

correlaciones para determinar la transferencia de calor en los casos de flujo en dos fases (en burbujas, tapón, anular y en neblina), pero se encuentran más allá del alcance de este texto introductorio. Se puede obtener una estimación burda del flujo de calor en la ebullición en flujo al sumar simplemente los flujos de calor por convección forzada y de ebullición en estanque.

10-4 ■ TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CONDENSACIÓN

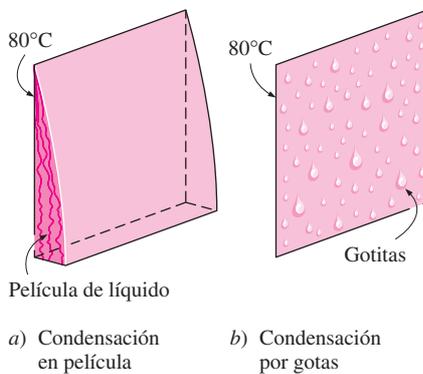


FIGURA 10-20

Cuando un vapor se expone a una superficie a una temperatura por debajo de T_{sat} , se tiene condensación en la forma de una película líquida o gotitas separadas sobre esa superficie.

Se presenta la condensación cuando la temperatura de un vapor se reduce *por debajo* de su temperatura de saturación, T_{sat} . Esto suele llevarse a cabo cuando el vapor entra en contacto con una superficie sólida cuya temperatura T_s esté *por debajo* de la temperatura de saturación T_{sat} de ese vapor. Pero la condensación también puede ocurrir sobre la superficie libre de un líquido o incluso en un gas, cuando la temperatura de éstos a la cual se expone el vapor está por debajo de T_{sat} . En este último caso las gotitas de líquido suspendidas en el gas forman una niebla. En este capítulo sólo se considerará la condensación sobre superficies sólidas.

Se observan dos formas distintas de condensación: *en película* y *por gotas*. En la **condensación en película** el condensado moja la superficie y forma una película de líquido sobre la superficie, la cual resbala hacia abajo debido a la influencia de la gravedad. El espesor de la película aumenta en la dirección del flujo a medida que más vapor se condensa sobre ella. Ésta es la forma en la que por lo general ocurre la condensación en la práctica. En la **condensación por gotas** el vapor condensado forma gotitas sobre la superficie, en lugar de una película continua, y esa superficie se cubre de un número incontable de gotitas de diámetros variables (figura 10-20).

En la condensación en película la superficie se cubre por una película de líquido de espesor creciente y esta “pared líquida” entre la superficie sólida y el vapor sirve como una *resistencia* a la transferencia de calor. El calor de vaporización h_{fg} liberado a medida que el vapor se condensa, debe pasar a través de esta resistencia antes de que pueda llegar a la superficie sólida y ser transferido al medio que está al otro lado. Sin embargo, en la condensación por gotas éstas resbalan hacia abajo cuando llegan a tener cierto tamaño, despejando la superficie y exponiéndola al vapor. En este caso no se tiene película de líquido que oponga resistencia a la transferencia de calor. Como resultado, en la condensación por gotas se pueden lograr razones de transferencia que son más de 10 veces mayores que las asociadas con la condensación en película. Por lo tanto, la condensación por gotas es el modo preferido de condensación en las aplicaciones de transferencia de calor y durante mucho tiempo se ha tratado de lograr una condensación por gotas sostenida usando varios aditivos para el vapor y recubrimientos de la superficie. Sin embargo, estos intentos no han tenido mucho éxito, ya que la condensación por gotas lograda no fue de larga duración y se convirtió en condensación en película después de algún tiempo. Por lo tanto, es una práctica común ser conservador y suponer condensación en película en el diseño del equipo de transferencia de calor.

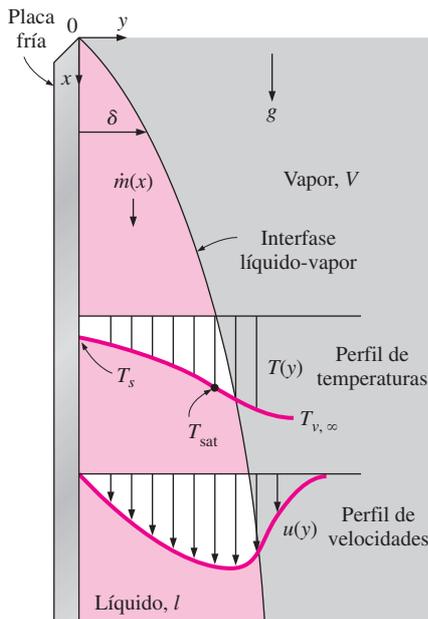


FIGURA 10-21

Condensación en película sobre una placa vertical.

10-5 ■ CONDENSACIÓN EN PELÍCULA

Considérese ahora la condensación en película sobre una placa vertical, como se muestra en la figura 10-21. La película de líquido se empieza a formar en la parte superior de la placa y fluye hacia abajo por la influencia de la gravedad. El espesor δ de la película *se incrementa* en la dirección x del flujo debido a la condensación continuada en la interfase líquido-vapor. Durante la

condensación se libera calor en la cantidad h_{fg} (el calor latente de vaporización) y es *transferido* a través de la película hasta la superficie de la placa que se encuentra a la temperatura T_s . Note que T_s debe estar por debajo de la temperatura de saturación T_{sat} del vapor para que ocurra la condensación.

En la figura 10-21 también se dan perfiles típicos de las velocidades y las temperaturas. Note que la *velocidad* del condensado en la pared es cero, por la condición de “no deslizamiento” y alcanza un máximo en la interfase líquido-vapor. La *temperatura* del condensado es T_{sat} en la interfase y disminuye gradualmente hasta T_s en la pared.

Como fue el caso en la convección forzada que comprende una sola fase, la transferencia de calor en la condensación también depende de si el flujo del condensado es *laminar* o *turbulento*. Una vez más, el número de Reynolds proporciona el criterio para el régimen de flujo el cual se define como

$$Re = \frac{D_h \rho_l V_l}{\mu_l} = \frac{4 A_c \rho_l V_l}{p \mu_l} = \frac{4 \rho_l V_l \delta}{\mu_l} = \frac{4 \dot{m}}{p \mu_l} \quad (10-8)$$

en donde

- $D_h = 4A_c/p = 4\delta$ = diámetro hidráulico del flujo de condensado, m
- p = perímetro mojado del condensado, m
- $A_c = p\delta$ = perímetro mojado \times espesor de la película, m², área de la sección transversal del flujo de condensado en su parte más baja.
- ρ_l = densidad del líquido, kg/m³
- μ_l = viscosidad del líquido, kg/m · s
- V = velocidad promedio del condensado en la parte más baja del flujo, m/s
- $\dot{m} = \rho_l V_l A_c$ = gasto de masa del condensado en la parte más baja, kg/s

En la figura 10-22 se ilustra la evaluación del diámetro hidráulico D_h para algunas configuraciones geométricas comunes. Note que una vez más el diámetro hidráulico se define en tal forma que se reduce al diámetro común para el flujo en un tubo circular, como se hizo en el capítulo 8 para el flujo interno, y es equivalente a 4 veces el espesor de la película de condensado en el lugar en donde se evalúa ese diámetro hidráulico; es decir, $D_h = 4\delta$.

El calor latente de vaporización h_{fg} es el liberado cuando se condensa una unidad de masa de vapor y normalmente representa la transferencia de calor por unidad de masa de condensado. Sin embargo, en un proceso real el condensado se enfría todavía más hasta alguna temperatura promedio entre T_{sat} y

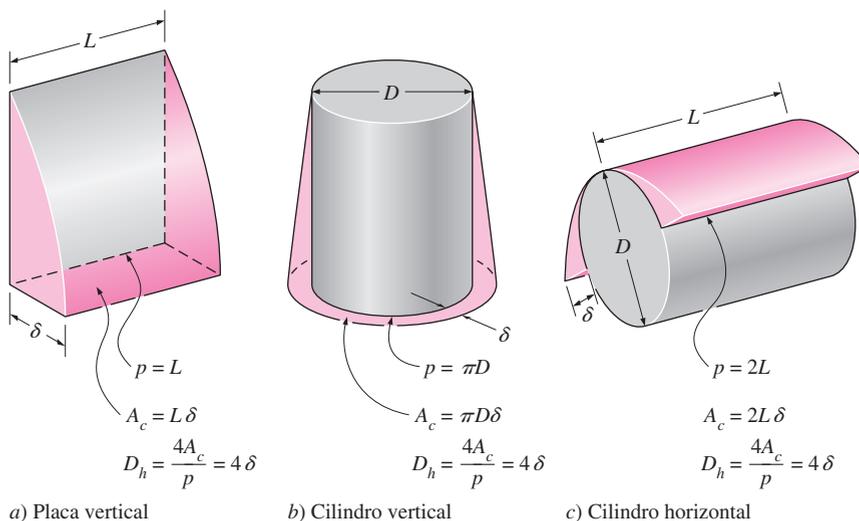


FIGURA 10-22
Perímetro mojado p , área de la sección transversal del condensado A_c , y diámetro hidráulico D_h para algunas configuraciones geométricas comunes.

T_s , liberando *más calor*. Por lo tanto, la transferencia real de calor será mayor. En 1956 Rohsenow demostró que se puede tomar en cuenta el enfriamiento del líquido al reemplazar h_{fg} por el **calor latente de vaporización modificado** h_{fg}^* , definido como

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68c_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (10-9a)$$

en donde c_{pl} es el calor específico del líquido a la temperatura promedio de película.

