

# Intercambio de Calor. Intercambio de Fase en Tubo.

JUAN CARLOS LOZANO MEDINA

INGENIERO INDUSTRIAL

PROFESOR ASOCIADO ULPGC

ISBN 978-84-16989-21-8

1 DE MARZO 2014

# Índice

1. Introducción .....	2
2. Transmisión del calor durante la ebullición .....	2
2.1 Ebullición en estanque .....	4
2.1.1 Régimenes de ebullición y la curva de ebullición.....	5
2.1.2 Correlaciones de trabajo de la transferencia de calor en la ebullición en estanque .	8
2.1.2 Mejoramiento de la transferencia de calor en la ebullición en estanque .....	13
2.2 Ebullición en convección forzada (o ebullición en flujo).....	15
3. Transmisión del calor durante la condensación .....	17
3.1 Condensación en forma de película .....	18
3.1.1 Régimes de flujo.....	20
3.1.2 Correlaciones de la transferencia de calor para la condensación en película ..	21
3.4. Condensación en forma de gotas .....	23
4. Tubos de calentamiento .....	24
5. Aplicaciones de transferencia de calor con cambio de fase. Torres de refrigeración y condensadores evaporativos.....	29

## 1. Introducción

Existe un gran número de aplicaciones prácticas en ingeniería en las que se produce un cambio de fase simultáneamente con el proceso de transmisión del calor. En la generación de energía eléctrica, se transforma agua en vapor en el interior de una caldera y se debe comprender muy bien el proceso de ebullición para un diseño efectivo. Este vapor, después de haber sido utilizado para mover una turbina, se condensa de vapor a líquido, de manera que pueda ser bombeado a la caldera a fin de repetir el proceso. Esto requiere de comprender la transferencia de calor en la condensación.

Además, el proceso de evaporación y condensación son mecanismos primarios en la tubería de calor, un aparato que permite que ocurra una gran transferencia de calor a través de un área pequeña.

En los siguientes apartados discutiremos los procesos de paso de la fase de vapor a líquida en la condensación y de líquida a vapor en la ebullición y se describe el funcionamiento de una tubería de calor y, además vemos algunas aplicaciones de la transferencia de calor con cambio de fase.

; sin embargo, existen profundas diferencias entre dichos mecanismos y la transmisión de calor por convección de una sola fase. También existen diferencias importantes entre las distintas propiedades de los fluidos en las dos fases (tales como la densidad, conductividad, viscosidad, calor específico, etc.) que ejercen gran influencia sobre los procesos mecánicos de los fluidos. Al mismo tiempo, se da una liberación o absorción de calor latente que ejerce, asimismo, una profunda influencia sobre las velocidades de transmisión de calor durante el cambio de fase, de modo que normalmente se observan coeficientes de dicha transmisión de mayor magnitud que los de convección de una sola fase.

## 2. Transmisión del calor durante la ebullición

La ebullición es un proceso de cambio de fase de líquido a vapor precisamente como la evaporación, pero existen diferencias significativas entre las dos.

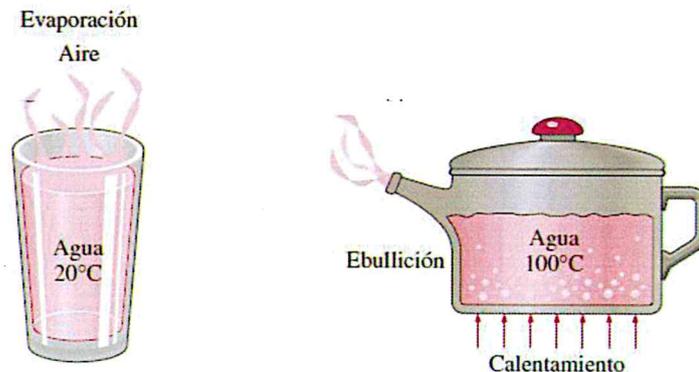
La **evaporación** ocurre en la interfase vapor-líquido, cuando la presión de vapor es menor que la de saturación del líquido a una temperatura dada. Por ejemplo, el agua en un lago a 20°C se evapora hacia el aire a 20°C y humedad relativa de 60%, ya que la presión de saturación del agua a esa temperatura es 2.3 kPa y la presión de vapor del aire en las condiciones mencionadas es 1.4 kPa. Durante la evaporación no se da formación de burbujas o el movimiento de éstas.

Por otra parte, se tiene **ebullición** en la interfase sólido-líquido cuando un líquido se pone en contacto con una superficie mantenida a una temperatura  $T_s$  suficientemente por arriba de la de saturación  $T_{sat}$  de ese líquido. Por ejemplo, a 1 atm, el agua líquida en contacto con una superficie sólida a 110°C hervirá, puesto que la temperatura de saturación del agua a 1 atm es 100°C. El proceso de ebullición se caracteriza por la rápida formación de burbujas de vapor en la interfase sólido-líquido que se separan de la superficie cuando alcanzan cierto tamaño y presentan la tendencia a elevarse hacia la superficie libre del líquido. Al cocinar no se dice que el agua hierve hasta que las burbujas suben hasta la parte superior. La ebullición es un fenómeno complicado debido al gran número de variables que intervienen en el proceso y los patrones complejos del movimiento del fluido causados por la formación y el crecimiento de las burbujas.

Como una forma de transferencia de calor por convección, el flujo de calor en la ebullición, de una superficie sólida hacia el fluido, se expresa con base en la ley de Newton del enfriamiento como

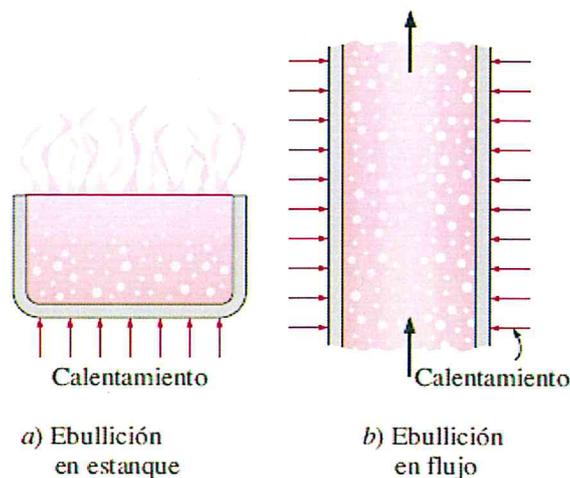
$$\dot{q}_{\text{ebullición}} = h(T_s - T_{\text{sat}}) = h\Delta T_{\text{exceso}} \left( \frac{W}{m^2} \right)$$

en donde  $h$  es el coeficiente de convección del fluido, y  $\Delta T_{\text{exceso}} = (T_s - T_{\text{sat}})$  se llama temperatura en exceso, la cual representa el exceso de la temperatura superficial por encima de la de saturación del fluido.



La ebullición se clasifica como **ebullición en estanque** o **ebullición en convección forzada**, dependiendo de la presencia de movimiento masivo del fluido.

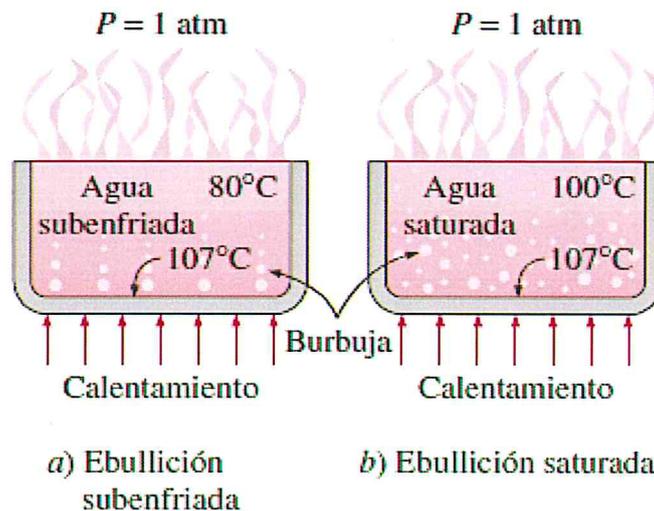
- En la **ebullición en estanque** no se tiene flujo masivo del fluido. En la ebullición en estanque el fluido se encuentra en reposo y cualquier movimiento en él se debe a corrientes de convección natural y al movimiento de las burbujas bajo la influencia de la flotación. La ebullición del agua en una cacerola colocada sobre una estufa es un ejemplo de ebullición en estanque.
- En la **ebullición en convección forzada (o ebullición en flujo)** se tiene flujo masivo del fluido, este se fuerza a moverse en un tubo caliente o sobre una superficie por medios externos, como una bomba. Por ello, la ebullición en flujo siempre viene acompañada por otros efectos de convección.



En ambas ebulliciones, tanto las ebulliciones en estanque como en convección forzada, se distinguen: la **ebullición subenfriada** y la **ebullición saturada**, según cual sea 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  $T_{sat}$  (es decir, la masa del líquido está subenfriada) y es saturada (o masiva) cuando la temperatura del líquido se es igual a  $T_{sat}$  (es decir, la masa del líquido está saturada).

En las primeras etapas de la ebullición las burbujas se encuentran confinadas en una angosta región cercana a la superficie caliente. Esto se debe a que el líquido adyacente a la superficie caliente se vaporiza como resultado de ser calentado arriba de su temperatura de saturación. Pero estas burbujas desaparecen pronto al alejarse de la superficie caliente, como resultado de la transferencia de calor de ellas hacia el líquido más frío que las rodea. Esto sucede cuando la masa del líquido está a una temperatura más baja que la de saturación. Las burbujas sirven como “movedores de energía” de la superficie caliente hacia la masa de líquido, absorbiendo calor de aquélla y liberándolo en ésta a medida que se condensan y aplastan. En este caso la ebullición queda confinada en una región en la localidad de la superficie caliente y, se le llama **ebullición local o subenfriada**.

Cuando toda la masa de líquido alcanza la temperatura de saturación, las burbujas empiezan a subir hasta la parte superior. Se puede ver burbujas en toda la masa del líquido y, en este caso, a la ebullición se le da el nombre de **ebullición masiva o saturada**. A continuación se consideran con detalle los diferentes regímenes de ebullición.



### 2.1 Ebullición en estanque

Como ya hemos dicho, en la ebullición en estanque no se fuerza el fluido a que se mueva por medio de un impulsor, como una bomba, y cualquier movimiento en él se debe a corrientes de convección natural y al movimiento de burbujas por influencia de la flotación.

