

# Transmisión de Calor por Convección.

## Fundamentos Ingeniería Térmica

1.- Conceptos básicos
2.-Coeficiente de Transferencia, Ley de Newton
3.-Parámetros adimensionales
4.-Convección forzada
5.-Convección natural
6.-Convección combinada
7.-Conveccion con cambio de fase

JUAN CARLOS LOZANO MEDINA

INGENIERO INDUSTRIAL

PROFESOR ASOCIADO ULPGC

ISBN 978-84-16989-26-3

1 DE SEPTIEMBRE DE 2013

## 5.1. INTRODUCCIÓN

Transferencia de energía entre una superficie y un fluido que se mueve sobre esta.

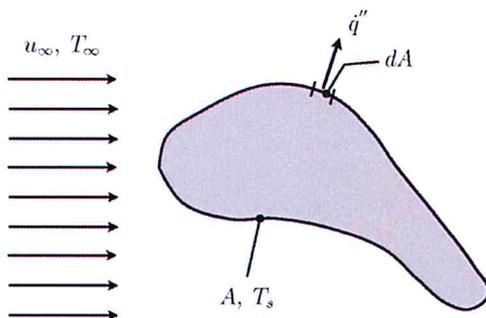
Objetivos:

1. Comprender los mecanismos físicos que fundamentan la transferencia de calor por convección.
2. Desarrollar los medios para llevar a cabo cálculos de transferencia de calor por convección.

Valores usuales de los coeficientes de convección:

CONVECCIÓN	FLUIDO	COEFICIENTE DE CONVECCIÓN $h \left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$
<b>Natural</b>	Gases	2 – 25
	Líquidos	10 – 1000
<b>Forzada</b>	Gases	25 – 250
	Líquidos	50 – 20000
<b>Cambio de fase</b>	Ebullición Condensación	2500 – 100000

Consideremos un flujo como el que se muestra en la figura:



Tenemos un fluido con velocidad  $u_\infty$  y temperatura  $T_\infty$ , que fluye sobre una superficie de forma arbitraria y área  $A$ .

Se supone que la superficie se encuentra a una temperatura uniforme  $T_s$ .

Si  $T_s > T_\infty$ , ocurrirá una transferencia de calor por convección.

El flujo de calor en un determinado punto de la superficie,  $dA$ , se puede expresar como:

$$\dot{q}'' = h(T_s - T_\infty)$$

Siendo  $h$  el coeficiente de convección local, en ese punto.

Como las condiciones del flujo varían de punto a punto sobre la superficie,  $q''$  y  $h$  también varían a lo largo de la superficie.

La transferencia de calor total se obtiene integrando el flujo local sobre toda la superficie:

$$q = \int_A \dot{q}'' dA = (T_s - T_\infty) \int_A h \cdot dA$$

Entonces, si definimos un coeficiente de calor promedio para toda la superficie:

$$\dot{q} = \bar{h} \cdot A (T_s - T_\infty)$$

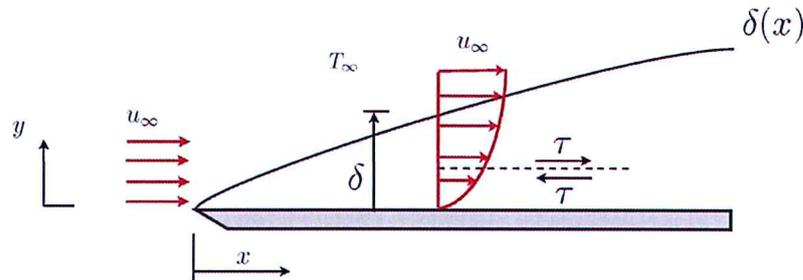
El coeficiente de calor promedio se puede expresar en función del local relacionando las dos expresiones anteriores:

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \int_A h \cdot dA$$

## 5.2. LAS CAPAS LÍMITE

## 5.2.1. Capa límite de velocidad o hidrodinámica

Para introducir el concepto de capa límite consideramos un flujo forzado sobre una placa horizontal, como se muestra en la figura



- Antes de entrar en contacto con la superficie, el fluido circula con un flujo libre, de velocidad  $u_{\infty}$  y que es la misma en todas las capas del fluido.
- Cuando las partículas de fluido entran en contacto con la superficie se frenan y adquieren velocidad nula, debido a que estas partículas se quedan como adheridas a la superficie, por fuerzas de fricción o esfuerzos cortantes (fuerza de fricción por unidad de área).
- Este efecto va perdiendo importancia a medida que nos alejamos de la superficie.
- Llega un momento en el que se adquiere la velocidad del flujo libre.
- La capa en la cual se recupera el 99 % de la velocidad del flujo libre recibe el nombre de capa límite de velocidad o hidrodinámica. Y el espesor de esta capa es  $\delta$ .
- A través de la capa límite, la velocidad del fluido,  $u$ , varía con la distancia a la placa,  $y$ , obteniéndose el perfil de velocidad que se muestra en la figura y que recibe el nombre de perfil de velocidad de la capa límite.
- En la región comprendida entre la capa límite y la superficie, los gradientes de velocidad son importantes y los esfuerzos cortantes son grandes (Los esfuerzos cortantes actúan en planos que son paralelos a la velocidad del fluido).
- Fuera de la capa límite, los gradientes de velocidad y los esfuerzos cortantes son insignificantes.
- Los estudios experimentales demuestran que, para la mayor parte de los fluidos, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad y el esfuerzo cortante en la superficie de la pared se expresa como:

$$\tau_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$$

El esfuerzo cortante se mide en  $\text{N/m}^2$ .

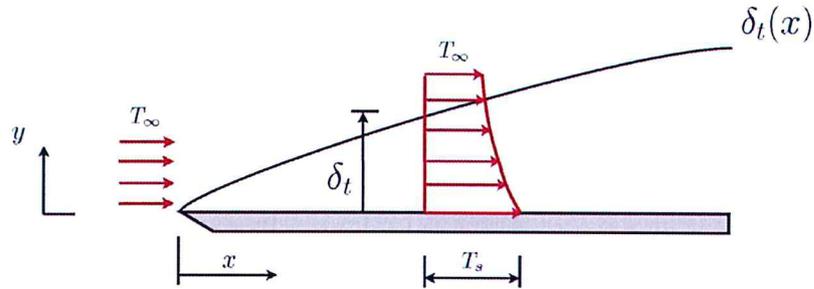
$\mu$  recibe el nombre de viscosidad dinámica del fluido ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

- El espesor de la capa límite es lógicamente distinto cuando el fluido empieza a entrar en contacto con la superficie que cuando ya lleva recorrida una distancia en contacto con ella. El espesor de la capa límite aumenta con  $x$ , porque los efectos de la

viscosidad van penetrando más en el flujo libre. El perfil de la capa límite viene dado por la función  $d(x)$ .