Se puede tener un argumento semejante para el vapor que entra en el condensador como **vapor sobrecalentado** a una temperatura T_v , en lugar de como vapor saturado. En este caso, el vapor primero debe enfriarse hasta T_{sat} antes de que pueda condensarse, y el calor debe transferirse a la pared. La cantidad de calor liberado cuando una unidad de masa de vapor sobrecalentado a una temperatura T_v se enfría hasta T_{sat} es simplemente $c_{pv}(T_v - T_{sat})$, en donde c_{pv} es el calor específico del vapor a la temperatura promedio $(T_v + T_{sat})/2$. En este caso, el calor latente modificado de vaporización queda

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68c_{pl}(T_{sat} - T_s) + c_{pv}(T_v - T_{sat}) \quad (10-9b)$$

Con estas consideraciones, la razón de la transferencia de calor se puede expresar como

$$\dot{Q}_{conden} = hA_s(T_{sat} - T_s) = mh_{fg}^* \quad (10-10)$$

en donde A_s es el área de transferencia de calor (sobre la cual ocurre la condensación). Al despejar \dot{m} de las ecuaciones anteriores y sustituyéndolo en la 10-8 da otra relación para el número de Reynolds,

$$Re = \frac{4\dot{Q}_{conden}}{p\mu_l h_{fg}^*} = \frac{4A_s h(T_{sat} - T_s)}{p\mu_l h_{fg}^*} \quad (10-11)$$

Esta relación resulta conveniente para determinar el número de Reynolds cuando se conoce el coeficiente de transferencia de calor o la razón de la transferencia de calor en la condensación.

La temperatura del líquido varía desde T_{sat} , sobre la interfase líquido-vapor, hasta T_s , en la superficie de la pared. Por lo tanto, las propiedades del líquido deben evaluarse a la *temperatura de película* $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$, la cual es aproximadamente la *temperatura promedio* del líquido. Sin embargo, el h_{fg} debe evaluarse a T_{sat} , puesto que no es afectado por el subenfriamiento del líquido.

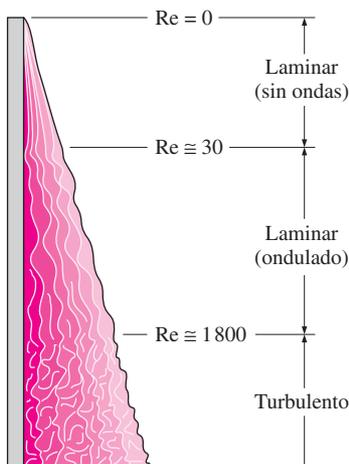


FIGURA 10-23

Regímenes de flujo durante la condensación en película sobre una placa vertical.

Regímenes de flujo

El número de Reynolds para la condensación sobre las superficies exteriores de los tubos o las placas verticales se incrementa en la dirección del flujo debido al aumento del espesor δ de la película de líquido. El flujo de esta película exhibe *regímenes diferentes*, dependiendo del valor del número de Reynolds. Se observa que la superficie exterior de la película de líquido permanece *lisa* y *sin ondas* para alrededor de $Re \leq 30$, como se muestra en la figura 10-23 y, por consiguiente, resulta evidente que el flujo es *laminar*. Conforme el número de Reynolds aumenta, aparecen rizos u ondas sobre la superficie libre del flujo de condensado y éste se vuelve completamente *turbulento* a alrededor de $Re \approx 1800$. En el rango de $450 < Re < 1800$, se dice que el flujo es *laminar ondulado* y que es *turbulento* para $Re > 1800$. Sin embargo, existe cierto desacuerdo acerca del valor de Re en el cual el flujo se vuelve laminar ondulado o turbulento.

Correlaciones de la transferencia de calor para la condensación en película

Enseguida se discutirán las relaciones para el coeficiente de transferencia de calor promedio h para el caso de condensación *laminar* en película para varias configuraciones geométricas.

1 Placas verticales

Considere una placa vertical de altura L y ancho b mantenida a una temperatura constante T_s que se expone a vapor a la temperatura de saturación T_{sat} . La dirección hacia abajo se toma como la x positiva, con el origen colocado en la parte superior de la placa, en donde se inicia la condensación, como se muestra en la figura 10-24. La temperatura superficial está por debajo de la de saturación ($T_s < T_{sat}$) y, por consiguiente, el vapor se condensa sobre la superficie. La película de líquido fluye hacia abajo por la influencia de la gravedad. El espesor δ de la película y , y por tanto, el gasto de masa del condensado aumentan con x como resultado de la condensación continuada sobre la película existente. Entonces la transferencia de calor del vapor a la placa debe ocurrir a través de la película, la cual ofrece resistencia a esa transferencia. Es obvio que entre más gruesa sea la película, más grande es su resistencia térmica y , por consiguiente, menor la razón de la transferencia de calor.

En 1916 Nusselt fue el primero en desarrollar la relación analítica para el coeficiente de transferencia de calor en la condensación en película sobre una placa vertical, antes descrita, bajo las siguientes hipótesis simplificadoras:

1. Tanto la placa como el vapor se mantienen a las *temperaturas constantes* de T_s y T_{sat} , respectivamente, y la temperatura de uno a otro lado de la película de líquido varía *en forma lineal*.
2. La transferencia de calor de uno a otro lado de la película de líquido es por *conducción* pura (no existen corrientes de convección en la película de líquido).
3. La velocidad del vapor es baja (o cero), de modo que *no ejerce arrastre* sobre el condensado (no existe fuerza cortante viscosa sobre la interfase líquido-vapor).
4. El flujo del condensado es *laminar* y las propiedades del líquido son constantes.
5. La aceleración de la capa de condensado es despreciable.

Entonces, la segunda ley de Newton del movimiento para el elemento de volumen mostrado en la figura 10-24, en la dirección x vertical, se puede escribir como

$$\sum F_x = ma_x = 0$$

dado que la aceleración del fluido es cero. Puesto que la única fuerza que actúa hacia abajo es el peso del elemento de líquido y las fuerzas que actúan hacia arriba son la cortante viscosa (o fricción del fluido) a la izquierda y la de empuje, el equilibrio de fuerzas sobre el elemento de volumen queda

$$F_{\text{hacia abajo}} \downarrow = F_{\text{hacia arriba}} \uparrow$$

$$\text{Peso} = \text{Fuerza cortante viscosa} + \text{Fuerza de empuje}$$

$$\rho_l g(\delta - y)(bdx) = \mu_l \frac{du}{dy}(bdx) + \rho_v g(\delta - y)(bdx)$$

Al cancelar el ancho de la placa b y despejar du/dy da

$$\frac{du}{dy} = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g(\delta - y)}{\mu_l}$$

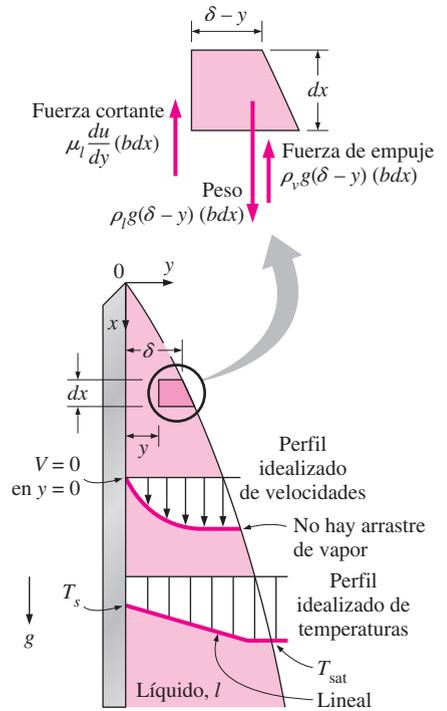


FIGURA 10-24

Elemento de volumen del condensado sobre una placa vertical, considerado en el análisis de Nusselt.

Al integrar desde $y = 0$, donde $u = 0$ (en virtud de la condición de frontera de no resbalamiento) hasta $y = y$, en donde $u = u(y)$, da

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g}{\mu_l} \left(y\delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (10-12)$$

El gasto de masa del condensado en un lugar x , en donde el espesor de la capa frontera es δ , se determina a partir de

$$\dot{m}(x) = \int_A \rho_l u(y) dA = \int_{y=0}^{\delta} \rho_l u(y) b dy \quad (10-13)$$

Al sustituir la relación para $u(y)$, tomada de la ecuación 10-12, en la 10-13 da

$$\dot{m}(x) = \frac{gb\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l} \quad (10-14)$$

cuya derivada con respecto a x es

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{gb\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx} \quad (10-15)$$

lo cual representa la rapidez de la condensación de vapor sobre una distancia vertical dx . La razón de la transferencia de calor del vapor hacia la placa, a través de la película de líquido, es simplemente igual al calor liberado conforme el vapor se condensa y se expresa como

$$d\dot{Q} = h_{fg} d\dot{m} = k_l(bdx) \frac{T_{\text{sat}} - T_s}{\delta} \rightarrow \frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{k_l b}{h_{fg}} \frac{T_{\text{sat}} - T_s}{\delta} \quad (10-16)$$

Al igualar las ecuaciones 10-15 y 10-16 entre sí, después de expresar esta última en términos de $d\dot{m}/dx$, y separar las variables da

$$\delta^3 d\delta = \frac{\mu_l k_l (T_{\text{sat}} - T_s)}{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}} dx \quad (10-17)$$

Si se integra desde $x = 0$, en donde $\delta = 0$ (el extremo superior de la placa), hasta $x = x$, en donde $\delta = \delta(x)$, se determina que el espesor del líquido en cualquier ubicación es

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_l k_l (T_{\text{sat}} - T_s)x}{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (10-18)$$

La razón de la transferencia de calor del vapor hacia la placa, en una ubicación x , se puede expresar como

$$\dot{q}_x = h_x(T_{\text{sat}} - T_s) = k_l \frac{T_{\text{sat}} - T_s}{\delta} \rightarrow h_x = \frac{k_l}{\delta(x)} \quad (10-19)$$

Al sustituir la expresión para $\delta(x)$, tomada de la ecuación 10-18, se determina que el coeficiente local de transferencia de calor h_x es

$$h_x = \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg} k_l^3}{4\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s)x} \right]^{1/4} \quad (10-20)$$

El coeficiente promedio de transferencia de calor sobre la placa completa se determina a partir de su definición al sustituir la relación para h_x y llevando a cabo la integración. Esto da

$$h = h_{\text{prom}} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_{x=L} = 0.943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^3 k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s) L} \right]^{1/4} \quad (10-21)$$

