XIV.- CONDENSACIÓN Y VAPORIZACIÓN

pfernandezdiez.es

XIV.1.- TRANSFERENCIA DEL CALOR POR CONDENSACIÓN

La condensación se produce cuando un vapor saturado que se pone en contacto con una superficie a menor temperatura, se enfría hasta que la temperatura se hace inferior a su temperatura de saturación. Si el vapor es puro, la temperatura de saturación corresponde a la presión total; si se trata de una mezcla de vapor y gas no condensable, la temperatura de saturación corresponderá a la presión parcial del vapor.

CONDENSACIÓN EN FORMA DE PELÍCULA.- Si el condensado se forma sobre una pared vertical y la humedece, en condiciones normales se forma sobre la superficie un flujo continuo de fluido fluyendo el condensado hacia abajo por la acción de la gravedad, aumentando el espesor de la película de modo continuo de arriba hacia abajo. Salvo que la velocidad del vapor sea muy alta o que la película de líquido sea muy gruesa, el movimiento del condensado es laminar, y se transfiere la entalpía de condensación desde la intercara (vapor/líquido) hacia la superficie simplemente por conducción.

La velocidad del flujo de calor depende principalmente del espesor de la película del condensado, la cual a su vez depende de la velocidad a la que condensa el vapor y de la velocidad conque se elimina el condensado. Cuando la placa es inclinada respecto a la posición vertical, disminuye la velocidad del condensado y la película de líquido se hace más gruesa, lo que origina una disminución de la velocidad de transferencia de calor.

Los coeficientes de transmisión de calor por convección para la condensación de vapores puros en forma de película, sobre tubos y placas, fueron obtenidos por primera vez por Nusselt en 1916.

Proceso dinámico.- Para placa vertical, a una distancia x de la parte superior de la placa de anchura unidad, el espesor de la película es δ; si el flujo de líquido es laminar y está producido sólo por la acción de la gravedad, se puede estimar la velocidad del líquido mediante un balance de fuerzas sobre el elemento de volumen dx, Fig XIV.1.

La fuerza F_l que actúa sobre el líquido contenido en el volumen de espesor dx, a una distancia de la superficie entre *y* y δ es:

$$F_l = (\delta - y)\, dx\ \rho_l\ g$$

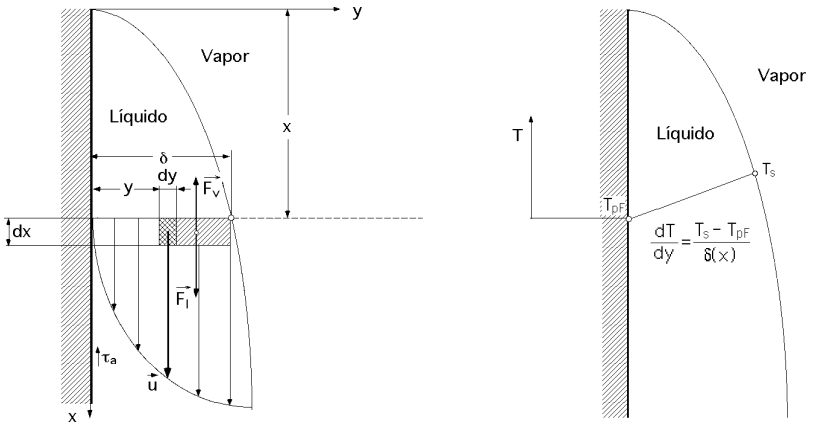


Fig XIV.1.- Condensación en forma de película sobre una superficie vertical

Suponiendo que el vapor que está fuera de la capa del condensado se encuentra en equilibrio hidrostático, se tiene que:

$$dx = \frac{dp}{\gamma_v} = \frac{dp}{\rho_v\ g} \quad ; \quad \frac{dp}{dx} = \rho_v\ g$$

Como consecuencia de este gradiente de presiones, se puede interpretar que el elemento de condensado *(δ - y)* se encuentra en una atmósfera de vapor saturado, por lo que aparecerá sobre el mismo una fuerza sustentadora F_v (prácticamente despreciable), igual al peso del volumen de vapor desalojado de la forma:

$$F_v = (\delta - y)\, dx\ \rho_v\ g$$

Las *fuerzas viscosas* frenan el movimiento hacia abajo *(rozamiento)*; por lo que respecta al vapor, a menos que fluya a una velocidad muy elevada, las tensiones de cortadura en la superficie libre son muy pequeñas, por lo que el rozamiento debido al vapor se puede despreciar; la fuerza de rozamiento generada F_r será debida únicamente a la viscosidad del líquido, y se opone al deslizamiento del condensado de la forma:

$$F_r = \eta_l\ \frac{du}{dy}\, dx$$

En condiciones estacionarias las fuerzas hacia arriba y hacia abajo son iguales, por lo que:

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

siendo: $\begin{cases} - \delta \text{ el espesor de la capa de condensado} \\ - \rho_l \text{ la densidad del líquido; } \rho_v \text{ la densidad del vapor; } \eta_l \text{ la viscosidad del líquido} \\ - u = u(y) \text{ la velocidad a la distancia } x \end{cases}$

La distribución de velocidades en la película de condensado se obtiene integrando la anterior:

$$u(y) = \frac{(\rho_l - \rho_v)\, g}{\eta_l} \left(\delta\, y - \frac{y^2}{2}\right)$$

La velocidad alcanza un valor máximo sobre la superficie de la película (y = δ), en la forma:

$$u_{máx} = \frac{(\rho_l - \rho_v)\, g\ \delta^2}{2\ \eta_l}$$

El flujo másico de condensado por unidad de anchura de la placa es:

$$G = \int_0^\delta \rho_l\ u\ dy = \int_0^\delta \frac{\rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\, g}{\eta_l}\ \left(\delta\, y - \frac{y^2}{2}\right) dy = \frac{\rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\, d^3\ g}{3\ \eta_l} = \frac{(\rho_l - \rho_v)\, d^3\ g}{3\ \nu_l}$$

Proceso térmico.- Como la velocidad del flujo másico del condensado G (kg/seg) sobre la placa depende de la velocidad a la que condensa el vapor, si se supone que el flujo de película es de tipo laminar y paralelo a la superficie, y que el *gradiente de temperatura es lineal* de la forma:

$$\frac{dT}{dy} = \frac{T_s - T_{pF}}{\delta(x)}$$

y dado que el calor se transfiere a través de la capa de condensado, únicamente por conducción, se tiene:

$$dq = k_l\ dx\ \frac{dT}{dy} = k_l\ dx\ \frac{T_s - T_{pF}}{\delta(x)} = dG\, r_{l\text{-}v} \quad \Rightarrow \quad dG = k_l\ dx\ \frac{T_s - T_{pF}}{\delta(x)}\ \frac{1}{r_{l\text{-}v}}$$

en la que dG es la cantidad de vapor condensado en el elemento, (δ - y) dx:

ESPESOR DE LA CAPA DE CONDENSADO.- Para hallar el espesor de la capa de condensado se igualan los valores de $\frac{dG}{dx}$:

$$\frac{dG}{dx} = \frac{k_l}{r_{l\text{-}v}}\ \frac{T_s - T_{pF}}{\delta(x)} = \frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)}{3\ \eta_l}\ \frac{d(\delta^3)}{dx} = \frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)}{\eta_l}\ \frac{\delta^2\ d\delta}{dx}$$

$$\eta_l\ \frac{k_l}{r_{l\text{-}v}}\ \frac{T_s - T_{pF}}{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)}\ dx = \delta^3\, d\delta \quad ; \quad \eta_l\ \frac{k_l}{r_{l\text{-}v}}\ \frac{T_s - T_{pF}}{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)} \int_0^x dx = \int_0^\delta \delta^3\, d\delta$$

$$\eta_l\ \frac{k_l}{r_{l\text{-}v}}\ \frac{T_s - T_{pF}}{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)}\ x = \frac{d^4}{4} \quad \Rightarrow \quad \delta = \sqrt[4]{\frac{4\ k_l\ \eta_l (T_s - T_{pF})\, x}{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)}}$$

que dice que el espesor de la película de condensado aumenta en función de la raíz cuarta de la distancia recorrida x a lo largo de la superficie.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.- El calor evacuado en la condensación por conducción, en el elemento de volumen de espesor dx a la distancia x, es el mismo que el evacuado por convección de la forma:

$$dq = h_{Cx}\ dx\ (T_s - T_{pF}) = k_l\ dx\ \frac{dT}{dy} = k_l\ dx\ \frac{T_s - T_{pF}}{d}$$

por lo que el *coeficiente de convección local por unidad de anchura* h_{Cx}, es:

$$h_{Cx} = k_1\ \frac{T_s - T_{pF}}{\delta}\ \frac{1}{T_s - T_{pF}} = \frac{k_1}{\delta} = \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3}{4\ \eta_l (T_s - T_{pF})\ x}}$$

$$Nu_x = \frac{h_{Cx}\ x}{k_1} = \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ x^3}{4\ \eta_l\ k_1\ (T_s - T_{pF})}}$$

El aumento del espesor de la película de condensado es semejante al crecimiento de la capa límite sobre una placa plana en la convección; un aumento de la diferencia de temperaturas (T_s - T_{pF}) produce una disminución de la conductancia superficial, fenómeno originado por el aumento del espesor de la película, como resultado del incremento de la velocidad de condensación.

