

I. FLUJO INTERNO

- 1. Introducción**
- 2. Coeficientes individuales de transmisión de calor**
 - 2.1 Coeficientes individuales locales y medios
 - 2.2 Análisis dimensional
- 3. Estimación de coeficientes**
 - 3.1 Régimen laminar
 - 3.2 Régimen turbulento
 - 3.3 Régimen de transición
 - 3.4 Conducciones de sección no circular
 - 3.5 Convección natural
 - 3.6 Fluidos no newtonianos
 - 3.7 Metales líquidos



II. FLUJO EXTERNO

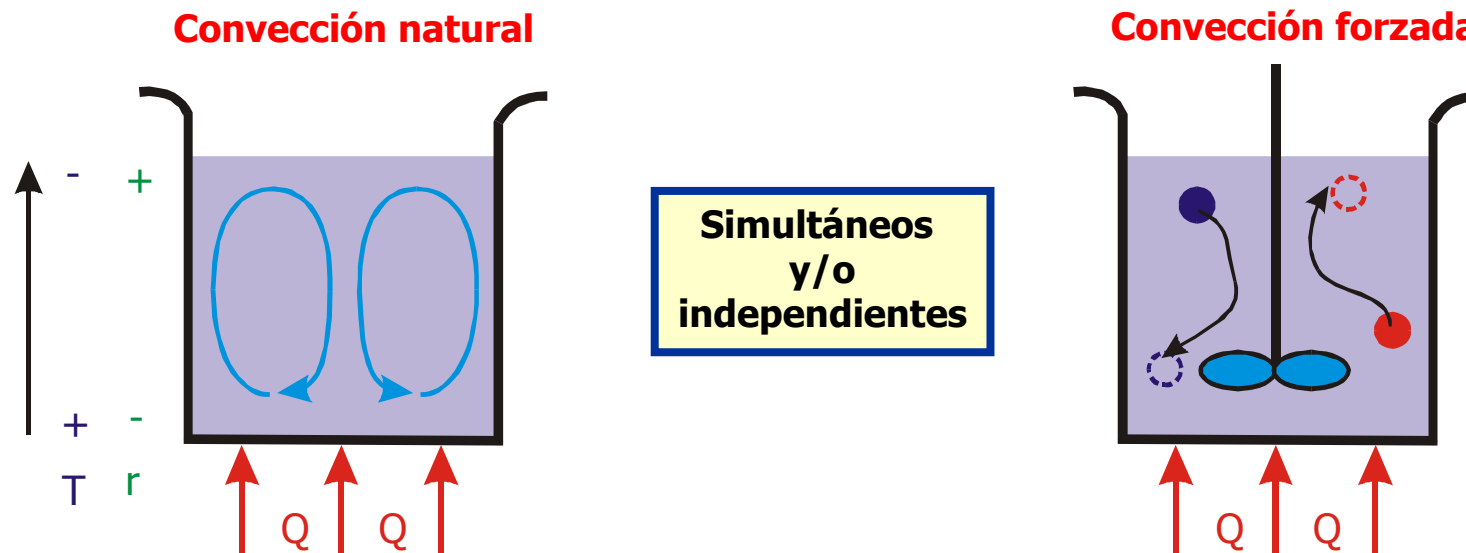
- 1. Introducción**
- 2. Estimación de coeficientes**
 - 2.1 Geometría sencilla
 - 2.2 Bancos de tubos
 - 2.3 Convección natural

✓ Convección

- Mecanismo complejo de transporte de calor en el seno de fluidos en movimiento.
- Combinación de conducción y radiación, acoplado con flujo de fluidos.
- **Fundamento:** desplazamiento de grupos o enjambres de moléculas que se mezclan con otras a diferente temperatura.

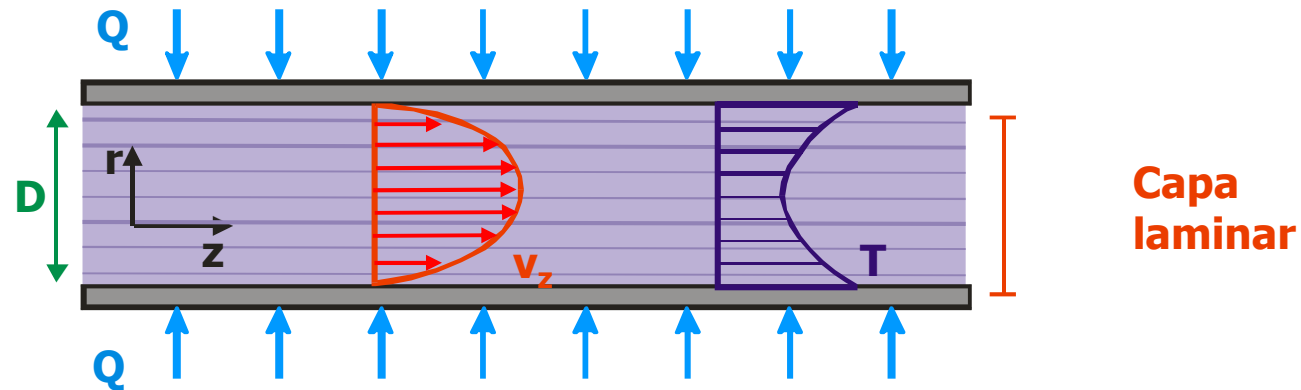
✓ Tipos (causa que provoca el movimiento)