La ecuación 10-21, la cual se obtiene con las suposiciones simplificadoras enunciadas al principio, da lugar a una buena percepción sobre la dependencia funcional del coeficiente de transferencia de calor en la condensación. Sin embargo, se observa que predice de manera imperfecta ese coeficiente porque no toma en consideración los efectos del perfil no lineal de temperaturas en la película de líquido y el enfriamiento de este último por debajo de la temperatura de saturación. Se pueden tomar en cuenta estos dos efectos si se reemplaza h_{fg} por h_{fg}^* , dado por la ecuación 10-9. Con esta modificación se determina que el *coeficiente de transferencia de calor promedio* para la condensación en película laminar sobre una placa plana vertical de altura L es

$$h_{\text{vert}} = 0.943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s) L} \right]^{1/4} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}), 0 < \text{Re} < 30 \quad (10-22)$$

en donde

g = aceleración gravitacional, m/s^2

ρ_l, ρ_v = densidades del líquido y del vapor, respectivamente, kg/m^3

μ_l = viscosidad del líquido, $\text{kg/m} \cdot \text{s}$

$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 c_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s)$ = calor latente modificado de vaporización, J/kg

k_l = conductividad térmica del líquido, $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

L = altura de la placa vertical, m

T_s = temperatura superficial de la placa, $^\circ\text{C}$

T_{sat} = temperatura de saturación del fluido condensándose, $^\circ\text{C}$

A una temperatura dada, $\rho_v \ll \rho_l$, donde $\rho_l - \rho_v \approx \rho_l$, excepto cerca del punto crítico de la sustancia. Si se usa esta aproximación y se sustituyen las ecuaciones 10-14 y 10-18, en $x = L$, en la 10-18, al observar que $\delta_{x=L} = kl/h_{x=L}$ y $h_{\text{vert}} = \frac{4}{3} h_{x=L}$ (ecuaciones 10-19 y 10-21), da

$$\text{Re} \cong \frac{4g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l^2} = \frac{4g\rho_l^2}{3\mu_l^2} \left(\frac{k_l}{h_{x=L}} \right)^3 = \frac{4g}{3\nu_l^2} \left(\frac{k_l}{3h_{\text{vert}}/4} \right)^3 \quad (10-23)$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor h_{vert} en términos de Re queda

$$h_{\text{vert}} \cong 1.47 k_l \text{Re}^{-1/3} \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3}, \quad 0 < \text{Re} < 30, \quad \rho_v \ll \rho_l \quad (10-24)$$

Los resultados obtenidos con base en las relaciones teóricas antes dadas concuerdan de manera excelente con los conseguidos experimentalmente. Se puede demostrar con facilidad que si se usan los valores de forma apropiada en las ecuaciones 10-22 y 10-24, en las *unidades especificadas*, da el coeficiente

$$\begin{aligned}
 h_{\text{vert}} &= \left(\frac{\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{\text{J}}{\text{kg}} \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°C}} \right)^3}{\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot \text{°C} \cdot \text{m}} \right)^{1/4} \\
 &= \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \frac{1}{\text{m}^6} \frac{\text{W}^3}{\text{m}^3} \frac{\text{J}}{\text{°C}^3} \right] \\
 &= \left(\frac{\text{W}^4}{\text{m}^8 \cdot \text{°C}^4} \right)^{1/4} \\
 &= \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

FIGURA 10-25

La ecuación 10-25 da el coeficiente de transferencia de calor en la condensación en $\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$, cuando las cantidades se expresan en las unidades especificadas en sus descripciones.

de transferencia de calor en la condensación en $\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$, ahorrando de este modo el paso por tediosas manipulaciones de unidades en cada ocasión (figura 10-25). Esto también se cumple para las ecuaciones que siguen. Todas las propiedades del líquido se deben evaluar a la temperatura de película $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2$. El h_{fg} y la ρ_v se deben evaluar a la temperatura de saturación T_{sat} .

Flujo laminar ondulado sobre placas verticales

Con números de Reynolds mayores que 30 se observa que se forman ondas en la interfase líquido-vapor, aun cuando el flujo en la película de líquido es todavía laminar. En este caso se dice que es *laminar ondulado*. Las ondas en la interfase líquido-vapor tienden a incrementar la transferencia de calor. Pero las ondas también complican el análisis y resulta muy difícil obtener soluciones analíticas. Por lo tanto, se debe recurrir a estudios experimentales. En promedio, el incremento en la transferencia de calor debido al efecto de las ondas es de alrededor de 20%, pero puede sobrepasar 50%. El monto exacto de la mejora depende del número de Reynolds. Con base en sus estudios experimentales, Kutateladze (1963) recomendó la siguiente relación para el coeficiente de transferencia de calor promedio en el flujo laminar ondulado del condensado, para $\rho_v \ll \rho_l$ y $30 < \text{Re} < 1800$,

$$h_{\text{vert, ondulado}} = \frac{\text{Re } k_l}{1.08 \text{Re}^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}, \quad \begin{array}{l} 30 < \text{Re} < 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{array} \quad (10-25)$$

Una alternativa más sencilla para la relación antes dada, propuesta por Kutateladze (1963), es

$$h_{\text{vert, ondulado}} = 0.8 \text{Re}^{0.11} h_{\text{vert (calmado)}} \quad (10-26)$$

la cual relaciona el coeficiente de transferencia de calor en el flujo laminar ondulado con el correspondiente al laminar sin ondas. McAdams (1954) incluso fue más allá y sugirió tomar en cuenta la transferencia de calor en la región ondulada simplemente al incrementar en 20% el coeficiente determinado a partir de la ecuación 10-22 para el caso laminar. Holman (1990) sugirió usar esta última ecuación también para la región ondulada, en el entendido de que se trata de un procedimiento conservador que proporciona un margen de seguridad en el diseño térmico. En este libro se usará la ecuación 10-25.

Se puede determinar una relación para el número de Reynolds en la región laminar ondulada al sustituir la relación para h dada en la ecuación 10-25 en la ecuación 10-11 y simplificar. Esto da

$$\text{Re}_{\text{vert, ondulado}} = \left[4.81 + \frac{3.70 L k_l (T_{\text{sat}} - T_s)}{\mu_l h_{fg}} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0.820}, \quad \rho_v \ll \rho_l \quad (10-27)$$

Flujo turbulento sobre placas verticales

Con números de Reynolds de alrededor de 1800 el flujo de condensado se vuelve turbulento. Se han propuesto varias relaciones empíricas, con grados variables de complejidad, para el coeficiente de transferencia de calor para el flujo turbulento. Una vez más, si se supone en beneficio de la sencillez que $\rho_v \ll \rho_l$, Labuntsov (1957) propuso la relación que sigue para el flujo turbulento del condensado sobre *placas verticales*:

$$h_{\text{vert, turbulento}} = \frac{\text{Re } k_l}{8750 + 58 \text{Pr}^{-0.5} (\text{Re}^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}, \quad \begin{array}{l} \text{Re} > 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{array} \quad (10-28)$$

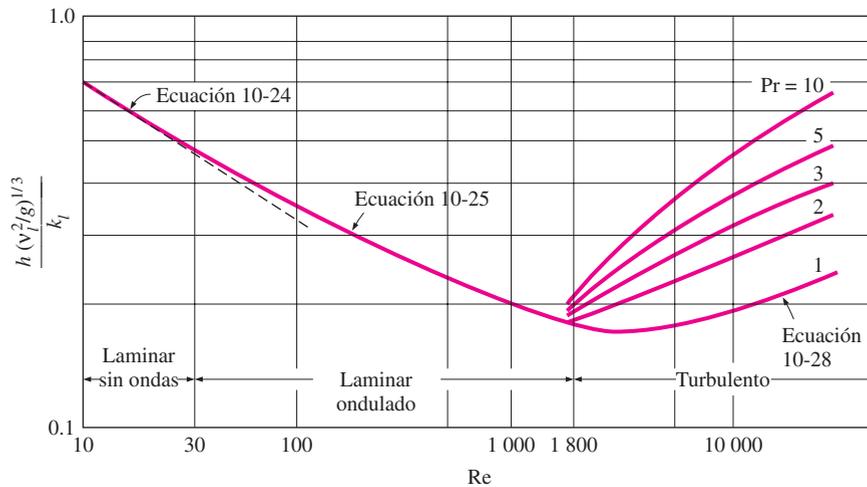


FIGURA 10-26
Coeficientes adimensionales de transferencia de calor del condensado sobre placas verticales para el flujo laminar sin ondas, el laminar ondulado y el turbulento.

Una vez más, las propiedades físicas del condensado se deben evaluar a la temperatura de película $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2$. En este caso la relación para Re se obtiene al sustituir la relación para h , antes obtenida, en la relación para Re , expresada en la ecuación 10-11, lo cual da

$$Re_{\text{vert, turbulento}} = \left[\frac{0.0690 L k_f Pr^{0.5} (T_{\text{sat}} - T_s)}{\mu_l h_{fg}^*} \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{1/3} - 151 Pr^{0.5} + 253 \right]^{4/3} \quad (10-29)$$

En la figura 10-26 se observan las gráficas de los coeficientes de transferencia de calor adimensionales para el flujo laminar sin ondas, el laminar ondulado y el turbulento del condensado sobre placas verticales.

2 Placas inclinadas

La ecuación 10-12 se desarrolló para placas verticales, pero también se puede usar para la condensación en película laminar sobre las superficies superiores de placas que están inclinadas formando un ángulo θ con respecto a la vertical, al reemplazar g en esa ecuación por $g \cos \theta$ (figura 10-27). Esta aproximación da resultados satisfactorios en especial para $\theta \leq 60^\circ$. Note que los coeficientes de transferencia de calor en la condensación sobre placas verticales e inclinadas están relacionados entre sí por

$$h_{\text{inclinada}} = h_{\text{vert}} (\cos \theta)^{1/4} \quad (\text{laminar}) \quad (10-30)$$

La ecuación 10-30 está desarrollada para flujo laminar del condensado, pero se puede usar también para flujos laminares ondulados como una aproximación.

3 Tubos verticales

También se puede usar la ecuación 10-22 para placas verticales con el fin de calcular el coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película laminar sobre las superficies exteriores de tubos verticales, siempre que el diámetro del tubo sea grande en relación con el espesor de la película de líquido.