El valor medio del coeficiente de convección h_C *correspondiente a una placa vertical de anchura unidad y altura L es:*

$$h_C = \frac{1}{L}\ \int_0^L h_{Cx}\ dx = 0{,}943 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_1^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ L}} = \frac{4}{3}\ h_{CL}$$

$$Nu = 0{,}943 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ L^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ k_l}}$$

Tabla XIV.1.- Valores del coeficiente de transmisión de calor por convección en la condensación de vapores puros

Fluido	*Materiales*	$T_s - T_{pF}$	h_C (W/m²°C)
Agua	*Tubos horizontales de diámetro exterior (25-75) mm*	*3-20*	*11.000-23.000*
Agua	*Superficie vertical de altura 3 m*	*3-20*	*5.700-11.000*
Etanol	*Superficie vertical de altura 0,15 m*	*10-55*	*1.100-1.900*
Benceno	*Tubo horizontal de diámetro exterior 25 mm*	*15-45*	*1400-2.000*
Etanol	*Tubo horizontal de diámetro exterior 50 mm*	*5-20*	*1.700-2.600*
Amoniaco	*Anillo horizontal de 50 a 75 mm*	*1-4*	*1.400-2.600*

Aunque el análisis anterior está hecho específicamente para una placa vertical, el desarrollo es válido para las superficies interior y exterior de tubos verticales, si éstos tienen diámetros grandes en comparación con el espesor de la película; estos resultados se pueden extender también a placas inclinadas un ángulo θ, respecto al plano horizontal, sustituyendo g por $g\ sen\ \theta$.

XIV.2.- CONDENSACIÓN EN PELÍCULA LAMINAR SOBRE PLACAS Y TUBOS VERTICALES

Determinación del tipo de régimen del flujo en la película.- Se pueden considerar 3 regímenes de flujo en película, laminar, ondulatorio y turbulento.

Para números de Reynolds bajos el flujo es laminar y la superficie de la película presenta un aspecto liso; a medida que aumenta el nº de Reynolds se forman ondas en la superficie de la película; al seguir aumentando aún más el nº de Reynolds estas ondas toman una forma compleja ondulatoria en tres dimensiones.

Las ondas hacen que el líquido se mezcle ligeramente, pero el flujo en la base sigue siendo laminar, hasta que a velocidades relativamente altas, el flujo se vuelve turbulento por toda la película debido a la inestabilidad originada por los esfuerzos cortantes.

El número de Reynolds de una película descendente se puede definir en función de la velocidad u_F y del diámetro hidráulico d_h de la película:

$$Re = \frac{u_F\ \rho_l\ d_h}{\eta_l} = \frac{u_F\ \rho_l\ 4\ \frac{A}{p}}{\eta_l} = \left| G = \frac{Q}{r_{l\text{-}v}} = \frac{h_C\ A\,(T_s - T_{pF})}{r_{l\text{-}v}} = u_F\ A\ \rho_l \right| = \frac{4\ G}{p\ \eta_l}$$

siendo G el gasto másico.

Para tubos verticales: $A = \pi\ d\ L\ \ ;\ p = \pi\ d\ \ ;\ \ Re = \frac{4\ G}{p\ \eta_l} = \frac{4\ G}{\pi\ d\ \eta_l}$

Para tubos horizontales: $A = \pi\ d\ L\ ;\ p = L\ \ ;\ \ Re = \frac{4\ G}{p\ \eta_l} = \frac{4\ G}{L\ \eta_l}$

Para placas inclinadas: $A = W\ L\ ;\ p = W\ \ ;\ \ Re = \frac{4\ G}{p\ \eta_l} = \frac{4\ G}{W\ \eta_l}$, *con* $\begin{cases} W\ anchura \\ L\ longitud\ del\ tubo \end{cases}$

En la condensación, las propiedades del líquido condensado se evalúan a la temperatura media entre la temperatura de saturación T_s y la de la pared T_{pF}, mientras que las propiedades del vapor y del calor latente de condensación $r_{l\text{-}v}$ se evalúan a la temperatura de saturación T_s.

a.1) Condensación sobre placa vertical y tubos verticales, en régimen laminar.- La expresión para placa vertical se puede extender tanto a las superficies interiores como a las exteriores de tubos verticales, siempre que su diámetro sea muy grande en comparación con el espesor de la película.

El tubo se puede considerar como una placa vertical de área (π d L) y perímetro (π d).

La solución analítica es:

$$h_{C(vertical)} = 0{,}943 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ L}} \simeq 0{,}943 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ L}}$$

Resultados experimentales han demostrado que esta ecuación es conservadora, de forma que los resultados obtenidos con ella están un 20% por debajo de los valores medidos, por lo que se propone la siguiente ecuación experimental:

$$h_{C(vertical)} = 1{,}13 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ L}} \simeq 1{,}13 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ L}}$$

El número de Reynolds del condensado en la parte inferior del tubo vertical es:

$$Re = \frac{4\ h_C\ L\ (T_s - T_{pF})}{\eta_l\ r_{l\text{-}v}} = 4{,}52 \sqrt[4]{\frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3\ (T_s - T_{pF})^3 L^3}{\eta_l^5\ r_{l\text{-}v}^3}} < 1800$$

a.2) Otras expresiones para la condensación sobre placa vertical y tubos verticales, en régimen laminar

Para el caso particular del agua sobre tubos verticales, el flujo se vuelve:

- Laminar ondulatorio para $Re_L \approx 30$

- La transición a flujo turbulento en la región exterior de la película se da para $Re_L \approx 1000$

- La turbulencia se completa para $Re_L \approx 1800$

Para $Re_L < 30$, la película es laminar: $\begin{cases} Re_L = \dfrac{4}{3} \sqrt[4]{\left(\dfrac{4\ L\ Ja_l}{Pr_l}\right)^3 \dfrac{g}{v_1^2}} \\ Ja_l = N^o\ de\ Jakob = \dfrac{c_{pl}\ (T_{sat} - T_{pF})}{r_{l\text{-}v}} \end{cases}$

El número de Nu local para el agua es: $Nu_{laminar} = \sqrt[3]{\dfrac{3\ Re}{4}} \quad ; \quad 0 < Re < 30$

El número de Nu medio es: $Nu = \dfrac{4}{3} \sqrt[4]{\dfrac{Pr_l}{4\ Ja_l}}\ \dfrac{1}{L}\ \sqrt[3]{\dfrac{v_1^2}{g}}$

a.3) Condensación sobre placa vertical o tubos verticales, en película laminar ondulatoria.- En película laminar ondulatoria: $30 < Re_L < Re_{trans}$, siendo el número de Nu local para el caso particular del agua:

$$Nu_{laminar\ ondul.} = 0{,}822\ Re^{-0{,}22} \quad ; \quad 30 < Re < Re_{trans.}$$

en la que la transición a la turbulencia sucede, para el agua, cuando: $Re_{trans.} = 5800\ Pr_l^{-1{,}06}$

Para el caso general: $Re_L = \left(\frac{4\,Ja_l}{Pr_l} \; \frac{L}{\sqrt[3]{\frac{v_1^2}{g}}} \right)^{0,82} \quad \Rightarrow \quad Nu = \left\{ \frac{Pr_l}{4\,Ja_l} \; \frac{\sqrt[3]{\frac{v_1^2}{g}}}{L} \right\}^{0,18}$

EFECTO DEL SUBENFRIAMIENTO DEL LÍQUIDO.- En el caso de líquidos con calores latentes de cambio de estado relativamente bajos, como muchos refrigerantes, es necesario hacer una corrección para tener en cuenta el efecto del subenfriamiento; la correlación propuesta por Rohsenow tiene en cuenta esta variación de la entalpía media del vapor al condensar y enfriarse posteriormente a la temperatura media de la capa de condensado, para lo cual sustituye el calor latente $r_{l\text{-}v}$ a T_s por otro de la forma:

$$r^*_{l\text{-}v} = r_{l\text{-}v} + 0,68\, c_{pl}\, (T_s - T_{pF}) \text{ , para: } \begin{cases} Pr > 0,5 \\ Ja_l = c_{pl} \dfrac{T_s - T_{pF}}{r^*_{l\text{-}v}} < 1 \text{ (Rohsenov)} \end{cases}$$

$$r^*_{l\text{-}v} = r_{l\text{-}v} + \left(0,683 - \frac{0,228}{Pr_l}\right) c_{pl}\, (T_s - T_{pF}) = r_{l\text{-}v} \left\{1 + \left(0,683 - \frac{0,228}{Pr_l}\right) Ja_l \right\}$$

El coeficiente de convección es: $h_C = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r^*_{l\text{-}v}\; g\; \rho_l\, (\rho_l - \rho_v)\, k_l^3}{\eta_l\, (T_s - T_{pF})\, L}}$

EFECTO DEL SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR EN LA CONDENSACIÓN.- Para hallar la influencia del sobrecalentamiento del vapor en la condensación sobre el coeficiente de transferencia de calor h_C, se puede utilizar la misma expresión obtenida para un tubo horizontal que es de la forma:

$$h_C = 0,725 \sqrt[4]{\frac{r^*_{l\text{-}v}\; g\; \rho_l (\rho_l - \rho_v)\, k_l^3}{\eta_l\, (T_s - T_{pF})\, d}} \quad ; \quad r^*_{l\text{-}v} = r_{l\text{-}v} + c_{pl}\, (T_{sobrec} - T_s) + 0,35\, c_{pl}\, (T_s - T_{pF})$$

El efecto del sobrecalentamiento del vapor aumenta el coeficiente de convección y, por lo tanto, la transferencia de calor, pero disminuye la cantidad del condensado.