### 5.2.2. Capa límite térmica

Veamos qué pasa con la temperatura si la placa de la figura anterior tiene distinta temperatura,  $T_s$ , que el fluido que va a fluir sobre ella  $T_\infty$  :



Suponemos que  $T_s > T_\infty$

- Inicialmente, todas las capas del fluido tenían la misma temperatura,  $T_\infty$ .
- A medida que el fluido avanza por la superficie, va variando la temperatura de las capas que están más cerca de la superficie. Las partículas del fluido en contacto con la superficie, alcanzarán pronto su temperatura. A su vez, estas partículas intercambiarán energía con las de la capa adyacente creándose un gradiente de temperaturas cuyo perfil se muestra en la figura (en rojo).
- La región del fluido en la que existen estos gradientes de temperatura se llama capa límite térmica y su valor es  $d_t$ , definido como el valor para el cual la diferencia de temperatura entre esa capa y la superficie es el 99 % de la diferencia de temperatura entre la del fluido libre y la de la superficie.
- Al aumentar la distancia desde el inicio de la placa, los efectos de la transferencia de calor penetran más en el flujo libre y crece la capa límite térmica.

Se puede obtener una relación entre las condiciones de esta capa límite y el coeficiente de transferencia de calor por convección.

En cualquier punto de la superficie, no hay movimiento del fluido y la transferencia de calor tiene lugar sólo por conducción. Aplicando ahí la ley de Fourier, obtenemos:

$$\dot{q}_s'' = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$$

Y la ley de enfriamiento de Newton nos dice que:

$$\dot{q}_s'' = h(T_s - T_\infty)$$

Combinando ambas expresiones:

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}$$

Luego, como se aprecia, las condiciones de la capa límite influyen en el valor del coeficiente de convección.

- Al aumentar  $x$ , los gradientes de temperatura disminuyen (la diferencia entre la temperatura de una capa y la adyacente, son cada vez más pequeños). En consecuencia, también disminuye el gradiente de temperaturas en la superficie,  $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$ , y, por lo tanto, también el flujo de calor y el coef. de convección disminuyen al aumentar  $x$ .

Significado de las capas límite:

En resumen, la capa límite de velocidad o hidrodinámica, tiene una extensión  $d(x)$  y se caracteriza por la presencia de gradientes de velocidad y esfuerzos cortantes. La capa límite térmica, tiene una extensión  $d_t(x)$  y se caracteriza por gradientes de temperatura y transferencia de calor. Para el ingeniero, las manifestaciones principales de estas capas son, respectivamente, fricción superficial y transferencia de calor por convección.

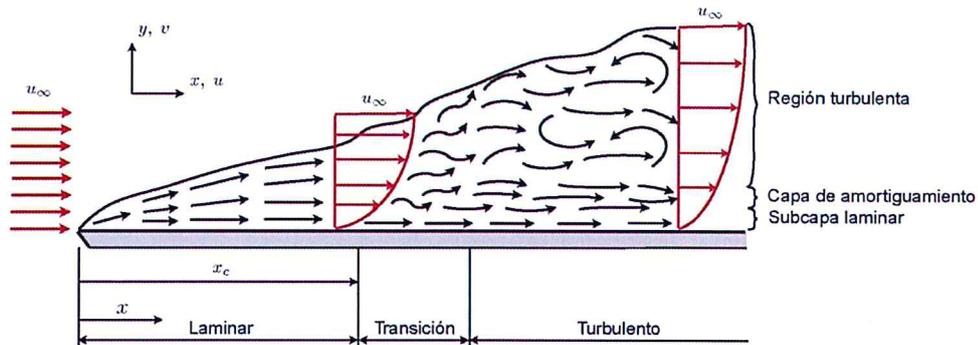
Para el flujo sobre cualquier superficie, siempre existirá una capa límite de velocidad y, por lo tanto, fricción superficial. Sin embargo, la capa límite térmica y, con ello, transferencia de calor por convección, existe sólo si difieren las temperaturas de la superficie y del fluido libre. En muchas situaciones, por tanto, están presentes las dos capas límite. En estos casos, la capas rara vez crecen a la misma velocidad y los valores de  $d$  y  $d_t$  en una posición dada, no tienen porqué ser iguales.

### 5.2.3. Flujo laminar y turbulento

Ya vimos en el primer capítulo que el flujo de un fluido puede ser laminar o turbulento.

Ejemplos:

- El humo de los cigarrillos se eleva en una columna suave mientras recorre los primeros cm y, a continuación, empieza a fluctuar al azar mientras continúa elevándose.
- El flujo de un fluido sigue líneas de corriente suaves a velocidades bajas pero se vuelve caótico conforme se incrementa la velocidad.



Un primer paso en el tratamiento de cualquier problema de convección consiste en determinar si la capa límite es laminar o turbulenta. La fricción superficial y la transferencia de calor por convección dependen en gran manera de ello.

En esta figura se ve la evolución de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana. La capa límite es inicialmente laminar, pero a una cierta distancia se amplifican las perturbaciones y comienzan las turbulencias:

El **flujo laminar** está caracterizado por *líneas suaves de corriente y movimiento altamente ordenado*.

El **flujo turbulento** está caracterizado por *fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado*.

La transición de un flujo a otro no tiene lugar de forma repentina, sino sobre una cierta región en la que el flujo fluctúa entre laminar y turbulento, antes de volverse totalmente turbulento.

La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos. Existe flujo laminar cuando fluidos altamente viscosos (aceites,...) fluyen en tubos pequeños o estrechos.

La capa límite turbulenta consta de varias regiones:

- En la capa muy cercana a la superficie dominan los efectos viscosos, el flujo se presenta en líneas de corriente suaves y el perfil de velocidad es muy cercano al lineal. Se habla entonces de una subcapa laminar.

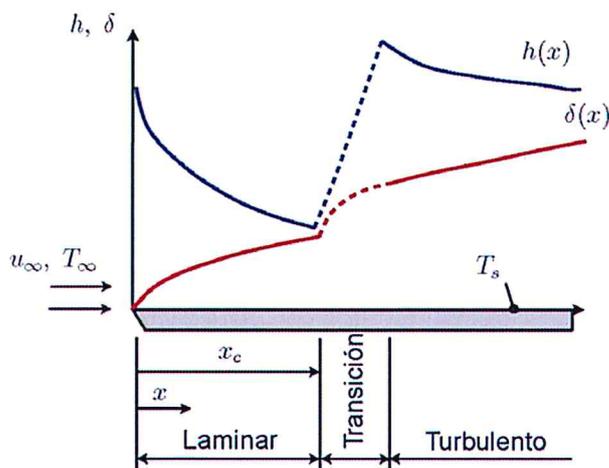
- Más arriba está la capa de amortiguamiento, donde los efectos turbulentos se vuelven mucho más significativos, pero todavía no dominantes.
- Sobre ellas está la capa turbulenta propiamente dicha, en la cual los efectos turbulentos dominan sobre los viscosos.

En el flujo turbulento la transferencia de calor por convección es mejor que en el laminar, debido a las fluctuaciones rápidas de las partículas. ~~El coeficiente de calor por convección alcanza su valor máximo cuando el flujo se vuelve por completo turbulento.~~ El espesor de la capa límite también aumenta con el flujo turbulento y su perfil es más plano que en el flujo laminar (esto último no llego a entenderlo....)

En la región completamente turbulenta, las condiciones se caracterizan por:

- Movimiento tridimensional aleatorio de porciones grandes de fluido.
- Aumento del espesor de la capa límite, del esfuerzo cortante en la pared y del coeficiente de convección.