4 Tubos horizontales y esferas

También se puede extender el análisis de Nusselt de la condensación en película sobre placas verticales hacia tubos horizontales y esferas. Se determina que el coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película sobre las superficies exteriores de un tubo horizontal es

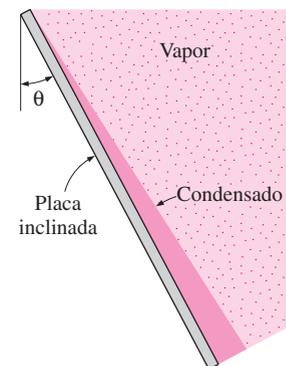


FIGURA 10-27
Condensación en película sobre una placa inclinada.

$$h_{\text{horiz}} = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l(T_{\text{sat}} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (10-31)$$

en donde D es el diámetro del tubo horizontal. La ecuación 10-31 se puede modificar con facilidad para una *esfera* al reemplazar la constante 0.729 por 0.815.

Si se comparan las relaciones del coeficiente de transferencia de calor para un tubo vertical de altura L y para un tubo horizontal de diámetro D se llega a

$$\frac{h_{\text{vert}}}{h_{\text{horiz}}} = 1.29 \left(\frac{D}{L} \right)^{1/4} \quad (10-32)$$

Al igualar h_{vertical} con $h_{\text{horizontal}}$ da $L = 1.29^4 D = 2.77D$, lo cual implica que para un tubo cuya longitud es 2.77 veces su diámetro, el coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película laminar es el *mismo*, sin importar que el tubo esté colocado horizontal o verticalmente. Para $L > 2.77D$, el coeficiente de transferencia de calor será mayor en la posición horizontal. Al considerar que la longitud de un tubo en cualquier aplicación práctica es varias veces su diámetro, es una práctica común colocar *horizontalmente* los tubos en un condensador para *maximizar* el coeficiente de transferencia de calor en la condensación sobre las superficies exteriores de esos tubos.

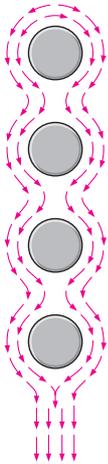


FIGURA 10-28

Condensación en película sobre una hilera de tubos horizontales.

5 Bancos de tubos horizontales

En el diseño de condensadores los tubos horizontales apilados uno sobre del otro, como se muestra en la figura 10-28, son de uso común. El espesor promedio de la película de líquido en los tubos inferiores es mucho mayor, como resultado del condensado que cae sobre la parte superior de ellos desde los tubos que se encuentran directamente arriba. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor promedio en los tubos inferiores de ese tipo de arreglos es más pequeño. Si el condensado proveniente de los tubos de arriba hacia los de abajo dreña con suavidad, el coeficiente de transferencia de calor promedio en la condensación en película para todos los tubos en una hilera vertical se puede expresar como

$$h_{\text{horiz}, N \text{ tubos}} = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l(T_{\text{sat}} - T_s) ND} \right]^{1/4} = \frac{1}{N^{1/4}} h_{\text{horiz}, 1 \text{ tubo}} \quad (10-33)$$

Note que se puede obtener la ecuación 10-33 a partir de la relación para el coeficiente de transferencia de calor para un tubo horizontal al reemplazar D por ND . Esta relación no toma en cuenta el incremento en la transferencia de calor debido a la formación de rizos y turbulencia causadas durante el drenaje y, como consecuencia, en general proporciona resultados conservadores.

Efecto de la velocidad del vapor

En el análisis antes dado se consideró que la velocidad del vapor era pequeña y, por consiguiente, el arrastre del vapor ejercido sobre la película de líquido es despreciable, lo cual suele ser el caso. Sin embargo, cuando la velocidad del vapor es alta, éste “tira” del fluido a lo largo de la interfase, puesto que en ella la velocidad de ese vapor debe caer hasta el valor de la del líquido. Si el vapor fluye hacia abajo (es decir, en la misma dirección que el líquido), la fuerza adicional hará que se incremente la velocidad promedio del líquido y, como consecuencia, disminuye el espesor de la película. Esto, a su vez, disminuirá la resistencia térmica de la película de líquido y, de este modo, aumentará la transferencia de calor. El flujo de vapor hacia arriba tiene los efectos opuestos: el vapor ejerce una fuerza sobre el líquido en la dirección opuesta al flujo, adelgaza la película de líquido y, por con-

siguiente, disminuye la transferencia de calor. La condensación en presencia de flujo de vapor de velocidad elevada se estudia [por ejemplo, Shekriladze y Gome-lauri (1966)] y se obtienen relaciones para la transferencia de calor, pero un análisis detallado de este tema se encuentra más allá del alcance de este texto de introductorio.

Presencia de gases no condensables en los condensadores

La mayor parte de los condensadores en las plantas de poder que trabajan con vapor operan a presiones muy por debajo de la atmosférica (por lo común, por debajo de 0.1 atm) con el fin de maximizar la eficiencia térmica del ciclo y, como consecuencia, se eleva la posibilidad de infiltración de aire (un gas no condensable) en ellos. Los estudios experimentales demuestran que la presencia de gases no condensables en el vapor tiene un efecto perjudicial sobre la transferencia de calor en la condensación. Incluso pequeñas cantidades de un gas no condensable en el vapor causan caídas significativas en el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación. Por ejemplo, la presencia de menos de 1% (en masa) de aire en el vapor de agua puede reducir el coeficiente de transferencia de calor en la condensación a más de la mitad. Por lo tanto, es práctica común desfogar periódicamente los gases no condensables que se acumulan en los condensadores para garantizar una operación apropiada.

La drástica reducción en el coeficiente de transferencia de calor en la condensación en presencia de un gas no condensable se puede explicar de la manera siguiente: cuando se condensa el vapor mezclado con un gas no condensable, sólo este último permanece en la vecindad de la superficie (figura 10-29). Esta capa de gas actúa como una *barrera* entre el vapor y la superficie y dificulta que aquél llegue a ésta. El vapor ahora debe difundirse primero a través del gas no condensable antes de llegar a la superficie y esto reduce la efectividad del proceso de condensación.

Los estudios experimentales demuestran que la transferencia de calor en presencia de un gas no condensable depende fuertemente de la naturaleza de flujo de vapor y de su velocidad. Como el lector podría esperar, es más probable que una *velocidad alta de flujo* remueva el gas no condensable estancado de la vecindad de la superficie y, de este modo, *mejore* la transferencia de calor.

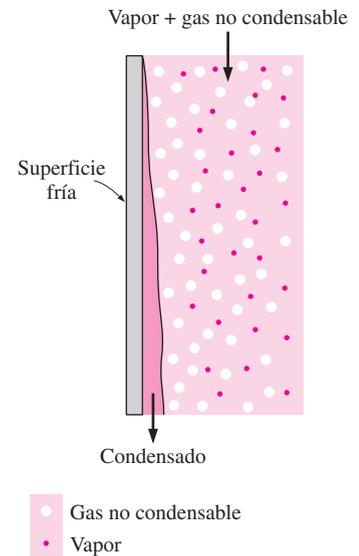


FIGURA 10-29

La presencia de un gas no condensable en un vapor impide que las moléculas de éste lleguen con facilidad hasta la superficie fría y por ende la transferencia de calor en la condensación.

EJEMPLO 10-4 Condensación de vapor de agua sobre una placa vertical

Vapor saturado de agua a la presión atmosférica se condensa sobre una placa vertical de 2 m de alto y 3 m de ancho que se mantiene a 80°C, haciendo circular agua fría por el otro lado (figura 10-30). Determine *a*) la razón de la transferencia de calor por condensación hacia la placa y *b*) la razón a la cual el condensado gotea de la placa por el extremo inferior de ésta.

SOLUCIÓN Vapor saturado de agua a 1 atm se condensa sobre una placa vertical. Deben determinarse las razones de transferencia de calor y de condensación.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 La placa es isotérmica. 3 El flujo del condensado es laminar ondulado sobre toda la placa (se verificará). 4 La densidad del vapor es mucho menor que la del líquido, $\rho_v \ll \rho_l$.

Propiedades Las propiedades del agua a la temperatura de saturación de 100°C son $h_{fg} = 2257 \times 10^3$ J/kg y $\rho_v = 0.60$ kg/m³. Las propiedades del agua líquida a la temperatura de película de $T_f = (T_{sat} + T_s)/2 = (100 + 80)/2 = 90^\circ\text{C}$ son (tabla A-9)

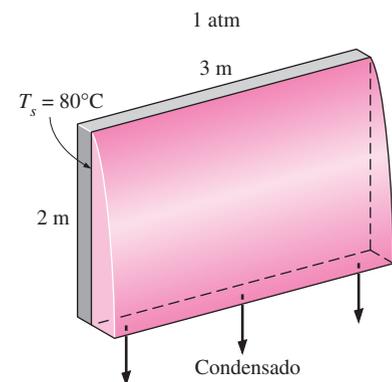


FIGURA 10-30

Esquema para el ejemplo 10-4.

$$\begin{aligned}\rho_l &= 965.3 \text{ kg/m}^3 & C_{pl} &= 4206 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \\ \mu_l &= 0.315 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s} & k_l &= 0.675 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \\ \nu_l &= \mu_l/\rho_l = 0.326 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

Análisis a) El calor latente modificado de vaporización es

$$\begin{aligned}h_{fg}^* &= h_{fg} + 0.68C_{pl}(T_{\text{sat}} - T_s) \\ &= 2257 \times 10^3 \text{ J/kg} + 0.68 \times (4206 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C})(100 - 80)^\circ\text{C} \\ &= 2314 \times 10^3 \text{ J/kg}\end{aligned}$$

Para el flujo laminar ondulado, con base en la ecuación 10-27 se determina que el número de Reynolds es

$$\begin{aligned}\text{Re} &= \text{Re}_{\text{vertical, ondulado}} = \left[4.81 + \frac{3.70 L k_l (T_{\text{sat}} - T_s) \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3}}{\mu_l h_{fg}^*} \right]^{0.820} \\ &= \left[4.81 + \frac{3.70(2 \text{ m})(0.675 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(100 - 80)^\circ\text{C}}{(0.315 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s})(2314 \times 10^3 \text{ J/kg})} \right. \\ &\quad \left. \times \left(\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{(0.326 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2} \right)^{1/3} \right]^{0.82} \\ &= 1287\end{aligned}$$

el cual se encuentra entre 30 y 1800 y, por tanto, se verifica nuestra suposición de que se trata de flujo laminar ondulado. Entonces, a partir de la ecuación 10-25, se determina que el coeficiente de transferencia de calor en la condensación es

$$\begin{aligned}h &= h_{\text{vertical, ondulado}} = \frac{\text{Re} k_l}{1.08 \text{Re}^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3} \\ &= \frac{1287 \times (0.675 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})}{1.08(1287)^{1.22} - 5.2} \left(\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{(0.326 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2}\right)^{1/3} = 5850 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

El área superficial de transferencia de calor de la placa es $A_s = W \times L = (3 \text{ m})(2 \text{ m}) = 6 \text{ m}^2$. Entonces, la razón de la transferencia de calor durante este proceso de condensación queda

$$\dot{Q} = hA_s(T_{\text{sat}} - T_s) = (5850 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(6 \text{ m}^2)(100 - 80)^\circ\text{C} = \mathbf{7.02 \times 10^5 \text{ W}}$$

b) La razón de la condensación del vapor se determina a partir de

$$\dot{m}_{\text{condensación}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} = \frac{7.02 \times 10^5 \text{ J/s}}{2314 \times 10^3 \text{ J/kg}} = \mathbf{0.303 \text{ kg/s}}$$

Es decir, el vapor se condensará sobre la superficie a razón de 303 gramos por segundo.

