EJEMPLO. Pérdida de calor en una tubería aislada

Un tubo de paredes gruesas de acero inoxidable *(A)* con k = 21.63 W/m . K y dimensiones de 0.0254 m (DI) y 0.0508 m (DE), se recubre con una capa de 0.0254 m de aislante de asbesto (B), k = 0.2423 W/m · K. La temperatura de la pared interna del tubo es 811 K y la de la superficie exterior del aislante es 310.8 K. Para una longitud de 0.305 m (1 .O pie) de tubería, calcule la pérdida de calor y la temperatura en la interfaz entre el metal y el aislante.

Solución: Si T_1 = 811 K, T_2 en la interfaz y T_3 = 310.8 K, las dimensiones son

$r_1 = \frac{0.0254}{2} = 0.0127$ m $\quad$ $r_2 = \frac{0.0508}{2} = 0.0254$ m $\quad$ $r_3 = 0.0508$ m

Las áreas para L = 0.305 m son las siguientes:

$$A_1 = 2\pi L r_1 = 2\pi(0.305)(0.0127) = 0.0243 \text{ m}^2$$
$$A_2 = 2\pi L r_2 = 2\pi(0.305)(0.0254) = 0.0487 \text{ m}^2$$
$$A_3 = 2\pi L r_3 = 2\pi(0.305)(0.0508) = 0.0974 \text{ m}^2$$

$$A_{A\,l\,m} = \frac{A_2 - A_1}{\ln(A_2/A_1)} = \frac{0.0487 - 0.0243}{\ln(0.0487/0.0243)} = 0.0351\ \mathrm{m}^2$$

$$A_{B\,l\,m} = \frac{A_3 - A_2}{\ln(A_3/A_2)} = \frac{0.0974 - 0.0487}{\ln(0.0974/0.0487)} = 0.0703\ \mathrm{m}^2$$

$$R_A = \frac{r_2 - r_1}{k_A A_{A\,l\,m}} = \frac{0.0127}{216.3(0.0351)} = 0.01673\ \mathrm{K/W}$$

$$R_B = \frac{r_3 - r_2}{k_B A_{B\,l\,m}} = \frac{0.0254}{0.2423(0.0703)} = 1.491\ \mathrm{K/W}$$

$$q = \frac{T_1 - T_3}{R_A + R_B} = \frac{811 - 310.8}{0.01673 + 1.491} = 331.7\ \mathrm{W}\ (1132\ \mathrm{btu/h})$$

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_A};\ 331.7 = \frac{811 - T_2}{0.01673}$$

$$T_2 = 805.5\ \mathrm{K.}$$

C. Conducción a través de materiales en paralelo

Supónga que dos sólidos planos A y B se colocan uno junto al otro en paralelo, y que la dirección del flujo de calor es perpendicular al plano de la superficie expuesta de cada sólido. Entonces, el flujo total de calor es la suma del flujo de calor a través del sólido A más el que pasa por B. Escribiendo la ecuación de Fourier para cada sólido y sumando,

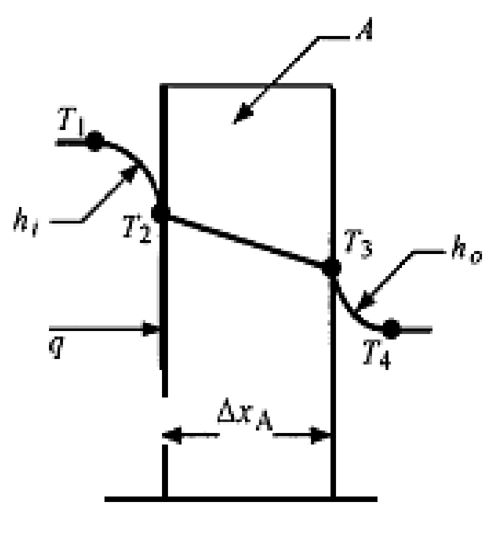
$$q_T = q_A + q_B = \frac{k_A A_A}{\Delta x_A}(T_1 - T_2) + \frac{k_B A_B}{\Delta x_B}(T_3 - T_4)$$

donde q_T es el flujo total de calor, T_1 y T_2 son las temperaturas frontal y posterior del sólido A, T_3 y T_4 las del sólido B.