XIV.3.- CONDENSACIÓN EN PELÍCULA LAMINAR SOBRE PLACAS Y TUBOS INCLINADOS

En la condensación sobre placas inclinadas un ángulo θ respecto a la horizontal se utilizan expresiones para h_C y Re similares a la anterior de la forma:

$$h_{C_{sup.\ inclinada}} = 1,13 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\; g\; \rho_l\, (\rho_l - \rho_v)\, k_l^3\; sen\, \theta}{\eta_l\, (T_s - T_{pF})\, L}}$$

$$Re = 4{,}52 \sqrt[4]{\frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3\ (T_s - T_{pF})^3\ L^3\ sen\ \theta}{\eta_l^5\ r_{l\text{-}v}^3}} < 1800$$

XIV.4.- CONDENSACIÓN EN PELÍCULA LAMINAR SOBRE UN TUBO HORIZONTAL

a) El coeficiente de convección medio de un vapor puro saturado que está condensando sobre el exterior de un tubo horizontal, de forma que el espesor de película sea nulo en la parte superior del tubo, es:

$$Re = \frac{4\ h_C\ dx\ (T_s - T_{pF})}{\eta_l\ r_{l\text{-}v}} = 9{,}11 \sqrt[4]{\frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3\ (T_s - T_{pF})^3 d^3}{\eta_l^5\ r_{l\text{-}v}^3}} < 3600$$

$$h_{C_{horiz}} = 0{,}725 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ d}} = 0{,}725 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ d}}$$

$$\frac{1}{U\ A} = \frac{1}{2\ \pi\ r_1\ L\ h_{CF_1}} + \frac{ln\ (r_2 / r_1)}{2\ \pi\ k\ L} + \frac{1}{2\ \pi\ r_2\ L\ h_{C_{horiz}}}$$

b) Condensación sobre una batería de N tubos horizontales, en régimen laminar.- Si la condensación se produce sobre N tubos horizontales dispuestos de tal modo que el condensado de un tubo cae directamente sobre el tubo que tiene debajo, que es lo que sucede en la mayoría de los condensadores, se puede estimar la conductancia superficial para el conjunto mediante la expresión anterior, sustituyendo el diámetro d por, Nd; este método proporciona resultados conservativos, porque es inevitable una cierta turbulencia; para régimen laminar, Re < 3600:

$$h_{C(N\ tubos)} = 0{,}725 \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ d\ N}} = \frac{h_{C(1\ tubo)}}{N^{1/4}}$$

Una expresión que tiene en cuenta que todo el calor del subenfriamiento se utiliza para una condensación adicional de la capa límite entre N tubos horizontales, colocados unos encima de otros, es de la forma:

$$h_{C(N\ tubos)} = 0{,}728\ \{1 + 0{,}2\ Ja_1\ (N - 1)\} \sqrt[4]{\frac{r_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF})\ d\ N}}$$

que concuerda bastante bien con los resultados experimentales, siempre que: $(N - 1)\ Ja_1 < 2$

c) Relación entre los coeficientes de convección $h_{C\ horiz}$ y $h_{C\ vert}$.- Para una diferencia de temperaturas determinada, el coeficiente de convección es mayor cuando se coloca el tubo en posición horizontal, que cuando se coloca vertical, ya que el camino recorrido por el condensado es menor, resultando la película más delgada, por lo que:

$$\frac{h_{C_{horiz}}}{h_{C_{vert}}} = \frac{0,725}{0,943} \sqrt[4]{\frac{L}{d}} = 0,77 \sqrt[4]{\frac{L}{d}}$$

que implica el que para una diferencia de temperaturas dada, T_s - T_{pF}, resulte:

$$Para: L = 2,86\ d \ \Rightarrow \ \frac{h_{C_{horiz}}}{h_{C_{vert}}} = 1$$

$$Para: L = 100\ d \ \Rightarrow \ h_{C_{horiz}} = 2,43\ h_{C_{vert}}$$

por lo que la disposición de tubos condensadores horizontales se prefiere a la vertical.

$$Re = \frac{4\ G}{\eta_l L\ N} = 9,11 \sqrt[4]{\frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3\ (T_s - T_{pF})^3 N^3 d^3}{\eta_l^5\ r_{l\text{-}v}^3}} < 3600$$

XIV.5.- CONDENSACIÓN EN RÉGIMEN TURBULENTO

a) El régimen se considera turbulento cuando Re > 1800. *Es difícil que se llegue a alcanzar el flujo turbulento en un tubo horizontal durante la condensación, pero sí es posible se pueda conseguir en la parte más baja de un tubo vertical.*

Cuando ésto sucede, el coeficiente de transferencia térmica h_C crece al aumentar la longitud L de la superficie condensada, debido a que también aumenta el grado de turbulencia.

El número de Reynolds para superficies verticales isotérmicas en régimen turbulento es:

$$Re = 0,00296 \left\{ \frac{g\ \rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\ k_l^3\ (T_s - T_{pF})^3\ L^3}{\eta_l^5\ r_{l\text{-}v}^3} \right\}^{5/9} > 1800$$

Cuando por el exterior de la pared el vapor está en reposo, o cuando por el interior del tubo la velocidad del vapor es muy pequeña, el coeficiente de convección local correspondiente al flujo turbulento del condensado en placa vertical se determina mediante la relación:

$$h_{Cx} = 0,056 \left(\frac{4\ u}{\eta_l} \right)^{0,2} \sqrt[3]{\frac{g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l^2}}\ \sqrt{Pr_l}$$

siendo u la velocidad en la base, del orden de: $Re_{base} = \frac{4\ u}{\eta_l}$

Si el vapor no está en reposo, y el movimiento del mismo no perturba la formación de la película, se mantiene la formulación anterior.

Las propiedades del condensado se evalúan a la temperatura: $T = \frac{T_s + T_{pF}}{2}$

b) El número de Nu local para el caso particular del agua es:

$$Nu_{turb} = 3,8.10^{-3}\ Re^{0,4}\ Pr_l^{0,65} \quad ; \quad Re_{transv} < Re$$

Caso general: $\dfrac{L}{\sqrt[3]{\dfrac{v_l^2}{g}}} = \dfrac{x_{trans}}{\sqrt[3]{\dfrac{v_l^2}{g}}} + \dfrac{Pr_l^{0,35}}{2{,}4\,(3{,}8.10^{-3})\,Ja_l}\,(Re_L^{0,6} - Re_{trans}^{0,6})$

Número de Nu medio: $Nu = \dfrac{\sqrt[3]{\dfrac{v_l^2}{g}}}{L}\,\dfrac{Pr_l}{4\,Ja_l}\,\{\dfrac{9{,}12.10^{-3}\;Ja_l\;(L - x_{trans})}{\sqrt[3]{\dfrac{v_l^2}{g}}\;Pr_l^{0,35}} + Re_{trans}^{0,6}\}^{10/6}$

siendo: $x_{trans} = \sqrt[3]{\dfrac{v_l^2}{g}}\;\dfrac{Pr_l}{4\,Ja_l}\,Re_{trans}^{1,22}$; $Ja_l = \dfrac{c_{pl}\;(T_{sat} - T_{pared})}{r_{l\text{-}v}}$

Efecto de la velocidad del vapor en placas y tubos verticales

a) Si la velocidad del vapor no condensado es considerable frente a la del líquido condensado, se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\frac{h_C}{c_{pl}\;G_m}\;\sqrt{Pr_l} = 0{,}046\;\sqrt{\frac{\lambda\;\rho_l}{\rho_v}}$$

siendo λ el coeficiente de rozamiento correspondiente a la velocidad media del vapor, viniendo dado el gasto másico del vapor en la forma:

$$G_m = \sqrt{\frac{G_{inf}^2 + G_{inf}\;G_{sup} + G_{sup}^2}{3}}$$

en la que G_{inf} es el gasto másico del vapor en la parte inferior del tubo y G_{sup} es el gasto másico del vapor en la parte superior del tubo.

Las propiedades del líquido se calculan a la temperatura: $T = 0{,}25\;T_s + 0{,}75\;T_{pF}$

b) Una expresión que se aplica a un vapor saturado seco a la presión de 1 atm, que desciende por un tubo vertical a una velocidad comprendida entre 40 y 80 m/seg, es:

$$h_C = 3400 + 100\;u_{Fv}\;\sqrt[3]{\frac{1{,}21}{L}}$$

siendo L la longitud del tubo en metros y u_{Fv} la velocidad del vapor en m/seg.

c) Otra expresión en función de los números de Reynolds Re_l y Re_v es:

$$\frac{h_C\;d}{k_l} = 0{,}026\;\sqrt[3]{Pr_l}\;(Re_l + Re_v\sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}})^{0,8} \quad ; \quad \begin{cases} Re_l = \dfrac{4\,G_1}{\pi\;d\;\eta_l} \;\; ; \;\; Re_l > 5.000 \\ Re_v = \dfrac{4\,G_v}{\pi\;d\;\eta_v} \;\; ; \;\; Re_v > 20.000 \end{cases}$$

d) Otra expresión en función del número de Jakob, que tiene en cuenta el efecto del arrastre del vapor a una distancia x del borde superior del tubo vertical, a la velocidad u_v es:

$$h_C = \sqrt{\frac{k_l^2\ u_v}{8\ \nu_l\ x}\ (1 + \sqrt{1 + \frac{16\ Pr_l}{Ja_l}\ \frac{g\ x}{u_v^2}}\ )} \qquad con:\ \frac{Pr_l}{Ja_l} = \frac{r_l\ \nu_l\ r^*_{l\text{-}v}}{k_l\ (T_{sat} - T_{pF}\ )}$$

En ausencia de arrastre de vapor:

$$h_C = \sqrt[4]{\frac{r^*_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l\ k_l^3}{4\ x\ (T_{sat} - T_{pF}\ )\ \nu_l}}$$

$$r^*_{l\text{-}v} = r_{l\text{-}v} + (0{,}683 - \frac{0{,}228}{Pr_l})\ c_{pl}\ (T_s - T_{pF}\ ) = r_{l\text{-}v} + \{1 + (0{,}683 - \frac{0{,}228}{Pr_l})\ Ja_l\ \}$$

observándose que el efecto de arrastre del vapor consiste en aumentar el coeficiente de transferencia de calor.

XIV.6.- CONDENSACIÓN EN RÉGIMEN TURBULENTO EN EL INTERIOR DE TUBOS HORIZONTALES

En aplicaciones prácticas de condensadores en refrigeración y en sistemas de aire acondicionado, se observa que el vapor condensa en el interior de los tubos con una cierta velocidad; el fenómeno de la condensación y su posible tratamiento analítico, en forma simple, es complicado.