- **Convección natural:** gradiente de densidades (debido a gradiente de T y/o C).
- **Convección forzada:** acción mecánica externa.

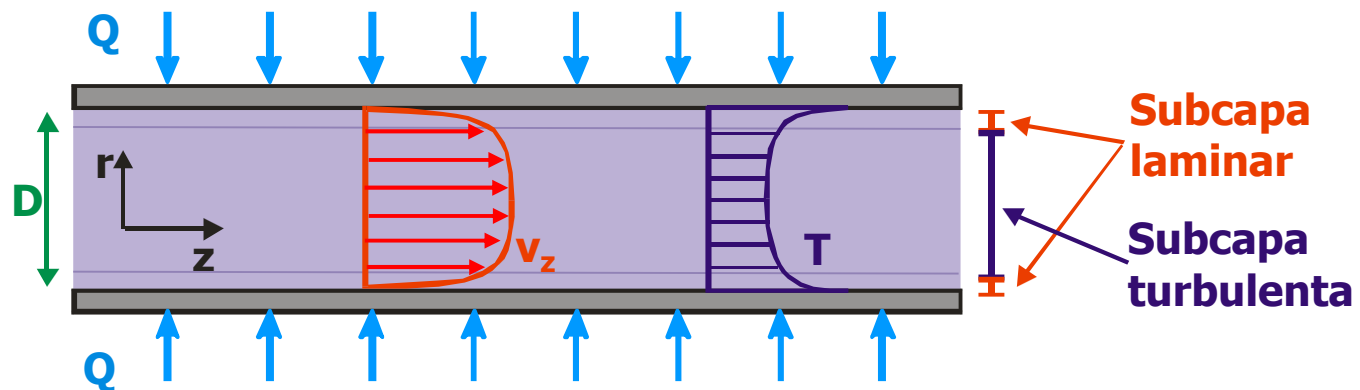


✓ Convección y conducción simultáneamente

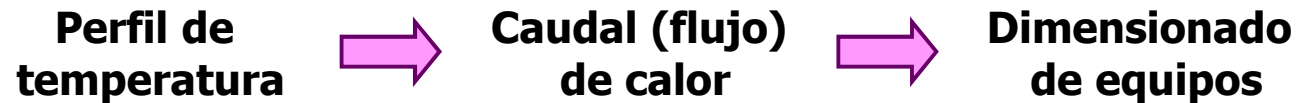
a) Régimen laminar



b) Régimen turbulento



✓ Proceso de resolución problemas TC:



CONVECCIÓN:

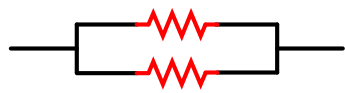
- a) **Ecuaciones de conservación:** cantidad de movimiento, materia total y energía.
- b) **Coefficientes de transporte:** tratamiento empírico (h).

✓ Coefficientes individuales de transporte de transmisión de calor (h):

TIPOS: $\left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{Locales, } h_z: dQ = h_z \cdot dA \cdot \Delta T \quad [1] \\ \bullet \text{Medios, } h: Q = h \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [2] \end{array} \right\}$

DEPENDEN DE: $\left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{Propiedades físicas fluido: } \rho, \mu, k, c_p, \dots \\ \bullet \text{Temperatura.} \\ \bullet \text{Fluidodinámica: velocidad, geometría, } \dots \end{array} \right\}$

$$Q = \frac{\text{Fuerza Impulsora}}{\text{Resistencia}} = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$



$$R_{TOTAL}^{Paralelo} = \frac{1}{\sum \frac{1}{R_i}}$$



$$R_{TOTAL}^{Serie} = \sum R_i$$

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A}$$

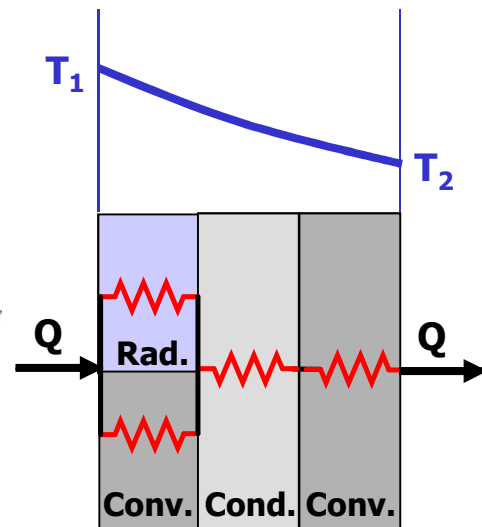
$$R_{conv} = \frac{1}{h_c \cdot A}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r \cdot A}$$