Si se supone que $T_1 = T_3$ (las mismas temperaturas frontales para A y B) y que $T_2 = T_4$ (temperaturas posteriores iguales),

$$q_T = \frac{T_1 - T_2}{\Delta x_A / k_A A_A} + \frac{T_1 - T_2}{\Delta x_B / k_B A_B} = \left(\frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B}\right)(T_1 - T_2)$$

D. Combinación de convección y conducción y coeficientes generales



(a)

$$q = h_i A(T_1 - T_2) = \frac{k_A A}{\Delta x_A}(T_2 - T_3) = h_0 A(T_3 - T_4)$$

Al expresar $1/h_i A$, $\Delta x_A / k_A A$ y $1/h_{0A}$ como resistencias y combinando las ecuaciones como

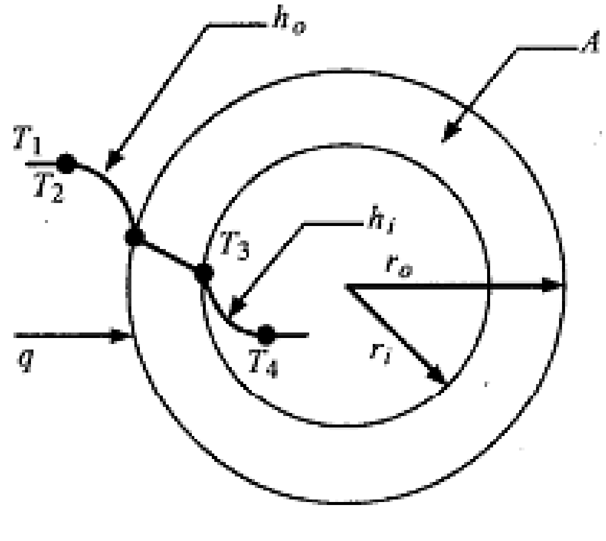
$$q = \frac{T_1 - T_4}{1/h_i A + \Delta x_A / k_A A + 1/h_0 A} = \frac{T_1 - T_4}{\sum R}$$

La transferencia total de calor por combinación de conducción y convección suele expresarse en términos de un coeficiente total de transferencia de calor, U, que se define como

$$q = UA\Delta T_{\text{total}}$$

$$q = \frac{T_1 - T_4}{1/h_i + \Delta x_A/k_A + 1/h_0} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \left(\frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot {}^\circ\text{F}} \right)$$

Otra aplicación importante es la transferencia de calor desde un fluido en el exterior de un cilindro que pasa a través de la pared hacia el fluido que está en el interior, situación muy frecuente en los intercambiadores de calor. En la figura b se ilustra este caso.



(b)

$$q = \frac{T_1 - T_4}{1/h_i A_i + (r_0 - r_i)/k_A A_{A\,lm} + 1/h_0 A_0} = \frac{T_1 - T_4}{\sum R}$$

donde A_i representa a $2\pi L r_i$, esto es, el área interior del tubo metálico; $A_{A\,1\mathrm{m}}$ es la media logarítmica del área del tubo metálico; y A_0 es el área exterior.

El coeficiente total de transferencia de calor U para el cilindro puede basarse en el área interior A_i o en la exterior A_0 del tubo. De esta manera,

$$q = U_i A_i (T_1 - T_4) = U_0 A_0 (T_1 - T_4) = \frac{T_1 - T_4}{\sum R}$$

$$U_i = \frac{1}{1/h_i + (r_0 - r_i) A_i / k_A A_{A\,1\mathrm{m}} + A_i / A_0 h_0}$$

$$U_0 = \frac{1}{A_0 / A_i h_i + (r_0 - r_i) A_0 / k_A A_{A\,1\mathrm{m}} + 1 / h_0}$$

EJEMPLO . Pérdidas de calor por convección y conducción y U total

Considere una corriente de vapor saturado a 267 °F que fluye en el interior de una tubería de acero de $\frac{3}{4}$ pulg con un DI de 0.824 pulg. y DE de 1.050 pulg. La tubería está aislada con 1.5 pulg de aislamiento en el exterior. El coeficiente convectivo para la superficie interna de la tubería en contacto con el vapor se estima como h_i = 1000 btu/h . pie^2 . °F, mientras que la estimación del coeficiente convectivo en el exterior de la envoltura es de h_0 = 2 btu/h . pie^2 . "F. La conductividad media del metal es de 45 W/m . k o 26 btu/h . pie . °F y 0.064 W/m . K o 0.037 btuk . pie . °F para el aislante.

a) Calcule la pérdida de calor para 1 pie de tubería usando resistencias, cuando la temperatura del aire es de 80 "F.

b) Repita el cálculo usando el U_i total basado en el área interna A_i.

