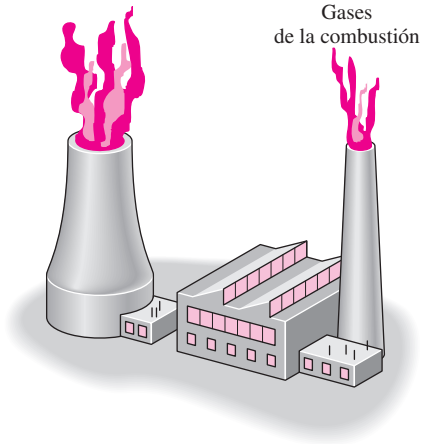


FIGURA 7-30
El aislamiento también ayuda al medio al reducir la cantidad de combustible que se quema y los contaminantes del aire que se liberan.

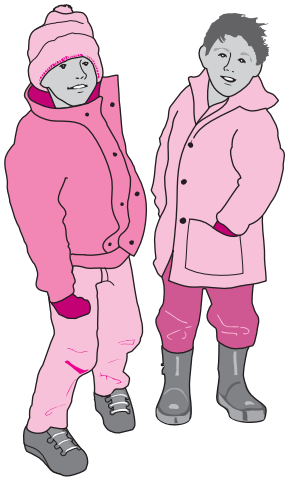


FIGURA 7-31
En el tiempo de frío se minimiza la pérdida de calor de los cuerpos al ponerles capas gruesas de aislamiento (chamarras o abrigos de pieles).

periodo, en costos de la energía, y se puede ahorrar más mediante la práctica de técnicas mejores de aislamiento y con la readaptación de las instalaciones más antiguas. También reduce las emisiones de CO_2 en 1 340 millones de toneladas por año.

El calor se genera en hornos o calentadores al quemar un combustible como carbón mineral, combustóleo o gas natural, o bien, al pasar una corriente eléctrica por un *calentador de resistencia*. La electricidad rara vez se usa para fines de calentamiento, ya que su costo unitario es mucho más elevado. El calor generado es absorbido por el medio en que se encuentra en el horno y sus superficies, lo cual causa una elevación en la temperatura por encima de la temperatura ambiente. Esta diferencia de temperatura produce la transferencia de calor del medio caliente hacia el ambiente y el aislamiento reduce la pérdida de calor y, de este modo, ahorra combustible y dinero. Por lo tanto, el aislamiento *se paga por sí mismo* gracias a la energía que ahorra. Aislar de manera apropiada requiere la inversión de capital por una vez, pero sus efectos son espectaculares y a largo plazo. El periodo de recuperación de la inversión en aislamiento a menudo es menor de un año. Es decir, el dinero que el aislamiento ahorra durante el primer año suele ser más que sus costos iniciales en materiales e instalación. Con una perspectiva más amplia, el aislamiento también ayuda al medio y combate la contaminación del aire y el efecto invernadero al reducir la cantidad de combustible que se quema y, de este modo, la cantidad de CO_2 y otros gases que se liberan hacia la atmósfera (figura 7-30).

El ahorro de energía con el aislamiento no se limita a las superficies calientes. También se puede ahorrar energía y dinero al aislar las *superficies frías* (superficies cuya temperatura está por debajo de la ambiental), como las líneas de agua helada, los tanques criogénicos de almacenamiento, los camiones refrigerados y los ductos de aire acondicionado. La fuente de la "frialdad" es la *refrigeración*, la cual requiere una entrada de energía, por lo común electricidad. En este caso, el calor se transfiere desde los alrededores hacia las superficies frías y la unidad de refrigeración ahora debe trabajar con mayor intensidad y durante más tiempo para compensar esta ganancia de calor y, como consecuencia, debe consumir más energía eléctrica. Una bebida enlatada fría se puede mantener así mucho más tiempo si se envuelve con una manta. Un refrigerador con paredes bien aisladas consumirá mucha menos electricidad que otro semejante con poco aislamiento o sin él. Aislar una casa dará por resultado la reducción de la carga de enfriamiento y, por consiguiente, menos consumo de electricidad para el acondicionamiento del aire.

Se dé cuenta o no, se tiene una comprensión y apreciación *intuitivas* del aislamiento térmico. Cuando se era bebé, se sentía mucho mejor las cobijas, y desde niños se sabe que se debe usar un suéter o abrigo cuando se sale de las casas en tiempo de frío (figura 7-31). Cuando se sale de una alberca después de nadar en un día con viento, rápidamente se cubre con una toalla para dejar de temblar. De manera análoga, el hombre de la antigüedad usó pieles de animales para mantenerse caliente y construyó refugios mediante adobes y madera. Durante siglos se usó corcho como cubierta para los techos. La necesidad de un aislamiento térmico eficaz se hizo evidente con el desarrollo de la refrigeración mecánica a fines del siglo XIX y se realizó mucho trabajo en las universidades y en laboratorios gubernamentales y privados, en las décadas de 1910 y 1920, para identificar y caracterizar el aislamiento térmico.

El aislamiento térmico, en la forma de *lodo*, *arcilla*, *paja*, *trapos* y *tiras de madera*, se usó por primera vez en el siglo XVIII sobre las máquinas de vapor

para impedir que los trabajadores sufrieran quemaduras producidas por las superficies calientes. Como resultado, bajaron las temperaturas del cuarto de calderas y se observó que también se redujo el consumo de combustible. La realización de la mejora en la eficiencia de la máquina y del ahorro de energía provocó la búsqueda de materiales con mejor eficiencia térmica. Uno de los primeros de tales materiales fue el aislamiento de *lana mineral*, el cual, como muchos materiales, se descubrió por accidente. Alrededor de 1840 un productor de hierro de Gales dirigió una corriente de vapor a alta presión hacia la escoria que fluía de un alto horno y así nació la lana mineral fabricada. A principios de la década de 1860 esta lana de escoria fue un subproducto de la fabricación de cañones para la Guerra Civil y con rapidez halló su camino hacia muchos usos industriales. En 1880 los constructores empezaron a instalar lana mineral en las casas, con una de las aplicaciones más notables en la casa del general Grant. El aislamiento de esta casa se describió en un artículo: "mantiene la casa fría en verano y cálida en invierno; impide la propagación de los incendios y amortigua el sonido entre los pisos" [Edmunds (1989). Un artículo publicado en 1887, en *Scientific American*, detallando los beneficios de aislar toda la casa dio un impulso importante al uso del aislamiento en las construcciones residenciales.