Ejemplo:



Consideramos un único área, A



$$R_{TOTAL} = \frac{1}{(h_r + h'_c) \cdot A} + \frac{e}{k \cdot A} + \frac{1}{h''_c \cdot A}$$

$$U = \frac{1}{R_{TOTAL} \cdot A} \quad \therefore \quad Q = U \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

$$U = \frac{1}{h_r + h'_c} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h''_c}$$

U: COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

✓ Coeficientes individuales de transporte de transmisión de calor (h):

CÁLCULO:

- **Teorías de coeficientes:** capa límite, ..
- **Analogías:** cantidad de movimiento.
- **Correlaciones experimentales.**
- **Medida experimental.**

CORRELACIONES:

flujo interno
flujo externo

1. Introducción

2. Coeficientes individuales de transmisión de calor

2.1 Coeficientes individuales locales y medios

2.2 Análisis dimensional

3. Estimación de coeficientes

3.1 Régimen laminar

3.2 Régimen turbulento

3.3 Régimen de transición

3.4 Conducciones de sección no circular

3.5 Convección natural

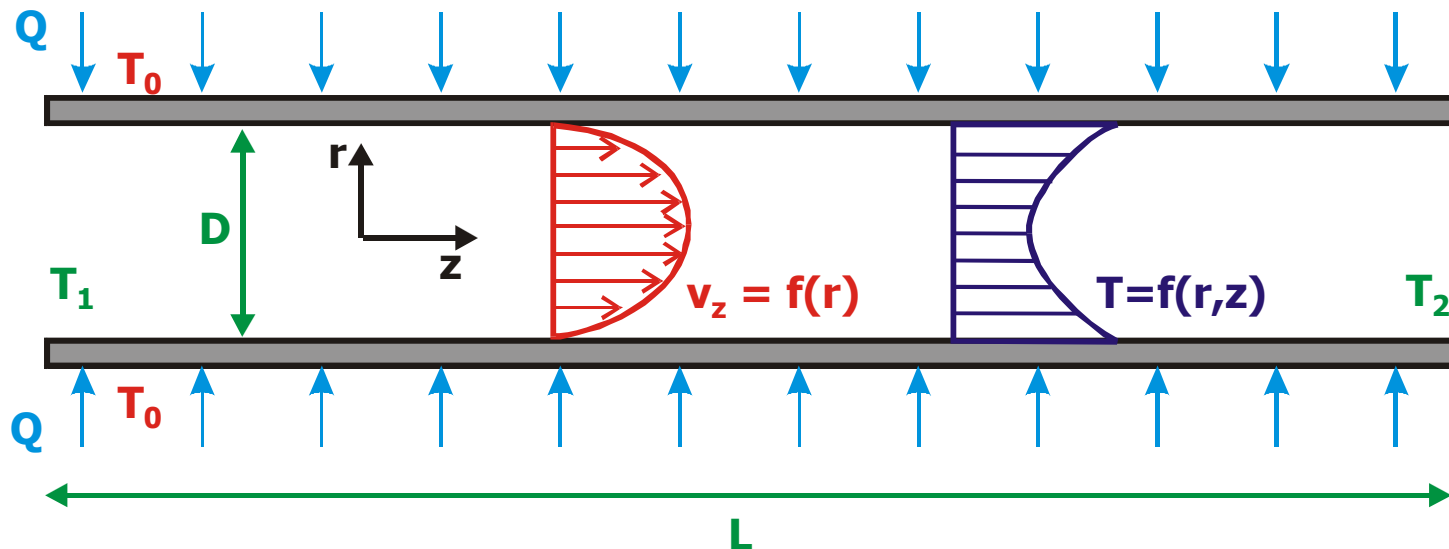
3.6 Fluidos no newtonianos

3.7 Metales líquidos

2. COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

2.1 Coeficientes individuales locales y medios

Calentamiento de un fluido newtoniano que circula por una conducción cilíndrica



CALEFACCIÓN (o enfriamiento):

2 casos extremos {

- Temperatura en la pared constante: $T_0 = \text{cte}$
- Flujo a través de la pared constante: $q_0 = Q_0/A = \text{cte}$