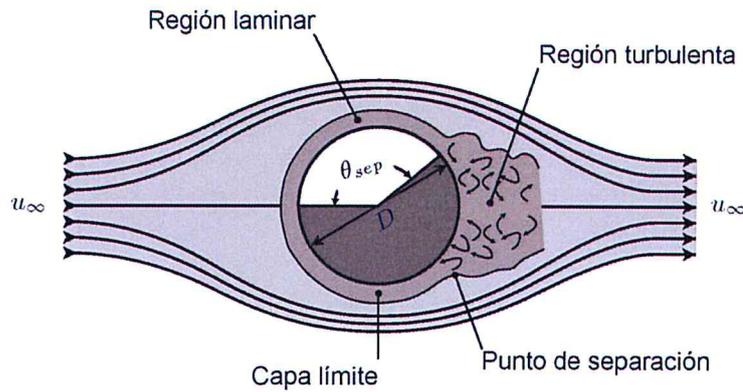
En la siguiente figura se observa la variación del espesor de la capa límite hidrodinámica y del coeficiente local de transferencia de calor con el flujo.



El espesor de la capa límite va aumentando más o menos de forma gradual.

El coef de transmisión de calor, por el contrario sufre fluctuaciones que no son muy explicables sin un conocimiento profundo de los fenómenos de transporte. Inicialmente disminuye a lo largo de la región laminar; en la región de transición aumenta bruscamente, lo cual es lógico, debido a las fluctuaciones rápidas de las moléculas; en la región turbulenta la tendencia es a mantenerse dentro de unos valores altos, si bien disminuye ligeramente a medida que aumenta el espesor de la capa límite.

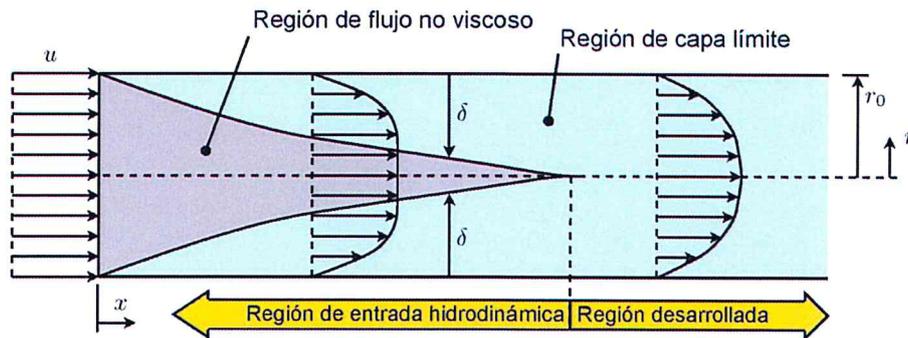
## 5.2.4. Capa límite hidrodinámica en la convección forzada externa a un cilindro horizontal.



Hay un punto en el que la capa límite se separa de la superficie (punto de separación) y se forma una estela en la región corriente abajo. El flujo en esta región se caracteriza por la formación de remolinos y es altamente irregular. El punto de separación es la posición para la

$$\text{cual } \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)_s = 0$$

## 5.2.5. Convección forzada interna a un cilindro horizontal.



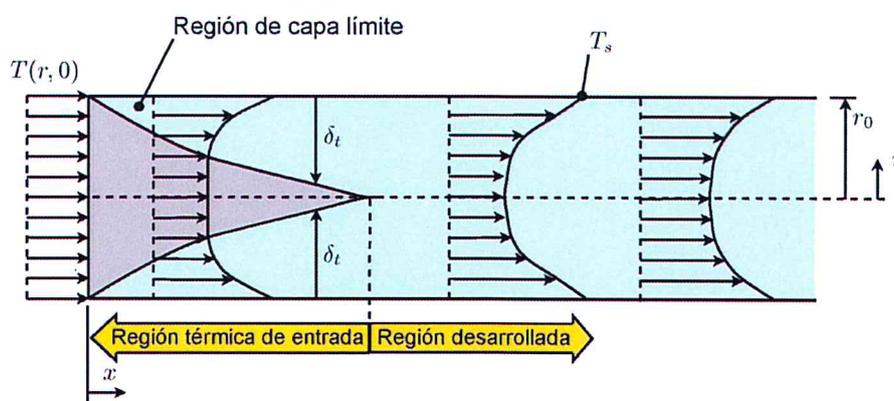
Tenemos un flujo de entrada al tubo que es laminar, con velocidad  $u$ . En cuanto el fluido entra en contacto con la superficie, aparecen los efectos viscosos y se produce una capa límite al aumentar  $x$ .

En la región de entrada, va aumentando el espesor de la capa límite y disminuyendo la región de flujo no viscoso. El perfil de velocidad se va curvando.

Llega un momento en el que la capa límite abarca todo el espesor interno del tubo. A partir de aquí ya el perfil de velocidades no cambia al aumentar  $x$ . Se dice entonces que el flujo está totalmente desarrollado. La distancia desde la entrada hasta este punto se denomina longitud hidrodinámica de entrada.

El perfil de velocidad completamente desarrollado es parabólico, con velocidad nula en la superficie del tubo y velocidad máxima en el centro.

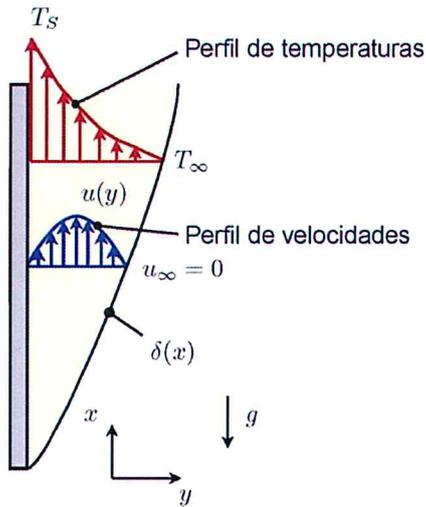
Por lo que respecta a la temperatura, en el caso de que se produzca transmisión de calor:



Suponemos que la temperatura del fluido,  $T < T_s$ .

Hay una transmisión de calor por convección y se comienza a producir una capa límite térmica. El espesor de esta capa también va aumentando, hasta que se llega a la región completamente desarrollada.

## 5.2.6. Convección natural sobre una placa vertical.



Consideramos una placa caliente vertical sumergida en una masa inmóvil de fluido. Cerca de la placa se va a producir un movimiento de convección natural del fluido en sentido ascendente

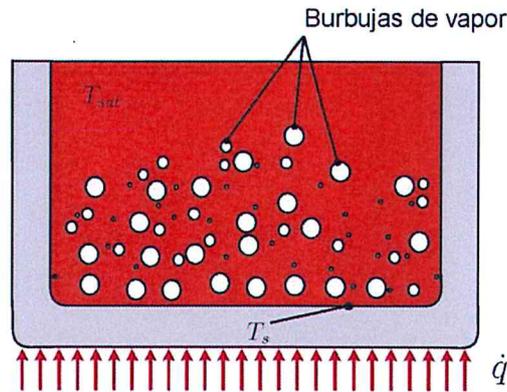
Aquí se muestra la capa límite, el perfil de temperaturas y el de velocidades. Fuera de la capa límite el fluido continúa en reposo, por eso la velocidad de la capa límite es nula, al igual que en la superficie.

El espesor de la capa límite también aumenta en la dirección del flujo, como en la convección forzada.