La crisis energética de la década de 1970 tuvo un impacto tremendo sobre la conciencia pública en lo referente a la energía y a las reservas limitadas de ésta, y resaltó la importancia de la *conservación de la energía*. Desde entonces también se ha visto el desarrollo de nuevos y más eficaces materiales de aislamiento y un crecimiento considerable en el uso de este último. El aislamiento térmico se usa en más lugares de los que el lector puede tener conocimiento. Es probable que las paredes de su casa estén llenas con alguna clase de aislamiento y es casi seguro que el techo tenga una gruesa capa de alguno de ellos. El "espesor" de las paredes de su refrigerador se debe a la capa de aislamiento colocada entre las dos capas de lámina metálica (figura 7-32). Las paredes de su estufa también están aisladas para conservar la energía y su calentador de agua contiene menos agua de lo que piensa debido al aislamiento de 2 a 4 cm de espesor en el interior de sus paredes. También, puede ser que su tubo de agua caliente se vea mucho más grueso que el del agua fría a causa del aislamiento.

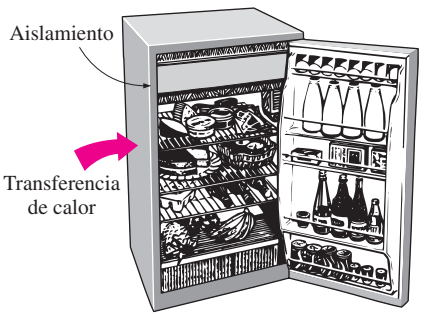


FIGURA 7-32
Las capas de aislamiento en las paredes de un refrigerador reducen la cantidad de flujo de calor hacia adentro de éste y, de este modo, durante el tiempo que está funcionando, ahorra electricidad.

Razones para aislar

Si examina el compartimiento del motor de un automóvil, advertirá que la pared contra fuego entre el motor y el compartimiento de pasajeros así como la superficie interior de la tapa del cofre están aisladas. La razón para aislar la tapa del cofre no es la de conservar el calor de desecho del motor sino la de proteger a las personas contra quemaduras al tocar la superficie de esa tapa, la cual estaría demasiado caliente si no estuviera aislada. Como se ve en este ejemplo, el uso del aislamiento no se limita a la conservación de la energía. Varias razones para usar aislamiento se pueden resumir del modo siguiente:

- **Conservación de la energía** Conservar la energía mediante la reducción de la velocidad del flujo de calor es la razón principal de las superficies aisladoras. Se dispone con amplitud de materiales para aislamiento que se comportarán de manera satisfactoria en el rango de temperaturas de –268°C hasta 1 000°C (–450°F hasta 1 800°F).
- **Protección y comodidad personales** Una superficie que está demasiado caliente representa un peligro para las personas que trabajan en esa zona, ya que pueden tocar accidentalmente la superficie y sufrir quemaduras (figura 7-33). Para prevenir este peligro y cumplir con las normas

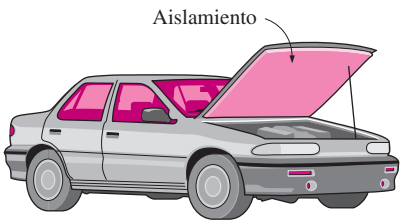


FIGURA 7-33
La tapa del cofre del motor de un automóvil está aislada para reducir su temperatura y proteger a las personas con el fin de evitar que sufran quemaduras.

de la OSHA (Occupational Safety and Health Administration, Administración para la Seguridad y la Salud en el Trabajo), las temperaturas de las superficies calientes deben reducirse por debajo de 60°C (140°F) mediante el aislamiento. Asimismo, el calor excesivo que emana de las superficies calientes crea un medio desagradable en el cual trabajar, lo cual afecta de manera adversa el rendimiento o la productividad de los trabajadores, en especial en los meses de verano.

- **Mantenimiento de la temperatura del proceso** En la industria química algunos procesos son sensibles a la temperatura y puede ser necesario aislar fuertemente los tanques en los que se llevan a cabo así como las secciones de flujo con el fin de mantener la misma temperatura en toda su extensión.
- **Reducción de la variación y las fluctuaciones de la temperatura** La temperatura en un recinto puede variar mucho entre la sección media y los bordes si no se encuentra aislado. Por ejemplo, la temperatura cerca de las paredes de una casa mal aislada es mucho más baja que la temperatura en las secciones medias. Asimismo, la temperatura en un recinto no aislado seguirá, de manera cercana, los cambios en la temperatura del medio y fluctuará. El aislamiento minimiza la no uniformidad en la temperatura de un recinto y retarda las fluctuaciones.
- **Prevención de la condensación y la corrosión** El vapor de agua que existe en el aire se condensa sobre las superficies cuya temperatura está por debajo del punto de rocío, y las superficies exteriores de los tanques o tubos que contienen un fluido frío con frecuencia caen por debajo de la temperatura de rocío, a menos que cuenten con un aislamiento adecuado. El agua líquida sobre las superficies expuestas de los tanques o tubos metálicos puede fomentar la corrosión así como el desarrollo de algas.
- **Protección contra incendios** Se puede minimizar el daño durante un incendio al conservar los combustibles valiosos en una caja segura que esté bien aislada. El aislamiento puede disminuir la velocidad del flujo de calor a tal grado que la temperatura en el interior de la caja nunca se eleve a niveles inseguros durante el incendio.
- **Protección contra la congelación** La exposición prolongada a temperaturas inferiores a la de congelación puede causar que el agua encontrada en tubos o recipientes de almacenamiento se congele y éstos se revienten, como resultado de la transferencia de calor del agua hacia el ambiente frío. El reventamiento de tubos, como resultado de la congelación, puede causar daños considerables. El aislamiento adecuado retarda la pérdida de calor del agua e impide la congelación durante una exposición limitada a temperaturas por debajo de la de congelación. Por ejemplo, si se cubren los vegetales durante una noche fría se les protegerá contra la congelación y si se entierran los tubos de agua a una profundidad suficiente se impedirá su congelación durante todo el invierno. El uso de guantes gruesos protegerá los dedos contra posibles quemaduras por el frío. Asimismo, un metal o plástico fundidos en un recipiente se solidifican sobre la superficie interior si ese recipiente no está adecuadamente aislado.
- **Reducción del ruido y de la vibración** Un beneficio adicional del aislamiento térmico es su capacidad para amortiguar el ruido y las vibraciones (figura 7-34). Los materiales para aislamiento difieren en su capacidad para reducir el ruido y la vibración, y se puede seleccionar la clase apropiada si la reducción del ruido es una consideración importante.

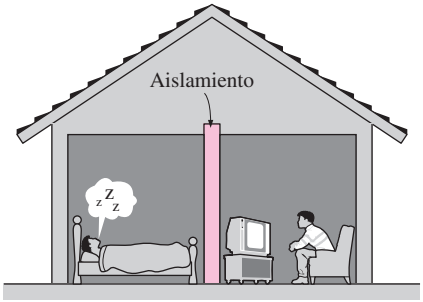


FIGURA 7-34
Los materiales para aislamiento absorben la vibración y las ondas sonoras, y se usan para minimizar la transmisión del sonido.