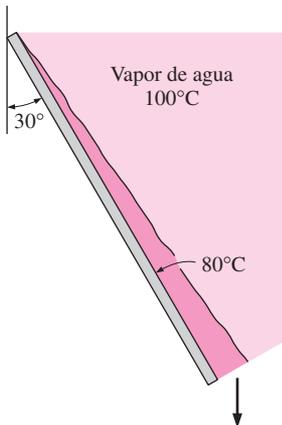


FIGURA 10-31
Esquema para el ejemplo 10-5.

EJEMPLO 10-5 Condensación de vapor de agua sobre una placa inclinada

¿Cuál sería la respuesta del lector al problema de ejemplo anterior si la placa estuviera inclinada 30° con respecto a la vertical, como se muestra en la figura 10-31?

SOLUCIÓN a) En este caso, se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor a partir de la relación correspondiente a la placa vertical, al reemplazar g por $g \cos \theta$. Pero en lugar de ello se usará la ecuación 10-30, puesto que ya se conoce el valor para la placa vertical a partir de lo calculado en el ejemplo anterior:

$$h = h_{\text{inclinada}} = h_{\text{vert}} (\cos \theta)^{1/4} = (5850 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(\cos 30^\circ)^{1/4} = 5643 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

El área superficial de transferencia de calor de la placa todavía es de 6 m^2 . Entonces, la razón de la transferencia de calor en la condensación en el caso de la placa inclinada queda

$$\dot{Q} = hA_s(T_{\text{sat}} - T_s) = (5643 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(6 \text{ m}^2)(100 - 80)^\circ\text{C} = 6.77 \times 10^5 \text{ W}$$

b) De nuevo, la razón de la condensación del vapor se determina a partir de

$$\dot{m}_{\text{condensación}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} = \frac{6.77 \times 10^5 \text{ J/s}}{2314 \times 10^3 \text{ J/kg}} = 0.293 \text{ kg/s}$$

Discusión Note que la razón de la condensación disminuyó en alrededor de 3.3% al inclinar la placa.

EJEMPLO 10-6 Condensación de vapor de agua sobre tubos horizontales

El condensador de una planta termoeléctrica opera a una presión de 7.38 kPa. A esta presión, el vapor de agua se condensa sobre las superficies exteriores de tubos horizontales por los cuales circula agua de enfriamiento. El diámetro exterior de los tubos es de 3 cm y las superficies exteriores de los mismos se mantienen a 30°C (figura 10-32). Determine a) la razón de la transferencia de calor hacia el agua de enfriamiento que está circulando en los tubos y b) la razón de la condensación del vapor de agua por unidad de longitud de un tubo horizontal.

SOLUCIÓN Vapor saturado de agua a una presión de 7.38 kPa se condensa sobre un tubo horizontal a 30°C . Deben determinarse las razones de transferencia de calor y de condensación.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 El tubo es isotérmico.

Propiedades Las propiedades del agua a la temperatura de saturación de 40°C , correspondiente a 7.38 kPa, son $h_{fg} = 2407 \times 10^3 \text{ J/kg}$ y $\rho_v = 0.05 \text{ kg/m}^3$. Las propiedades del agua líquida a la temperatura de película de $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2 = (40 + 30)/2 = 35^\circ\text{C}$ son (tabla A-9)

$$\begin{aligned} \rho_l &= 994 \text{ kg/m}^3 & C_{pl} &= 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \\ \mu_l &= 0.720 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s} & k_l &= 0.623 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Análisis a) El calor latente modificado de vaporización es

$$\begin{aligned} h_{fg}^* &= h_{fg} + 0.68C_{pl}(T_{\text{sat}} - T_s) \\ &= 2407 \times 10^3 \text{ J/kg} + 0.68 \times (4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C})(40 - 30)^\circ\text{C} \\ &= 2435 \times 10^3 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Dado que $\rho_v \ll \rho_l$ (puesto que $0.05 \ll 994$), basándose en la ecuación 10-31 se determina que el coeficiente de transferencia de calor para la condensación sobre un solo tubo horizontal es

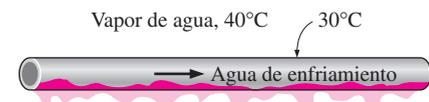


FIGURA 10-32
Esquema para el ejemplo 10-6.

$$\begin{aligned}
 h &= h_{\text{horizontal}} = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu(T_{\text{sat}} - T_s) D} \right]^{1/4} \cong 0.729 \left[\frac{g\rho_l^2 h_{fg}^* k_l^3}{\mu_1 (T_{\text{sat}} - T_s) D} \right]^{1/4} \\
 &= 0.729 \left[\frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(994 \text{ kg/m}^3)^2 (2435 \times 10^3 \text{ J/kg})(0.623 \text{ W/m} \cdot \text{°C})^3}{(0.720 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s})(40 - 30)\text{°C}(0.03 \text{ m})} \right]^{1/4} \\
 &= 9294 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

El área superficial de transferencia de calor del tubo por unidad de longitud es $A_s = \pi DL = \pi(0.03 \text{ m})(1 \text{ m}) = 0.09425 \text{ m}^2$. Entonces, la razón de la transferencia de calor durante este proceso de condensación queda

$$\dot{Q} = hA_s(T_{\text{sat}} - T_s) = (9292 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(0.09425 \text{ m}^2)(40 - 30)\text{°C} = \mathbf{8760 \text{ W}}$$

b) La razón de la condensación del vapor es

$$\dot{m}_{\text{condensación}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} = \frac{8760 \text{ J/s}}{2435 \times 10^3 \text{ J/kg}} = \mathbf{0.00360 \text{ kg/s}}$$

Por lo tanto, el vapor se condensará sobre el tubo horizontal a razón de 3.6 g/s, o sea, 13.0 kg/h por metro de su longitud.

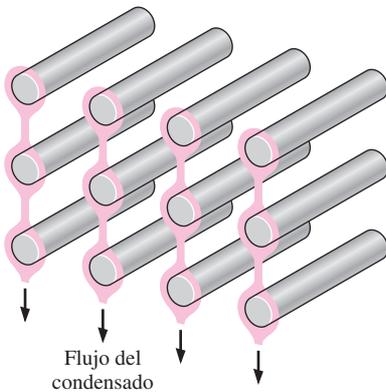


FIGURA 10-33

Esquema para el ejemplo 10-7.

EJEMPLO 10-7 Condensación del vapor de agua sobre bancos de tubos horizontales

Repita el problema de ejemplo anterior para el caso de 12 tubos horizontales dispuestos en un arreglo rectangular de 3 tubos de alto y 4 tubos de ancho, como se muestra en la figura 10-33.

SOLUCIÓN a) La presencia de otros tubos en su vecindad no influye sobre la transferencia de calor en la condensación sobre un tubo, a menos que el condensado de otros tubos gotee sobre él. En nuestro caso los tubos horizontales están dispuestos en cuatro hileras verticales, consistiendo cada una de ellas en tres tubos. El coeficiente de transferencia de calor promedio para una hilera vertical de N tubos horizontales está relacionado con el de un solo tubo horizontal por la ecuación 10-33 y se determina que es

$$h_{\text{horiz, } N \text{ tubos}} = \frac{1}{N^{1/4}} h_{\text{horiz, 1 tubo}} = \frac{1}{3^{1/4}} (9294 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}) = 7062 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Cada hilera vertical consta de tres tubos y, por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor que acaba de determinarse es válido para cada una de las cuatro hileras. En otras palabras, se puede tomar este valor como el coeficiente promedio de transferencia de calor para los 12 tubos.

El área superficial para los 12 tubos por unidad de longitud de los mismos es

$$A_s = N_{\text{total}} \pi DL = 12\pi(0.03 \text{ m})(1 \text{ m}) = 1.1310 \text{ m}^2$$

Entonces, la razón de la transferencia de calor durante este proceso de condensación queda

$$\dot{Q} = hA_s(T_{\text{sat}} - T_s) = (7062 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(1.131 \text{ m}^2)(40 - 30)\text{°C} = \mathbf{79870 \text{ W}}$$

b) De nuevo, la razón de la condensación del vapor se determina a partir de

$$\dot{m}_{\text{condensación}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} = \frac{79870 \text{ J/s}}{2435 \times 10^3 \text{ J/kg}} = 0.0328 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto, el vapor se condensará en los tubos horizontales a razón de 32.8 g/s por metro de longitud de los tubos

10-6 ■ CONDENSACIÓN EN PELÍCULA DENTRO DE TUBOS HORIZONTALES

Hasta ahora se ha discutido la condensación en película sobre las *superficies exteriores* de tubos y otras configuraciones geométricas, la cual se caracteriza por una velocidad despreciable del vapor y el flujo no restringido del condensado. Sin embargo, la mayor parte de los procesos de condensación que se encuentran en las aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire están relacionados con la condensación sobre las *superficies interiores* de tubos horizontales o verticales. El análisis de la transferencia de calor de la condensación en el interior de tubos se complica por el hecho de que la velocidad del vapor y la rapidez de la acumulación de líquido sobre las paredes de los tubos influyen fuertemente sobre ella (figura 10-34).