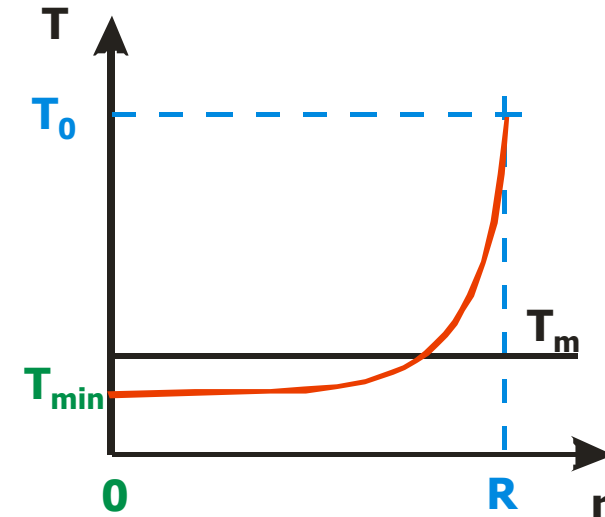
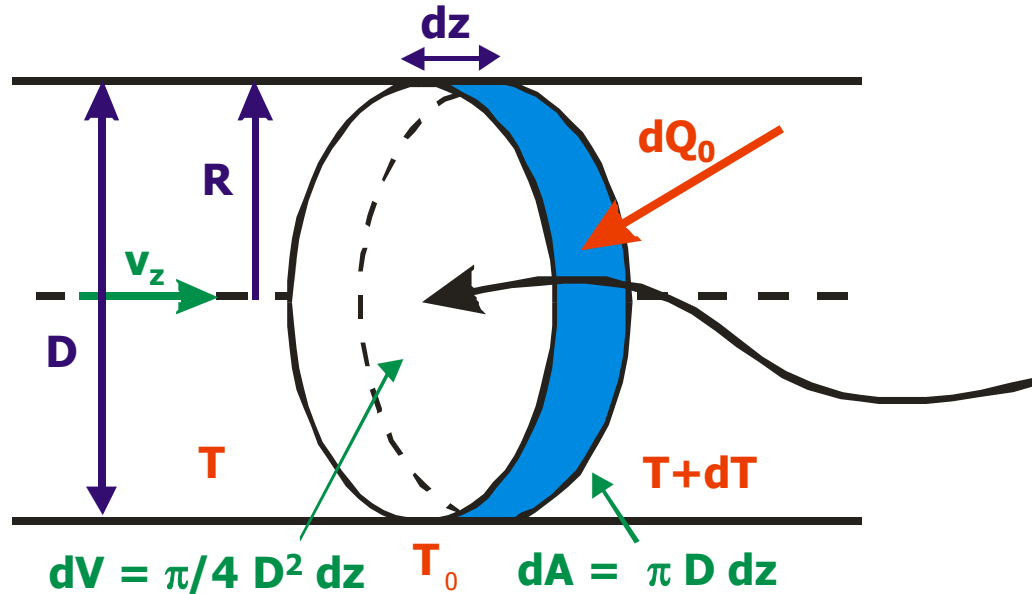
}