En el mercado, se dispone de una amplia variedad de materiales de aislamiento, pero la mayor parte están fabricados de fibra de vidrio, lana mineral, polietileno, espuma o silicato de calcio. Son presentados con varios nombres comerciales como aislamiento de lana mineral granulada a granel, láminas de aislamiento de corcho, aislamiento de fibra de vidrio con cara laminada, placas de caucho mezclado en esponja, entre muchos otros.

En la actualidad, varias formas de *aislamiento de fibra de vidrio* se usan en las industrias de procesos y en aplicaciones de calefacción y acondicionamiento del aire debido a su bajo costo, poco peso, elasticidad y adaptabilidad. Pero no son apropiadas para algunas aplicaciones en virtud de su baja resistencia a la humedad y al fuego y su limitada temperatura máxima de servicio. Los aislamientos de fibra de vidrio vienen en varias formas: sin recubrimiento de fibra de vidrio, con recubrimiento de vinilo, con recubrimiento de hoja metálica y en láminas. El aislamiento de fibra de vidrio recubierta con hoja metálica reflectora resiste la penetración del vapor y retarda la radiación gracias a la hoja de aluminio que está sobre ella y resulta apropiada para usarse en tubos, ductos y otras superficies.

La *lana mineral* es flexible, de poco peso, fibrosa, semejante a la lana, térmicamente eficiente, resistente al fuego hasta 1 100°C (2 000°F) y forma una barrera contra el sonido. El aislamiento de lana mineral viene en la forma de mantas, rollos o bloques. El *silicato de calcio* es un material sólido que resulta apropiado para usarse a temperaturas elevadas, pero es más caro. Asimismo, necesita cortarse con una sierra durante la instalación y, como consecuencia, requiere más tiempo para su instalación y se tiene más desecho.

Superaisladores

El lector puede sentirse tentado a pensar que la manera más eficaz de reducir la transferencia de calor es usar materiales aislantes conocidos que tienen conductividades térmicas muy bajas, como el uretano o espuma rígida ($k = 0.026$ W/m · °C) o la fibra de vidrio ($k = 0.035$ W/m · °C). Después de todo se dispone con amplitud de ellos, no son caros y son fáciles de instalar. Al observar las conductividades térmicas de los materiales, el lector también puede advertir que la conductividad térmica del aire a la temperatura ambiente es de 0.026 W/m · °C, la cual es inferior a las conductividades de prácticamente todos los materiales aislantes comunes. Por tanto, puede pensar que una capa de espacio de aire encerrado es tan eficaz como cualquiera de esos materiales aislantes del mismo espesor. Por supuesto, la transferencia de calor, a través del aire, es probable que sea más alta de la que indicaría un solo análisis de conduccion pura, en virtud de las corrientes naturales de convección que es posible se tengan en la capa de aire. Además, el aire es transparente a la radiación y, como consecuencia, también se transfiere calor por radiación. La conductividad térmica del aire es prácticamente independiente de la presión, a menos que ésta sea alta o baja en extremo. Por lo tanto, se puede reducir la conductividad térmica del aire y, de este modo, la transferencia de calor por conducción a través del mismo al evacuar el vacío en el espacio contenido. En el caso límite del vacío absoluto, la conductividad térmica será cero, ya que entonces no se tendrán partículas que "conduzcan" el calor de una de las superficies hacia la otra y, por consiguiente, la transferencia de calor por conducción también será cero. Ya que la conductividad térmica no puede ser negativa, un vacío absoluto debe ser el último aislador, ¿correcto? Bien, no exactamente.

La finalidad del aislamiento es reducir la transferencia de calor "total" desde una superficie, no sólo la conducción. Con el vacío se elimina la conduc-

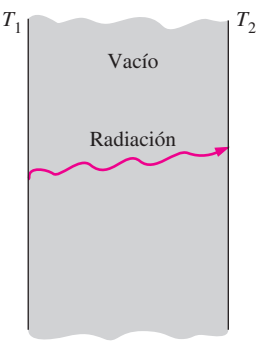


FIGURA 7-35
Hacer el vacío en el espacio entre dos superficies elimina por completo la transferencia de calor por conducción o convección pero deja la puerta completamente abierta para la radiación.

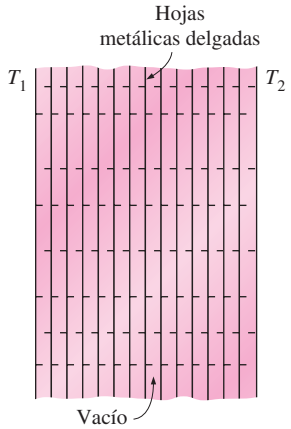


FIGURA 7-36
Los superaisladores se construyen colocando capas muy cercanas entre sí de láminas metálicas delgadas intensamente reflectoras y haciendo el vacío en el espacio entre ellas.

ción en su totalidad, pero ofrece resistencia cero a la radiación, cuya magnitud se puede comparar con la conducción o convección natural en los gases (figura 7-35). Por tanto, un vacío no es más eficaz en la reducción de la transferencia de calor de lo que es cerrar uno de los carriles de circulación de una carretera de dos carriles de un solo sentido con el fin de reducir el tránsito.

El aislamiento contra la transferencia de calor por radiación entre dos superficies se logra al colocar "barreras" entre ellas, las cuales son láminas metálicas fuertemente reflectoras. La transferencia de calor por radiación entre dos superficies es inversamente proporcional al número de ese tipo de láminas colocadas entre ellas. Se obtienen aislamientos muy eficaces mediante capas muy cercanas entre sí de láminas metálicas delgadas intensamente reflectoras, como la hoja de aluminio (por lo común 25 hojas por centímetro), separadas por fibras hechas de material aislante, como la fibra de vidrio (figura 7-36). Además, se evacua el aire entre las capas para producir un vacío inferior a una presión de 0.000001 atm, con el fin de minimizar la transferencia de calor por conducción o convección a través del espacio de aire entre ellas. El resultado es un material aislante cuya conductividad térmica aparente está por debajo de 2×10^{-5} W/m · °C, lo cual es mil veces menor que la conductividad del aire o la de cualquier material aislante común. Estos aisladores especialmente construidos se llaman **superaisladores** y son de uso común en aplicaciones espaciales y de criogenia, siendo esta última la rama de la transferencia de calor que trata con temperaturas por debajo de 100 K (–173°C), como las que se encuentran en la licuefacción, almacenamiento y transporte de gases, donde los más comunes son el helio, el hidrógeno, el nitrógeno y el oxígeno.