Un ejemplo de la ebullición en estanque típico es la ebullición de agua en un recipiente sobre una placa vitrocerámica. Inicialmente el agua está a alrededor de 15°C, bastante abajo de la temperatura de saturación de 100°C a la presión atmosférica estándar. En las primeras etapas de la ebullición no se observará nada significativo, excepto algunas burbujas que se pegan a la superficie del recipiente. Éstas son causadas por la liberación de moléculas de aire disueltas en el agua líquida y no deben confundirse con las burbujas de vapor. A medida que aumenta

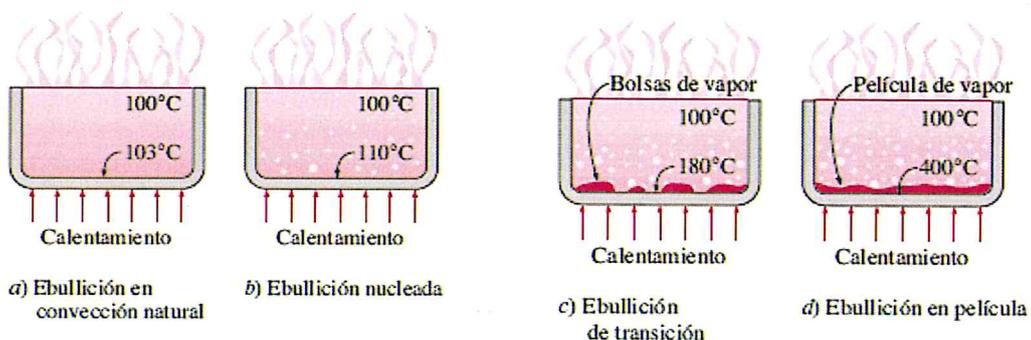
temperatura del agua se podrá observar como porciones de agua líquida ruedan hacia arriba y hacia abajo como resultado de las corrientes de convección natural, seguidas por las primeras burbujas de vapor formándose en la superficie del fondo del recipiente. Estas burbujas se hacen más pequeñas al separarse de la superficie y empezar a subir, y llega el momento en que se aplastan en el agua más fría que está arriba. Este fenómeno, ya explicado anteriormente, es **ebullición subenfriada**, dado que la masa del agua líquida todavía no ha alcanzado la temperatura de saturación. La intensidad de la formación de burbujas aumenta a medida que se eleva la temperatura del agua y las burbujas de vapor se elevarán hasta la parte superior cuando esa temperatura alcanza la de saturación (100°C en condiciones atmosféricas estándar). Esta ebullición a plena escala es la **ebullición saturada**.

### 2.1.1 Regímenes de ebullición y la curva de ebullición

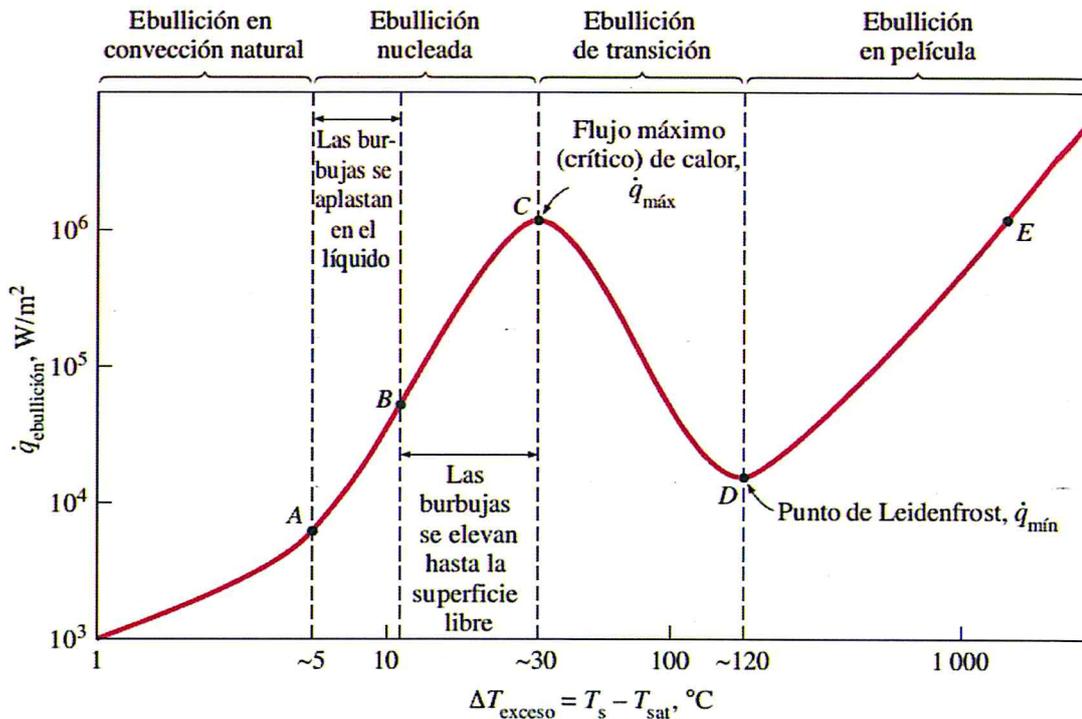
La ebullición a pesar de ser la forma más conocida de transferencia de calor, es la forma menos comprendida. Después de cientos de informes escritos sobre el tema todavía no se comprende por completo el proceso de formación de burbujas y aún se debe apoyar en relaciones empíricas o semiempíricas para predecir la velocidad de la transferencia de calor en la ebullición.

Estudiaremos los cuatro regímenes diferentes que se dan durante el proceso de la ebullición para así llegar a comprender mejor este fenómeno.

La ebullición toma formas diferentes, dependiendo del valor de la temperatura en exceso,  $\Delta T_{exceso}$ . Se observan cuatro regímenes diferentes de ebullición: (a) ebullición en convección natural, (b) ebullición nucleada, (c) ebullición de transición y (d) ebullición en película.



En la siguiente figura se ilustran estos regímenes sobre la **curva de ebullición**, la cual es una gráfica que muestra en ordenadas el flujo de calor en la ebullición y en abscisas la temperatura en exceso. Aunque, la curva de ebullición de esta figura es para el agua su forma general, es la misma para diferentes fluidos. La forma específica de la curva depende de la combinación de materiales en la superficie de calentamiento del fluido y de la presión de este último, pero es prácticamente independiente de la configuración geométrica de dicha superficie.



A continuación describiremos con detalle cada régimen de ebullición apoyándonos en la curva de ebullición:

- **Ebullición en convección natural** (hasta el punto A sobre la curva de ebullición):

Una sustancia pura a una presión determinada empieza a hervir cuando alcanza la temperatura de saturación a esa presión. Pero en la práctica no se ven burbujas formándose sobre la superficie de calentamiento hasta que el líquido se calienta unos cuantos grados arriba de la temperatura de saturación. En este caso, el líquido está ligeramente sobrecalentado y se evapora cuando sube hasta la superficie libre. En este modo de ebullición la convección natural rige el movimiento del fluido y la transferencia de calor de la superficie de calentamiento al fluido se realiza por ese mecanismo.

Se observa en la curva, la zona de ebullición por convección natural para el agua, que termina 5°C por encima de su temperatura de saturación.

- **Ebullición nucleada** (entre los puntos A y C)

Las primeras burbujas se empiezan a formar en el punto A de la curva de ebullición (punto de comienzo de la ebullición nucleada), en varios sitios preferenciales sobre la superficie de calentamiento. Las burbujas se forman con cada vez mayor rapidez, conforme nos movemos a lo largo de la curva de ebullición hacia el punto C. El régimen de ebullición nucleada se puede separar en dos regiones distintas, como muestra la figura de la curva, con el rango aproximado de 5°C a 30°C por encima de la temperatura de saturación;

- En la región A-B ( $5^\circ\text{C} \leq \Delta T_{\text{exceso}} \leq 10^\circ\text{C}$ ), se forman burbujas aisladas en varios sitios preferenciales de nucleación sobre la superficie calentada. Pero éstas se disipan en el líquido poco después de separarse de la superficie. El espacio que dejan vacío las burbujas que suben lo llena el líquido que se encuentra en la superficie del calentador y el proceso se repite. Las vueltas que da el líquido y la agitación causada por su arrastre hacia la superficie

del calentador son las principales responsables del coeficiente de transferencia de calor y del flujo de calor más altos en esta región de la ebullición nucleada.

- En la región B-C ( $10^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{\text{exceso}} \leq 30^{\circ}\text{C}$ ), la temperatura del calentador se incrementa todavía más y las burbujas se forman a velocidades tan grandes en un número tan grande de sitios de nucleación que forman numerosas columnas continuas de vapor en el líquido. Las burbujas se mueven a todo lo largo del camino hasta la superficie libre, en donde explotan liberando su contenido de vapor. Los grandes flujos de calor que se pueden obtener en esta región son causados por el efecto combinado del arrastre de líquido y de la evaporación.

A valores grandes de  $\Delta T_{\text{exceso}}$  la rapidez de la evaporación en la superficie del calentador alcanza valores tan altos que una gran fracción de esa superficie se cubre con burbujas, lo cual dificulta que el líquido llegue hasta ella y la humedad. Como consecuencia, el flujo de calor se incrementa con menor rapidez al aumentar  $\Delta T_{\text{exceso}}$  y alcanza un máximo en el punto C. En este punto el flujo de calor recibe el nombre de **flujo crítico (o máximo) de calor**,

Para el agua, el flujo crítico de calor sobrepasa  $1 \text{ MW/m}^2$ . A partir de la ley de Newton del enfriamiento, el coeficiente de transferencia de calor en el punto C es;

$$h = \frac{\dot{q}_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{exceso}}} = \frac{(10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2})}{30 \text{ K}} = 3.3 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

entonces, para el rango entero de la ebullición nucleada de la curva de la figura, el coeficiente de transferencia de calor varía de alrededor de  $2\ 000$  a  $30\ 000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

En la práctica la ebullición nucleada es el régimen más deseable porque en él se pueden lograr altas razones de transferencia de calor con valores más o menos pequeños de  $\Delta T_{\text{exceso}}$ , por lo general de menos de  $30^{\circ}\text{C}$  para el agua.

- **Ebullición de transición** (entre los puntos C y D sobre la curva de ebullición)

A medida que se incrementa la temperatura del calentador y, por consiguiente, la  $\Delta T_{\text{exceso}}$  más allá del punto C, el flujo de calor disminuye, como se observa en la curva de ebullición de la figura. Esto se debe a que una fracción grande de la superficie del calentador se cubre con una película de vapor, la cual actúa como un aislamiento debido a su baja conductividad térmica en relación con la del líquido. En el régimen de ebullición de transición se tienen en forma parcial tanto ebullición nucleada como en película. La ebullición nucleada que se tiene en el punto C es reemplazada por completo por la ebullición en película en el punto D. En la práctica se evita operar en el régimen de ebullición de transición, el cual también se conoce como régimen inestable de ebullición en película.