El valor del coeficiente de transmisión de calor para la *condensación de refrigerantes en el interior de tubos horizontales,* si se considera que el vapor tiene una velocidad despreciable, es:

$$h_C = 0{,}555\ \sqrt[4]{\frac{r^*_{l\text{-}v}\ g\ \rho_l^2\ k_l^3}{\eta_l\ (T_s - T_{pF}\ )\ d}} \qquad con:\ r^*_{l\text{-}v} = r_{l\text{-}v} + \frac{3}{8}\ c_{pl}\ (T_s - T_{pF}\ )$$

$$Re_{vapor} = \frac{\rho_v\ u_v\ d}{\eta_v} < 35.000$$

XIV.7.- CONDENSACIÓN EN FORMA DE GOTAS

Cuando una superficie sobre la que va a condensar un vapor está contaminada con una sustancia que impide que el condensado moje la superficie, el vapor condensará en forma de gotas, en lugar de hacerlo como una película continua, fenómeno que se conoce como condensación en forma de gotas.

En estas condiciones una gran parte de la superficie no se ve cubierta con una película aislante y los coeficientes de transferencia de calor pueden ser de cuatro a ocho veces más elevados que en la condensación en forma de película.

Hasta ahora, la condensación en forma de gotas sólo se ha obtenido de modo fiable, con vapor de agua. Para calcular el coeficiente de transmisión de calor por convección, se recomienda suponer una condensación en forma de película porque, incluso en el caso del vapor de agua, sólo se puede esperar que se obtenga la condensación en forma de gotas bajo condiciones cuidadosamente controladas, que no pueden mantenerse siempre en la práctica.

XIV.8.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR EVAPORACIÓN DE LÍQUIDOS EN REPOSO

EVAPORACIÓN EN PELÍCULA DESCENDENTE SOBRE UNA PARED VERTICAL.- La transferencia de calor a través de una evaporación en película descendente es casi idéntica a la condensación en película descendente, salvo que se lleva en dirección contraria, es decir, la película siempre tiene un espesor finito al comienzo disminuyendo el número de *Re* al descender por la pared a medida que va progresando la evaporación; en determinadas situaciones la velocidad de evaporación es pequeña comparada con la velocidad del flujo de la película y la variación del número de Re podría ser pequeña.

Como la temperatura $T_{pF} > T_s$ el líquido que se encuentra más cerca de la pared estará sobrecalentado, y comienzan a formarse burbujas por nucleación sobre la pared iniciándose la ebullición, o también, las burbujas contenidas en el líquido pueden crecer de forma explosiva (cavitación). Sea cual fuere el mecanismo, lo cierto es que el proceso de transmisión de calor se complica.

Una película evaporativa puede ser, en principio, laminar ondulatoria o turbulenta.

Si el arrastre de vapor es mínimo, se pueden utilizar los siguientes números de Nu locales:

$$Nu_{laminar} = \sqrt[3]{\frac{4}{3\,Re}} \quad ; \quad 0 < Re < 30$$

$$Nu_{laminar\ ond.} = 0{,}822\ Re^{-0{,}22} \quad ; \quad 30 < Re < Re_{trans}$$

$$Nu_{turbulento} = 3{,}8.10^{-3}\ Re^{0{,}4}\ Pr_l^{0{,}65} \quad ; \quad Re_{transv} < Re, \ \text{siendo:}\ Re_{transv} = 5800\ Pr_l^{-1{,}06}$$

El número de Reynolds se obtiene a partir de:

$$\frac{L}{\sqrt[3]{\frac{v_l^2}{g}}} = -\frac{Pr_l}{4\,Ja_l}\int_{Re_0}^{Re_L}\frac{dRe}{Nu} = -\frac{Pr_l}{4\,Ja_l}\int_{Re_0}^{Re_L}\frac{dRe}{0{,}822\,Re^{-0{,}22}} = -\frac{Pr_l}{4\,Ja_l}\left(Re_L^{1{,}22} - Re_0^{1{,}22}\right)$$

$$Re_L^{1{,}22} = Re_0^{1{,}22} - \frac{4\,Ja_l\,L}{Pr_l}\sqrt[3]{\frac{g}{v_l^2}}$$

en la que el número de Re inicial de la película es: $Re_0 = \dfrac{4\,G_0}{\pi\ d\ \rho_l\ \nu_l}$, *siendo* G_0 *la cantidad de líquido inicial disponible para la evaporación en película descendente.*

El nº de Nu medio es: $Nu = \dfrac{Pr_l}{4\,Ja_l}\ \dfrac{\sqrt[3]{v_l^2/g}}{L}\ (Re_0 - Re_L)$

EVAPORACIÓN NUCLEADA EN RECIPIENTES CON UN LÍQUIDO EN REPOSO.- Estudiar el proceso de la evaporación nucleada en un líquido en reposo es extremadamente difícil, ya que en la actualidad no se pueden explicar muy bien ni el mecanismo exacto de la formación de burbujas, ni el movimiento de las mismas, totalmente aleatorio; por lo tanto no existe un análisis satisfactorio de la transferencia de calor en este tipo de evaporación; el mecanismo principal de la transferencia de calor es la convección natural en régimen turbulento, causada por la agitación producida por las burbujas.

Para su estudio se puede dividir el fenómeno en las siguientes partes:

Convección libre *(Régimen I, Fig XIV.2):* La ecuación general es:

$\dfrac{Q}{A} = C\ \dfrac{k}{L}\ (Gr\ Pr)^n\ (T_s - T_{pF})$ *, en la que n y C son constantes que se toman de las Tablas XIV.3.*

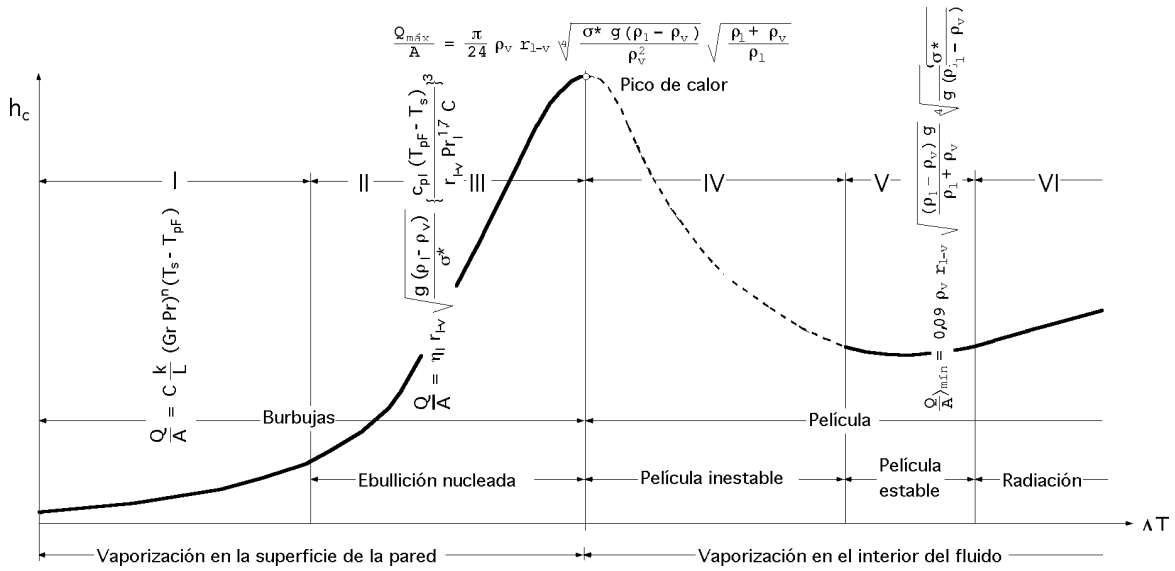


Fig XIV.2.- Vaporización nucleada en recipientes con líquido en reposo

Evaporación nucleada *(Régimen II y III, Fig XIV.2)*.- A medida que la temperatura T_{pF} de la pared bañada por el fluido va aumentando, aparecen pequeñas burbujas de vapor que ascienden, de forma que unas condensan en el propio líquido y otras llegan a la superficie libre, en donde revientan y sueltan el vapor; la tensión superficial del líquido ofrece una gran resistencia a la formación de burbujas dentro del propio líquido, por lo que inicialmente éstas se forman a partir de puntos de nucleación sobre la superficie de la pared, en la que existen pequeñas imperfecciones en su acabado, o en bolsas de gas, en las que los efectos de tensión superficial se hallan minimizados. A medida que el metal de la pared se calienta aún más, las burbujas se forman libremente y la evaporación es intensa, con gran turbulencia y altos valores del coeficiente h_C de transferencia de calor.

La formulación que se propone se puede aplicar a la evaporación de líquidos de un solo componente, sobre superficies limpias. Estudiando el significado de algunos parámetros relacionados con la convección forzada, Rohsenow propuso la siguiente relación empírica, mediante la cual se puede estudiar el flujo de calor en el régimen de evaporación nucleada:

$$\frac{Q}{A} = \eta_l \; r_{l\text{-}v} \; \sqrt{\frac{g\,(\rho_l - \rho_v)}{\sigma^*}} \; \{ \frac{c_{pl} \; (T_{pF} - T_s)}{r_{l\text{-}v} \; Pr_l^{1,7} \; C} \}^3$$

en la que:

c_{pl} *es el calor específico del líquido a la temperatura de saturación, y viene dado en* $kW.seg/kg°C$

Q/A *es el flujo de calor en* W/m^2

$r_{l\text{-}v}$ *es el calor latente de vaporización en* $kW.seg/kg$

Pr_l *es el número de Prandtl correspondiente a la fase líquida, a la temperatura de saturación*

C es una constante que se determina de acuerdo con datos experimentales, Tabla XIV.2

$\Delta T = T_{pF} - T_s$ *es la diferencia de temperaturas entre las correspondientes a la pared y al fluido, en condiciones de saturación*

η_l *es la viscosidad dinámica del líquido, a la temperatura de saturación, en* $kg/m.seg$

ρ_l *y* ρ_v *son las densidades correspondientes a la fase líquida y de vapor saturado seco*

σ^* *es la tensión superficial correspondiente a la superficie de separación líquido-vapor en* N/m*, Tabla XIV.3*

Tabla XIV.2.- Valores del coeficiente C para distintas superficies-líquidos

Alcohol	*n-butílico-cobre*	*0,003*
	Isopropílico-cobre	*0,0025*
	Etílico-cromo	*0,0027*
Agua	*Acero inoxidable*	*0,0133*
	Acero inoxidable pulido mecánicamente	*0,0132*
	Acero inoxidable esmerilado y pulido	*0,008*
	Acero inoxidable picado y recubierto con teflón	*0,0058*
	Acero inoxidable esmerilado y pulido	*0,008*
Agua	*Cobre*	*0,013*
	Cobre pulido con esmeril y tratado con parafina	*0,0147*
	Cobre pulido esmeril	*0,0128*
	Cobre grabado	*0,0068*
	Platino	*0,013*
Benceno-cromo		*0,01*
n-Pentano	*Níquel pulido con esmeril*	*0,0127*
	Cobre amolado	*0,0049*
	Cobre esmerilado	*0,0074*
	Cobre pulido esmeril	*0,0154*
Tetracloruro de carbono	*Cobre pulido esmeril*	*0,007*
	Cobre	*0,013*

Se ha encontrado, para superficies sucias o contaminadas, que el exponente del número de Prandtl varía entre 0,8 y 2 en vez de ser 1,7 como aparece en la citada ecuación. El coeficiente C es el único parámetro de la ecuación que permite su ajuste teniendo en cuenta la influencia que ejercen sobre el fenómeno, tanto el líquido a vaporizar, como la superficie calefactora; sus valores para algunas combinaciones (pared-fluido) vienen resumidos en la Tabla XIV.2.