En la superficie, la temperatura del fluido es igual a la de la placa y decrece hasta alcanzar la temperatura del fluido circundante.

En el caso de superficies frías, la forma de los perfiles de velocidades y temperaturas sigue siendo la misma, pero su dirección se invierte.

## 5.2.7. Convección con cambio de fase.

**Ebullición en reposo.**

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q} \rightarrow \text{Flujo de calor} \\ T_{sat} \rightarrow \text{Temperatura de saturación del fluido} \\ T_s \rightarrow \text{Temperatura de la superficie} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} T_s > T_{sup} \\ \Delta T = T_s - T_{sup} \end{array}$$

Llamamos evaporación a un proceso de cambio de fase (líquido a vapor) que tiene lugar en la interfase vapor líquido, cuando la presión de vapor es inferior a la de saturación del líquido a una temperatura dada.

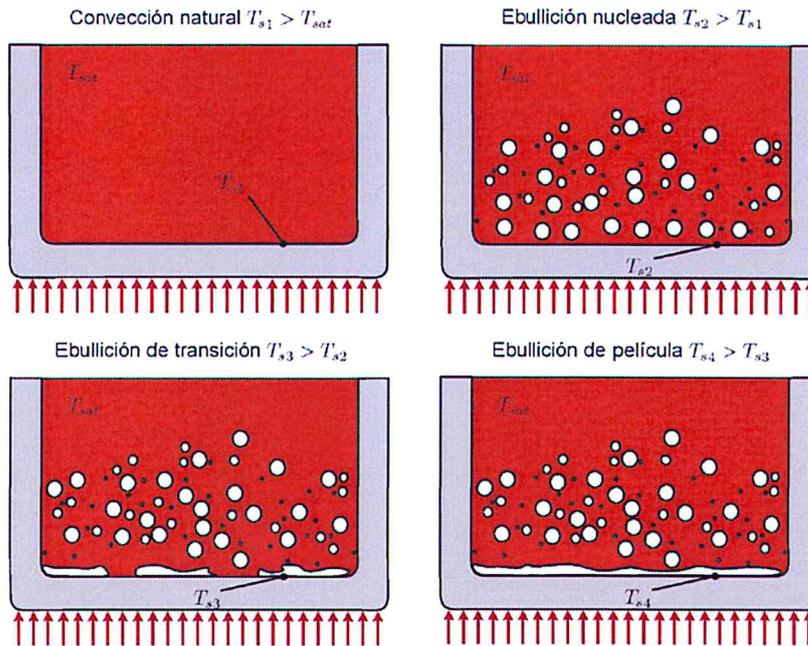
Explicar un poco mejor esto, con el diagrama p-v y demás...

La ebullición es un proceso de cambio de fase (también de líquido a vapor) pero que tiene lugar en la interfase sólido.líquido, cuando un líquido se pone en contacto con una superficie que se encuentra a una temperatura superior a la de saturación de ese líquido. Si a la presión de 1 atm ponemos en contacto agua con una superficie sólida que se encuentre a 110 °C, el agua hervirá, puesto que la  $T_{sat}$  agua a 1 atm = 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 adquieren 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 no alcanzan la superficie).

El fenómeno de la ebullición es bastante complejo, debido al número de variables que intervienen, y el movimiento del fluido ocasionado por la formación de las burbujas.

En la ebullición podemos observar cuatro regímenes diferentes:



a) Ebullición en convección natural:

En termo se aprende que una sustancia pura a una presión específica empieza a hervir cuando alcanza la temperatura de saturación a esa presión. En la práctica, no se ven burbujas formándose sobre la superficie de calentamiento hasta que la temperatura de esta superficie no es unos cuantos grados superior a la de saturación (2-6 °C para el agua). Aquí el líquido está ligeramente sobrecalentado y se evapora cuando sube hasta la superficie libre. El mov del fluido y la transmisión de calor en este caso, están gobernados por la convección natural.

b) Ebullición nucleada:

Se produce cuando la diferencia de temperatura entre la de la superficie y la de sat es algo superior a la del caso anterior (de unos 5-30 °C para el agua). Se caracteriza porque se forman burbujas sobre la superficie de calentamiento en varios sitios preferenciales. Estas burbujas se separan de la sup y ascienden por el líquido. El espacio que dejan las burbujas lo llena el líquido que se encuentra en los alrededores. La convección (y con ello el coef de transferencia de calor) se debe a las vueltas que da el líquido y la agitación causada por su arrastre hacia la superficie.

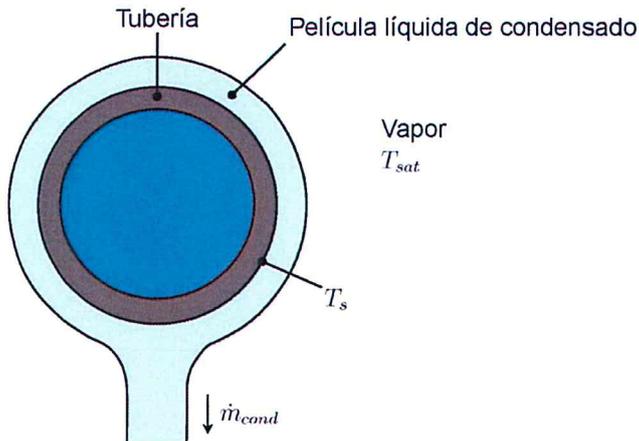
c) Ebullición de transición:

A medida que aumenta la temperatura de la superficie y, con ello, el  $\mathcal{D}T_{\text{exceso}}$ , una fracción grande de la superficie del calentador se cubre con una película de vapor. Esto actúa como un aislante (recordar la baja conductividad térmica de un gas en comparación con la de un líquido) y el flujo de calor disminuye. Nos encontramos con la ebullición de transición ( $\mathcal{D}T_{\text{exceso}} = 30-120$  °C para el agua).

d) Ebullición en película:

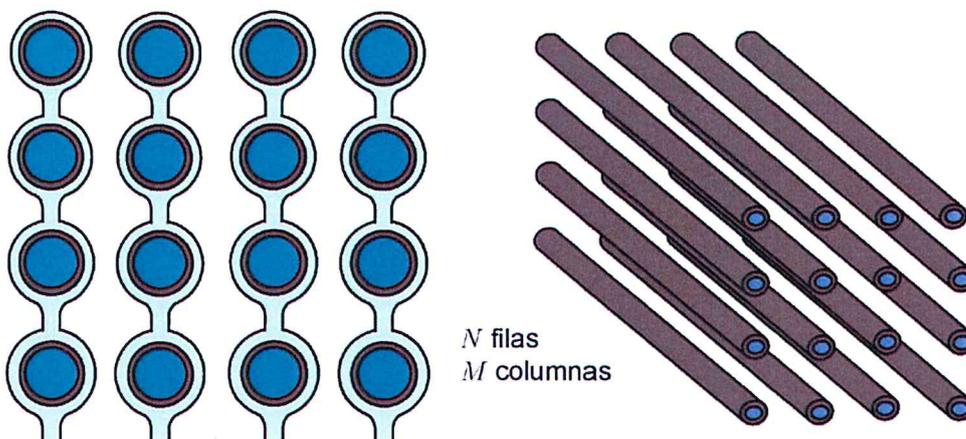
En esta región, la superficie de calentamiento queda totalmente cubierta por una película de vapor. La velocidad de transferencia de calor es relativamente baja (debido al aislamiento que supone esa película de vapor) y se incrementa a medida que aumenta la temperatura de la superficie, debido a que comienza a hacerse significativa la transmisión de calor por radiación.