Para el agua la ebullición de transición se presenta sobre el rango de temperatura en exceso de alrededor de  $30^{\circ}\text{C}$  hasta más o menos  $120^{\circ}\text{C}$ .

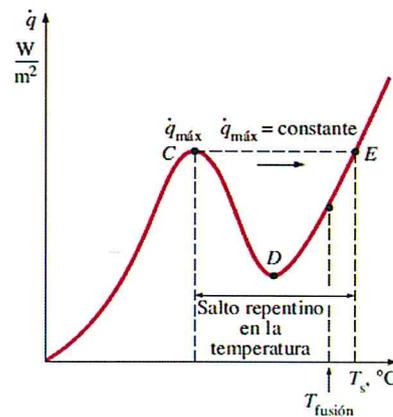
- **Ebullición en película** (más allá del punto D)

En esta región la superficie de calentamiento queda cubierta por completo por una película continua estable de vapor. El punto D, en donde el flujo de calor alcanza un mínimo, se llama **punto de Leidenfrost**. La presencia de una película de vapor entre la superficie del calentador y el líquido es la responsable de las bajas razones de la transferencia de calor en la región de ebullición en película. La razón de la transferencia de calor aumenta al incrementarse la temperatura en exceso como resultado de la transferencia de calor de la superficie calentada

hacia el líquido, a través de la película de vapor, por radiación, la cual se vuelve significativa a altas temperaturas.

Sin embargo, un proceso típico de ebullición no seguirá la curva más allá del punto C, debido al **fenómeno de extinción en la ebullición** que se puede explicar de la manera siguiente:

Para moverse más allá del punto C, en donde se presenta  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$ , se debe incrementar la temperatura  $T_s$  de la superficie del calentador. Sin embargo, para lograrlo se debe incrementar el flujo de calor. Pero el fluido no puede recibir esta energía incrementada precisamente más allá del punto C, debido a la película de vapor que cubre la superficie del calentador. Por lo que, esta calentador finaliza absorbiéndola causando la elevación de la temperatura superficial  $T_s$  del mismo. Pero a esta temperatura en exceso más alta el fluido puede recibir incluso menos energía, lo que hace que la temperatura superficial  $T_s$  del calentador se eleve todavía más. Esto continúa hasta que la temperatura superficial alcanza un punto, que corresponde al punto E sobre la curva de ebullición, en el que ya no se eleva y el calor alimentado se puede transferir al fluido de manera constante (a partir del punto E la curva se convierte en una recta). Este punto E corresponde a temperaturas superficiales muy elevadas, y por lo tanto, cualquier intento de incrementar el flujo de calor más allá de  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$  hará que el punto de operación sobre la curva de ebullición salte en forma súbita del punto C al E. Sin embargo, la temperatura superficial que corresponde al punto E se encuentra más allá del punto de fusión de la mayor parte de los materiales de los cuales están hechos los calentadores y se presenta la fusión. Por lo tanto, el punto C sobre la curva de ebullición también se conoce como **punto de fusión**, o crisis de ebullición, y el flujo de calor en este punto es el **flujo de calor de fusión**.



En la práctica la mayor parte del equipo de transferencia de calor para ebullición opera ligeramente por debajo de  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$  para evitar cualquier fusión desastrosa. Sin embargo, en aplicaciones criogénicas en las que intervienen fluidos con puntos de ebullición muy bajos, como el oxígeno y el nitrógeno, el punto E suele caer por debajo del punto de fusión de los materiales calentadores y, en esos casos, se puede usar la ebullición estacionaria en película sin peligro de fusión.

### 2.1.2 Correlaciones de trabajo de la transferencia de calor en la ebullición en estanque

Los regímenes de ebullición que se acaban de explicar, presentan comportamientos muy diversos, por lo tanto, es necesario usar relaciones diferentes de transferencia de calor para ellos.

El régimen de ebullición en convección natural  $\Delta T_{\text{exceso}} \leq 5^\circ\text{C}$  está determinado por las corrientes de convección natural y, en este caso, las velocidades de la transferencia de calor se pueden calcular con exactitud usando las relaciones de la convección natural.

A continuación explicamos las correlaciones de trabajo para el resto de los regímenes de ebullición;

- **Ebullición nucleada**

En el régimen de ebullición nucleada ( $5^\circ\text{C} \leq \Delta T_{\text{exceso}} \leq 30^\circ\text{C}$ ) la razón de la transferencia de calor depende fuertemente de la naturaleza de la nucleación (el número de sitios activos de nucleación sobre la superficie, la rapidez de la formación de burbujas en cada sitio, etc.), lo cual es difícil de predecir. El tipo y la condición de la superficie calentada también afectan la transferencia de calor. Estas complicaciones dificultan desarrollar relaciones teóricas para la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada y se necesita apoyar en relaciones basadas en datos experimentales. La correlación que se usa con mayor amplitud para el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada fue propuesta en 1952 por Rohsenow y se expresa como

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

en donde

$\dot{q}_{\text{nucleada}}$  = flujo de calor en la ebullición nucleada, W/m<sup>2</sup>

$\mu_l$  = viscosidad del líquido, kg/m · s

$h_{fg}$  = entalpía de vaporización, J/kg

$g$  = aceleración gravitacional, m/s<sup>2</sup>

$\rho_l$  = densidad del líquido, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_v$  = densidad del vapor, kg/m<sup>3</sup>

$\sigma$  = tensión superficial de la interfase líquido-vapor, N/m

$C_p$  = calor específico del líquido, J/kg · °C

$T_s$  = temperatura superficial del calentador, °C

$T_{\text{sat}}$  = temperatura de saturación del fluido, °C

$C_{sf}$  = constante experimental dependiente de la combinación superficie-fluido

$Pr_l^n$  = número de Prandtl del líquido

$n$  = constante experimental que depende del fluido

Se puede demostrar que usando valores apropiados en las unidades especificadas en la ecuación de Rohsenow se produce la unidad deseada, W/m<sup>2</sup>, para el flujo de calor en la ebullición, ahorrando de este modo tener que pasar por tediosas manipulaciones de unidades.

$$\dot{q} = \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right) \left(\frac{J}{kg}\right) \times \left(\frac{\frac{m}{s^2} \frac{kg}{m^3}}{\frac{N}{m}}\right)^{1/2} \left(\frac{\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \cdot ^\circ C}{\frac{J}{kg}}\right)^3 = \frac{W}{m} \left(\frac{1}{m^2}\right)^{1/2} (1)^3 = W/m^2$$

En la tabla 1 se da la tensión superficial en la interfase vapor-líquido para el agua, y en la tabla 2 para algunos otros fluidos. En la tabla 2 se dan valores determinados en forma experimental de la constante  $C_{sf}$  para varias combinaciones fluido-superficie. Estos valores se pueden usar para cualquier configuración geométrica, ya que se encuentra que durante la ebullición nucleada la velocidad de la transferencia de calor es independiente de la configuración geométrica y de la orientación de la superficie calentada. Las propiedades del fluido que se encuentran en la ecuación de Rohsenow se deben evaluar a la temperatura de saturación,  $T_{sat}$ .

Tensión superficial de la interfase  
líquido-vapor para el agua

$T, ^\circ C$	$\sigma, N/m^*$
0	0.0757
20	0.0727
40	0.0696
60	0.0662
80	0.0627
100	0.0589
120	0.0550
140	0.0509
160	0.0466
180	0.0422
200	0.0377
220	0.0331
240	0.0284
260	0.0237
280	0.0190
300	0.0144
320	0.0099
340	0.0056
360	0.0019
374	0.0

\* Multiplíquese por 0.06852 para convertir en lbf/ft o por 2.2046 para convertir en lbfm/s<sup>2</sup>.

Tabla 1

Tensión superficial de algunos fluidos (Tomada de Suryanarayana, basada originalmente en los datos de Jasper)

Sustancia y rango de Temp.	Tensión superficial, $\sigma$ , N/m* (T en °C)
Amoniaco, -75 a -40°C:	0.0264 + 0.000223T
Benceno, 10 a 80°C:	0.0315 - 0.000129T
Butano, -70 a -20°C:	0.0149 - 0.000121T
Bióxido de carbono, -30 a -20°C:	0.0043 - 0.000160T
Alcohol etílico, 10 a 70°C:	0.0241 - 0.000083T
Mercurio, 5 a 200°C:	0.4906 - 0.000205T
Alcohol metílico, 10 a 60°C:	0.0240 - 0.000077T
Pentano, 10 a 30°C:	0.0183 - 0.000110T
Propano, -90 a -10°C:	0.0092 - 0.000087T

\* Multiplíquese por 0.06852 para convertir en lbf/ft o por 2.2046 para convertir en lbm/s<sup>2</sup>.

Tabla 2

Valores del coeficiente  $C_{sf}$  y de  $n$  para varias combinaciones fluido-superficie

Combinación fluido-superficie de calentamiento	$C_{sf}$	$n$
Agua-cobre (pulido)	0.0130	1.0
Agua-cobre (rayado)	0.0068	1.0
Agua-acero inoxidable (pulido mecánicamente)	0.0130	1.0
Agua-acero inoxidable (rectificado y pulido)	0.0060	1.0
Agua-acero inoxidable (recubierto de teflón picado)	0.0058	1.0
Agua-acero inoxidable (corroído químicamente)	0.0130	1.0
Agua-latón	0.0060	1.0
Agua-níquel	0.0060	1.0
Agua-platino	0.0130	1.0
<i>n</i> -Pentano-cobre (pulido)	0.0154	1.7
<i>n</i> -Pentano-cromo	0.0150	1.7
Benceno-cromo	0.1010	1.7
Alcohol etílico-cromo	0.0027	1.7
Tetracloruro de carbono-cobre	0.0130	1.7
Isopropanol-cobre	0.0025	1.7

Tabla 3

La condición de la superficie del calentador afecta mucho la transferencia de calor y la ecuación de Rohsenow antes dada es aplicable a superficies limpias más o menos lisas. Los resultados obtenidos usando esta ecuación pueden tener un error de  $\pm 100\%$  para la velocidad de la transferencia de calor para cierta temperatura en exceso, y de  $\pm 30\%$  para la temperatura en exceso de una velocidad dada de transferencia de calor. Por lo tanto, debe tenerse cuidado en la interpretación de los resultados.