Para *velocidades bajas del vapor*, Chato (1962) recomienda esta expresión para la condensación

$$h_{\text{interno}} = 0.555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3}{\mu_l(T_{\text{sat}} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} c_{pl}(T_{\text{sat}} - T_s) \right) \right]^{1/4} \quad (10-34)$$

para

$$\text{Re}_{\text{vapor}} = \left(\frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} \right)_{\text{admisión}} < 35000 \quad (10-35)$$

en donde el número de Reynolds del vapor se debe evaluar en las condiciones de *admisión* del tubo, mediante su diámetro interno como la longitud característica. Rohsenow da las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor para velocidades más altas del vapor.

10-7 ■ CONDENSACIÓN POR GOTAS

La condensación caracterizada por gotitas de diámetros variables sobre la superficie de condensación en lugar de una película continua de líquido, es uno de los mecanismos más eficaces de la transferencia de calor y con él se pueden lograr coeficientes de transferencia extremadamente grandes (figura 10-35).

En la condensación por gotas éstas se forman en los sitios de nucleación sobre la superficie y crecen como resultado de la condensación continuada, se juntan formando otras más grandes y resbalan hacia abajo cuando alcanzan cierto tamaño, despejando la superficie y exponiéndola al vapor. En este caso no existe película de líquido que oponga resistencia a la transferencia de calor. Como resultado, con la condensación por gotas se pueden lograr coeficientes de transferencia que son más de 10 veces más grandes que los asociados con la condensación en película. Los coeficientes de transferencia grandes permiten a los diseñadores lograr una velocidad específica de transferencia de calor con un área superficial más pequeña y, por consiguiente, un condensador más pequeño (y menos caro). Por lo tanto, la condensación por gotas es el modo preferido en las aplicaciones de transferencia de calor.

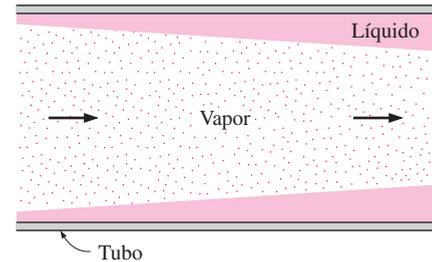


FIGURA 10-34

Flujo del condensado en un tubo horizontal con velocidades grandes del vapor.



FIGURA 10-35

Condensación por gotas de vapor de agua sobre una superficie vertical.

(Tomado de Hampson y Özişik.)

El reto en este tipo de condensación no es lograrla sino *sostenerla* durante largos periodos. La condensación por gotas se logra *al agregar* una sustancia química promotora en el vapor, *tratando* con esta la superficie o *recubriéndola* con un polímero, como el Teflon, o con un metal noble, como oro, plata, rodio, paladio o platino. Los *promotores* usados incluyen diversas ceras y ácidos grasos, como los ácidos oleico, esteárico y linoico. No obstante, pierden su efectividad después de un tiempo, debido a la incrustación, la oxidación y la remoción del promotor de la superficie. Es posible sostener la condensación por gotas durante un año mediante los efectos combinados de recubrimiento de la superficie e inyección periódica del promotor en el vapor. Sin embargo, cualquier ganancia en la transferencia de calor debe tasarse contra el costo asociado con el sostenimiento de este tipo de condensación.

La condensación por gotas se ha estudiado en forma experimental para varias combinaciones superficie-fluido. De ellas, los estudios sobre la condensación de vapor de agua sobre superficies de cobre ha atraído la mayor parte de la atención debido a su extendida aplicación en plantas generadoras que funcionan con vapor. P. Griffith (1983) recomienda estas sencillas correlaciones para la condensación por gotas del *vapor de agua sobre superficies de cobre*:

$$h_{\text{por gotas}} = \begin{cases} 51\,104 + 2\,044T_{\text{sat}}, & 22^\circ\text{C} < T_{\text{sat}} < 100^\circ\text{C} \\ 25\,5310 & T_{\text{sat}} > 100^\circ\text{C} \end{cases} \quad \begin{matrix} (10-36) \\ (10-37) \end{matrix}$$

en donde T_{sat} se da en $^\circ\text{C}$ y el coeficiente de transferencia de calor, $h_{\text{por gotas}}$ se obtiene en $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Los coeficientes de transferencia de calor que se pueden lograr con la condensación por gotas tienen poco significado si el material de la superficie de condensación no es un buen conductor, como el cobre, o si la resistencia térmica del otro lado de la superficie es demasiado grande. En operación estacionaria la transferencia de calor de uno de los medios hacia el otro depende de la suma de las resistencias térmicas en la trayectoria del flujo del calor, y una resistencia térmica grande puede eclipsar todo lo demás y dominar el proceso de transferencia. En esos casos la mejora de la exactitud de una resistencia pequeña (como una debida a la condensación o a la ebullición) difícilmente produce alguna diferencia en los cálculos del coeficiente de transferencia de calor total.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL *

Tubos de calor

Un **tubo de calor** es un aparato sencillo, sin partes móviles, con el que se pueden transferir grandes cantidades de calor a distancias bastante grandes, en esencia a temperatura constante, sin requerir entrada de potencia. Básicamente, se trata de un tubo delgado sellado que contiene una estructura de mecha que forra la superficie interior y una pequeña cantidad de fluido, como el agua en estado saturado, como se muestra en la figura 10-36. Se compone de tres secciones: la del *evaporador*, en uno de los extremos, en donde el calor se absorbe y el fluido se vaporiza; la del *condensador*, en el otro extremo, en donde el vapor se condensa y el calor se rechaza, y la *adiabática* entre ellas, en donde las fases de vapor y líquida del fluido se mueven en direcciones opuestas por el núcleo y la mecha, respectivamen-

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

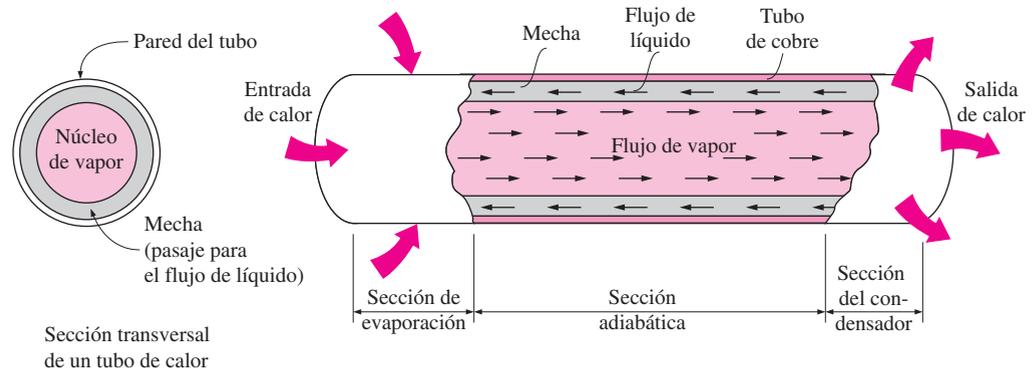


FIGURA 10-36

Esquema de operación de un tubo de calor.

te, para completar el ciclo sin una transferencia significativa de calor entre el fluido y el medio circundante.

El *tipo de fluido* y la *presión de operación* dentro del tubo de calor dependen de su *temperatura de operación*. Por ejemplo, las temperaturas del punto crítico y del punto triple del agua son 0.01°C y 374.1°C , respectivamente. Por lo tanto, el agua puede pasar por un proceso de cambio de fase de líquido a vapor o de vapor a líquido sólo en este rango de temperatura y, por consiguiente, no resultará un fluido apropiado para aplicaciones relacionadas con temperaturas más allá de este rango. Además, el agua pasará por un proceso de cambio de fase a una temperatura específica sólo si su presión es igual a la de saturación a esa temperatura. Por ejemplo, si se diseña un tubo de calor con agua como fluido de trabajo para eliminar calor a 70°C , la presión dentro del tubo debe mantenerse a 31.2 kPa , que es la presión de ebullición del agua a esta temperatura. Note que este valor se encuentra muy por debajo de la presión atmosférica de 101 kPa y, como consecuencia, el tubo de calor operará en un medio ambiente al vacío. Si, por el contrario, la presión en el interior se mantiene a la presión atmosférica local, la transferencia de calor dará por resultado un aumento en la temperatura del agua, en lugar de la evaporación.

Aun cuando el agua es un fluido apropiado para usarse en el intervalo de las temperaturas moderadas que se encuentran en el equipo electrónico, se pueden usar varios otros fluidos en la construcción de tubos de calor para permitir su uso en aplicaciones criogénicas así como en temperaturas elevadas. En la tabla 10-5 se dan los rangos apropiados de temperatura para algunos fluidos comunes en los tubos de calor. Note que el rango total de temperatura se extiende desde casi el cero absoluto para fluidos criogénicos, como el helio, hasta más de 1600°C , para metales líquidos, como el litio. Los últimos límites de temperatura para un fluido son las *temperaturas del punto triple* y del *punto crítico*. Sin embargo, en la práctica se usa un rango más estrecho de temperaturas para evitar las presiones extremas y los calores bajos de vaporización que se tienen cerca del punto crítico. Otras características deseables de los fluidos son que tengan una elevada tensión superficial para mejorar el efecto de capilaridad y ser compatibles con el material de la mecha, así como poder disponer de ellos con facilidad, ser químicamente estables, no tóxicos y baratos.

R. S. Gaugler de la General Motors Corporation fue el que concibió por primera vez el concepto de tubo de calor, y quien solicitó una patente para él en 1942. Sin embargo, no recibió mucha atención hasta 1962, cuando se

TABLA 10-5

Intervalos apropiados de temperatura para algunos fluidos usados en los tubos de calor

Fluido	Intervalo de temperatura, $^{\circ}\text{C}$
Helio	-271 a -268
Hidrógeno	-259 a -240
Neón	-248 a -230
Nitrógeno	-210 a -150
Metano	-182 a -82
Amoniaco	-78 a -130
Agua	5 a 230
Mercurio	200 a 500
Cesio	400 a 1000
Sodio	500 a 1200
Litio	850 a 1600

sugirió que se usara en aplicaciones espaciales. Desde entonces los tubos de calor han encontrado una amplia gama de aplicaciones, incluyendo el enfriamiento de equipo electrónico.