Tabla XIV.3.- Valores de la tensión superficial líquido-vapor para varios líquidos

Líquido	*Temp. saturación ºC*	*Tensión superficial (1000 σ*)N/m*
Agua	*0*	*75,6*
	15,56	*73,2*
	20	*72,6*
	37,78	*69,7*
	40	*69,4*
	60	*66*
	80	*62,5*
	93,34	*60,1*
	100	*58,8*
	150	*48,2*
	160	*46,1*
	200	*37,6*
	226,7	*31,9*
	250	*26,4*
	293,3	*16,2*
	300	*14,7*
	350	*3,7*
	360	*1,5*
	374,11	*0*
Sodio	*881,1*	*11,2*
Potasio	*760*	*62,7*
Mercurio	*357,2*	*39,4*
Benceno	*80*	*27,7*
Freón-11	*44,4*	*8,5*

Pico de calor.- Al final de la etapa de evaporación nucleada, en el fondo del recipiente se ha alcanzado el momento de la máxima transferencia de calor por cuanto hasta aquí el líquido mojaba la superficie del recipiente, y lo refrigeraba, pero a partir de este instante, la refrigeración comienza a hacerse a través de la película de vapor y esta nueva situación implica un cambio brusco en el coeficiente de convección, por cuanto el del vapor es mucho menor que el del líquido y, por lo tanto, esta variación se traduce en un aumento brusco de la temperatura de la pared calentada, por cuanto se sigue aplicando calor; este aumento de temperatura de la pared se conoce como *pico de calor,* cuya importancia y riesgo radican en que existe la posibilidad de que el flujo de calor aplicado sobrepase un cierto valor, *(al pasar del régimen nucleado al de evaporación en película inestable, comienza a formarse la película de vapor, (inestable), que separa el líquido de la pared, aparece el pico de calor, y como la superficie calefactora está mal refrigerada por el vapor, se puede llegar a quemar).*

Para estudiar este fenómeno se han desarrollado ecuaciones, como la de ***Zuber***, que determina el pico de calor $Q_{máx}$ en la evaporación nucleada, mediante la expresión:

$$\frac{Q_{máx}}{A} = \frac{\pi}{24}\ \rho_v\ r_{l\text{-}v}\ \sqrt[4]{\frac{\sigma^* g\,(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2}}\ \sqrt{\frac{\rho_l + \rho_v}{\rho_l}}$$

según la cual, si el pico de flujo de calor fuese alto, sería de desear que los valores de $r_{l\text{-}v}$, ρ_v, g y σ^* fuesen también altos; el valor de $r_{l\text{-}v}$, para el caso particular del agua es elevado y, en consecuencia, el pico de calor que se obtiene en la evaporación del agua también es elevado.

Esta ecuación indica también la influencia que ejerce la gravedad en la vaporización y en el pico de flujo térmico, por lo que un campo gravitacional reducido tiende a disminuir el pico de flujo térmico.

Evaporación en película *(Régimen IV, Fig XIV.2).-* Cuando se alcanza el pico de flujo de calor, termina la región de evaporación nucleada, y empieza la región de evaporación en película inestable. No existe ningún análisis que permita calcular el flujo de calor en función de la diferencia de temperaturas $(T_{pF} - T_s)$ en la región inestable, ya que la pared está refrigerada alternativamente por vapor y por líquido, sin ningún orden, hasta que se alcanza el punto mínimo de la curva de evaporación, en donde comienza la región de evaporación en película estable, y la refrigeración de la pared, se sabe, se realiza únicamente por el vapor.

En las regiones IV y V que se muestran en la Fig XIV.2, de evaporación en película inestable y en película estable, la superficie de calefacción está separada del líquido por una capa de vapor a través de la cual se tiene que transmitir el calor, necesitándose para ello grandes gradientes de temperatura, puesto que la conductividad térmica del vapor es baja; por lo tanto, al no estar la pared suficientemente refrigerada por el vapor, y continuar el aporte de energía calorífica a la misma, hace que el gradiente de temperatura para el vapor aumente mucho, por lo que, cuando intervienen temperaturas elevadas, se procura evitar la transferencia de calor en esta región, ya que por encima de un determinado gradiente de temperaturas entre el líquido y la superficie calefactora, éste es incapaz de humedecerla, y es entonces cuando se presenta una considerable reducción en el valor del coeficiente h_C de transmisión de calor, por cuanto sólo existe vapor en contacto con la pared.

Si en ese momento no se interrumpe el aporte de energía a la superficie metálica, la temperatura de la pared aumentará para así acomodarse a la menor capacidad de la superficie para transferir calor, hasta que la radiación emitida por la misma, más la transferencia de calor por evaporación pelicular, sea igual a la energía incidente. A partir de aquí, y por obtenerse temperaturas muy elevadas en la pared calefactora, se puede producir la inutilización de la misma.

Para placa horizontal, y vaporización del pentano, tetracloruro de carbono, benceno, alcohol etílico, etc., se puede considerar la siguiente ecuación (Berenson):

$$h_C = 0{,}425 \sqrt[4]{\frac{k_v^3 \ \rho_v (\rho_l - \rho_v) g \ r_{l\text{-}v}}{\eta_v \ \Delta T \sqrt{\frac{\sigma^*}{g (\rho_l - \rho_v)}}} \left(1 + \frac{0{,}4 \ c_{p(sat)} \Delta T}{r_{l\text{-}v}}\right)}$$

Flujo de calor mínimo *(Régimen V, Fig XIV.2).-* ***Zuber*** y ***Tribus*** proponen la siguiente ecuación para el flujo de calor en la zona inestable, correspondiente al mínimo de la curva de vaporización:

$$\frac{Q}{A}\rangle_{mín} = 0{,}09\ \rho_v\ r_{l\text{-}v}\ \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_v)\,g}{\rho_l + \rho_v}}\ \sqrt[4]{\frac{\sigma^*}{g\,(\rho_l - \rho_v)}}$$

EVAPORACIÓN EN LA SUPERFICIE EXTERIOR DE UN HILO HORIZONTAL CALIENTE O EN UN TUBO HORIZONTAL, POR CUYO INTERIOR CIRCULA UN FLUIDO CALEFACTOR SUMERGIDO EN UN LÍQUIDO.

Cuando un líquido en reposo se calienta mediante un hilo por el que pasa una corriente eléctrica, o mediante un tubo por cuyo interior circula un fluido calefactor, se puede llegar a un proceso de vaporización similar al descrito anteriormente, con la diferencia de que el hilo o el tubo (pared calefactora), se encuentra rodeado completamente por el líquido, estando así refrigerado por éste.

Si se llega a la temperatura de saturación del líquido, éste comienza a vaporizar en etapas idénticas a las ya vistas en recipientes con líquidos en reposo, con la diferencia de que la evaporación en película inestable y en película estable se realiza a través de una corona de vapor; cuando se empieza a formar esta corona cambia bruscamente el coeficiente de convección y como ya se ha alcanzado el máximo h_C cuando refrigeraba el líquido, resulta que la temperatura del hilo aumenta bruscamente por una deficiente refrigeración, a través de la película de vapor, hecho que puede detectarse porque la energía comunicada al hilo experimenta una alteración.

El coeficiente de transmisión de calor h_C para este tipo de evaporación *en película estable* sobre la superficie exterior de un cilindro horizontal en ausencia de radiación, viene dado por la ecuación de ***Bromley*** de la forma:

$$h_C = 0{,}62\ \sqrt[4]{\frac{k_v^3\ \rho_v\,(\rho_l - \rho_v)\,g\,r_{l\text{-}v}}{\eta_v\ d_e\ \Delta T}\ (1 + \frac{0{,}4\ c_{p(sat)}\ \Delta T}{r_{l\text{-}v}})}$$

ecuación que es válida para cuando la transferencia de calor a través de la película de vapor se realiza por conducción pura, no interviniendo para nada la radiación.