- **Flujo pico de calor**

En el diseño del equipo de transferencia de calor para la ebullición es importante que el diseñador tenga conocimiento del flujo máximo de calor para evitar el peligro de la fusión del material calentador. S. S. Kutateladze, en Rusia, en 1948, y N. Zuber, en Estados Unidos, en 1958, determinaron teóricamente, aplicando enfoques diferentes, **el flujo máximo (o crítico) de calor** en la ebullición nucleada en estanque y se expresa como

$$\dot{q}_{m\acute{a}x} = C_{cr} \cdot h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$$

en donde  $C_{cr}$  es una constante cuyo valor depende de la configuración geométrica del calentador y el resto de miembros de la ecuación están descritos en la ecuación de Rohsenow del apartado anterior. Esta ecuación dará el flujo máximo de calor en W/m<sup>2</sup> si en sus descripciones las propiedades se expresan *en las unidades especificadas* al principio, después de la ecuación de Rohsenow. El flujo máximo de calor es independiente de la combinación fluido-

superficie de calentamiento, así como de la viscosidad, la conductividad térmica y el calor específico del líquido.

En la tabla 4 se da una lista de valores específicos de  $C_{cr}$  para diferentes configuraciones geométricas del calentador. Note que los calentadores se clasifican como grandes o pequeños, con base en el valor del parámetro  $L^*$ .

Valores del coeficiente  $C_{cr}$  para usarse en la ecuación 10-3 y obtener el flujo máximo de calor (parámetro adimensional  $L^* = L[g(\rho_l - \rho_v)/\sigma]^{1/2}$ )

Configuración geométrica del calentador	$C_{cr}$	Dimensión carac. del calentador, $L$	Intervalo de $L^*$
Calentador plano horizontal grande	0.149	Ancho o diámetro	$L^* > 27$
Calentador plano horizontal pequeño	$18.9K_1$	Ancho o diámetro	$9 < L^* < 20$
Cilindro horizontal grande	0.12	Radio	$L^* > 1.2$
Cilindro horizontal pequeño	$0.12L^{*-0.25}$	Radio	$0.15 < L^* < 1.2$
Esfera grande	0.11	Radio	$L^* > 4.26$
Esfera pequeña	$0.227L^{*-0.5}$	Radio	$0.15 < L^* < 4.26$

$$K_1 = \sigma/g(\rho_l - \rho_v)A_{calentador}$$

Tabla 4

- **Flujo mínimo de calor**

El flujo mínimo de calor, presente en el punto de Leidenfrost (punto C en la curva de ebullición), tiene interés práctico porque representa el límite inferior para el flujo de calor en el régimen de ebullición en película. Mediante la teoría de la estabilidad, Zuber dedujo la expresión siguiente para el **flujo mínimo de calor para una placa horizontal grande**,

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

en donde la constante 0.09 fue determinada por Berensen, en 1961. Este investigador reemplazó el valor teóricamente determinado de  $\frac{\pi}{24}$  por 0.09 para ajustarse mejor a los datos experimentales. De todos modos, la relación antes dada puede tener un error de 50% o más.

La operación en el régimen de ebullición de transición ( $30^\circ\text{C} \leq \Delta T_{exceso} \leq 120^\circ\text{C}$ ) suele evitarse en el diseño del equipo de transferencia de calor, por lo tanto no se ha llevado a cabo ningún intento importante por desarrollar correlaciones generales para la transferencia de calor por ebullición en este régimen. No obstante, los límites superior (flujo de calor máximo,  $\dot{q}_{max}$ ), e inferior (flujo de calor mínimo  $\dot{q}_{min}$ ) de esta región son de interés para los diseñadores de equipos de transferencia de calor.

- **Ebullición en película**

Aplicando un análisis semejante al de la teoría de Nusselt sobre la condensación en película, Bromley desarrolló una teoría para la predicción del flujo de calor para la ebullición estable en película sobre el exterior de un cilindro horizontal. El **flujo de calor para la ebullición en película sobre un cilindro horizontal o una esfera de diámetro D** se expresa por

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

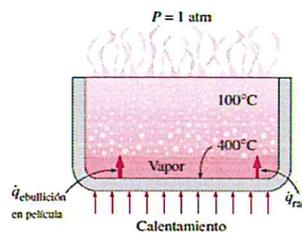
en donde  $k_v$  es la conductividad térmica del vapor en  $W/m \cdot ^\circ C$  y  $C_{pel\acute{u}cula}$  es 0.62 para cilindros horizontales y 0.67 para esferas. Los otros miembros de la ecuación son como las que se indicaron antes en la ecuación de Rohsenow y las unidades especificadas también, por tanto el flujo de calor en la ebullición en película saldrá en  $W/m^2$ .

Debe tenerse en cuenta que, las propiedades del vapor deben evaluarse a la temperatura de película  $T_f = (T_s - T_{sat})/2$ , 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.

A temperaturas superficiales elevadas (típicamente por encima de  $300^\circ C$ ), la transferencia de calor de uno a otro lados de la película de vapor por *radiación* se vuelve significativa y necesita considerarse. Al tratar la película de vapor como un medio transparente colocado entre dos placas paralelas grandes y al considerarse el líquido como si fuera un cuerpo negro, la **transferencia de calor por radiación** se puede determinar a partir de

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{sat}^4)$$

en donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie de calentamiento y  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$  es la constante de Stefan-Boltzmann.



A la hora de determinar la transferencia total de calor durante la ebullición en película, no se suman sencillamente las transferencias de calor por convección y por radiación. Debido a que, estos dos mecanismos se afectan de manera adversa entre sí, haciendo que la transferencia total sea menor que su suma. Por ejemplo, la transferencia de calor por radiación de la superficie hacia el líquido mejora la rapidez de la evaporación y, por consiguiente, el espesor de la película de vapor, lo cual impide la transferencia por convección. Para  $\dot{q}_{rad} < \dot{q}_{pel\acute{u}cula}$ , Bromley determinó que la relación correlaciona bien los datos experimentales.

$$\dot{q}_{total} = \dot{q}_{pel\acute{u}cula} + \frac{3}{4}\dot{q}_{rad}$$

### 2.1.2 Mejoramiento de la transferencia de calor en la ebullición en estanque

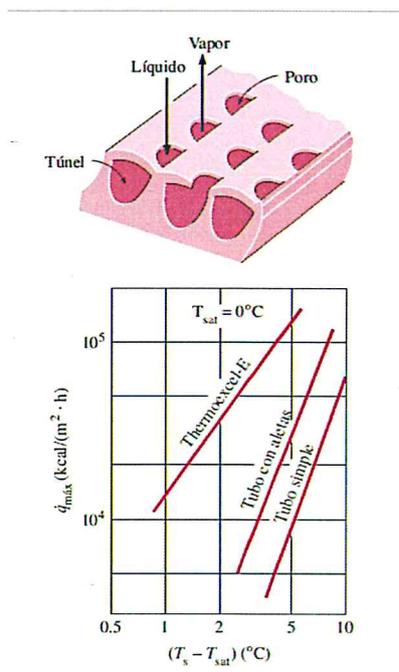
Las relaciones de la transferencia de calor en la ebullición en estanque antes dadas se aplican a superficies lisas. Vamos a ver a continuación algunos métodos para mejorar la transferencia de calor en este régimen.

Al principio, se señala que la velocidad de la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada depende fuertemente del número de sitios activos de nucleación sobre la superficie y de la velocidad de la formación de burbujas en cada sitio. Por lo tanto, cualquier modificación que mejore la nucleación sobre la superficie de calentamiento también mejora la transferencia de calor en la ebullición nucleada. Se observa que las irregularidades sobre la superficie de calentamiento, incluyendo la aspereza y la suciedad, sirven como sitios adicionales de nucleación durante la ebullición. Por ejemplo, lo más probable es que las primeras burbujas

en una cacerola llena con agua se formen en los arañazos en la superficie del fondo. Estos arañazos actúan como “nidos” para que se formen las burbujas y, por lo tanto, incrementan la velocidad de formación de éstas. Se ha demostrado que se puede incrementar el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada en un factor de 10 haciendo áspera la superficie de calentamiento. Sin embargo, estas elevadas velocidades de la transferencia de calor no se pueden sostener por mucho tiempo, ya que se observa que el efecto de aspereza superficial decae con el tiempo y llega el momento en que el flujo de calor cae hasta valores similares a los encontrados sobre las superficies lisas. El efecto de la aspereza superficial es despreciable sobre el flujo máximo de calor y el flujo de calor en la ebullición en película.

Se fabrican, y se encuentran en el mercado, superficies que proporcionan una transferencia mejorada de calor en la ebullición nucleada de manera permanente. En esas superficies especiales se logra el mejoramiento en la nucleación y, como consecuencia, en la transferencia de calor al recubrir la superficie con una capa delgada (mucho menos de 1 mm) de material muy poroso, o bien, formando en forma mecánica cavidades sobre la superficie para facilitar la formación continua de vapor. Se informa que ese tipo de superficies mejoran la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada en un factor de hasta 10, y el flujo crítico de calor en un factor de 3.

En la figura siguiente se muestra el mejoramiento proporcionado por uno de esos materiales preparado produciendo la aspereza con máquina, el Thermoexcel-E. También se sabe que el uso de superficies con aletas mejora la transferencia de calor en la ebullición nucleada y el flujo crítico de calor.

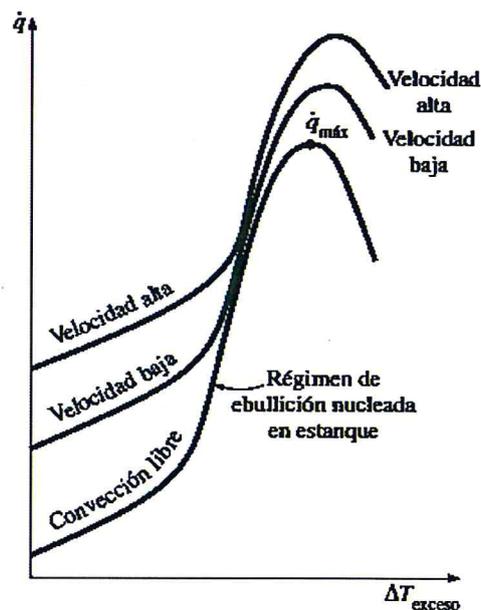


También se puede mejorar la transferencia de calor en la ebullición mediante otras técnicas como la agitación mecánica y la vibración superficial. Sin embargo, estas técnicas no son prácticas debido a las complicaciones que se presentan.