El valor R del aislamiento

Algunos fabricantes dan la eficacia de los materiales de aislamiento en términos de su **valor *R*,** el cual es la *resistencia térmica* del material *por unidad de área superficial*. Para el *aislamiento plano* el valor *R* se obtiene simplemente al dividir el espesor de ese aislamiento entre su conductividad térmica. Es decir,

$$\text{Valor } R = \frac{L}{k} \qquad \text{(aislamiento plano)} \tag{7-50}$$

Nótese que si se duplica el espesor *L*, se duplica el valor *R* del aislamiento plano. Para el *aislamiento de tubos*, el valor *R* se determina mediante la relación de la resistencia térmica a partir de

$$\text{Valor } R = \frac{r_2}{k} \ln \frac{r_2}{r_1} \qquad \text{(aislamiento de tubos)} \tag{7-51}$$

donde r_1 es el radio interior y r_2 es el radio exterior del aislamiento. Una vez que se dispone del valor *R*, se puede determinar la rapidez, o razón, de la transferencia de calor a través del aislamiento, a partir de

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\text{Valor } R} \times \text{Área} \tag{7-52}$$

donde ΔT es la diferencia de temperatura a través del aislamiento y Área es el área superficial exterior para un cilindro.

En Estados Unidos, los valores *R* del aislamiento se expresan sin unidades, como *R*-19 y *R*-30. Estos valores *R* se obtienen al dividir el espesor del material en *pies* entre su conductividad térmica en Btu/h · ft · °F, de modo que, en realidad, la unidad de los valores *R* es h · ft^2 · °F/Btu. Por ejemplo, el valor *R* del aislamiento de fibra de vidrio de 6 in de espesor, cuya conductividad térmica es 0.025 Btu/h · ft · °F, es (figura 7-37):

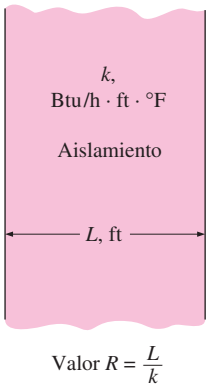


FIGURA 7-37
El valor *R* de un material aislante es simplemente la razón entre el espesor de ese material y su conductividad térmica en unidades apropiadas.

$$\text{Valor } R = \frac{L}{k} = \frac{0.5 \text{ ft}}{0.025 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}} = 20 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F/Btu}$$

Por consiguiente, los constructores dirían que el aislamiento de fibra de vidrio de 6 in de espesor es un aislamiento *R*-20. En unidades SI, la unidad del valor *R* es $m^2 \cdot {}^\circ C/W$, con la relación de conversión $1\ m^2 \cdot {}^\circ C/W = 5.678\ h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ F/Btu$. Por lo tanto, un valor *R* pequeño en el SI corresponde a un valor *R* grande en unidades inglesas.

Espesor del aislamiento óptimo

Se debe tener conciencia de que el aislamiento no elimina la transferencia de calor; simplemente la reduce. Entre más grueso sea el aislamiento, menor será la razón de la transferencia de calor, pero también más elevado será el costo de ese aislamiento. Por lo tanto, debe haber un espesor *óptimo* del aislamiento que corresponda a un costo mínimo combinado del propio aislamiento y la pérdida de calor. En la figura 7-38 se ilustra la determinación del espesor óptimo del aislamiento. Advierta que el costo del aislamiento crece muy aproximadamente en forma lineal con el espesor, mientras que el costo de la pérdida de calor disminuye en forma exponencial. El costo total, el cual es la suma del costo del aislamiento y el del calor perdido, primero decrece, alcanza un mínimo y, a continuación, aumenta. El espesor correspondiente al costo total mínimo es el óptimo para el aislamiento y es el recomendado para el que debe instalarse.

Si el lector siente inclinación por las matemáticas, puede determinar el *espesor óptimo* mediante la obtención de una expresión para el *costo total*, la cual es la suma de las expresiones para el costo del calor perdido y el costo del aislamiento en función del espesor; *derive* la expresión del costo total con respecto al espesor e *iguale* a cero. El valor del espesor que satisfaga la ecuación resultante es el óptimo. Los valores del costo se pueden determinar a partir de un análisis del tiempo anualizado de vida o, simplemente, se basa en el requisito de que el aislamiento se pague por sí mismo en un periodo de dos a tres años. Nótese que el espesor óptimo del aislamiento depende del costo del combustible, y entre más elevado sea el costo del combustible, más grande será el espesor óptimo del aislamiento. Si se considera que el aislamiento estará en servicio durante muchos años y que los precios del combustible suban, en los cálculos debe suponerse un incremento razonable en estos precios. De lo contrario, lo que es un aislamiento óptimo en la actualidad será un aislamiento inadecuado en los años por venir y se puede encarar la posibilidad de costosos proyectos de reacondicionamiento. Esto es lo que sucedió en las décadas de 1970 y 1980 con respecto a los aislamientos instalados en la década de 1960.

La discusión antes presentada sobre el espesor óptimo es válida cuando ya están seleccionados el tipo de aislamiento y su fabricante y lo único que se debe determinar es el espesor más económico. Pero con frecuencia se tienen varios aislamientos adecuados para un fin y el proceso de selección puede ser un tanto confuso, ya que cada aislamiento puede tener conductividad térmica, costo de instalación y vida de servicio diferentes. En esos casos, se puede hacer una selección al preparar una gráfica del costo anualizado contra el espesor, como la de la figura 7-39, para cada aislamiento y determinar el que tenga el costo mínimo *más bajo*. Es obvio que el aislamiento con el costo anual más bajo es el más económico y el espesor de aquel correspondiente al *costo mínimo total* es el *espesor óptimo*. Cuando la medida del espesor óptimo cae entre dos valores de los que se dispone en el comercio, es una buena práctica ser conservador y elegir el más grueso.

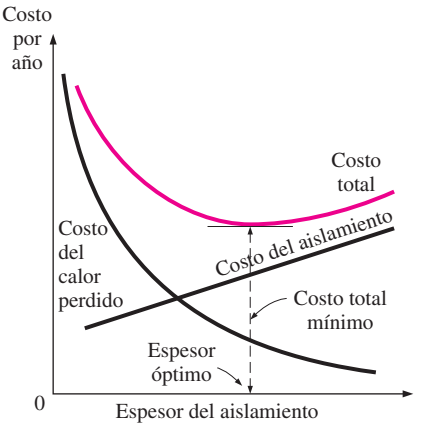


FIGURA 7-38
Determinación del espesor óptimo del aislamiento considerando el costo total mínimo.