Cuando la temperatura de la pared sea suficientemente alta, los efectos de la radiación son importantes, y el coeficiente promedio de transferencia de calor se calcula teniendo en cuenta los fenómenos de radiación y de convección. Para ello se define un nuevo coeficiente de transmisión de calor por convección de la forma:

$$h_C^* = h_C\ \sqrt[3]{\frac{h_C}{h_C^*}} + h_r$$

que es difícil de utilizar, ya que $h_C{}^*$ está en forma implícita, por lo que se puede hacer uso de otras ecuaciones, válidas para: $u_F < \sqrt{g\,d}$:

$$h_C^* = h_C + h_r \{ \frac{3}{4} + \frac{1}{4} \frac{h_r}{h_C} (\frac{1}{2{,}62 + \frac{h_r}{h_C}}) \} , \quad con: \; 0 < \frac{h_r}{h_C} < 10 \quad ; \quad \pm 0{,}3\% \; de \; error$$

$$h_C^* = h_C + \frac{3\, h_r}{4} , \; con : \frac{h_r}{h_C} < 1 , \; con, \; \pm 5\% \; de \; error \; y \quad h_r = \frac{\sigma \; (T_{pF}^4 - T_s^4)}{(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha} - 1) (T_{pF} - T_s)}$$

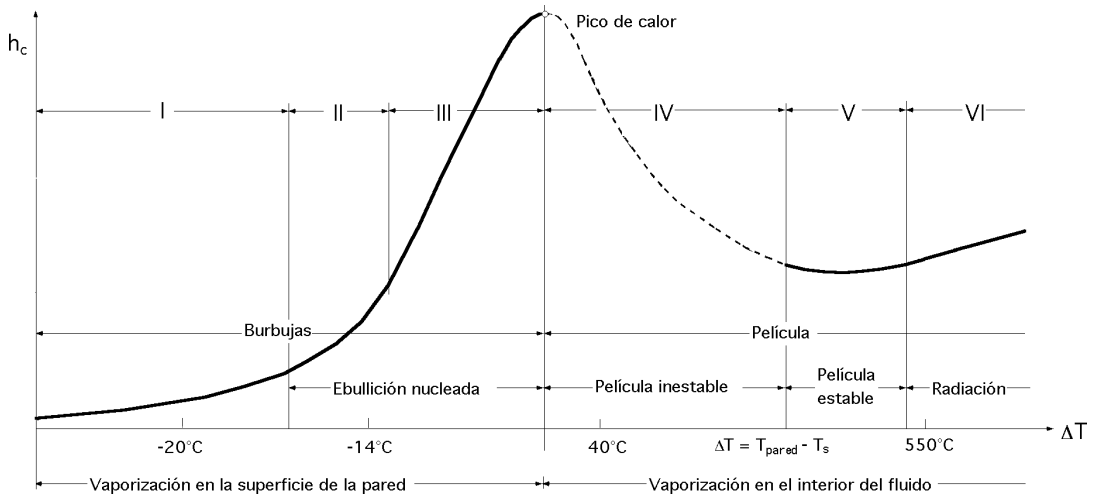


Fig XIV.3.- Vaporización de agua a la presión atmosférica y temperatura T_s calentada por un hilo de platino

siendo ε la emisividad del tubo, α la absortividad del líquido y σ la constante de Stefan-Boltzman.

Cuando se cumpla: $h_r << h_C \;\; \Rightarrow \;\; h_C^* = h_C + \frac{3}{4} h_r$

Estas consideraciones son válidas para vaporizaciones a la presión atmosférica y una diferencia de temperaturas, $T_{pF} - T_s < 1400°C$.

Si: $u_F > 2 \sqrt{g\, d}$, se utiliza:

$$h_C = 2{,}7 \sqrt{\frac{k_v \; \rho_v \; u_F \; r_{l\text{-}v}}{d_e \; \Delta T} (1 + \frac{0{,}4 \; c_{p(sat)} \; \Delta T}{r_{l\text{-}v}})}$$

ecuación que ha sido comprobada, en régimen laminar, para el benceno, tetracloruro de carbono, etanol, etc., con diámetros comprendidos entre 10 y 16 cm y velocidades entre 0 y 4,5 m/seg.

El pico de calor viene dado por: $\frac{Q_{máx}}{A}\rangle_{máx} = 0{,}18 \; \rho_v \; r_{l\text{-}v} \sqrt[4]{\frac{\sigma^* g \, (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2}} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v}}$

En la Fig XIV.3 se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Región I, de convección natural, en la que el calor se transmite al líquido a calentar, el cual se va elevando hasta la superficie de separación líquido-vapor

- Región II, de evaporación nucleada, en la que las burbujas condensan en el líquido caliente

- Región III, también de evaporación nucleada, en la que las burbujas ascienden hasta la superficie de separación líquido-vapor

- Región IV, en la que se tiene una evaporación nucleada parcial y evaporación en película nucleada inestable, comienza en el máximo de la curva y acaba en el mínimo)

- Región V, de evaporación en película estable, que se corresponde con el comienzo de la zona de vapor recalentado

- Región VI, en la que empieza a intervenir la radiación, junto con la convección, siendo ambas significativas.

XIV.9- EVAPORACIÓN DE LÍQUIDOS EN FLUJO FORZADO EN EL INTERIOR DE TUBOS

Fenomenología de la evaporación en tubos horizontales.- En la Fig XIV.4 se muestran los modelos de flujos posibles en un flujo horizontal o inclinado con paredes isotermas.

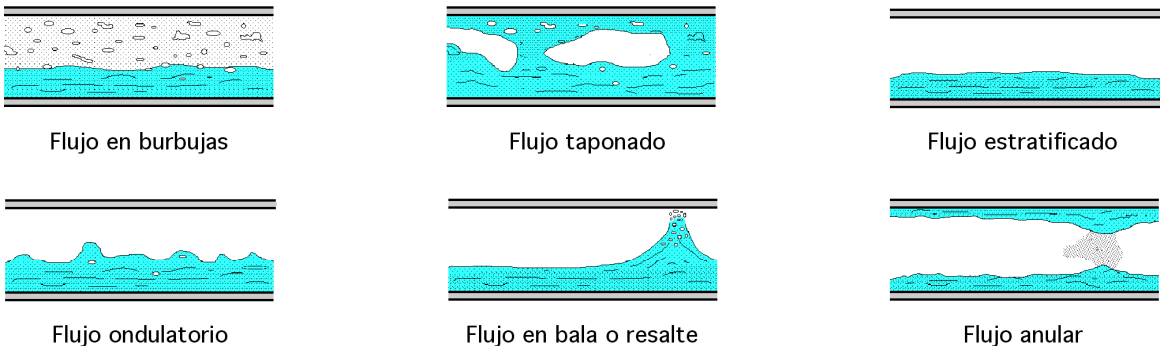


Fig XIV.4.- Modelos de flujo horizontal de dos fases

- El flujo en burbujas consiste en que la fase de vapor está en forma de burbujas aisladas inmersas en la fase líquida, pudiendo ser pequeñas y esféricas, o grandes en forma de casquete esférico.

- En el flujo taponado las burbujas tienen un diámetro apreciable y tienden a fluir por la parte superior de la tubería.

- El flujo estratificado se presenta cuando la velocidad del líquido es pequeña, de forma que éste circula por la parte inferior del tubo siendo su superficie relativamente uniforme.

- Si la velocidad del vapor aumenta se forman ondas de superficie líquida, que pueden llegar a ser lo suficientemente grandes como para formar grandes masas de líquido que humedecen la parte superior de la tubería, dando lugar al flujo en bala o en resalte.

- Si la velocidad del vapor es aún mayor, se provoca un flujo anular o un flujo en el que el líquido se dispersa en forma de gotitas arrastradas por el flujo de vapor.

En la Fig XIV.5 se presenta un diagrama de flujo adiabático de dos fases para flujo horizontal,

(***Taitel*** y ***Dukler***), en el que se muestran las condiciones para una serie de regímenes de flujo. Si se añade calor, los regímenes pueden desplazarse apreciablemente, por lo que dejarían de ser fiables.

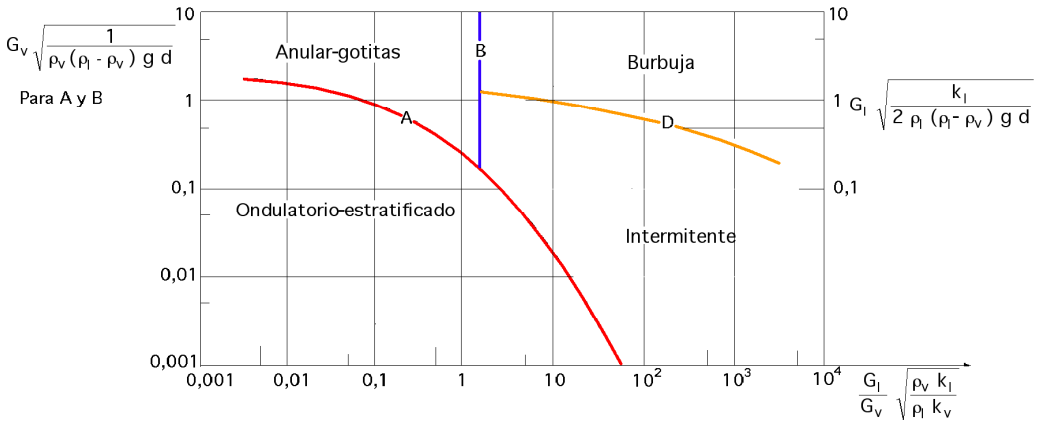


Fig XIV.5.- Diagrama de flujo adiabático de dos fases para flujo horizonta

Fenomenología de la evaporación en tubos verticales.- Cuando la evaporación acontece en el interior de un tubo vertical caliente, a través del cual el fluido fluye, el proceso se realiza por convección forzada. El mecanismo, y la hidrodinámica de la evaporación, en este caso, son mucho más complejos que los de evaporación en recipientes con líquidos en reposo, como los vistos anteriormente, por cuanto la velocidad del fluido dentro del tubo afecta al crecimiento de las burbujas y a su separación de la superficie.