**Condensación de película sobre cilindro horizontal.**



Es el caso en el que tenemos un vapor en contacto con una superficie a una temperatura inferior a la  $T_{sat}$  del vapor. Se produce condensación del vapor, originándose una película de líquido alrededor del tubo.

Un caso particular de este tipo de condensación lo constituye la condensación sobre una matriz de tubos horizontales, donde el condensado cae como una lámina continua sobre el siguiente tubo. Este efecto aumenta la transferencia de calor.



## 5.3. PARÁMETROS ADIMENSIONALES

Las ecuaciones que rigen la transferencia de calor por convección no son tan sencillas ni tan intuitivas como las de la conducción. En el fenómeno de la convección hay que tener en cuenta la transferencia de calor, sí, pero también la difusión, o transferencia de materia y la de cantidad de movimiento. Además, las irreversibilidades propias del flujo turbulento, hacen que no sea siempre sencillo ni factible encontrar una ley o ecuación de cumplimiento general.

Por eso, en el estudio de los fenómenos de transferencia de calor por convección lo más práctico es recurrir a la obtención de correlaciones con base experimental. Es decir, se observa el fenómeno experimentalmente, se miden los parámetros característicos (temperatura, tiempo, concentración, velocidad del fluido,...) y se proponen ecuaciones de cumplimiento en ese caso concreto.

En la formulación de dichas ecuaciones, son de gran ayuda los números adimensionales. Como su nombre indica, son parámetros que no tienen dimensiones, pero sí un gran significado físico. Veamos algunos de los más importantes:

**El número de Nusselt**

Se define como el cociente entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción, a través de sus respectivos coeficientes térmicos, es decir:

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{hL_c}{k}$$

$h$  y  $k$  son respectivamente los coeficientes de convección y de conducción de la película.

$L_c$  es la longitud característica de la superficie de transmisión, se definirá en cada geometría.

Comprobación de que el parámetro  $Nu$  es verdaderamente adimensional:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} [=] \frac{\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} m}{\frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$\text{Conducción: } \dot{q} = -kA \frac{T_2 - T_1}{x} \Rightarrow k [=] \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$\text{Convección: } \dot{q} = h \cdot A (T_s - T_\infty) \Rightarrow h [=] \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para valores elevados del nº de Nusselt existe predominio de transferencia de calor por convección.

**El número de Prandtl**

Representa la importancia relativa entre la difusión de la cantidad de movimiento, en la capa límite de velocidad, y la difusión del calor, en la capa límite de temperatura:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad de calor}} = \frac{\nu}{\alpha}$$

siendo  $\nu [ = ] \frac{m^2}{s}$  la viscosidad cinemática de la película y  $\alpha [ = ] \frac{m^2}{s}$  la ya conocida difusividad térmica.

Valores característicos del número de  $Pr$  son:

Para gases:  $Pr \approx 1$

Para aceites:  $Pr \gg 1$

Para metales líquidos:  $Pr \ll 1$

**El número de Reynolds**

Representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerza viscosas en la capa límite de velocidad. Por eso, va a determinar el tipo de régimen del fluido en la convección forzada: laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{u_{\infty} L_c}{\nu}$$

Viene dado en función de la velocidad del fluido en la capa límite, la longitud característica de la superficie y la viscosidad cinemática.

La comprobación de la adimensionalidad es inmediata:

$$Re = \frac{u_{\infty} L_c}{\nu} [ = ] \frac{\frac{m}{s} \cdot m}{\frac{m^2}{s}}$$

Como hemos dicho, el Reynolds es un parámetro de referencia para determinar si el flujo de laminar o turbulento en la convección forzada

En tuberías:  $Re < 2000$  flujo laminar  $Re > 4000$  flujo turbulento

Láminas:  $Re < 5 \cdot 10^5$  flujo laminar  $Re > 10^6$  flujo turbulento

<http://www.youtube.com/v/47oJYhwJsJE&hl=en&fs=1&showinfo=0&border=1&color1=0x262>

***El número de Grashof***

Representa la relación entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas que actúan en el fluido en la película de convección. Determinan el tipo de régimen del fluido en la convección natural: laminar o turbulento.

$$Gr = \frac{\text{Fuerzas de empuje}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

$g$  es la aceleración de la gravedad.

$\beta$  se denomina coeficiente de expansión volumétrica de la película. Representa la variación de volumen debida a una variación de temperatura.

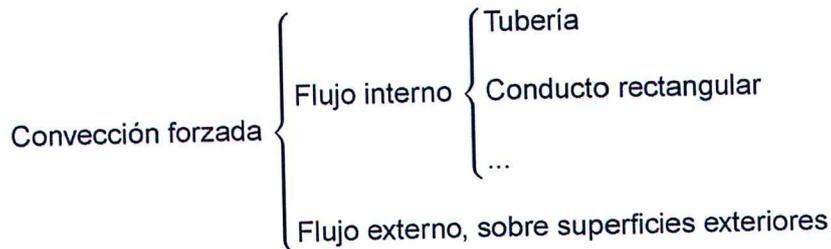
Los demás términos son conocidos.

Comprobación de la adimensionalidad:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} [=] \frac{\frac{m}{s^2} \frac{1}{K} K \cdot m^3}{\left(\frac{m^2}{s}\right)^2}$$

## 5.4. CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA

- Flujo confinado y no confinado



## PROCEDIMIENTO GENERAL DE RESOLUCIÓN PARA LA CONVECCIÓN FORZADA

1. Se calcula la Temperatura film de la película  $T_{film}$ .
2. Se establece cual es la longitud característica  $L_c$ .
3. Se obtienen las propiedades de la película a la  $T_{film}$ , de las tablas.
4. Se estima el número de Reynolds  $Re$ .

$$Re = \frac{u_{\infty} L_c}{\nu}$$

5. Se elige LA CORRELACIÓN ADECUADA, según: el tipo de fluido; régimen del fluido; y la geometría de la superficie.
6. Se determina el valor del coeficiente de convección  $h$ , a partir de:

$$h = \frac{kNu}{L_c}$$

7. Se calcula el flujo de calor por convección.

$$\dot{q}_{conv} = hA(T_{sup} - T_{\infty})$$

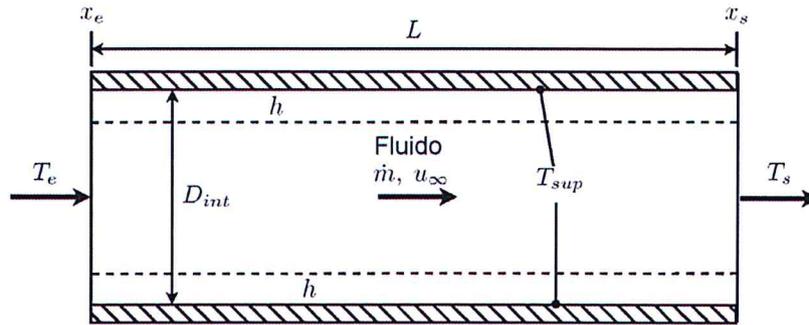
## CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = f(Re_{L_c}, Pr)$$