## 2.2 Ebullición en convección forzada (o ebullición en flujo)

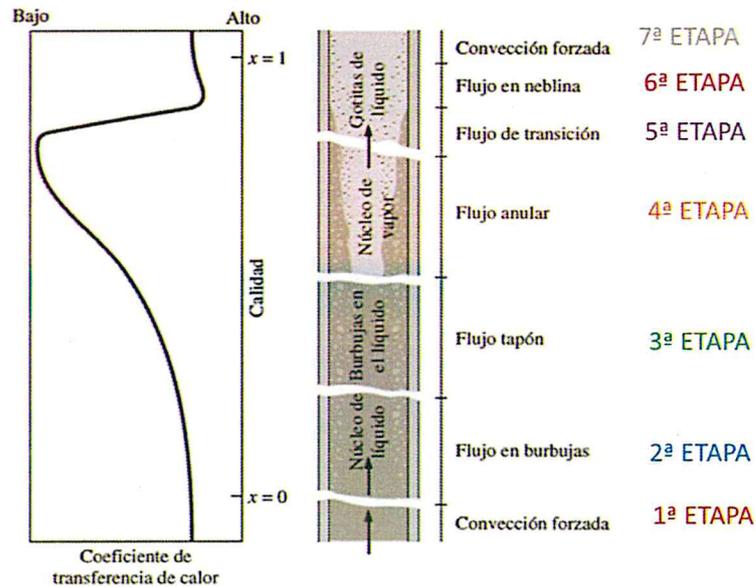
En la ebullición en convección forzada se fuerza al fluido a moverse por medio de una fuente externa, como una bomba, a medida que pasa por un proceso de cambio de fase. En este caso, la ebullición muestra los efectos combinados de la convección y de la ebullición en estanque. La ebullición convección forzada se puede clasificar, dependiendo de si el fluido se fuerza a moverse sobre una superficie calentada o en el interior de un tubo calentado, en; ebullición en convección forzada externa o en convección forzada interna.

- La ebullición en convección forzada externa sobre una placa o cilindro es semejante a la ebullición en estanque, pero el movimiento agregado incrementa de manera considerable tanto el flujo de calor en la ebullición nucleada como el flujo crítico de calor, como mostramos en la siguiente figura.



Nótese, que entre más alta es la velocidad, más alto es el flujo de calor en la ebullición nucleada y el flujo crítico de calor. En los experimentos con agua se han obtenido valores tan altos del flujo crítico de calor como de  $35 \text{ MW/m}^2$  (comparando esto con el valor de la ebullición en estanque de  $1.02 \text{ MW/m}^2$  a la presión de 1 atm) al incrementar la velocidad del fluido.

- La naturaleza de la ebullición en convección forzada interna (cuando el flujo se fuerza a moverse en el interior de un tubo calentado) es mucho más complicada, debido a que no existe superficie libre donde el vapor se escape y, por ende, tanto el líquido como el vapor son forzados a fluir juntos. El flujo en dos fases en un tubo exhibe regímenes diferentes de ebullición, dependiendo de las cantidades relativas de las fases de líquido y de vapor, lo que complica el análisis todavía más.



En la figura siguiente se ilustran las diferentes etapas que se encuentran en la ebullición en convección forzada en un tubo calentado, junto con la variación del coeficiente de transferencia de calor a lo largo del tubo. Explicamos, en detalle cada una de las etapas:

Inicialmente el líquido está subenfriado y la transferencia de calor hacia él es por **convección forzada**. Entonces se empiezan a formar burbujas sobre las superficies interiores del tubo y las que se separan son arrastradas hacia la corriente principal. Esto da al flujo una apariencia burbujeante y, de ahí, el nombre de **régimen de flujo en burbujas**.

A medida que el fluido se calienta todavía más, las burbujas crecen y llega el momento en que se unen formando masas de vapor. En este **régimen de flujo tapón**, hasta la mitad del volumen del tubo es ocupado por el vapor. Después de un tiempo el núcleo del flujo consta sólo de vapor y el líquido se confina en el espacio anular entre el núcleo de vapor y las paredes del tubo. Éste es el **régimen de flujo anular**, y en él se presentan coeficientes muy altos de transferencia de calor.

Conforme el calentamiento continúa, la capa anular de líquido se adelgaza cada vez más y llega el momento en que empiezan a aparecer manchas secas sobre las superficies interiores del tubo. La aparición de las manchas secas viene acompañada por una brusca disminución en el coeficiente de transferencia de calor. Este **régimen de transición** continúa hasta que la superficie interior del tubo queda seca por completo. En este momento cualquier líquido se encuentra en la forma de gotitas suspendidas en el núcleo de vapor, lo cual asemeja a una neblina y se tiene un **régimen de flujo en neblina** hasta que se vaporizan todas las gotitas. Al final de este último régimen se ha saturado el vapor, el cual se vuelve sobrecalentado con cualquier transferencia adicional de calor.

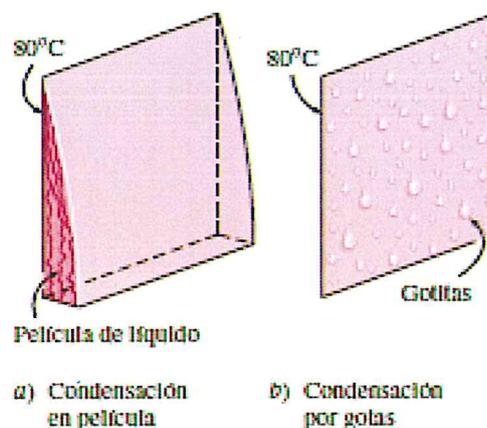
Note que el tubo contiene un líquido antes del régimen de flujo en burbujas y un vapor después del régimen de flujo en neblina. En ambos casos se puede determinar la transferencia de calor mediante las relaciones apropiadas para la transferencia de calor por convección en una sola fase. Se proponen muchas correlaciones para determinar la transferencia de calor en los casos de flujo en dos fases (en burbujas, tapón, anular y en neblina). Se puede obtener una estimación simple del flujo de calor en la ebullición en convección forzada al sumar simplemente los flujos de calor por convección forzada y de ebullición en estanque.

### 3. Transmisión del calor durante la condensación

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. Nosotros solo vamos a considerar el caso en el que la condensación se da 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 se condensa más vapor 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.



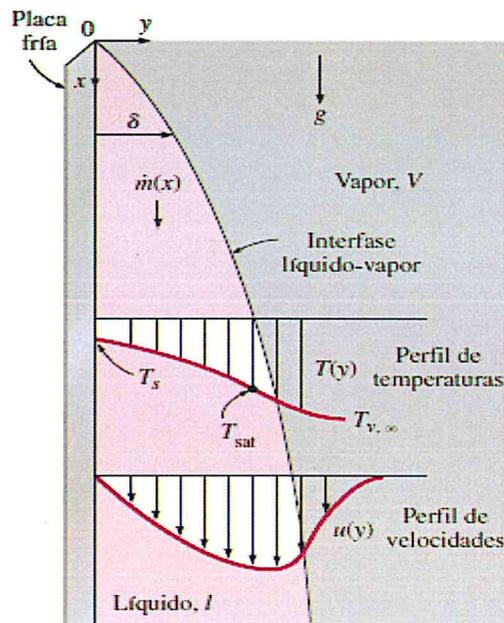
En la condensación en película la superficie se cubre por una película de líquido de espesor creciente y esta "pared líquida" entre la superficie sólida y el vapor sirve como una resistencia a la transferencia de calor. El calor de vaporización  $h_{fg}$ , liberado a medida que el vapor se condensa, 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 estas razones, es una práctica común ser conservador y suponer condensación en película en el diseño del equipo de transferencia de calor, a pesar de que para una mejor transferencia de calor, conviene utilizar superficies cortas, debido a la menor resistencia térmica.

### 3.1 Condensación en forma de 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  $\delta$  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  $hfg$  (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.



**FIGURA 10-21**  
Condensación en película sobre una placa vertical.

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:

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

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, m<sup>2</sup>, área de la sección transversal del flujo de condensado en su parte más baja.

$\rho_l =$  densidad del líquido, kg/m<sup>3</sup>

$\mu_l =$  viscosidad del líquido, kg/m · s

$V =$  velocidad promedio del condensado en la parte más baja del flujo, m/s

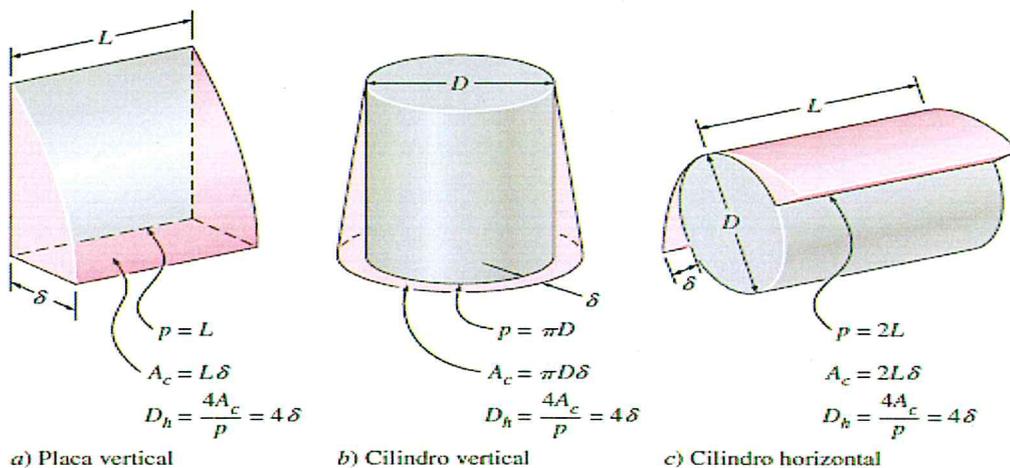
$\dot{m} = \rho_l V_l A_c =$  gasto de masa del condensado en la parte más baja, kg/s

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  $T_s$ , 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:

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



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  $c_{pv}(T - T_{sat})$ , en donde  $c_{pv}$  es el calor específico del vapor a la temperatura promedio  $(T + T_{sat})/2$ . En este caso, el calor latente modificado de vaporización queda:

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

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

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

en donde  $A_s$  es el área de transferencia de calor (sobre la cual ocurre la condensación).

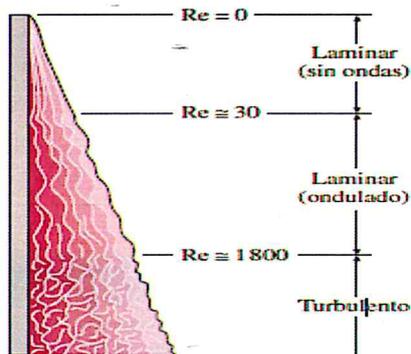
Al despejar  $m$  de las ecuaciones anteriores y sustituyéndolo en la 10-8 da otra relación para el número de Reynolds,

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

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.