PRÁCTICA HABITUAL: Situación intermedia

2. COEFICIENTES INDIVIDUALES DE T.Q.

2.1 Coeficientes individuales locales y medios

COEFICIENTE LOCAL: Elemento diferencial de longitud de conducción, dz



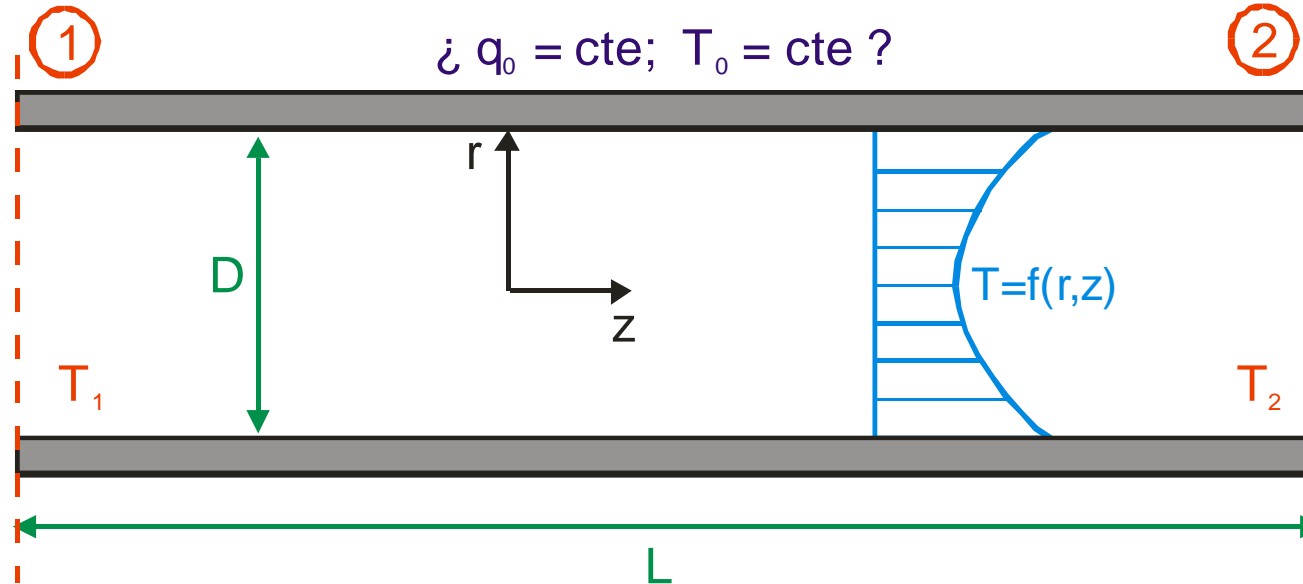
$$\begin{cases}
 dQ_0 = m \cdot C_p \cdot dT & [3] \\
 dQ_0 = h_z \cdot dA \cdot \Delta T & [\text{ca } 1] \\
 dQ_0 = h_z \cdot dA \cdot \Delta T = h_z \cdot (\pi \cdot D \cdot dz) \cdot (T_0 - T_m) \\
 \quad = h_z \cdot (\pi \cdot D \cdot dz) \cdot (T_0 - T) & [4]
 \end{cases}$$

$$\boxed{h_z = \frac{m \cdot C_p}{\pi \cdot D \cdot (T_0 - T)} \cdot \frac{dT}{dz}} \quad [5]$$

2. COEFICIENTES INDIVIDUALES DE T.Q.

2.1 Coeficientes individuales locales y medios

COEFICIENTE MEDIO: Elemento finito de longitud de conducción L



$$Q_0 = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad [6]$$

$$Q_0 = h \cdot A \cdot \Delta T_m = h \cdot (\pi \cdot D \cdot L) \cdot (T_0 - T)_m \quad [7]$$

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_z \cdot dz \quad [10]$$

$$\left. \begin{aligned} (T_0 - T)_{ma} &= \frac{(T_0 - T_1) + (T_0 - T_2)}{2} \quad (\text{aritmética}) \quad [8] \\ (T_0 - T)_{ml} &= \frac{(T_0 - T_1) - (T_0 - T_2)}{\ln \frac{(T_0 - T_1)}{(T_0 - T_2)}} \quad (\text{logarítmica}) \quad [9] \end{aligned} \right\}$$

T_0 puede variar con z

✓ Análisis dimensional:

$$\Pi_1 = a \cdot \Pi_2^b \cdot \Pi_3^c \cdot \Pi_4^d \cdots \Pi_n^x \quad [11]$$

Ejemplo



$$Nu = \phi(Re, Pr) \quad [12]$$

✓ Números adimensionales frecuentes:

• **Nusselt (Nu):**

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k} \quad \left(Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} \right) \quad [13]$$

• **Peclet (Pe):**

$$Pe_D = Re_D \cdot Pr = \frac{\rho \cdot V \cdot C_p \cdot D}{k} \quad [17]$$

• **Reynolds (Re):**

$$Re_D = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad [14]$$

• **Grashof (Gr):**

$$Gr_D = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot D^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2} \quad \therefore \beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad [18]$$

• **Prandtl (Pr):**

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / (\rho \cdot C_p)} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [15]$$