$Nu$	→	Número de Nusselt
$h$	→	Coefficiente de convección de la película
$L_c$	→	Longitud característica de la superficie
$u_{\infty}$	→	velocidad del fluido
$Re_{L_c} = \frac{u_{\infty} L_c}{\nu}$	→	Número de Reynolds

Propiedades del fluido de la película $T_{film}$	→ Tablas	$\left\{ \begin{array}{l} Pr = \frac{c\mu}{k} \\ c \\ \mu \\ \rho \\ \nu = \frac{\mu}{\rho} \\ k \end{array} \right.$	→	Número de Prandtl
			→	Calor específico
			→	Viscosidad dinámica
			→	Densidad
			→	Viscosidad cinemática
			→	conductividad térmica

CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA INTERNA A TUBERÍAS



Temperatura de la superficie interna  $\rightarrow T_{sup} \rightarrow$  **uniforme**  
 Temperatura de entrada del fluido  $\rightarrow T_e$   
 Temperatura de salida del fluido  $\rightarrow T_s$   
 Temperatura de película  $\rightarrow T_{film} = \frac{T_e + T_s}{2}$

Longitud característica  $\rightarrow L_c = D_{int}$   
 Velocidad del fluido  $\rightarrow u_{\infty}$   
 Flujo másico de fluido  $\rightarrow \dot{m}$   
 Superficie de convección  $\rightarrow A = \pi D_{int} L$

FLUJO LAMINAR  $\rightarrow Re < 2300$

CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_D = 1.86 \left( Re Pr \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_{sup}} \right)^{0.14}$   
 $\mu_{sup} \rightarrow T_{sup}$

FLUJO TURBULENTO  $\rightarrow Re > 10000$

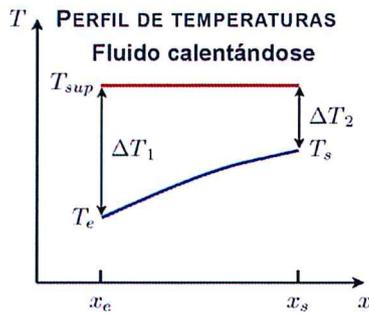
CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$

Fluido calentándose  $\rightarrow n = 0.4$

Fluido enfriándose  $\rightarrow n = 0.3$

Número de Prandtl  $\rightarrow 0.7 < Pr < 100$   
 $\frac{L}{D} > 60$

## Diferencia de temperaturas media logarítmica

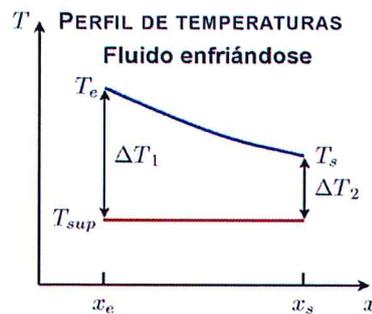


$$\dot{q}_{conv} = hA\Delta T_{ln}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_1 = T_{sup} - T_e$$

$$\Delta T_2 = T_{sup} - T_s$$



$$\dot{q}_{conv} = hA\Delta T_{ln}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

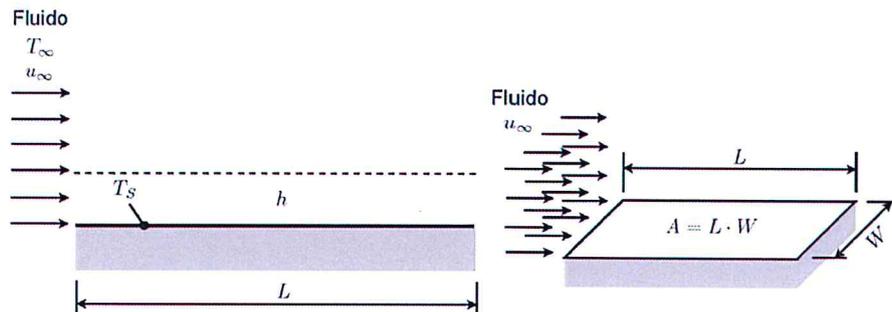
$$\Delta T_1 = T_e - T_{sup}$$

$$\Delta T_2 = T_s - T_{sup}$$

La determinación de una expresión para la transferencia de calor total se complica por la naturaleza exponencial de la disminución de temperatura.

En la práctica, se plantea una expresión de la ley de enfriamiento de Newton para todo el tubo utilizando un promedio de temperaturas definido por la diferencia de temperaturas media logarítmica (debido a la naturaleza exponencial de la diferencia de temperaturas). Esta diferencia de temperaturas media logarítmica, es una representación exacta de la diferencia de temperaturas promedio entre el fluido y la superficie sobre la longitud del tubo.

**CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA PARA UNA SUPERFICIE PLANA**



Temperatura de la superficie  $\rightarrow T_s$   
 Temperatura del fluido  $\rightarrow T_\infty$   
 Temperatura de película  $\rightarrow T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$

Longitud característica  $\rightarrow L_c = L$   
 Velocidad del fluido  $\rightarrow u_\infty$   
 Superficie de convección  $\rightarrow A = L \cdot W$

FLUJO LAMINAR  $\rightarrow Re < 5 \cdot 10^5$

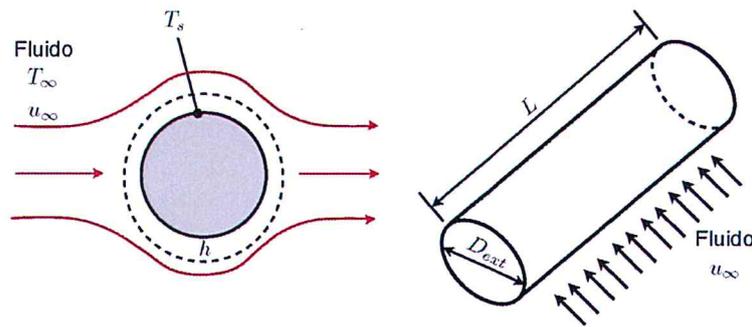
CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_L = 0.664 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}}$

FLUJO TURBULENTO  $\rightarrow Re \geq 5 \cdot 10^5$

CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_L = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}$

Número de Prandtl  $\rightarrow 0.6 \leq Pr \leq 60$

**CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA PERPENDICULAR A UN CILINDRO**



- Temperatura de la superficie →  $T_s$
- Temperatura del fluido →  $T_\infty$
- Temperatura de película →  $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$
- Longitud característica →  $L_c = D_{ext}$
- Velocidad del fluido →  $u_\infty$
- Superficie de convección →  $A = \pi \cdot D_{ext} \cdot L$

**CHURCHILL Y BERSTEIN**

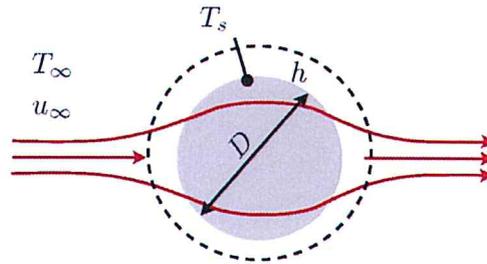
CORRELACIÓN → 
$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[\left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}} + 1\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$Re \cdot Pr > 0.2$