### 3.1.1 Régimes 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  $\delta$  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



**FIGURA 10-23**  
Regímenes de flujo durante la condensación en película sobre una placa vertical.

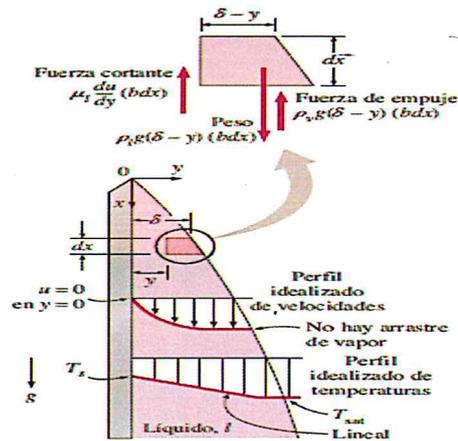
### 3.1.2 Correlaciones de la transferencia de calor para la condensación en película

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.

- **Placas verticales**

Considérese la 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  $d$  de la película y, por lo 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 otros lados de la película de líquido varía en forma lineal.
2. La transferencia de calor de uno a otro lados 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.



**FIGURA 10-24**  
Elemento de volumen del condensado sobre una placa vertical, considerado en el análisis de Nusselt.

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:

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

en donde

- $g$  = aceleración gravitacional,  $\text{m/s}^2$
- $\rho_l, \rho_v$  = densidades del líquido y del vapor, respectivamente,  $\text{kg/m}^3$
- $\mu_l$  = 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,  $\text{J/kg}$
- $k_l$  = conductividad térmica del líquido,  $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$
- $L$  = altura de la placa vertical,  $\text{m}$
- $T_s$  = temperatura superficial de la placa,  $^\circ\text{C}$
- $T_{\text{sat}}$  = temperatura de saturación del fluido condensándose,  $^\circ\text{C}$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor  $h_{\text{vert}}$  en términos de  $\text{Re}$  queda:

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

$$\rho_v \ll \rho_l$$

#### a) Flujo laminar 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%.

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

$$\rho_v \ll \rho_l$$

## b) Flujo turbulento sobre placas verticales

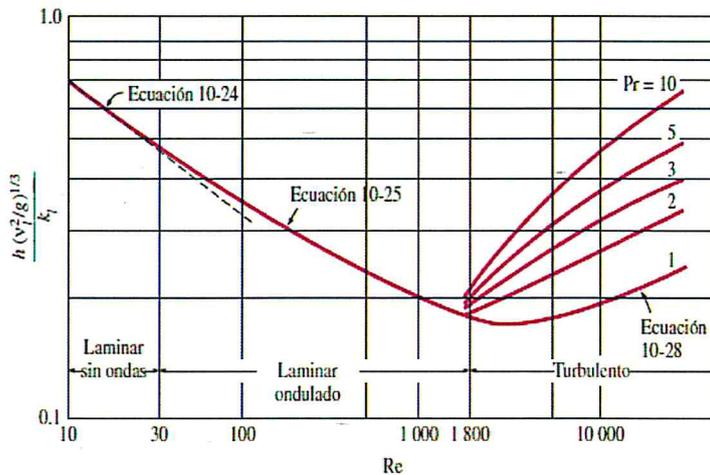
Con números de Reynolds de alrededor de 1 800 el flujo de condensado se vuelve turbulento. Se han propuesto varias relaciones empíricas, con grados variables de complejidad, para el coeficiente de transferencia de calor para el flujo turbulento.

$$h_{\text{vert, turbulento}} = \frac{Re k_f}{8750 + 58 Pr^{-0.5} (Re^{0.75} - 253)} \left( \frac{g}{\nu_f^2} \right)^{1/3} \quad Re > 1800, \quad \rho_v \ll \rho_l$$

### • Placas inclinadas

También se puede usar para la condensación en película laminar sobre las superficies superiores de placas que están inclinadas formando un ángulo  $\theta$  con respecto a la vertical, al reemplazar  $g$  en esa ecuación por  $g \cos \theta$ . 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:

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



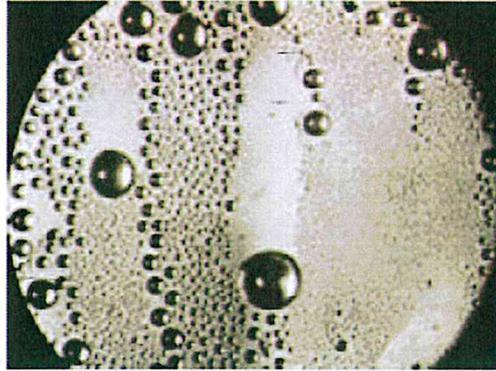
**FIGURA 10-26**  
Coeficientes adimensionales de transferencia de calor del condensado sobre placas verticales para el flujo laminar sin ondas, el laminar ondulado y el turbulento.

## 3.4. Condensación en forma de 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. 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.

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 ésta la superficie o recubriéndola con un polímero, como el teflón, 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:

$$h_{\text{por gotas}} = \begin{cases} 51\,104 + 2\,044T_{\text{sat}}, & 22^{\circ}\text{C} < T_{\text{sat}} < 100^{\circ}\text{C} \\ 255\,310, & T_{\text{sat}} > 100^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

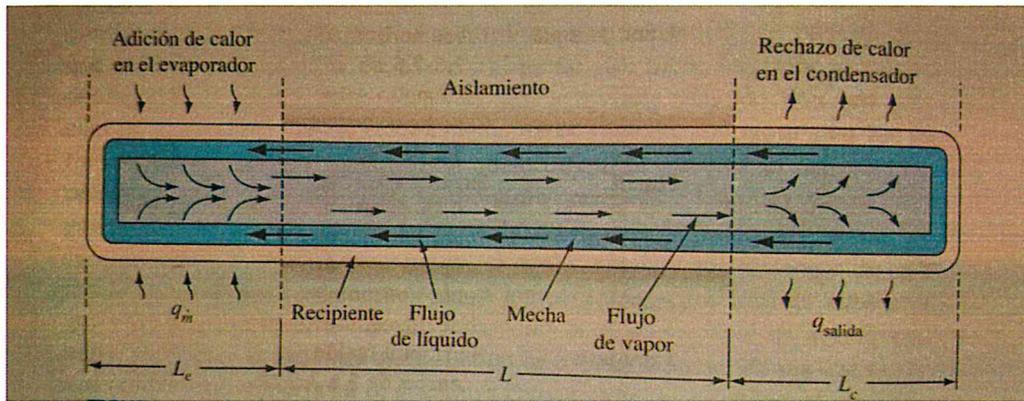
en donde  $T_{\text{sat}}$  se da en  $^{\circ}\text{C}$  y el coeficiente de transferencia de calor,  $h_{\text{por gotas}}$  se obtiene en  $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ . Los coeficientes de transferencia de calor que se pueden lograr con la condensación por gotas tienen poco significado 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.

#### 4. Tubos de calentamiento

Uno de los objetivos principales de los sistemas de conversión de energía es transferir energía de un receptor a alguna otra ubicación donde se puede utilizar para calentar un fluido de trabajo. El tubo de calentamiento es un dispositivo que puede transferir grandes cantidades de calor a través de áreas superficiales pequeñas con diferencias de temperaturas pequeñas.

En la siguiente figura se muestra el método de operación de un tubo de calentamiento



El dispositivo consiste en un tubo circular con una capa anular de material de mecha que cubre el exterior. El núcleo del sistema es el hueco en el centro para permitir que el fluido de trabajo pase libremente del extremo de adición de calor, situado a la izquierda, hasta el extremo de rechazo de calor, situado a la derecha. El extremo de adición de calor es equivalente a un evaporador y el extremo de rechazo del calor corresponde a un condensador. El condensador y el evaporador están conectados por una sección aislada de longitud  $L$ . El líquido pasa a través del material de mecha por acción capilar y cuando el calor se agrega al extremo del evaporador del tubo de calentamiento, el líquido se vaporiza en el material de mecha y se mueve a través del núcleo central hacia el extremo del condensador donde el calor se disipa, para lo que el extremo condensador debe mantenerse a una temperatura inferior a la temperatura de saturación del vapor. Luego el líquido condensado se absorbe en el material de mecha y regresa al extremo del evaporador (extremo caliente) por acción capilar, repitiéndose así el ciclo.

Una gran variedad de combinaciones de fluido y material del tubo se utilizan en tubos de calentamiento. En la siguiente tabla se muestran algunas de las combinaciones comunes de fluido y material, así como los intervalos de temperatura sobre los que pueden operar.

Intervalo de temperatura (K)	Fluido de trabajo	Material del recipiente	Flujo de calor axial medido <sup>a</sup> (W/cm <sup>2</sup> )	Flujo de calor superficial medido <sup>a</sup> (W/cm <sup>2</sup> )
230-400	Metanol <sup>b</sup>	Cobre, níquel, acero inoxidable	0.45 a 373 K	75.5 a 373 K
280-500	Agua	Cobre, níquel	0.67 a 473 K	146 a 443 K
360-850	Mercurio <sup>c</sup>	Acero inoxidable	25.1 a 533 K	181 a 533 K
673-1073	Potasio	Níquel, acero inoxidable	5.6 a 1023 K	181 a 1023 K
773-1173	Sodio	Níquel, acero inoxidable	9.3 a 1123 K	224 a 1033 K

<sup>a</sup>Varía con la temperatura.  
<sup>b</sup>Utilizando empaquetamiento arterial roscado.  
<sup>c</sup>Seado en el límite sónico del tubo de calentamiento.  
Fuente: Resúmenes de Dutcher y Burke [77].

Con objeto de que funciones un tubo de calentamiento, la carga de bombeo capilar máxima  $(\Delta P_c)_{m\acute{a}x}$ , debe superar la caída de presión total en el tubo de calentamiento. Esta caída de tensión consta de tres partes:

1. La caída de presión requerida para regresar el líquido del condensador al evaporador,  $\Delta P_e$
2. La caída de presión requerida para mover el vapor del evaporador al condensador,  $\Delta P_v$
3. La carga potencial debida a la diferencia en elevación entre el evaporador y el condensador  $\Delta P_g$

Por lo tanto, la condición para el equilibrio de presión se puede expresar en la forma

$$(\Delta P_c)_{\text{máx}} \geq \Delta P_e + \Delta P_v + \Delta P_g$$

Si esta condición no se cumple, la mecha se secará en la región del evaporador y el tubo de calentamiento dejará de funcionar.