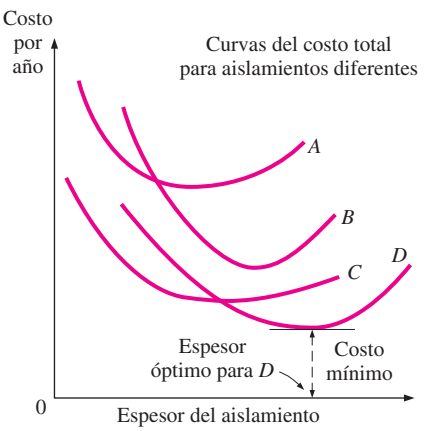


FIGURA 7-39
Determinación del tipo de aislamiento más económico y su espesor óptimo.

TABLA 7-4

Espesores recomendados del aislamiento para superficies calientes planas en función de la temperatura superficial (tomado de *Energy Savings Guide* de TIMA)

Temperatura superficial	Espesor del aislamiento
150°F (66°C)	2″ (5.1 cm)
250°F (121°C)	3″ (7.6 cm)
350°F (177°C)	4″ (10.2 cm)
550°F (288°C)	6″ (15.2 cm)
750°F (400°C)	9″ (22.9 cm)
950°F (510°C)	10″ (25.44 cm)

El espesor adicional proporcionará un pequeño colchón de seguridad para cualquier declinación posible en el rendimiento con el transcurso del tiempo y ayuda al medio al reducir la producción de gases de invernadero, como el CO_2.

La determinación del espesor óptimo del aislamiento requiere los análisis de la transferencia de calor y el económico, lo cual puede resultar tedioso y tardado. Pero se puede hacer una selección en unos cuantos minutos mediante las tablas y los diagramas elaborados por la TIMA (Thermal Insulation Manufacturers Association) y las compañías miembros. Las entradas principales para usar estas tablas o diagramas son las temperaturas de operación y ambiente, el diámetro del tubo (en el caso de aislamiento de tubos) y el costo unitario del combustible. En la tabla 7-4 se dan los espesores recomendados del aislamiento para superficies calientes a temperaturas específicas. Los espesores recomendados de *aislamientos para tubos* en función de las temperaturas de servicio son de 0.5 a 1 in, para 150°F, 1 a 2 in, para 250°F, de 1.5 a 3 in, para 350°F, de 2 a 4.5 in, para 450°F, de 2.5 a 5.5, para 550°F, y de 3 a 6 in, para 650°F, para diámetros nominales del tubo de 0.5 a 36 in. Los espesores menores recomendados del aislamiento son para tubos con diámetros pequeños y los más grandes son para tubos con diámetros grandes.

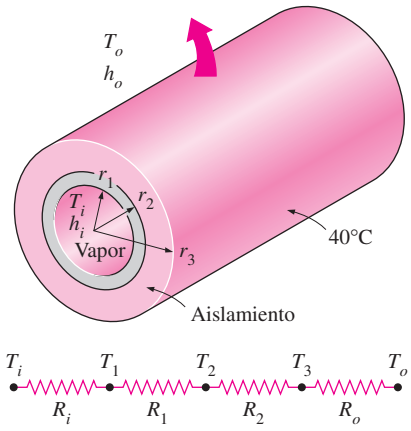


FIGURA 7-40
Esquema para el ejemplo 7-8.

EJEMPLO 7-8 **Efecto del aislamiento sobre la temperatura superficial**

Agua caliente a $T_i = 120°C$ fluye en un tubo de acero inoxidable ($k = 15$ W/m · °C) cuyo diámetro interior es de 1.6 cm y su espesor de 0.2 cm. El tubo debe cubrirse con aislamiento adecuado de modo que la temperatura de la superficie exterior del aislamiento no sobrepase 40°C cuando la temperatura ambiente sea $T_o = 25°C$. Si toma los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior del tubo como $h_i = 70$ W/m² · °C y $h_o = 20$ W/m² · °C, respectivamente, determine el espesor del aislamiento de fibra de vidrio ($k = 0.038$ W/m · °C) que se necesita instalar sobre el tubo.

SOLUCIÓN Un tubo de vapor de agua se debe cubrir con aislamiento suficiente con el fin de reducir la temperatura de la superficie expuesta. Debe determinarse el espesor del aislamiento que es necesario instalar.

Suposiciones **1** La transferencia de calor es estacionaria, ya que no hay indicación de algún cambio con el tiempo. **2** La transferencia de calor es unidimensional, puesto que existe simetría térmica con respecto a la línea central y no hay variación en la dirección axial. **3** Las conductividades térmicas son constantes.

Propiedades Las conductividades térmicas dadas son $k = 15$ W/m · °C, para el tubo de acero, y $k = 0.038$ W/m · °C, para el aislamiento de fibra de vidrio.

Análisis La red de resistencias térmicas para este problema comprende cuatro resistencias en serie y se da en la figura 7-40. El radio interior del tubo es $r_1 = 0.8$ cm y el exterior del tubo y, por tanto, el radio interior del aislamiento es $r_2 = 1.0$ cm. Si r_3 representa el radio exterior del aislamiento, las áreas de las superficies expuestas a convección para una sección del tubo de $L = 1$ m de largo quedan

$$A_1 = 2\pi r_1 L = 2\pi(0.008 \text{ m})(1 \text{ m}) = 0.0503 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 L = 2\pi r_3 (1 \text{ m}) = 6.28 r_3 \text{ m}^2$$

Enseguida, se determina que cada una de las resistencias térmicas son

$$R_i = R_{\text{conv, 1}} = \frac{1}{h_i A_1} = \frac{1}{(70\ \text{W/m}^2 \cdot {}^\circ\text{C})(0.0503\ \text{m}^2)} = 0.284{}^\circ\text{C/W}$$

$$R_1 = R_{\text{tubo}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L} = \frac{\ln(0.01/0.008)}{2\pi(15\ \text{W/m} \cdot {}^\circ\text{C})(1\ \text{m})} = 0.0024{}^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = R_{\text{aislamiento}} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L} = \frac{\ln(r_3/0.01)}{2\pi(0.038\ \text{W/m} \cdot {}^\circ\text{C})(1\ \text{m})}$$

$$= 4.188 \ln(r_3/0.01){}^\circ\text{C/W}$$

$$R_o = R_{\text{conv, 2}} = \frac{1}{h_o A_3} = \frac{1}{(20\ \text{W/m}^2 \cdot {}^\circ\text{C})(6.28 r_3\ \text{m}^2)} = \frac{1}{125.6 r_3}{}^\circ\text{C/W}$$

Dado que todas las resistencias están en serie, se determina que la resistencia total es

$$R_{\text{total}} = R_i + R_1 + R_2 + R_0$$
$$= [0.284 + 0.0024 + 4.188 \ln(r_3/0.01) + 1/125.6 r_3]{}^\circ\text{C/W}$$