CORRELACIÓN  
 ↓  
 $Nu_D = ARe^n Pr^{0.33}$

$Re$	$A$	$n$	$Nu$
1 – 4	0.960	0.330	0.890 – 1.42
4 – 40	0.885	0.385	1.40 – 3.40
40 – 4000	0.663	0.466	3.43 – 29.6
4000 – 40000	0.174	0.618	29.5 – 121
40000 – 250000	0.0257	0.805	121 – 528

CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA A UNA ESFERA



Temperatura de la superficie	→	$T_s$
Temperatura del fluido	→	$T_\infty$
Longitud característica	→	$L_c = D$
Velocidad del fluido	→	$u_\infty$
Superficie de convección	→	$A = \pi \cdot D^2$

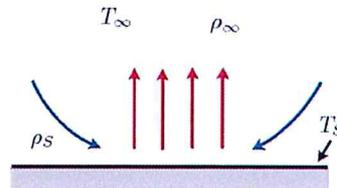
**WHITAKER**

CORRELACIÓN →  $Nu_D = 2 + [0.4Re^{0.5} + 0.06Re^{0.66}] Pr^{0.4} \left( \frac{\mu_\infty}{\mu_s} \right)^{0.25}$

Propiedades fluido →  $T_\infty$   
 $\mu_s \rightarrow T_s$   
 $3.5 \leq Re \leq 80000$   
 $0.7 \leq Pr \leq 380$

## 5.4. CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL

- Convección natural  $\Rightarrow$  Fluido ( $T_\infty$ ) + Superficie ( $T_s$ )
  - ◆ Diferencia de densidades  $\Rightarrow$  Fuerzas de empuje  $\Rightarrow$  Intercambio de energía

**Características**

- Los coeficientes de transferencia de calor son inferiores en convección natural, que en la forzada.

$$h_{conveccion\ natural} < h_{conveccion\ forzada}$$

- La convección natural se suele observar en diversas aplicaciones, tales como;
  - ◆ transformadores eléctricos,
  - ◆ radiadores para calefacción,
  - ◆ etc...

**PROCEDIMIENTO GENERAL DE RESOLUCIÓN PARA LA CONVECCIÓN NATURAL**

1. Se calcula la Temperatura film de la película  $T_{film}$ .
2. Se establece cual es la longitud característica  $L_c$ .
3. Se obtienen las propiedades de la película a la  $T_{film}$ , de las tablas.
4. Se estima el número de Grashof  $Gr$  y el de Rayleigh  $Ra$ .

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha}$$

5. Se elige LA CORRELACIÓN ADECUADA, según: el tipo de fluido; régimen del fluido; y la geometría de la superficie.
6. Se determina el valor del coeficiente de convección  $h$ , a partir de:

$$h = \frac{kNu}{L_c}$$

7. Se calcula el flujo de calor por convección.

$$\dot{q}_{conv} = hA(T_{sup} - T_\infty)$$

## CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = f(Ra_{L_c}, Pr)$$

$Nu$  → Número de Nusselt

$h$  → Coeficiente de convección de la película

$L_c$  → Longitud característica de la superficie

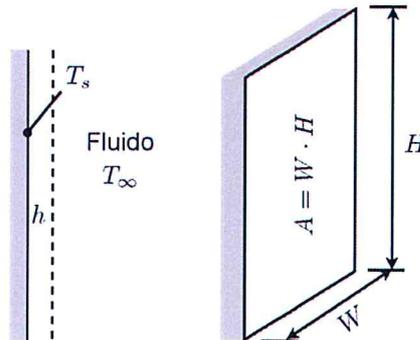
$Ra_{L_c} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha}$  → Número de Rayleigh

Propiedades del fluido de la película  $T_{film}$   $\xrightarrow{\text{Tablas}}$

{	$Pr = \frac{c\mu}{k}$	→	Número de Prandtl
	$c$	→	Calor específico
	$\mu$	→	Viscosidad dinámica
	$\rho$	→	Densidad
	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	→	Viscosidad cinemática
	$k$	→	Conductividad térmica
	$\beta$	→	Coef. de expansión volumétrica

Gas ideal →  $\beta = \frac{1}{T_{film}} \langle K^{-1} \rangle$

## CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL EN SUPERFICIES VERTICALES



Temperatura de la superficie  $\rightarrow T_s$   
 Temperatura del fluido  $\rightarrow T_\infty$   
 Temperatura de película  $\rightarrow T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$   
 Longitud característica  $\rightarrow L_c = H$   
 Superficie de convección  $\rightarrow A = W \cdot H$

**CHURCHILL Y CHU**

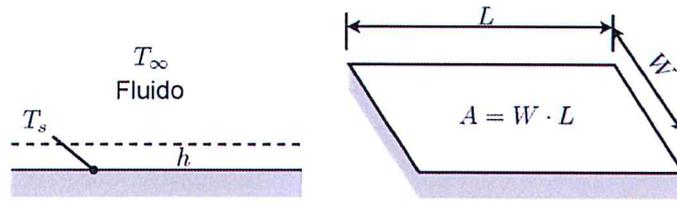
Flujo laminar y turbulento

CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_H = \left[ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{\frac{1}{5}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$

**MEJORES RESULTADOS**Flujo turbulento  $\rightarrow Ra > 10^9$ 

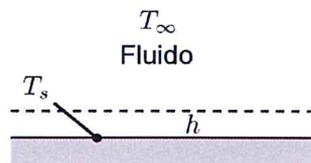
CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_H = 0.68 + \frac{0.670 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$

CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL EN CHAPAS HORIZONTALES



- Temperatura de la superficie →  $T_s$
- Temperatura del fluido →  $T_\infty$
- Temperatura de película →  $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$
- Superficie de convección →  $A = L \cdot W$
- Longitud característica →  $L_c = \frac{\text{Superficie}}{\text{Perímetro}} = \frac{A}{P}$

Chapa calentada por debajo



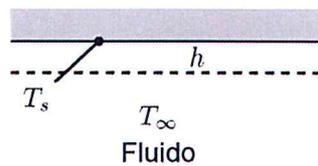
CORRELACIÓN →  $Nu_{L_c} = 0.54 Ra^{0.25}$

$10^4 \leq Ra \leq 10^7$

CORRELACIÓN →  $Nu_{L_c} = 0.15 Ra^{0.33}$

$10^7 \leq Ra \leq 10^{11}$

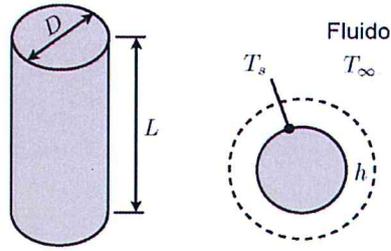
Chapa calentada por encima



CORRELACIÓN →  $Nu_{L_c} = 0.27 Ra^{0.25}$

$10^5 \leq Ra \leq 10^{11}$

**CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL EN CILINDRO VERTICAL**

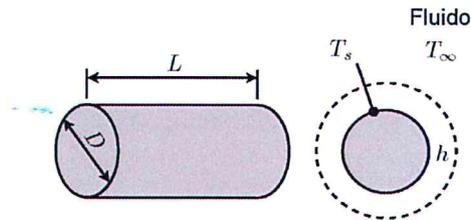


- Temperatura de la superficie →  $T_s$
- Temperatura del fluido →  $T_\infty$
- Temperatura de película →  $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$
- Superficie de convección →  $A = \pi \cdot D \cdot L$
- Longitud característica →  $L_c = L$