La caída de presión en el líquido en flujo (1) a través de una mecha homogénea se puede calcular a partir de la relación empírica

$$\Delta P_c = \frac{\mu_l L_{ef} \dot{m}}{\rho_l K_w A_w}$$

donde,

$\mu_l$  = viscosidad del fluido

$\dot{m}$  = flujo másico

$\rho_l$  = densidad del líquido

$A_w$  = área de la sección transversal de la mecha

$K_w$  = permeabilidad de la mecha o factor de mecha

$L_{ef}$  = longitud efectiva entre el evaporador y el condensador, dada por

$$L_{ef} = L + \frac{L_e + L_c}{2}$$

donde,

$L_e$  = longitud del evaporador

$L_c$  = longitud del condensador

La caída de presión del vapor (2) suele ser pequeña comparada con la pérdida de presión del líquido. En tanto que la velocidad del vapor sea pequeña comparada con la velocidad del sonido, digamos que menor que el 30%, se pueden ignorar los efectos de compresibilidad y calcular la pérdida de presión viscosa  $\Delta P_v$ , de relaciones de flujo incompresible. Para un flujo laminar en estado permanente tenemos;

$$\Delta P_v = f \frac{L_{ef}}{D} \rho u^{-2} = \frac{64 \mu_v \dot{m} L_{ef}}{\rho_v \pi D_v^4}$$

donde  $D_v$  es el diámetro interior de la mecha en contacto con el vapor y el subíndice  $v$  denota propiedades de vapor.

Además de la caída viscosa, es necesaria una fuerza de presión para acelerar el vapor entrante en la sección del evaporador a su velocidad axial, pero la mayor parte de esta pérdida se vuelve a ganar en el condensador, donde el vapor se lleva al reposo.

La diferencia de presión debida a la carga hidrostática o potencial del líquido (3) puede ser positiva, negativa o cero, dependiendo de las posiciones relativas del evaporador y el condensador. La diferencia de presión  $\Delta P_g$  está dada por

$$\Delta P_g = \rho_l g L \text{sen } \phi$$

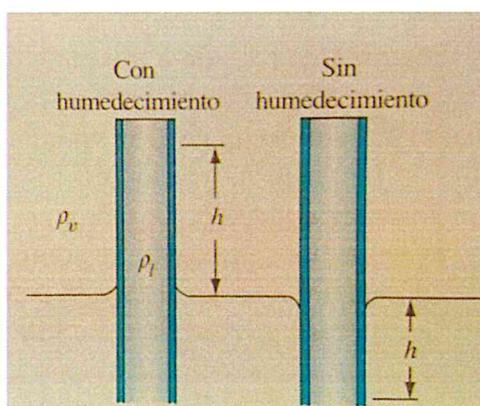
donde  $\phi$  es el ángulo entre el tubo de calentamiento y la horizontal ( positivo cuando el evaporador se encuentra por encima del condensador).

La fuerza propulsora en la mecha es resultado de la tensión superficial. La tensión superficial es una fuerza que resulta de un desequilibrio de las atracciones naturales entre un conjunto homogéneo de moléculas. Por ejemplo, una molécula cerca de la superficie de un líquido experimentará una atracción dirigida hacia dentro debido a la atracción de moléculas circundantes ubicadas debajo de ella. Una de las consecuencias de la tensión superficial es que la presión sobre una superficie cóncava es menor que sobre una superficie convexa. La diferencia de presión  $\Delta P$  resultante está relacionada con la tensión superficial  $\sigma_l$  y el radio de curvatura  $r_c$ . Para una superficie hemisférica, la acción de la fuerza de tensión alrededor de la circunferencia es igual  $2\pi r_c \sigma_l$ , y esta equilibrada por una fuerza de presión sobre la superficie igual a  $\Delta P \pi r_c^2$ . De aquí,

$$\Delta P = \frac{2\sigma_l}{r_c}$$

Otra muestra de la tensión superficial se puede observar cuando un tubo capilar se coloca verticalmente en un fluido humectante; el fluido subirá en el tubo debido a la acción capilar. Entonces un balance de presión da

$$\Delta P_c = \rho_l g h = \frac{2\sigma_l}{r_c} \cos \theta$$



donde  $\theta$  es el ángulo de contacto, que varía entre 0 y  $\pi/2$  para fluidos humectantes. Para un fluido no humectante,  $\theta$  es mayor que  $\pi/2$  y el nivel de líquido en el tubo capilar estará por debajo de la superficie. Por lo que, para obtener la fuerza capilar propulsora solo se pueden utilizar fluidos humectantes en tubos de calentamiento.

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación inicial que nos da la condición para el equilibrio de presión  $(\Delta P_c)_{m\acute{a}x} \geq \Delta P_e + \Delta P_v + \Delta P_g$ , obtenemos uno de los criterios clave de los tubos de calentamiento:

$$\frac{2\sigma_l}{r_c} \cos \theta = \frac{\mu_l L_{ef} \dot{m}}{\rho_l K_w A_w} + \frac{64\mu_v m L_{ef}}{\rho_v \pi D_v^4} + \rho_l g L \text{sen } \phi$$

Si  $(64\mu_v/\rho_v\pi D_v^4) \ll (\mu_l/\rho_l K_w A_w)$  la caída de presión del vapor es insignificante y el segundo miembro de la ecuación se puede omitir en un diseño preliminar.

La capacidad de transporte de calor máxima de un tubo de calentamiento debida a limitaciones de por la mecha está dada por la relación

$$q_{m\acute{a}x} = \dot{m}_{m\acute{a}x} h_{fg}$$

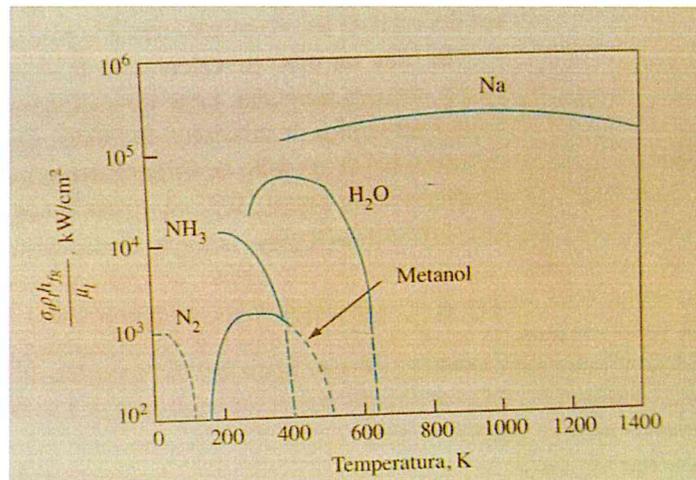
donde  $\dot{m}_{m\acute{a}x}$  se puede obtener de la ecuación anterior. Suponiendo que  $\cos \theta = 1$  y una caída de presión del flujo de vapor insignificante, se puede despejar  $\dot{m}_{m\acute{a}x}$  y combinar el resultado de esta última ecuación, obteniendo la expresión siguiente para la capacidad de transporte de calor máxima:

$$q_{m\acute{a}x} = \left( \frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right) \left( \frac{A_w K_w}{L_{ef}} \right) \left( \frac{2}{r_c} - \frac{\rho_l g L_{ef} \text{ sen } \phi}{\sigma_l} \right)$$

En la ecuación anterior todos los términos del primer paréntesis son propiedades del fluido de trabajo. Este grupo se conoce como la figura de mérito M:

$$M = \left( \frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right)$$

y está trazada en la siguiente gráfica, como una función de la temperatura para una variedad de fluidos de tubos de calentamiento.



Una correlación muy utilizada para la transferencia de calor máxima alcanzable por un tubo de calentamiento y sus dimensiones dominantes y parámetros de operación es

$$q_{m\acute{a}x} = \left( \frac{A_w h_{fg} g \rho_l^2}{\mu_l} \right) \left( \frac{l_w K_w}{L_{ef}} \right)$$

donde

$A_w$  = área de sección transversal de la mecha

$g$  = aceleración de la gravedad

$h_{fg}$  = calor de vaporización del líquido

$\rho_l$  = densidad del líquido

$\mu_l$ = viscosidad del líquido

$l_w$ = altura del fluido absorbido en la mezcla

La altura está dada por

$$l_w = \frac{2\sigma_l}{r_c \sigma_l g}$$

donde

$\sigma_l$ = tensión superficial

$r_c$ =radio efectivo del poro

La altura máxima de la mecha con sodio como el fluido de trabajo es aproximadamente de 38.5 cm , que se calcula suponiendo un diámetro efectivo del poro de  $8.6 \cdot 10^{-3}$  cm. Esto es común para una malla hecha con ocho alambres  $4.1 \cdot 10^{-3}$  cm de diámetro por milímetro cuadrado

Los parámetros mas dominantes que afectan a la capacidad de transferencia de potencia total son el área de la mecha, la altura efectiva de la mecha y la longitud del tubo de calentamiento. Para cualquier altura de mecha efectiva, se puede seleccionar un área de la mecha para lograr la transferencia de potencia total deseada si la temperatura de operación así como las caídas de temperaturas en la sección del evaporador y en la sección del condensador se pueden seleccionar con libertad. Sin embargo, cuando existe un límite para la temperatura de operación superior así como para la temperatura del tubo de calentamiento del tubo de calentamiento en la sección del condensador, el espesor de la mecha se podría determinar mediante estas consideraciones de temperatura. En general, las caídas de temperatura y la temperatura de operación aumentan al incrementarse el espesor de la mecha. Si el espesor de la mecha se basa en consideraciones de temperatura y de caída de temperatura, se determina la longitud del tubo de calentamiento máxima para una transferencia de potencia dada.

## 5. Aplicaciones de transferencia de calor con cambio de fase. Torres de refrigeración y condensadores evaporativos.

Las torres de refrigeración son sistemas mecánicos destinados a enfriar masas de agua en procesos que requieren una disipación de calor. El principio de enfriamiento de estos equipos se basa en la evaporación, el equipo produce una nube de gotas de agua bien por pulverización o bien por caída libre que se pone en contacto con una corriente de aire. La evaporación superficial de una pequeña parte del agua inducida por el contacto con el aire, da lugar al enfriamiento del resto del agua que cae en la balsa a una temperatura inferior a la de pulverización. El uso más habitual de estos equipos está asociado a los sistemas de refrigeración, tanto en aire acondicionado como en producción de frío (hostelería, alimentación, laboratorios, etc.), sin embargo, en el ámbito industrial estos equipos se usan para el enfriamiento de cualquier parte de un proceso que genere calor y deba ser disipado (por ejemplo, procesos de molienda que generan calor por fricción, enfriamiento de reacciones exotérmicas, disipación de calor residual en centrales de producción de energía eléctrica, etc.). La figura 1 representa el esquema de una torre como parte de un sistema de refrigeración de un edificio y la figura 2 el esquema de una torre asociada a un proceso industrial genérico. Un gran número de torres se destinan a refrigeración de procesos industriales.