Entonces la razón estacionaria de la pérdida de calor del vapor queda

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_o}{R_{\text{total}}} = \frac{(120 - 125){}^\circ\text{C}}{[0.284 + 0.0024 + 4.188 \ln(r_3/0.01) + 1/125.6 r_3]{}^\circ\text{C/W}}$$

Ya que se especifica la temperatura de la superficie exterior del aislamiento como de 40°C, la razón de la pérdida de calor también se puede expresar como

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_o}{R_o} = \frac{(40 - 25){}^\circ\text{C}}{(1/125.6 r_3){}^\circ\text{C/W}} = 1\ 884 r_3$$

Al igualar entre sí las dos relaciones antes obtenidas y despejar r_3 da $r_3 = 0.0170$ m. Entonces el espesor mínimo requerido del aislamiento de fibra de vidrio es

$$t = r_3 - r_2 = 0.0170 - 0.0100 = 0.0070\ \text{m} = \mathbf{0.70\ cm}$$

Discusión Aislar el tubo con aislamiento de fibra de vidrio de por lo menos 0.70 cm de espesor garantizará que la temperatura de la superficie exterior del tubo permanezca en 40°C o por debajo de ésta.

EJEMPLO 7-9 Espesor del aislamiento óptimo

Durante una visita a una planta el lector advierte que la superficie exterior del horno cilíndrico de curado está muy caliente y sus mediciones indican que la temperatura promedio de la superficie expuesta de ese horno es de 180°F, cuando la temperatura del aire circundante es de 75°F. El lector sugiere al gerente de planta que el horno debe aislarse, pero éste no piensa que el gasto valga la pena. Entonces le propone al gerente que usted pagará el aislamiento si le da los ahorros que se tengan en la factura del combustible durante un año. Es decir, si la cuenta del combustible es de 5 000 dólares/año, antes de colocar el aislamiento y cae hasta 2 000 dólares/año, a usted se le pagarán 3 000 dólares. El gerente acepta, ya que nada tiene que perder y sí mucho que ganar. ¿Es ésta una apuesta inteligente por parte del lector?

El horno tiene 12 ft de largo y 8 ft de diámetro, como se muestra en la figura 7-41. La planta opera 16 h al día, 365 días al año, lo que equivale a 5 840

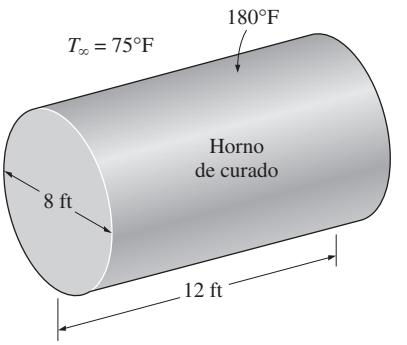


FIGURA 7-41
Esquema para el ejemplo 7-9.

h/año. El aislamiento que debe usarse es fibra de vidrio (k_{ais} = 0.024 Btu/h · ft · °F), cuyo costo es de 0.70 dólar/ft^2 por pulgada de espesor, para los materiales, más 2 dólares/ft^2, por mano de obra sin importar el espesor. Se estima que el coeficiente de transferencia de calor combinado sobre la superficie exterior es h_o = 3.5 Btu/h · ft^2 · °F. En el horno se usa gas natural, cuyo costo unitario es de 0.75 dólar/therm de entrada y la eficiencia de dicho horno es de 80%. Si descarta toda inflación o interés, determine cuánto dinero ganará el lector en esta empresa, si tiene ganancia, y el espesor del aislamiento (en pulgadas enteras) que maximizará sus ganancias.

SOLUCIÓN Se debe aislar un horno cilíndrico para reducir las pérdidas de calor. Deben determinarse el espesor óptimo del aislamiento y las ganancias potenciales.

Suposiciones **1** Existen condiciones estacionarias de operación. **2** La transferencia de calor a través del aislamiento es unidimensional. **3** Las conductividades térmicas son constantes. **4** La resistencia térmica por contacto en la interfase es despreciable. **5** Las superficies del horno cilíndrico se pueden considerar como superficies planas puesto que su diámetro es mayor de 3 ft.

Propiedades La conductividad térmica del aislamiento dada es k = 0.024 Btu/h · ft · °F.

Análisis El área superficial expuesta del horno es

$$A_s = 2A_{\text{base}} + A_{\text{lado}} = 2\pi r^2 + 2\pi rL = 2\pi(4\text{ ft})^2 + 2\pi(4\text{ ft})(12\text{ ft}) = 402\text{ ft}^2$$

La razón de la pérdida de calor desde el horno antes de que se instale el aislamiento se determina a partir de

$$\dot{Q} = h_o A_s(T_s - T_\infty) = (3.5\text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F})(402\text{ ft}^2)(180 - 75){}^\circ\text{F} = 147\,700\text{ Btu/h}$$

Puesto que la planta opera 5 840 h/año, la cantidad total de calor desde el horno por año es

$$Q = \dot{Q}\Delta t = (147\,700\text{ Btu/h})(5\,840\text{ h/año}) = 0.863 \times 10^9\text{ Btu/año}$$

Se dice que la eficiencia del horno es de 80%. Por lo tanto, para generar esta cantidad de calor, el horno debe consumir energía (en la forma de gas natural) a razón de

$$\begin{aligned} Q_{\text{ent}} &= Q/\eta_{\text{horno}} = (0.863 \times 10^9\text{ Btu/año})/0.80 = 1.079 \times 10^9\text{ Btu/año} \\ &= 10\,790\text{ therms} \end{aligned}$$

ya que 1 therm = 100 000 Btu. Entonces el costo anual del combustible de este horno, antes de instalar el aislamiento, queda

$$\begin{aligned} \text{Costo anual} &= Q_{\text{ent}} \times \text{Costo unitario} \\ &= (10\,790\text{ therm/año})(0.75\text{ dólar/therm}) = 8\,093\text{ dólares/año} \end{aligned}$$

Es decir, las pérdidas de calor desde las superficies expuestas del horno en la actualidad le están costando a la planta más de 8 000 dólares/año.