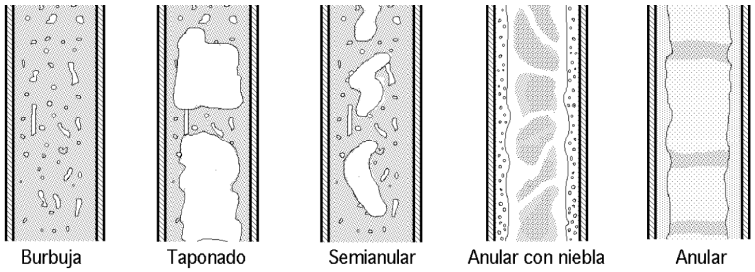


Fig XIV.6.- Modelos de flujo vertical de dos fases

Todavía no existe una teoría fundamentada que permita calcular el coeficiente de transferencia de calor para este caso; mediante técnicas fotográficas se han podido seguir las complejas trayectorias del flujo en los diferentes regímenes de la evaporación y, mediante ellas, se ha demostrado que el comportamiento del flujo en la evaporación por convección forzada es apreciablemente diferente del comportamiento de la evaporación en recipientes, a medida que aumenta la velocidad del fluido y el título del vapor.

En la Fig XIV.6 se muestran, cuando el tubo se calienta uniformemente, las diferentes características del flujo y en la Fig XIV.7 su efecto sobre el coeficiente de transmisión de calor; a medida que el líquido avanza se va calentando, luego ebulle y, finalmente, el vapor producido se recalienta.

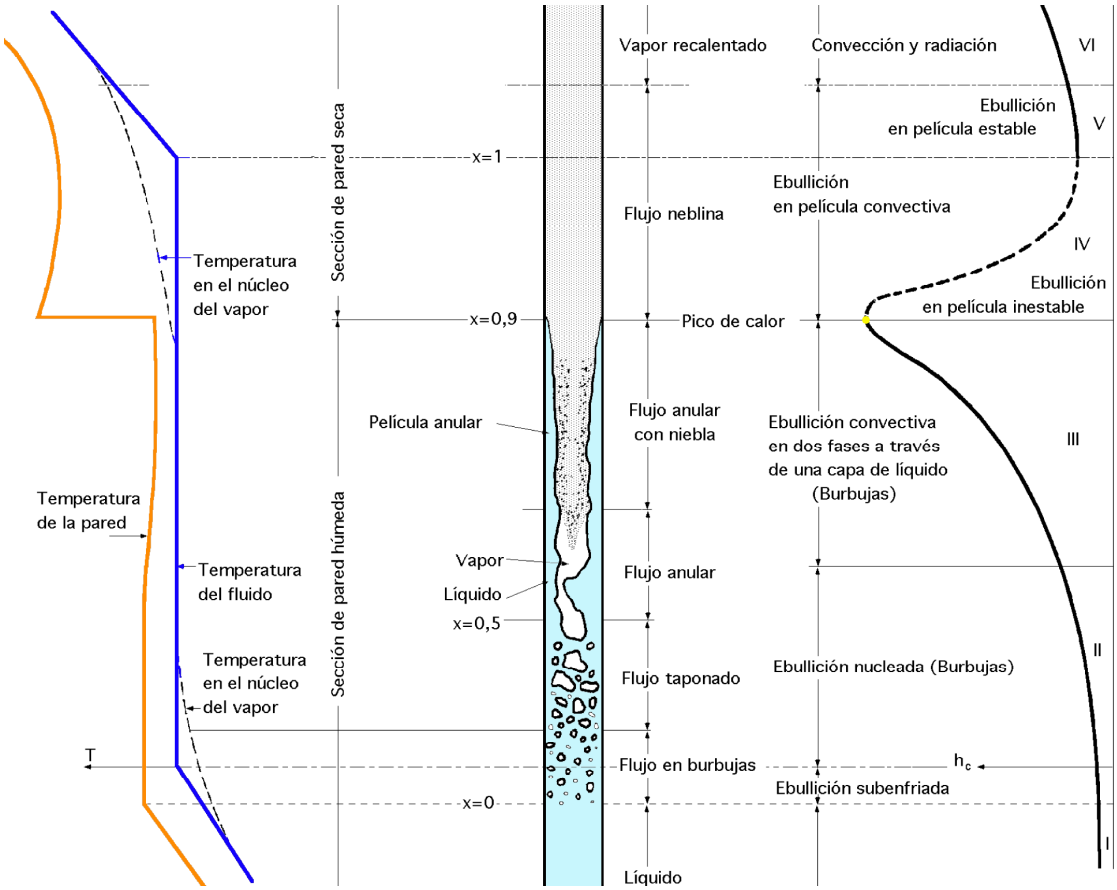


Fig XIV.7.- Características del flujo durante la vaporización en tubo vertical cuando el tubo se calienta uniformemente

En la región de entrada se transfiere al líquido subenfriado calor por convección forzada, y este régimen permanece así hasta que empieza la evaporación, que viene acompañada por un aumento repentino del coeficiente de transferencia de calor; en la región de evaporación aparecen burbujas sobre la superficie caliente *(flujo en burbujas)*, que crecen y son arrastradas hacia la corriente principal, prevaleciendo entonces en un cierto tramo del tubo un régimen de flujo con burbujas en el que la fase de vapor está en forma de burbujas aisladas inmersas en la fase líquida, pudiendo ser pequeñas y esféricas, o grandes en forma de casquete esférico.

A medida que las burbujas individuales van ascendiendo se agrupan para formar otras más grandes, y aparecen en el flujo unas bolsas de vapor o tapones de diámetro algo menor que el del tubo, que frenan el ascenso del líquido, dando lugar al llamado *flujo taponado*; esta situación prevalece hasta valores del título de vapor $x = 0,5$. Es un tipo de flujo entre el de burbujas y el anular, que se identifica como flujo agitado y flujo con arrastre de gotas.

El intervalo varía entre:

- Burbujas grandes, con el mismo diámetro que el tubo, separadas de la pared por una delgada película anular y separadas entre sí por el arrastre de agua líquida que pueden contener burbujas pequeñas

- Mezclas caóticas de grandes y pequeñas burbujas

Como la fracción del volumen de vapor aumenta por encima del valor anterior, la naturaleza del fluido cambia notoriamente; el vapor empieza a fluir a través del centro del tubo como una corriente continua, en tanto que el líquido se adhiere a la pared y se desplaza formando una película anular; este tipo de flujo recibe el nombre de régimen de *película anular*, en el que la película de fluido es cada vez más delgada a lo largo del tubo, pasando el título del vapor desde un valor $x = 0,5$ hasta $x = 0,9$ pudiéndose descomponer en otros dos:

- *Flujo semianular,* en el que el flujo es altamente irregular, a veces inestable, y consiste en un núcleo de burbujas de gran tamaño que se unen y separan continuamente; el flujo de líquido tiende a estar cerca de la pared.

- *Flujo anular con niebla,* en el que una película de líquido relativamente gruesa, que puede contener pequeñas burbujas, fluye a lo largo de la pared; el núcleo de vapor contiene pequeñas gotitas de líquido que forman nubes irregulares; al final $x = 0,8$ las fases están casi completamente separadas en un núcleo de vapor y una película líquida sobre la pared, existiendo en el núcleo de vapor algunas gotas que provienen de las crestas de las ondas que se forman en la superficie de la película.

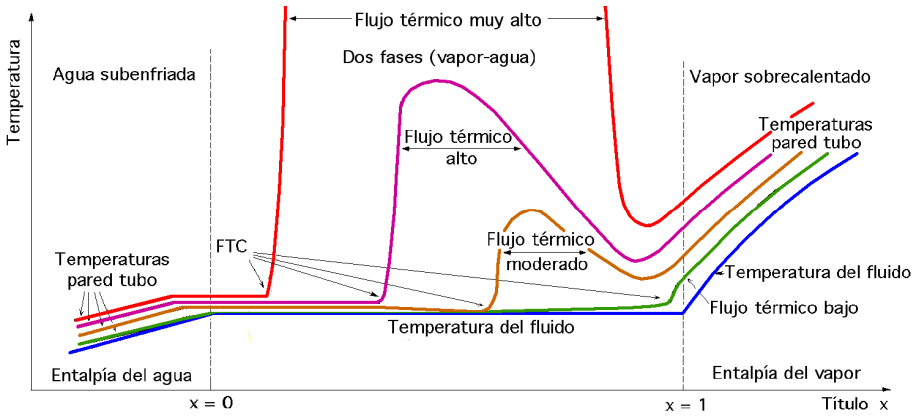


Fig XIV.8.- Efecto del aporte de calor en condiciones de flujo térmico crítico y el incremento de temperatura correspondiente de la pared tubular para diversas condiciones de aporte de calor

El coeficiente de transferencia de calor sigue siendo alto siempre que la película de fluido líquido humedezca la pared calefactora del tubo; después, dependiendo de las condiciones de la superficie del tubo, de la presión, y de la velocidad másica, aparecen en la pared del mismo unas zonas secas, en las que se produce una brusca disminución del coeficiente de transmisión de calor; esta es la región de transición del flujo anular en neblina, al flujo en neblina.

Las zonas secas continúan creciendo hasta que el líquido restante quede en forma de finísimas gotas de agua; el *flujo en neblina* persistirá hasta que el título del vapor alcance la unidad, siendo el flujo a partir de este momento totalmente de vapor, comenzando el recalentamiento. Es a partir de la transición flujo anular en neblina-flujo en neblina, cuando se modifica el tipo de refrigeración de la pared, (ya que mientras estaba mojada por el líquido el coeficiente de convección aumentaba has-

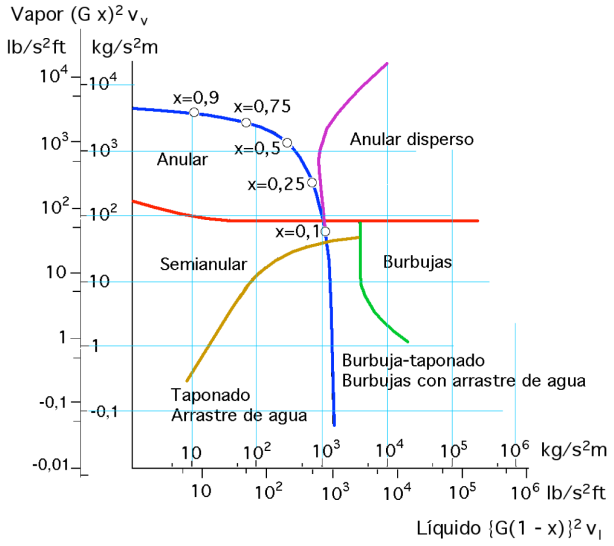


Fig XIV.9
Diagrama de flujo vertical ascendente adiabático de dos fases

ta un máximo), pasando a otra refrigeración por vapor con un coeficiente de convección mucho menor, que es el que provoca una mala transferencia térmica fluido-pared del tubo, lo que implica un aumento de la temperatura de la pared, que es lo que ya hemos definido como *pico de calor*. En la Fig XIV.9 se presenta un diagrama de flujo adiabático de dos fases para flujo vertical, (Taitel y Dukler), en el que se muestran las condiciones para una serie de regímenes de flujo. Si se añade calor, los regímenes pueden desplazarse apreciablemente, por lo que dejarían de ser fiables.