• **Rayleigh (Ra):**

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \quad [19]$$

• **Stanton (St):**

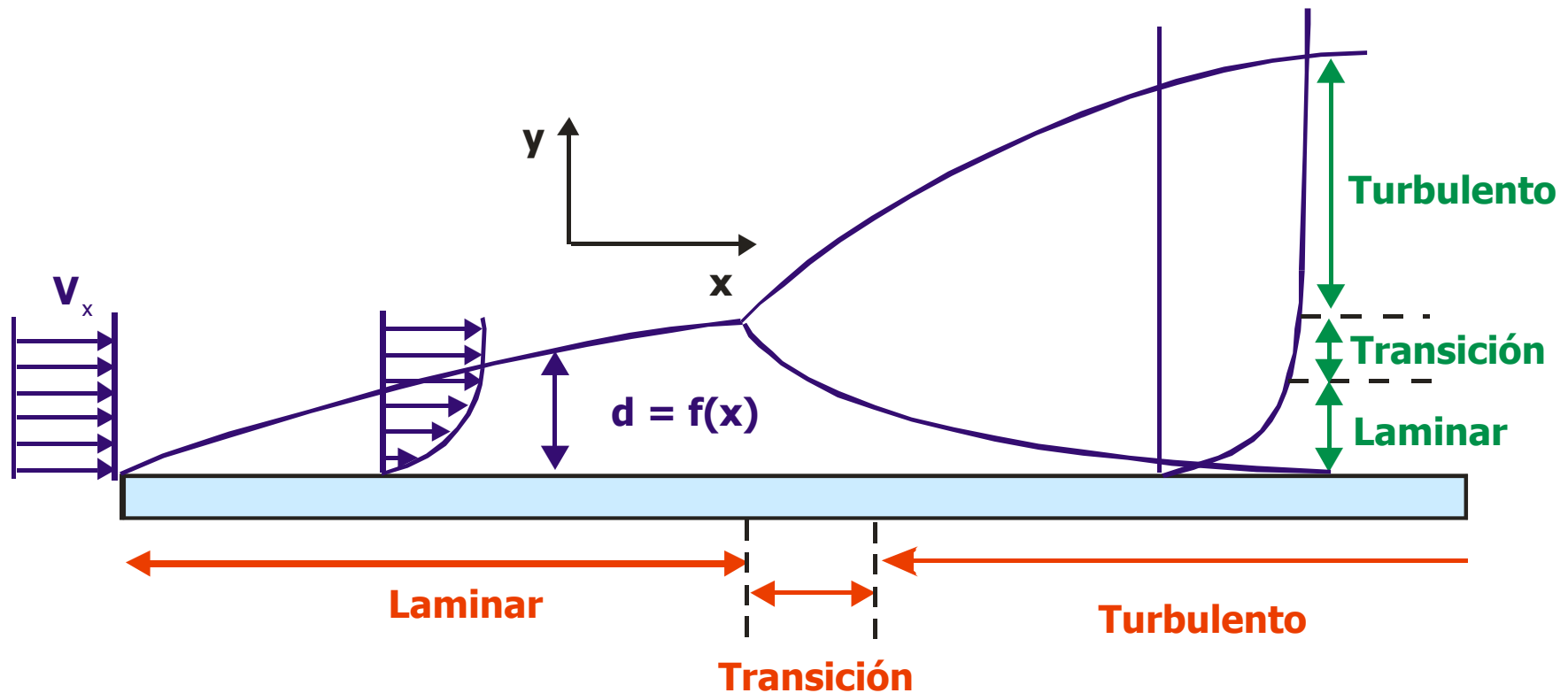
$$St = \frac{h}{\rho \cdot V \cdot C_p} = \frac{Nu_D}{Re_D \cdot Pr} \quad [16]$$