Cuando se instala el aislamiento, la razón de la transferencia de calor desde el horno se puede determinar a partir de

$$\dot{Q}_{\text{ais}} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{\text{total}}} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{\text{ais}} + R_{\text{conv}}} = A_s \frac{T_s - T_\infty}{\dfrac{t_{\text{ais}}}{k_{\text{ais}}} + \dfrac{1}{h_o}}$$

Se espera que, cuando se instale el aislamiento, la temperatura superficial del horno se incremente y que el coeficiente de transferencia de calor disminuya algo. Se supone que estos dos efectos se contraponen entre sí. Entonces la

relación antes dada, para aislamiento de 1 in de espesor, da que la razón de la pérdida de calor es

$$\dot{Q}_{\text{ais}} = \frac{A_s(T_s - T_\infty)}{\frac{t_{\text{ais}}}{k_{\text{ais}}} + \frac{1}{h_o}} = \frac{(402\ \text{ft}^2)(180 - 75)^\circ\text{F}}{\frac{1/12\ \text{ft}}{0.024\ \text{Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}} + \frac{1}{3.5\ \text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F}}}$$
$$= 11\,230\ \text{Btu/h}$$

Asimismo, la cantidad total de pérdida de calor del horno por año y la cantidad y costo del consumo de energía del mismo quedan

$$Q_{\text{ais}} = \dot{Q}_{\text{ais}}\Delta t = (11\,230\ \text{Btu/h})(5\,840\ \text{h/año}) = 0.6558 \times 10^8\ \text{Btu/año}$$

$$Q_{\text{ent, ais}} = Q_{\text{ais}}/\eta_{\text{horno}} = (0.6558 \times 10^8\ \text{Btu/año})/0.80 = 0.820 \times 10^8\ \text{Btu/año}$$
$$= 820\ \text{therms}$$

$$\text{Costo anual} = Q_{\text{ent, ais}} \times \text{Costo unitario}$$
$$= (820\ \text{therm/año})(0.75\ \text{dólar/therm}) = 615\ \text{dólares/año}$$

Por lo tanto, si se aísla el horno por medio de fibra de vidrio de 1 in de espesor se reducirá la cuenta del combustible en 8 093 dólares – 615 dólares = 7 362 dólares por año. Se dice que el costo unitario del aislamiento es de 2.70 dólares/ft^2. Entonces el costo de instalación del aislamiento queda

$$\text{Costo del aislamiento} = (\text{Costo unitario})(\text{Área superficial}) =$$
$$(2.70\ \text{dólares/ft}^2)(402\ \text{ft}^2) = 1\,085\ \text{dólares}$$

La suma de los costos del aislamiento y de la pérdida de calor es

$$\text{Costo total} = \text{Costo del aislamiento} + \text{Costo de la pérdida de calor} =$$
$$1\,085\ \text{dólares} + 615\ \text{dólares} = 1\,700\ \text{dólares}$$

Entonces las ganancias netas serán

$$\text{Ganancias} = \text{Ingreso} - \text{Gastos} = 8\,093\ \text{dólares} - 1\,700\ \text{dólares} = 6\,393\ \text{dólares}$$

Para determinar el espesor del aislamiento que maximiza las ganancias del lector, se repiten los cálculos anteriores para aislamientos con espesores de 2, 3, 4 y 5 in y se da la lista de los resultados en la tabla 7-5. Nótese que el costo total del aislamiento primero decrece al aumentar el grosor del aislamiento, alcanza un mínimo y, a continuación, empieza a aumentar.

Se observa que el costo total del aislamiento es un mínimo en 1 687 dólares, para el caso de un aislamiento de **2 in de espesor**. En este caso, las ganancias son

$$\text{Ganancias máximas} = \text{Ingreso} - \text{Gastos mínimos}$$
$$= 8\,093\ \text{dólares} - 1\,687\ \text{dólares} = \mathbf{6\,406\ \text{dólares}}$$

TABLA 7-5

Variación del costo total del aislamiento con el espesor de este último

Espesor del aislamiento	Pérdida de calor Btu/h	Therms del combustible perdido/año	Costo del combustible perdido, dólares/año	Costo del aislamiento, dólares	Costo total, dólares
1 in	11 230	820	615	1 085	1 700
2 in	5 838	426	320	1 367	1 687
3 in	3 944	288	216	1 648	1 864
4 in	2 978	217	163	1 930	2 093
5 in	2 392	175	131	2 211	2 342

lo cual no es malo como el valor de un día de trabajo. El gerente de planta también es un gran ganador en esta empresa ya que, durante el segundo año y los subsecuentes, las pérdidas de calor le costarán sólo 320 dólares/año, en lugar de 8 093 dólares/año. Es probable que, en este caso, se pudiera justificar un aislamiento más grueso, si el costo del mismo se anualizara sobre su tiempo de vida, por decir 20 años. Como se ha explicado anteriormente, varias compañías generadoras y empresas privadas tienen a la venta distintas medidas para la conservación de la energía.

RESUMEN

La fuerza que un fluido en movimiento ejerce sobre un cuerpo en la dirección del flujo se llama *resistencia al movimiento*, o *arrastre*. La parte de esta resistencia que se debe directamente al esfuerzo cortante en la pared τ_w se llama *resistencia al movimiento por la fricción superficial*, ya que es causada por los efectos de fricción, y aquella que se debe directamente a la presión se llama *resistencia al movimiento por la presión* o *resistencia al movimiento por la forma*, en virtud de su fuerte dependencia de la forma o conformación del cuerpo.

El *coeficiente de resistencia al movimiento*, o *arrastre*, C_D es un número adimensional que representa las características de ese tipo de resistencia de un cuerpo y se define como

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A}$$

donde A es el *área frontal*, para los cuerpos obtusos, y el área superficial, para el flujo paralelo sobre placas planas o perfiles aerodinámicos delgados. Para el flujo sobre una placa plana, el número de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu}$$

La transición de laminar a turbulento ocurre en el número *de Reynolds crítico* de

$$\mathrm{Re}_{x,\,\mathrm{cr}} = \frac{\rho V x_{\mathrm{cr}}}{\mu} = 5 \times 10^5$$

Para el flujo paralelo sobre una placa plana, los coeficientes de fricción y de convección locales son

Laminar: $$C_{f,x} = \frac{0.664}{\mathrm{Re}_x^{1/2}} \qquad \mathrm{Re}_x < 5 \times 10^5$$

$$\mathrm{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} = 0.332\,\mathrm{Re}_x^{0.5}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \mathrm{Pr} > 0.6$$

Turbulento: $$C_{f,x} = \frac{0.059}{\mathrm{Re}_x^{1/5}}, \qquad 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_x \le 10^7$$

$$\mathrm{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} = 0.0296\,\mathrm{Re}_x^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \begin{matrix} 0.6 \le \mathrm{Pr} \le 60 \\ 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_x \le 10^7 \end{matrix}$$

Las relaciones del coeficiente de fricción *promedio* para el flujo sobre una placa plana son:

Laminar: $$C_f = \frac{1.33}{\mathrm{Re}_L^{1/2}} \qquad \mathrm{Re}_L < 5 \times 10^5$$

Turbulento: $$C_f = \frac{0.074}{\mathrm{Re}_L^{1/5}} \qquad 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^7$$

Combinado: $$C_f = \frac{0.074}{\mathrm{Re}_L^{1/5}} - \frac{1\,742}{\mathrm{Re}_L} \qquad 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^7$$