CORRELACIÓN → **Superficie vertical**

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr^{\frac{1}{4}}}$$

**CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL EN CILINDRO HORIZONTAL**



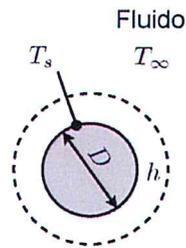
- Temperatura de la superficie →  $T_s$
- Temperatura del fluido →  $T_\infty$
- Temperatura de película →  $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$
- Superficie de convección →  $A = \pi \cdot D \cdot L$
- Longitud característica →  $L_c = D$

**MORGAN**

CORRELACIÓN →  $Nu_D = C Ra^n$

$Ra_D$	$C$	$n$
$10^{-10} < Ra_D < 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2} < Ra_D < 10^2$	1.02	0.148
$10^2 < Ra_D < 10^4$	0.850	0.188
$10^4 < Ra_D < 10^7$	0.48	0.25
$10^7 < Ra_D < 10^{12}$	0.125	0.333

CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN NATURAL EN UNA ESFERA



- Temperatura de la superficie  $\rightarrow T_s$
- Temperatura del fluido  $\rightarrow T_\infty$
- Temperatura de película  $\rightarrow T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$
- Superficie de convección  $\rightarrow A = \pi \cdot D^2$
- Longitud característica  $\rightarrow L_c = D$

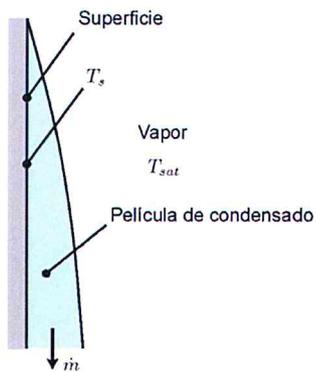
CORRELACIÓN  $\rightarrow Nu_D = 2 + \frac{0.589 Ra^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$

$Ra \leq 10^{11}$   
 $Pr \geq 0.7$

## 5.5. CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN POR CAMBIO DE FASE

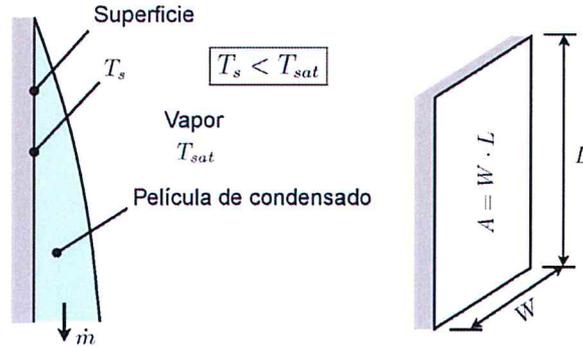
**Condensación**

- El fenómeno de la condensación ocurre cuando un vapor está en contacto con una superficie que está a una temperatura  $T_s$  menor a la de saturación del vapor  $T_{sat}$ .



- ◆ **Condensación de película.** Fase líquida continua.
- ◆ **Condensación en gotas.** Fase líquida discontinua.

**CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN CON CONDENSACIÓN SUPERFICIE VERTICAL**

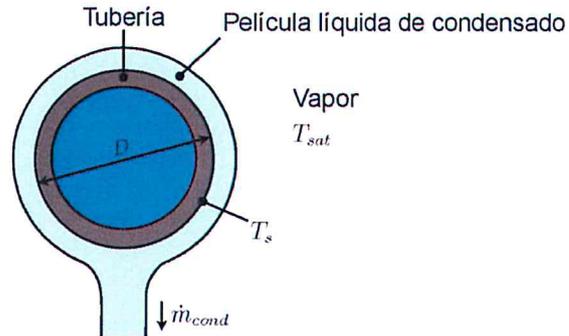


- Temperatura de la superficie →  $T_s$
- Temperatura de saturación del vapor →  $T_{sat}$
- Temperatura de película →  $T_{film} = \frac{T_s + T_{sat}}{2}$
- Superficie de convección →  $A = L \cdot W$
- Longitud característica →  $L_c = L$

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

- Aceleración de la gravedad →  $g$
- Densidad líquido ( $T_{film}$ ) →  $\rho_l$
- Densidad vapor ( $T_{sat}$ ) →  $\rho_v$
- Viscosidad líquido ( $T_{film}$ ) →  $\mu_l$
- Calor latente de vaporización ( $T_{sat}$ ) →  $h_{fg}$
- Conductividad térmica líquido ( $T_{film}$ ) →  $k_l$
- Altura de la placa vertical →  $L$
- Temperatura superficial →  $T_s$
- Temperatura de saturación del vapor →  $T_{sat}$

## CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN CON CONDENSACIÓN EXTERNA A UNA TUBERÍA HORIZONTAL

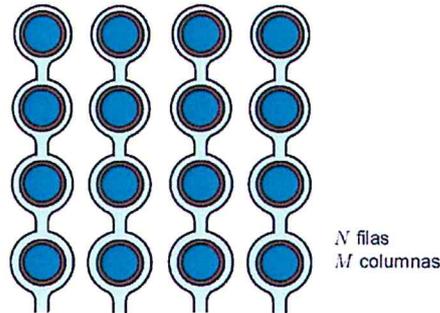


Temperatura de la superficie	$\rightarrow T_s$
Temperatura de saturación del vapor	$\rightarrow T_{sat}$
Temperatura de película	$\rightarrow T_{film} = \frac{T_s + T_{sat}}{2}$
Superficie de convección	$\rightarrow A = \pi \cdot D \cdot L$
Longitud característica	$\rightarrow L_c = D$

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

Densidad líquido ( $T_{film}$ )	$\rightarrow \rho_l$
Densidad vapor ( $T_{sat}$ )	$\rightarrow \rho_v$
Viscosidad líquido ( $T_{film}$ )	$\rightarrow \mu_l$
Calor latente de vaporización ( $T_{sat}$ )	$\rightarrow h_{fg}$
Conductividad térmica líquido ( $T_{film}$ )	$\rightarrow k_l$

## CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN CON CONDENSACIÓN EXTERNA A UNA MATRIZ DE TUBOS HORIZONTALES



Temperatura de la superficie	→ $T_s$
Temperatura de saturación del vapor	→ $T_{sat}$
Temperatura de película	→ $T_{film} = \frac{T_s + T_{sat}}{2}$
Superficie de convección	→ $A = N \cdot M \cdot \pi \cdot D \cdot L$
Longitud característica	→ $L_c = D$

CORRELACIÓN →  $h = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) N D} \right]^{\frac{1}{4}}$

Densidad líquido ( $T_{film}$ )	→ $\rho_l$
Densidad vapor ( $T_{sat}$ )	→ $\rho_v$
Viscosidad líquido ( $T_{film}$ )	→ $\mu_l$
Calor latente de vaporización ( $T_{sat}$ )	→ $h_{fg}$
Conductividad térmica líquido ( $T_{film}$ )	→ $k_l$

## *Ebullición*

---

Ebullición { Pool boiling → Líquido en reposo  
Ebullición de flujo → Fluido en movimiento