Solución: Si r_i en el radio interno de la tubería de acero, r_1 el radio externo y r_0 el radio externo de la envoltura, entonces,

$$r_i = \frac{0.412}{12} \text{ pie} \qquad r_i = \frac{0525}{12} \text{pie} \qquad r_0 = \frac{2.025}{12} \text{pie}$$

Para 1 pie de tubería, las áreas son las siguientes:

$$A_i = 2\pi L r_i = 2\pi(1)\left(\frac{0412}{12}\right) = 0.2157 \text{ pie}^2$$

$$A_1 = 2\pi L r_1 = 2\pi(1)\left(\frac{0525}{12}\right) = 0.2750 \text{ pie}^2$$

$$A_0 = 2\pi L r_0 = 2\pi(1) = \left(\frac{2.025}{12}\right) = 1.060 \text{ pie}^2$$

$$A_A \ 1 \text{ m} = \frac{A_1 - A_i}{\ln\,(A_1/A_i)} = \frac{02750 - 02157}{\ln(1.060/02157)} = 0.245$$

$$A_B \ 1 \text{ m} = \frac{A_0 - A_1}{\ln\,(A_0/A_1)} = \frac{\text{LO60} - 02750}{\ln(1.060/02750)} = 0.583$$

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{1000(02157)} = 0.00464$$

$$R_A = \frac{r_1 - r_i}{k_A A_{A\,1\,m}} = \frac{(0525 - 0412)/12}{26(0245)} = 0.00148$$

$$R_B = \frac{r_0 - r_1}{k_B A_{B\,1\,m}} = \frac{(2.025 - 0525)/12}{0037(0583)} = 5.80$$

$$R_o = \frac{1}{h_0 A_0} = \frac{1}{2(1060)} = 0.472$$

$$q = \frac{267 - 80}{R_i + R_A + R_B + R_0} = \frac{267 - 80}{0.00464 + 0.00148 + 580 + 0.472}$$

$$= \frac{267 - 80}{6278} = 29.8 \text{ btu/h}$$

Para el inciso b),

$$q = U_i A_i (T_i - T_0) = \frac{T_i - T_0}{\sum R}$$

$$U_i = \frac{1}{A_i \sum R}$$

$$U_i = \frac{1}{02157(6278)} = 0.738 \ \frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot {}^\circ\text{F}}$$

$$q = U_i A_i (T_i - T_0) = 0.738(0.2157)(267 - 80) = 29.8 \ \text{btu/h} \ (8.73 \ \text{W})$$

E. Resistencia de contacto en una interfaz

La ecuación de la resistencia de contacto se da como sigue:

$$q = h_c A \ \Delta T = \frac{\Delta T}{1/h_c A} = \frac{\Delta T}{R_c}$$

donde h_c es el **coeficiente** de resistencia de contacto en $W/m^2 \cdot K$, AT la caída de temperatura a través de la resistencia de contacto en K y R_c la resistencia de contacto. La resistencia de la ecuación

$$h_c = \frac{k}{\Delta x}$$

Coeficiente de tranferencia de calor para el flujo laminar dentro de una tubería

Para el flujo laminar de fluidos en el interior de tubos horizontales, se usan las siguientes ecuaciones de Sieder Tate (SI) para $N_{Re} < 2100$:

$$(N_{Nu})_a = \frac{h_a D}{k} = 1.86\left(N_{Re} N_{Pr} \frac{D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Esta ecuación es válida para $(N_{Re}\, N_{Pr}\, D/L) > 100$.

donde D = diámetro de la tubería en m, L = longitud.de tuberia en m antes de que se verifique el mezclado, μ_b = viscosidad del fluido a la temperatura de volumen promedio en Pa · s, μ_w = viscosidad a la temperatura de la pared, c_p = capacidad calorífica en J/kg · K, k = conductividad térmica en W/m · K, h_a = coeficiente promedio de transferencia de calor en W/m^2 . K y N_{Nu} = número adimensional de Nusselt. Todas las propiedades físicas se determinan a la temperatura general del fluido, excepto μ_w. El número de Reynolds es

$$N_{Re} = \frac{Dv\rho}{\mu}$$

$$N_{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$$

Hay otra ecuación para el caso en que $(N_{Re}\, N_{Pr}\, D/L) < 1$

En el flujo laminar, el coeficiente promedio h_a depende en alto grado de la longitud calentada. Para calcular la velocidad de transferencia de calor q se usa entonces la diferencia de temperatura promedio (media aritmética) AT, en la ecuación:

$$q = h_a A \, \Delta T_a = h_a A \, \frac{(T_w - T_{bi}) + (T_w - T_{bo})}{2}$$

donde T_w es la temperatura de la pared en K, T_{bi} es la temperatura en el volumen de entrada del fluido y T_{bo} es la temperatura en el volumen de salida del mismo.

Para diámetros de tubería grandes y diferencias de temperatura AT considerables entre la pared del tubo y la totalidad del fluido, los efectos de la convección natural pueden aumentar el valor de h (P 1). También hay ecuaciones para flujo laminar en tubos verticales.

Coeficiente de transferencia de calor para el flujo turbulento en tuberías

...Continua!