Superficie áspera, turbulento: $$C_f = \left(1.89 - 1.62 \log \frac{\varepsilon}{L}\right)^{-2.5}$$

Las relaciones del número de Nusselt promedio para el flujo sobre una placa plana son:

Laminar: $$\mathrm{Nu} = \frac{hL}{k} = 0.664\,\mathrm{Re}_L^{0.5}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \mathrm{Re}_L < 5 \times 10^5$$

Turbulento:

$$\mathrm{Nu} = \frac{hL}{k} = 0.037\,\mathrm{Re}_L^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \begin{matrix} 0.6 \le \mathrm{Pr} \le 60 \\ 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^7 \end{matrix}$$

Combinado:

$$\mathrm{Nu} = \frac{hL}{k} = (0.037\,\mathrm{Re}_L^{0.8} - 871)\,\mathrm{Pr}^{1/3}, \qquad \begin{matrix} 0.6 \le \mathrm{Pr} \le 60 \\ 5 \times 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^7 \end{matrix}$$

Para las superficies isotérmicas con sección inicial no calentada de longitud ξ, las relaciones del número de Nusselt local y del coeficiente de convección promedio son

Laminar: $$\mathrm{Nu}_x = \frac{\mathrm{Nu}_{x\,(\mathrm{para}\ \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} = \frac{0.332\,\mathrm{Re}_x^{0.5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}}$$

Turbulento: $$\mathrm{Nu}_x = \frac{\mathrm{Nu}_{x\,(\mathrm{para}\ \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} = \frac{0.0296\,\mathrm{Re}_x^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}}$$

Laminar: $$h = \frac{2[1 - (\xi/x)^{3/4}]}{1 - \xi/L}\,h_{x=L}$$

Turbulento: $$h = \frac{5[1 - (\xi/x)^{9/10}}{(1 - \xi/L)}\,h_{x=L}$$

Estas relaciones son para el caso de superficies *isotérmicas*. Cuando una placa plana se sujeta a un *flujo de calor uniforme*, el número de Nusselt local queda dado por

$$\textit{Laminar:} \quad \mathrm{Nu}_x = 0.453\,\mathrm{Re}_x^{0.5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$$
$$\textit{Turbulento:} \quad \mathrm{Nu}_x = 0.0308\,\mathrm{Re}_x^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$$

Los números de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre un *cilindro* y una *esfera* son

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{cil}} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62\,\mathrm{Re}^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{[1 + (0.4/\mathrm{Pr})^{2/3}]^{1/4}}\left[1 + \left(\frac{\mathrm{Re}}{282\,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

el cual es válido para $\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr} > 0.2$, y

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{esf}} = \frac{hD}{k} = 2 + [0.4\,\mathrm{Re}^{1/2} + 0.06\,\mathrm{Re}^{2/3}]\mathrm{Pr}^{0.4}\left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s}\right)^{1/4}$$

el cual es válido para $3.5 \leq \mathrm{Re} \leq 80\,000$ y $0.7 \leq \mathrm{Pr} \leq 380$. Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película $T_f = (T_\infty + T_s)/2$, en el caso de un cilindro, y a la temperatura de la corriente libre, T_∞ (excepto para μ_s, la cual se evalúa a la temperatura superficial T_s), en el caso de una esfera.

En los bancos de tubos el número de Reynolds se basa en la velocidad máxima $V_{\mathrm{máx}}$, que está relacionada con la velocidad de aproximación, V, según

Alineados y *escalonados* con $S_D < (S_T + D)/2$:

$$V_{\mathrm{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D}\,V$$

Escalonados, con $S_D < (S_T + D)/2$:

$$V_{\mathrm{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D)}\,V$$

donde S_T es el paso transversal y S_D es el paso diagonal. El número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos se expresa como

$$\mathrm{Nu}_D = \frac{hD}{k} = C\,\mathrm{Re}_D^m\mathrm{Pr}^n(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_s)^{0.25}$$

donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds. En la tabla 7-2 se dan esas correlaciones. Todas las propiedades, excepto Pr, deben evaluarse en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido, definida como $T_m = (T_i + T_e)/2$.

El número de Nusselt promedio para bancos de tubos con menos de 16 filas se expresa como

$$\mathrm{Nu}_{D,\,N_L} = F\mathrm{Nu}_D$$

donde F es el *factor de corrección* cuyos valores se dan en la tabla 7-3. La razón de la transferencia de calor hacia un banco de tubos o desde éste se determina a partir de

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{\ln} = \dot{m}c_p(T_e - T_i)$$

donde $\Delta T_{\ln}$ es la diferencia media logarítmica de temperaturas definida como

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\,[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln\,(\Delta T_e/\Delta T_i)}$$

y la temperatura de salida del fluido T_e es

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)\exp\left(\frac{A_s h}{\dot{m}c_p}\right)$$

donde $A_s = N\pi DL$ es el área superficial de transferencia de calor y $\dot{m} = \rho V(N_T S_T L)$ es el gasto de masa del fluido. La caída de presión ΔP para un banco de tubos se expresa como

$$\Delta P = N_L f\chi\,\frac{\rho V_{\mathrm{máx}}^2}{2}$$

donde f es el factor de fricción y χ es el factor de corrección, ambos dados en la figura 7-27*a* y *b*.

BIBLIOGRAFÍA Y LECTURAS SUGERIDAS

1. R. D. Blevin, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Nueva York: Van Nostrand Reinhold, 1984.
2. S. W. Churchill y M. Bernstein, "A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow", en *Journal of Heat Transfer* 99 (1977), págs. 300-306.
3. S. W. Churchill y H. Ozoe, "Correlations for Laminar Forced Convection in Flow over an Isothermal Flat Plate and in Developing and Fully Developed Flow in an Isothermal Tube", en *Journal of Heat Transfer* 95 (febrero de 1973), págs. 78-84.
4. W. M. Edmunds, "Residential Insulation", en *ASTM Standardization News* (enero de 1989), págs. 36-39.
5. W. H. Giedt, "Investigation of Variation of Point Unit-Heat Transfer Coefficient around a Cylinder Normal to an Air Stream", en *Transactions of the ASME* 71 (1949), págs. 375-381.
6. "Green and Clean: The Economic, Energy and Environmental Benefits of Insulation", Alliance to Save Energy, abril de 2001.
7. M. Jakob, *Heat Transfer*, vol. 1, Nueva York: John Wiley & Sons, 1949.
8. W. M. Kays y M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3a. ed., Nueva York: McGraw-Hill, 1993.
9. H. Schlichting, *Boundary Layer Theory*, 7a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1979.
10. W. C. Thomas, "Note on the Heat Transfer Equation for Forced Convection Flow over a Flat Plate with an Unheated Starting Length", en *Mechanical Engineering News*, 9, núm. 1 (1977), pág. 361.