• **Graetz (Gz):**

$$Gz_D = Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \quad [20]$$

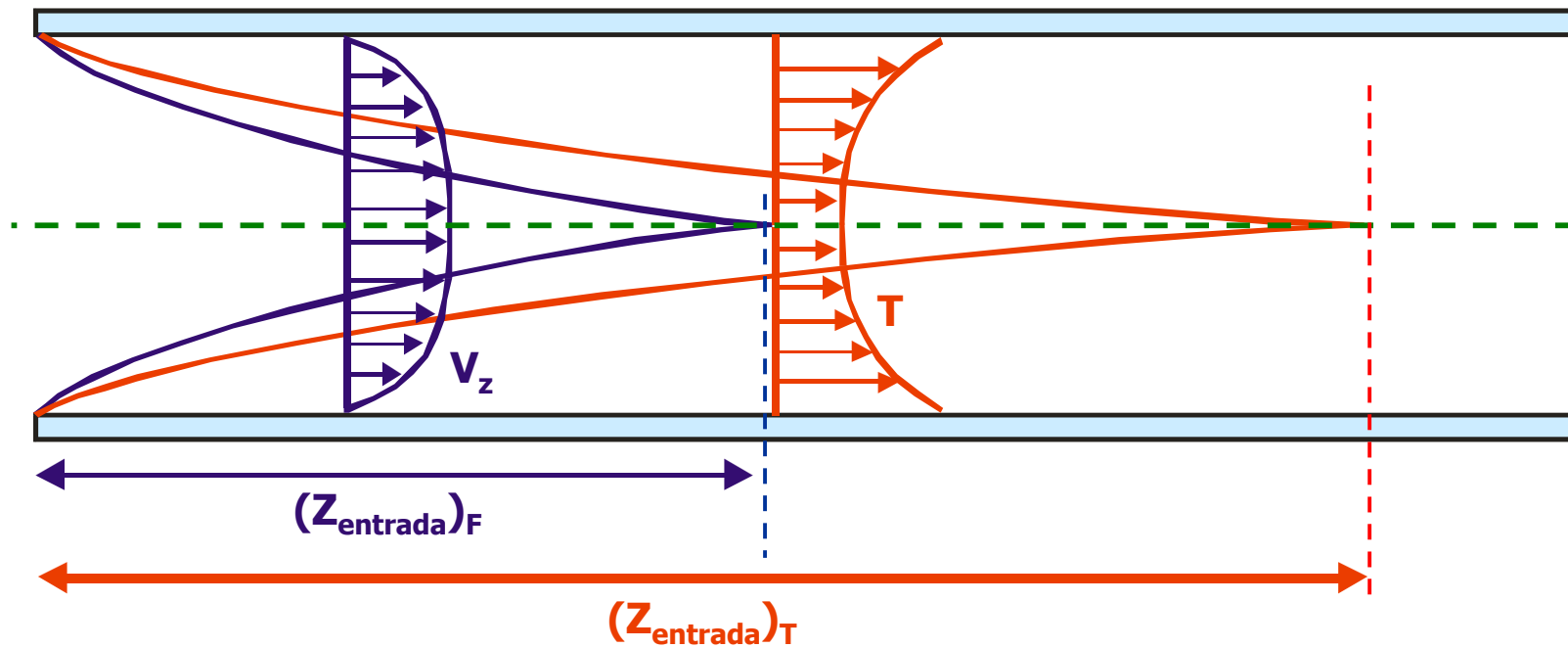
2.2.1 Efectos de entrada

FLUJO EXTERNO



2.2.1 Efectos de entrada

FLUJO INTERNO



2.2.1 Efectos de entrada

FLUJO INTERNO

• Régimen laminar:

Fluidodinámica:

$$\left(\frac{z_{ent}}{D}\right)_F = 0,06 \cdot Re_D \quad [21]$$

Térmica:

$$\left(\frac{z_{ent}}{D}\right)_T = 0,06 \cdot Re_D \cdot Pr \quad [22]$$

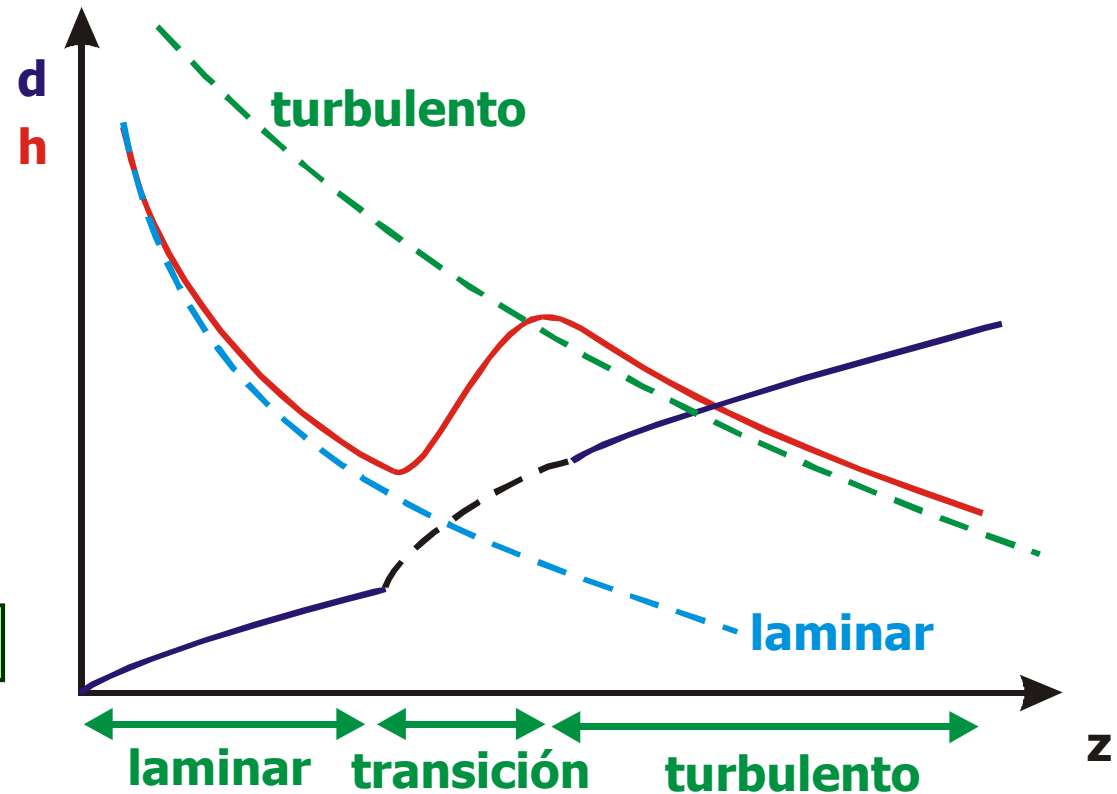
Si $Pr = 1 \rightarrow (z_{ent})_F = (z_{ent})_T$