Factores que afectan al flujo térmico crítico.- La fenomenología asociada al flujo térmico crítico en las condiciones de flujo que se presentan en los generadores de vapor, fósiles y nucleares, está afectada por una gran variedad de parámetros, siendo los principales las condiciones de operación y la geometría del diseño.

a) Las condiciones de operación que afectan al flujo térmico crítico, son { *la presión* / *el flujo másico* / *el título del vapor*

b) Los factores geométricos de diseño incluyen:

** Las dimensiones y perfil de las secciones de paso del flujo másico*

** Las obstrucciones en el recorrido del flujo másico*

** El perfil del flujo térmico*

** La inclinación y configuración de la superficie de paredes conductoras del flujo másico, etc.*

Algunas de estas dependencias se representan en la Fig XIV.8, que muestra (para un tubo vertical uniformemente calentado, y refrigerado interiormente por un flujo ascendente de agua) el efecto que origina en la temperatura un incremento en el aporte de calor:

- Con flujos térmicos bajos, el flujo de agua se puede vaporizar casi por completo, antes de que se pueda observar una elevación de la temperatura

- Con flujos térmicos moderados y altos, la posición del flujo térmico crítico se mueve progresivamente hacia la entrada del tubo al tiempo que se incrementa la temperatura

- Con flujos térmicos muy altos, el flujo térmico crítico se presenta con un bajo título del vapor, pudiendo ser la temperatura del metal lo suficientemente elevada como para que se llegue a fundir el tubo

- Con regímenes de aporte de calor extraordinariamente altos, el flujo térmico crítico se puede presentar incluso en agua subenfriada

Gradiente de presiones en el flujo en 2 fases en el interior de tubos verticales.- La caída de presión del flujo en dos fases dentro de los tubos es un proceso complicado dada la gran variedad de formas de flujos existentes.

a) El gradiente de presiones en el flujo de dos fases se puede calcular como sigue:

$Re = \dfrac{\dfrac{G}{A}\, d}{\eta_{ref}}$, *en la que,* G *viene dada en* $\dfrac{kg}{seg}$; $A = \dfrac{\pi\, d^2}{4}$; $\dfrac{1}{\eta_{ref}} = \dfrac{x}{\eta_v} + \dfrac{1 - x}{\eta_l}$

siendo $(1/\eta_{ref})$ la inversa de la viscosidad dinámica de referencia que compensa las fluctuaciones del factor de fricción λ en el tubo, que es demasiado $\begin{cases} bajo\ si\ x < 0{,}7 \\ alto\ si\ x > 0{,}7 \end{cases}$

La densidad se define en la forma: $\rho = x\ \rho_v + (1 - x)\ \rho_l$

El coeficiente de rozamiento en flujo turbulento es: $\lambda = (0{,}79\ ln\ Re_d - 1{,}64)^{-2}$

El gradiente de presiones debido a la fricción en la pared es: $\left(\dfrac{dp}{dz}\right)_{pared} = -\ \dfrac{\lambda \left(\dfrac{4\,G}{\pi\, d^2}\right)^2}{2\,\rho\, d}$

El gradiente de presiones debido a la gravedad es: $\left(\dfrac{dp}{dz}\right)_{grav} = -\ \rho\ g\ sen\ \theta$

El gradiente de presiones debido a la variación de la cantidad de movimiento es:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\Delta mov} = \left(\frac{4\,G/\pi\, d^2}{\rho}\right)^2 \frac{dp}{dz} = -\left(\frac{4\,G/\pi\, d^2}{\rho}\right)^2 \rho_l \frac{dx}{dz}$$

en la que el gradiente del título de vapor es : $\dfrac{dx}{dz} = \dfrac{Q/L}{4\,G\, r_{l\text{-}v}/\pi\, d^2}$, *con* $\dfrac{Q}{L}$ *dado en* $\dfrac{W}{m}$

El gradiente de presión total es: $\dfrac{dp}{dz} = \left(\dfrac{dp}{dz}\right)_{pared} + \left(\dfrac{dp}{dz}\right)_{gravedad} + \left(\dfrac{dp}{dz}\right)_{\Delta mov}$

b) Otra formulación debida a ***Wallis***, válida para el flujo con burbujas $x \leq 0{,}5$, relaciona bastante bien los datos experimentales de la caída de presión en dos fases, mediante la expresión:

$$\frac{\Delta p_{Tubo}}{\Delta p_{líq}} = 1 + 3\ \frac{\rho_l\ G_v}{\rho_v\ G_l}\ \sqrt[3]{10^{-6} G}$$

en la que: $\begin{cases} \Delta p_{tubo}\ \ es\ la\ caída\ de\ presión\ en\ el\ tubo,\ cuando\ coexisten\ las\ dos\ fases \\ \Delta p_{líquido}\ \ es\ la\ caída\ de\ presión\ en\ el\ tubo\ correspondiente\ a\ la\ fase\ líquida \end{cases}$

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EN LA EVAPORACIÓN EN EL INTERIOR DE TUBOS VERTICALES PARA EL FLUJO EN 2 FASES.- Los coeficientes de transmisión de calor para $\begin{cases} líquidos\ que\ se\ calientan\ hasta\ que\ comienza\ la\ evaporación \\ el\ vapor\ recalentado \end{cases}$, se pueden determinar mediante las correlaciones que definen la convección forzada dentro de tubos.

Sin embargo, no existe en la actualidad una formulación general con la exactitud necesaria, que permita determinar el coeficiente de transmisión de calor de todos los regímenes de evaporación que pueden darse en el interior del tubo.

- David y David han propuesto una relación empírica que permite determinar el coeficiente de transmisión de calor promedio h_C para un flujo de dos fases en el interior de un tubo, siempre que el líquido humedezca la superficie interior del mismo, es decir, cuando se esté en el régimen de película anular $x \leq 0{,}9$, en la forma:

$$\frac{h_C\ d_i}{k_l} = 0{,}06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}28} \left(\frac{d_i\ G^*}{\eta}\right)_x^{0{,}87} Pr_l^{0{,}4}$$

en la que x es el título de vapor y $G^* = 3600\ \rho_x\ u_x$, en (kg/hm^2).

Los datos relativos a las propiedades del fluido hay que tomarlos de las tablas y diagramas correspondientes a la temperatura media de la capa de condensado $\frac{T_{pF} - T_s}{2}$.

- V. Klimenko propone una formulación válida sólo cuando las paredes del tubo estén mojadas, por lo que lo primero que hay que realizar es comprobar esta situación, es decir, si domina la evaporación nucleada (pared húmeda) o la evaporación en película, (pared seca) ; para ello se evalúa un parámetro Φ que define el tipo de evaporación, función del flujo de calor por unidad de superficie de la pared interior del tubo, de la forma:

$$\Phi = \frac{4\ G\ r_{l\text{-}v}}{\pi\ d^2 q} \left\{1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right\} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^3 , \quad siendo;\ q = \frac{Q/L}{\pi\ d}$$

Si, $\Phi < 1{,}6.10^4$ (ebullición nucleada):

$$Nu = 7{,}4.10^{-3} q^{*0{,}6} p^{*0{,}5} Pr_l^{-1/3} \left(\frac{k_{pared}}{k_l}\right)^{0{,}15} = \frac{h_{C(2\ fases)}}{k_l}\ L_C$$

siendo L_C (longitud característica), q^* y p^* de la forma:

$$L_C = \sqrt{\frac{\sigma}{g\ (\rho_l - \rho_v)}} \quad ; \quad q^* = \frac{q\ L_C}{r_{l\text{-}v}\ \rho_v\ \alpha_l} \quad ; \quad p^* = \frac{p}{\sqrt{\sigma\ g\ (\rho_l - \rho_v)}} = \frac{p\ L_C}{\sigma}$$

Si, $\Phi > 1{,}6.10^4$ (ebullición en película):

$$Nu = 0{,}087\ Re^{0{,}6} Pr_l^{1/6} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0{,}2} \left(\frac{k_{pared}}{k_l}\right)^{0{,}09} = \frac{h_{C(2\ fases)}}{k_l}\ L_C$$

$$Re = \frac{v^*\ L_C}{\nu_l} \quad ; \quad v^* = \frac{G}{\rho_l} \left\{1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right\}$$

evaluándose las propiedades a T_{sat}

Finalmente hay que calcular un coeficiente de transmisión de calor por convección de una sola

fase $h_{C(1\ fase)}$ basado en un número de Reynolds de líquido puro:

$$Re = \frac{(G/A)\,d}{\eta_l}$$

Puede suceder que: $h_{C(1\ fase)} << h_{C(2\ fases)}$*, por lo que no se consideraría, es decir:* $h_C = h_{C(2\ fases)}$

Si $h_{C(1\ fase)}$ no es pequeño, el coeficiente de convección es: $h_C = \sqrt[3]{h^3_{C(1\ fase)_{liq}} + h^3_{C(2\ fases)}}$

Estas correlaciones son válidas para el agua y refrigerantes con un error menor del 10%, en el campo:

- *Presión: 0,61÷30,4 atm*
- *Flujo másico por unidad de superficie: 50÷2700* $kg/m^2 seg$
- *Título de vapor: 0,017÷1*
- *Diámetro del tubo: 1,63÷41,3 mm*