Operación de un tubo de calor

La operación de un tubo de calor se basa en los principios físicos siguientes:

- A una presión específica, un líquido se vaporizará o un vapor se condensará a cierta temperatura, llamada *temperatura de saturación*. Por tanto, al fijar la presión en el interior de un tubo de calor se fija la temperatura a la cual ocurrirá el cambio de fase.
- A una presión o temperatura específicas, la cantidad de calor *absorbido* cuando se vaporiza una unidad de masa de líquido es igual a la cantidad de calor *rechazado* cuando el vapor se condensa.
- La presión capilar desarrollada en una mecha moverá un líquido en ella incluso *en contra* del campo gravitacional, como resultado del efecto de capilaridad.
- Un fluido en un canal fluye en la dirección de la *presión decreciente*.

Inicialmente la *mecha* del tubo de calor se satura con líquido y la *sección del núcleo* se llena con vapor. Cuando el extremo del evaporador se pone en contacto con una superficie caliente o se coloca en un medio ambiente caliente, se transferirá calor hacia el tubo. Al encontrarse en un estado saturado, el líquido en el extremo del evaporador de tubo *se vaporizará* como resultado de esta transferencia, causando un aumento la presión de vapor. Esta diferencia resultante de presión impulsa el vapor por el núcleo del tubo, de la sección del evaporador a la del condensador. El extremo del condensador del tubo de calor se encuentra en un medio ambiente frío y, por consiguiente, su temperatura superficial es más baja. El vapor que entra en contacto con esta superficie más fría *se condensa*, liberando el calor de vaporización, el cual es rechazado hacia el medio circundante. Entonces, el líquido regresa hasta el extremo del evaporador del tubo por la mecha, como resultado de la *acción de capilaridad* de esta última, completando el ciclo. Lo anterior conduce a que se absorba calor en uno de los extremos del tubo y se rechace en el otro, sirviendo el fluido que se encuentra en el interior como un medio de transporte para ese calor.

Los procesos de ebullición y condensación están asociados con coeficientes de transferencia de calor extremadamente elevados y, como consecuencia, resulta natural esperar que el tubo de calor sea un aparato muy eficaz para la transferencia de este último, puesto que su operación se basa en ebullición y condensación alternadas del fluido de trabajo. De hecho, los tubos de calor tienen conductividades efectivas de *varios cientos de veces* la del cobre o de la plata. Es decir, el reemplazo de una barra de cobre entre dos medios a temperaturas diferentes por un tubo de calor de igual tamaño puede incrementar la razón de la transferencia de calor entre esos dos medios en varios cientos de veces. Un tubo simple de calor con agua como fluido de trabajo tiene una conductividad térmica efectiva del orden de $100\,000\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, en comparación con alrededor de $400\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ para el cobre. Para un tubo de calor no es desacostumbrado tener una conductividad efectiva de $400\,000\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, la cual es 1 000 veces la del cobre. Por ejemplo, un tubo cilíndrico horizontal de calor, de 15 cm de largo y 0.6 cm de diámetro con agua en su interior, puede transferir calor a razón de 300 W. Por tanto, en algunas aplicaciones críticas, se prefieren los tubos de calor a pesar de su elevado costo inicial.

Existe una pequeña diferencia de presión entre los extremos del evaporador y del condensador y, por tanto, una pequeña diferencia de temperatura entre ellos, ésta suele ser de entre 1°C y 5°C.

Construcción de un tubo de calor

La mecha de un tubo de calor proporciona el medio para el regreso del líquido hacia el evaporador. Por lo tanto, su estructura tiene un fuerte efecto sobre el desempeño del tubo; el diseño y la construcción de la mecha son los aspectos más críticos del proceso de fabricación.

A menudo las mechas se fabrican de cerámica porosa o de malla tejida de acero inoxidable. También se fabrican junto con el tubo, extruyendo ranuras axiales a lo largo de su superficie interior, pero este procedimiento presenta dificultades de fabricación.

El desempeño de una mecha depende de su estructura. Se pueden cambiar sus características variando el *tamaño* y el *número* de los poros por unidad de volumen y la *continuidad* de los pasos. El movimiento del líquido en la mecha depende del equilibrio dinámico entre dos efectos en oposición: la *presión capilar*, la cual crea el efecto de succión para tirar del líquido, y la *resistencia interna al flujo*, como resultado de la fricción entre las superficies de la malla y el líquido. Un tamaño pequeño de poro incrementa la acción capilar, puesto que la presión capilar es inversamente proporcional al radio capilar efectivo de la malla. Pero decrecer el tamaño del poro y, de este modo, el radio capilar también incrementa la fricción que se opone al movimiento. Por lo tanto, el tamaño del núcleo de la malla se debe reducir mientras el incremento en la fuerza capilar sea mayor que el incremento en la fuerza de fricción.

Note que el *tamaño óptimo de poro* es diferente para fluidos y orientaciones diferentes del tubo de calor. Una mecha diseñada de manera inapropiada da como resultado un suministro inadecuado de líquido y una posterior falla del tubo.

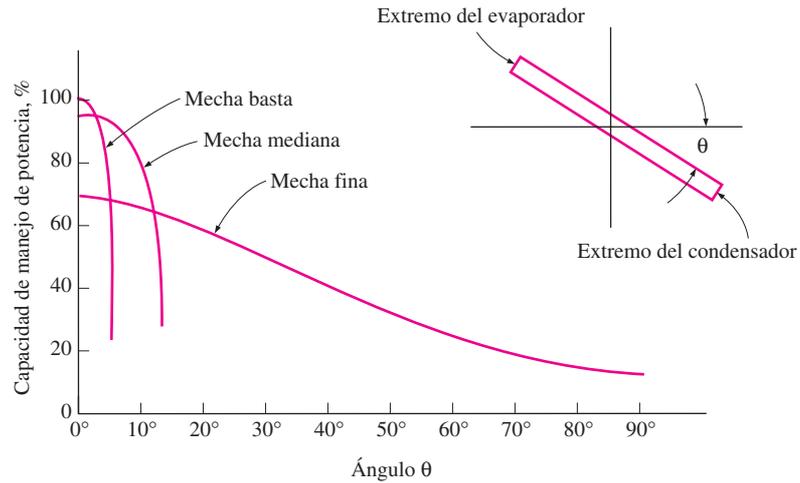
La acción capilar permite que el tubo de calor opere en cualquier orientación en un campo de gravedad. Sin embargo, su rendimiento es mejor cuando las fuerzas capilar y de la gravedad actúen en la misma dirección (extremo del evaporador abajo) y es peor cuando estas dos fuerzas actúen en direcciones opuestas (extremo del evaporador arriba). La gravedad no afecta la fuerza capilar cuando el tubo se encuentra en posición horizontal. Se puede *duplicar* la capacidad de remoción de calor de un tubo horizontal instalándolo verticalmente, con el extremo del evaporador abajo, de modo que la gravedad ayude a la acción capilar. En el caso opuesto, orientación vertical con el extremo del evaporador arriba, el rendimiento disminuye de manera considerable en relación con el caso horizontal ya que la fuerza capilar debe trabajar contra la de la gravedad.

La mayor parte de los tubos de calor tienen forma cilíndrica. Sin embargo, se pueden fabricar en una gran variedad de formas que contengan codos de 90°, vueltas en S o espirales. También se pueden producir como una capa plana, con un espesor de alrededor de 0.3 cm. Los tubos planos de calor resultan muy adecuados para enfriar tableros de circuitos impresos (PCB) con elevadas salidas de potencia (digamos, 50 W o más). En este caso, los tubos planos de calor se sujetan directamente a la superficie posterior del PCB y absorben y transfieren el calor hacia los bordes. Suelen sujetarse aletas para enfriamiento al extremo del condensador del tubo con el fin de mejorar su efectividad y eliminar un cuello de botella en la trayectoria del flujo de calor de los componentes hacia el medio ambiente, cuando el último sumidero de calor es el aire ambiental.

FIGURA 10-37

Variación de la capacidad de remoción de calor de un tubo de calor con el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal, cuando el líquido fluye en la mecha contra la gravedad.

(Tomado de Steinberg.)



En la figura 10-37 se muestra la disminución en el rendimiento de un tubo de calor de 122 cm de largo, con agua como fluido de trabajo, con el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal, para mechas basta, mediana y fina. Note que para el caso horizontal el tubo de calor con una mecha basta tiene el mejor rendimiento, pero éste cae bruscamente conforme se eleva el extremo del evaporador desde la horizontal. El tubo con una mecha fina no tiene tan buen rendimiento en la posición horizontal, pero mantiene mucho su nivel de rendimiento en las posiciones inclinadas. Resulta evidente, con base en esta figura, que los tubos de calor que trabajan contra la gravedad deben equiparse con mechas *finas*. En la tabla 10-6 se dan las capacidades de remoción de calor de varios tubos.

TABLA 10-6

Capacidad típica de remoción de calor de varios tubos de calor

Diámetro exterior, cm (in)	Longitud, cm (in)	Razón de remoción del calor, W
0.64($\frac{1}{4}$)	15.2(6)	300
	30.5(12)	175
	45.7(18)	150
0.95($\frac{3}{8}$)	15.2(6)	500
	30.5(12)	375
	45.7(18)	350
1.27($\frac{1}{2}$)	15.2(6)	700
	30.5(12)	575
	45.7(18)	550

Una preocupación importante acerca del rendimiento de un tubo de calor es la degradación con el tiempo. Algunos tubos han fallado apenas unos cuantos meses después de haber sido puestos en operación. La causa principal de la degradación parece ser la *contaminación* que ocurre durante el sellado de los extremos del tubo que afecta la presión de vapor. Se ha minimizado esta forma de contaminación mediante la soldadura con un haz de electrones en salas limpias. La contaminación de la mecha antes de su instalación en el tubo es otra causa de degradación. La limpieza de la mecha es esencial para su operación confiable durante largo tiempo. Los tubos de calor suelen pasar por un extenso proceso de pruebas y control de calidad antes de ponerlos en uso.