**Los condensadores evaporativos** son equipos, por estructura y función, muy similares a las torres de refrigeración pero la principal diferencia estriba en el uso y modo de funcionamiento. Los condensadores están destinados a la condensación de gases en general (butano, propano, butileno, pentano, CO<sub>2</sub>, vapor de agua, etc.), así como a la condensación de gases refrigerantes en los sistemas de acondicionamiento de aire y frío industrial. El agua se pulveriza directamente sobre un sistema de conductos en cuyo interior circula un refrigerante inicialmente en estado gaseoso y que por el enfriamiento del agua pasa a estado líquido. El refrigerante circula por un circuito totalmente independiente sin contacto con el agua.

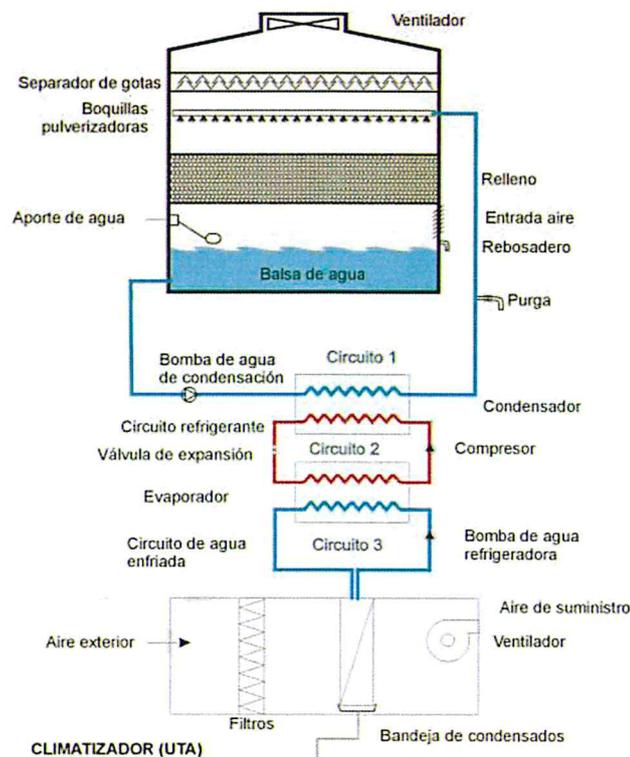


Figura 1. Esquema de una torre como parte de un sistema de refrigeración de un edificio

En la figura 1 que corresponde a una torre como parte de un sistema de refrigeración de un edificio se aprecian tres circuitos:

1. El primer circuito mueve el agua de condensación almacenada en la balsa de la torre hasta el intercambiador de calor (condensador) donde el gas refrigerante se condensa. En la condensación el refrigerante cede calor al agua que se transporta a su vez de vuelta a la torre donde se pulveriza y se pone en contacto con la corriente de aire ascendente para conseguir su refrigeración por evaporación parcial
2. El segundo circuito, transporta el refrigerante, un compuesto químico que tiene la particularidad de ceder o absorber gran cantidad de calor cuando cambia de estado. Para facilitar el cambio de estado se somete al refrigerante a cambios de presión, mediante un compresor se aumenta la presión del refrigerante en estado gaseoso y éste comienza a condensar cediendo calor que se absorbe a través del contacto indirecto con el agua fría procedente de la balsa de la torre. La presión se libera mediante una válvula de expansión que produce el cambio de líquido a gas del refrigerante en el evaporador, así como su enfriamiento. En este punto el refrigerante se pone en contacto con un tercer circuito de agua.

3. El tercer circuito es el encargado de transportar el agua refrigerada en el evaporador hasta las baterías de frío de las denominadas unidades de tratamiento de aire (UTA). Las baterías permiten el contacto indirecto (a través de tubos y aletas similares a un radiador de vehículo) del agua refrigerada con el aire interior de las salas a climatizar, produciendo un continuo enfriamiento del aire.
- En la figura 2 se aprecia un único circuito de agua que realiza constantemente un ciclo en el que se produce una pulverización para promover su evaporación parcial y por tanto disminuir su temperatura al caer a la balsa. El agua de la balsa refrigerada se envía al punto del proceso industrial que se desea refrigerar y se pone en contacto a través de un intercambiador de calor o sistema similar, normalmente no se produce mezcla del agua con los elementos a refrigerar sino que se realiza un contacto indirecto a través de tuberías, intercambiadores, camisas de refrigeración, baños, etc.

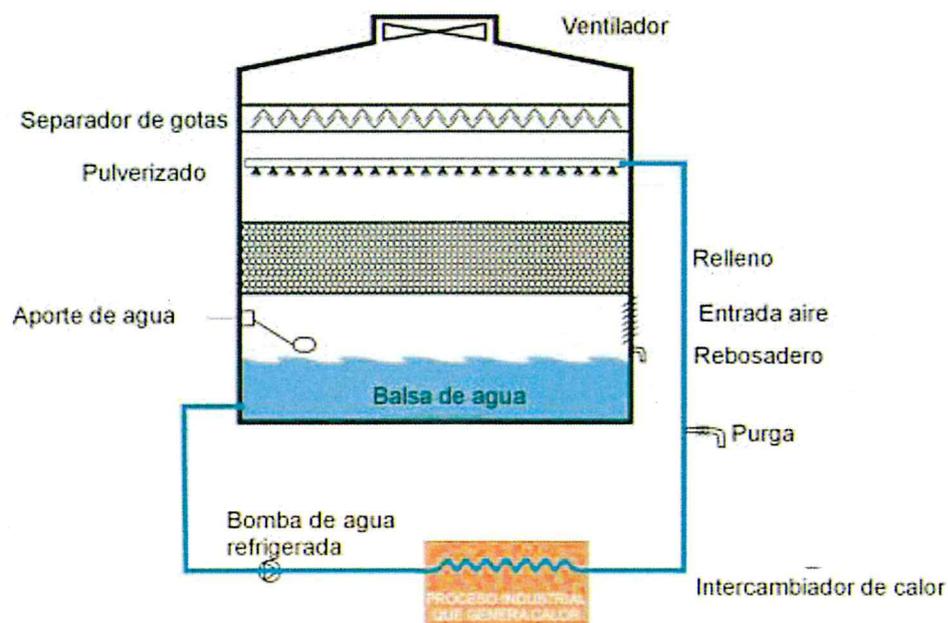


Figura 2. Esquema de una torre destinada a la refrigeración de un proceso industrial

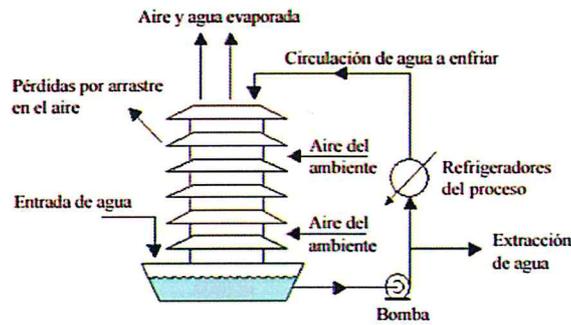
Los tipos más comunes de torres de enfriamiento son enfriamiento por convección natural y por convección forzada, que explicamos a continuación;

- **Torres de enfriamiento por convección natural**

En la torre de enfriamiento por convección natural el agua se pulveriza directamente en la corriente de aire que se mueve a través de la torre de enfriamiento por convección térmica.

Al caer, las gotas de agua se enfrían tanto por convección ordinaria como por evaporación.

Entre estas se encuentran las torres de enfriamiento denominadas atmosféricas en las que el movimiento del aire depende del viento y del efecto aspirante de las boquillas de aspersión. Suelen ser utilizadas en pequeñas instalaciones donde el flujo de agua a enfriar es bajo. Su principal desventaja es que depende de los vientos predominantes para el movimiento del aire.



También encontramos **las torres de enfriamiento de tiro natural**, donde el flujo de aire necesario se obtiene como resultado de la diferencia de densidades entre el aire exterior más frío y el aire húmedo del interior de la torre. En consecuencia, utilizan chimeneas de gran altura para lograr el tiro deseado. Debido al inmenso tamaño de estas torres (aproximadamente 200 metros de alto y unos 150 metros de diámetro), se utilizan por lo general para flujos de agua por encima de 15000 litros por segundo, siendo bastante utilizadas en las centrales térmicas.

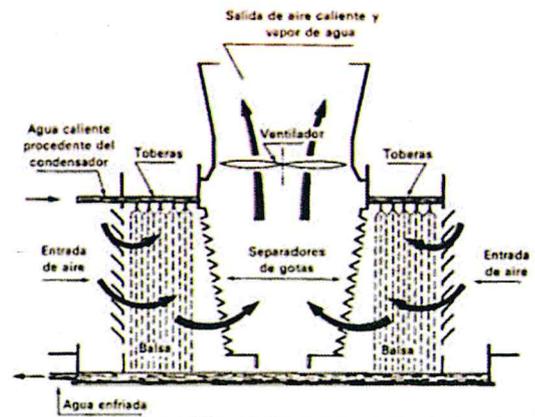


- **Torres de enfriamiento por convección forzada o tiro mecánico**

En una torre de enfriamiento por convección forzada se pulveriza el agua en una corriente de aire producida por un ventilador, el cual lo hace circular a través de la torre. El ventilador de aire puede estar montado en la parte superior de la torre aspirando así el aire hacia arriba. A este diseño se le denomina torre de tiro inducido y son las más utilizadas por asegurar una mejor conducción del aire.

También puede ubicarse el ventilador en la base por fuerza de la torre obligando al aire a que fluya directamente hacia el dentro, circulando por los conductos laterales que terminan descargándolo por la parte superior de la torre. Este diseño recibe el nombre de tiro forzado.

Es más común encontrar torres de enfriamiento con flujos cruzados a contracorriente. En el diseño con flujos cruzados el aire entra a los lados de la torre fluyendo horizontalmente a través del agua que cae. Las corrientes de aire laterales se unen en el centro y dejan la torre por el tope.



Cuando se trata de fluidos a contracorriente la corriente de aire seco y frío se mueve desde el fondo hacia el tope de la torre, en sentido contrario al flujo de agua que cae. Para asegurar una buena corriente de aire es necesario invertir en equipos adicionales que elevan el costo del proceso. En comparación, las torres de flujo cruzado aunque requieren más aire tienen un costo de operación más bajo que las torres a contracorriente.