Una consideración importante en el diseño de los tubos de calor es la compatibilidad de los materiales usados para el tubo, la mecha y el fluido. De lo contrario, la reacción entre los materiales incompatibles produce gases no condensables, lo cual degrada el rendimiento del tubo. Por ejemplo, la reacción entre el acero inoxidable y el agua en algunos de los primeros tubos de calor generó gas hidrógeno, el cual destruyó el tubo.

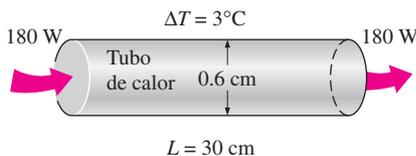


FIGURA 10-38

Esquema para el ejemplo 10-8.

EJEMPLO 10-8

Reemplazo de un tubo de calor por una barra de cobre

Un tubo cilíndrico de calor de 30 cm de largo que tiene un diámetro de 0.6 cm está disipando calor a razón de 180 W, con una diferencia de temperatura de 3°C de uno a otro lado del mismo, como se muestra en la figura 10-38. Si en

su lugar se usara una barra de cobre de 30 cm de largo para eliminar el calor con la misma razón determine el diámetro y la masa de la barra de cobre que se necesita instalar.

SOLUCIÓN Un tubo cilíndrico de calor disipa calor con una razón específica. Deben determinarse el diámetro y la masa de una barra de cobre que pueda conducir calor a la misma razón.

Suposición Existen condiciones estacionarias de operación.

Propiedades Las propiedades del cobre a la temperatura ambiente son $\rho = 8933 \text{ kg/m}^3$ y $k = 401 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$.

Análisis La razón de la transferencia de calor por la barra de cobre se puede expresar como

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{L}$$

en donde k es la conductividad térmica, L es la longitud y ΔT es la diferencia de temperatura de uno a otro lado de la barra de cobre. Al despejar el área A de la sección transversal y sustituir los valores especificados da

$$A = \frac{L}{k\Delta T} \dot{Q} = \frac{0.3 \text{ m}}{(401 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(3^\circ\text{C})} (180 \text{ W}) = 0.04489 \text{ m}^2 = 448.9 \text{ cm}^2$$

Entonces el diámetro y la masa de la barra de cobre quedan

$$A = \frac{1}{4}\pi D^2 \longrightarrow D = \sqrt{4A/\pi} = \sqrt{4(466.3 \text{ cm}^2)/\pi} = \mathbf{24.4 \text{ cm}}$$

$$m = \rho V = \rho AL = (8933 \text{ kg/m}^3)(0.04489 \text{ m}^2)(0.3 \text{ m}) = \mathbf{120 \text{ kg}}$$

Por lo tanto, el diámetro de la barra de cobre necesita ser casi 40 veces el del tubo de calor para transferir ese calor a la misma razón. Asimismo, la barra tendría una masa de 120 kg, que es imposible que una persona promedio pueda levantar.

RESUMEN

Se presenta la ebullición cuando un líquido se encuentra en contacto con una superficie mantenida a una temperatura T_s suficiente por encima de la de saturación T_{sat} del líquido. Se clasifica como *ebullición en estanque* o *ebullición en flujo*, dependiendo de la presencia de movimiento masivo del fluido. Se dice que la ebullición es *en estanque* si no se tiene movimiento masivo del fluido y ebullición *en flujo* (o *ebullición en convección forzada*) si se tiene. La ebullición en flujo y en estanque se clasifica además como *ebullición subenfriada* y *ebullición saturada*, dependiendo de la temperatura de la masa de líquido. Se dice que la ebullición es *subenfriada* (o *local*) cuando la temperatura de la masa principal del líquido está por debajo de la de saturación T_{sat} , y *saturada* (o *masiva*) cuando la temperatura del líquido es igual a T_{sat} . La ebullición exhibe regímenes diferentes, dependiendo de la temperatura en exceso, ΔT_{exceso} . Se observan cuatro regímenes diferentes de ebullición: ebullición en convección natural, ebullición nucleada, ebullición

de transición y ebullición en película. Estos regímenes se ilustran sobre la *curva de ebullición*. La razón de evaporación y la de transferencia de calor en la ebullición nucleada se incrementan al incrementarse ΔT_{exceso} y alcanzan un máximo en algún punto. El flujo de calor en este punto recibe el nombre de *flujo crítico* (o *máximo*) de calor, $\dot{q}_{\text{máx}}$. La razón de la transferencia de calor en la ebullición nucleada en estanque se determina a partir de

$$\dot{q}_{\text{nucleada}} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{c_{pl}(T_s - T_{\text{sat}})^3}{C_{sf} h_{fg} \text{Pr}_l^n} \right]$$

El *flujo crítico* (o *máximo*) de calor en la ebullición nucleada en estanque se determina a partir de

$$\dot{q}_{\text{máx}} = C_{cr} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$$

en donde el valor de la constante C_{cr} es alrededor de 0.15. El flujo mínimo de calor se expresa por

$$\dot{q}_{\min} = 0.09 \rho_v h_{fg} \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4}$$

El flujo de calor para la *ebullición estable en película* sobre el exterior de un *cilindro horizontal* o de una *esfera* de diámetro D se expresa por

$$\dot{q}_{\text{película}} = C_{\text{película}} \left[\frac{g k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.4 c_{pv} (T_s - T_{\text{sat}})]}{\mu_v D (T_s - T_{\text{sat}})} \right]^{1/4} \times (T_s - T_{\text{sat}})$$

en donde la constante $C_{\text{película}} = 0.62$ para los cilindros horizontales y 0.67 para las esferas. Las propiedades del *vapor* deben evaluarse a la *temperatura de película* $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2$, la cual es la *temperatura promedio* de la película de vapor. Las propiedades del líquido y h_{fg} deben evaluarse a la temperatura de saturación a la presión especificada.

En la naturaleza se observan dos formas distintas de condensación: condensación en película y condensación por gotas. En la *condensación en película* el condensado moja la superficie y forma una película de líquido sobre la superficie que resbala hacia abajo por la influencia de la gravedad. En la *condensación por gotas* el vapor condensado forma incontables gotitas de diámetros variables sobre la superficie, en lugar de una película continua.

El número de Reynolds para el flujo de condensado se define como

$$\text{Re} = \frac{D_h \rho_l V_l}{\mu_l} = \frac{4 A_c \rho_l V_l}{p \mu_l} = \frac{4 \dot{m}}{p \mu_l}$$

y

$$\text{Re} = \frac{4 \dot{Q}_{\text{conden}}}{p \mu_l h_{fg}^*} = \frac{4 A_s h (T_{\text{sat}} - T_s)}{p \mu_l h_{fg}^*}$$

en donde h_{fg}^* es la *calor latente modificada de vaporización*, definido como

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s)$$

y representa la transferencia de calor durante la condensación por unidad de masa del condensado.

Al aplicar algunas suposiciones simplificadoras se determina que el *coeficiente de transferencia de calor promedio* para la condensación en película sobre una placa vertical de altura L es

$$h_{\text{vert}} = 0.943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_s - T_{\text{sat}}) L} \right]^{1/4}$$

Todas las propiedades del *líquido* deben evaluarse a la temperatura de película $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2$. El h_{fg} y ρ_v deben evaluarse a T_{sat} . El flujo de condensado es *suave y laminar sin ondas* para alrededor de $\text{Re} \leq 30$, *laminar ondulado* en el rango de $30 <$

$\text{Re} < 1800$ y *turbulento* para $\text{Re} > 1800$. Los coeficientes de transferencia de calor en las regiones de flujo laminar ondulado y turbulento se determinan a partir de

$$h_{\text{vert, ondulado}} = \frac{\text{Re } k_l}{1.08 \text{Re}^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}, \quad 30 < \text{Re} < 1800$$

$$h_{\text{vert, turbulento}} = \frac{\text{Re } k_l}{8750 + 58 \text{Pr}^{-0.5} (\text{Re}^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}, \quad \rho_v \ll \rho_l$$

$$\text{Re} > 1800$$

$$\rho_v \ll \rho_l$$

También se pueden usar las ecuaciones de las placas verticales para la condensación en película laminar sobre las superficies superiores de las placas que están inclinadas en un ángulo θ con respecto a la vertical, al reemplazar g en esa ecuación por $g \cos \theta$. También se pueden usar las ecuaciones de las placas verticales con el fin de calcular el coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película laminar sobre las superficies superiores de los tubos verticales siempre que el diámetro del tubo sea grande en relación con el espesor de la película de líquido.

El coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película sobre las superficies exteriores de un *tubo horizontal* se determina que es

$$h_{\text{horiz}} = 0.729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_s - T_{\text{sat}}) D} \right]^{1/4}$$

en donde D es el diámetro del tubo horizontal. Esta relación se puede modificar con facilidad para una *esfera*, al reemplazar la constante 0.729 por 0.815. También se puede usar para N *tubos horizontales* apilados uno sobre el otro, si se reemplaza D en el denominador por ND .

Para velocidades bajas del vapor se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor en la condensación en película *dentro de tubos horizontales* a partir de

$$h_{\text{interno}} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} c_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s) \right) \right]^{1/4}$$

y

$$\text{Re}_{\text{vapor}} = \left(\frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} \right)_{\text{interno}} < 35000$$

en donde debe evaluarse el número de Reynolds del vapor en las condiciones de admisión del tubo, mediante el diámetro interior de éste como la longitud característica. Por último, el coeficiente de transferencia de calor para la *condensación por gotas* de vapor de agua sobre superficies de cobre se expresa por

$$h_{\text{por gotas}} = \begin{cases} 51104 + 2044 T_{\text{sat}} \\ 255310 \end{cases}, \quad \begin{cases} 22^\circ\text{C} < T_{\text{sat}} < 100^\circ\text{C} \\ T_{\text{sat}} > 100^\circ\text{C} \end{cases}$$

en donde T_{sat} se da en $^\circ\text{C}$ y el coeficiente de transferencia de calor, $h_{\text{por gotas}}$, se obtiene en $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.