• Régimen turbulento:

Térmica:

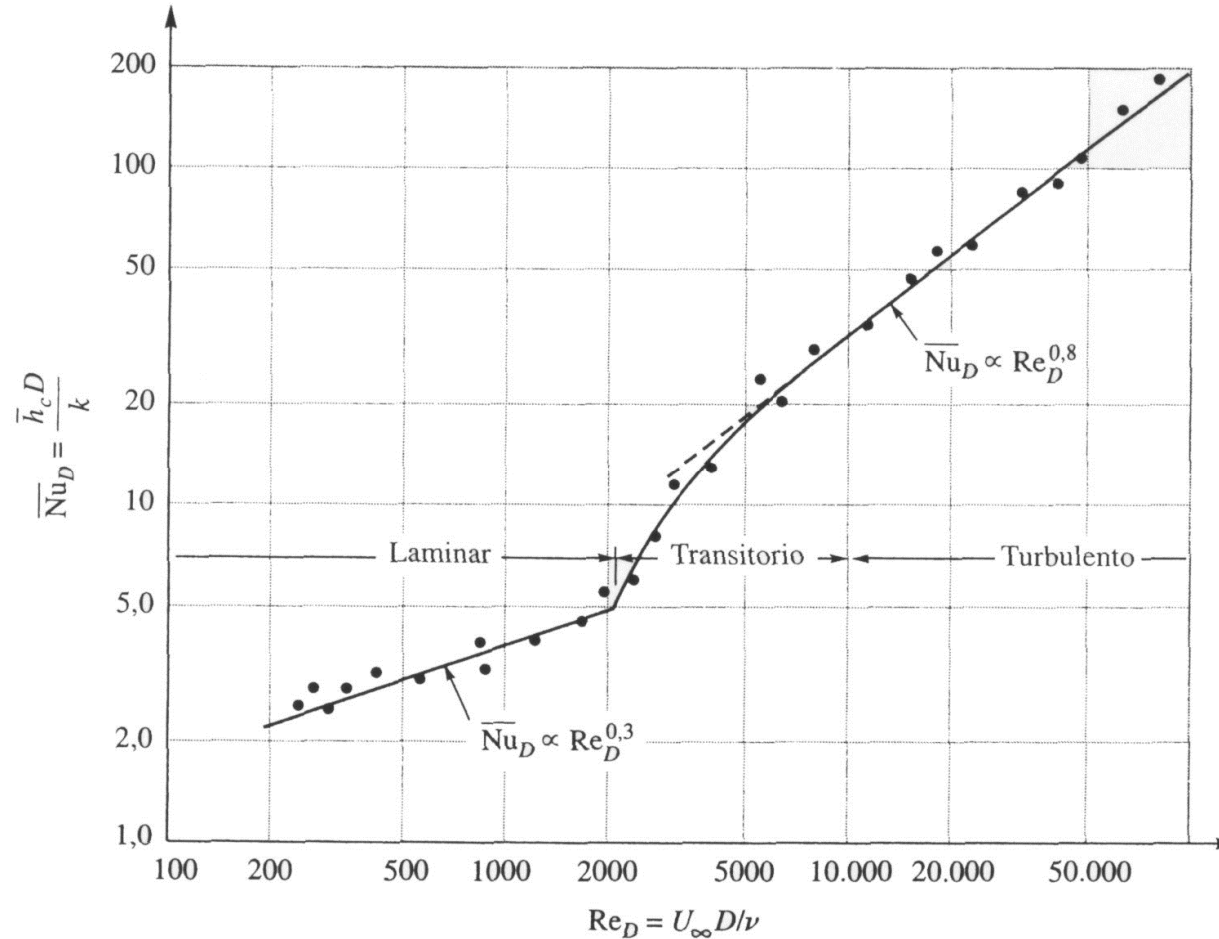
$$\left(\frac{z_{ent}}{D}\right)_T = 10 - 20 \therefore (Re_D > 8000) \quad [23]$$

$\neq f(Pr)$



2.2.2 Influencia de los números de Re y Pr

REYNOLDS





2. COEFICIENTES INDIVIDUALES DE T.Q.

2.2 Análisis dimensional

2.2.2 Influencia de los números de Re y Pr

PRANDTL

- $Pr = 1 \quad \nu = \alpha \quad (z_{ent})_F = (z_{ent})_T$
- $Pr < 1 \quad \nu < \alpha \quad (z_{ent})_F > (z_{ent})_T$
- $Pr > 1 \quad \nu > \alpha \quad (z_{ent})_F < (z_{ent})_T$

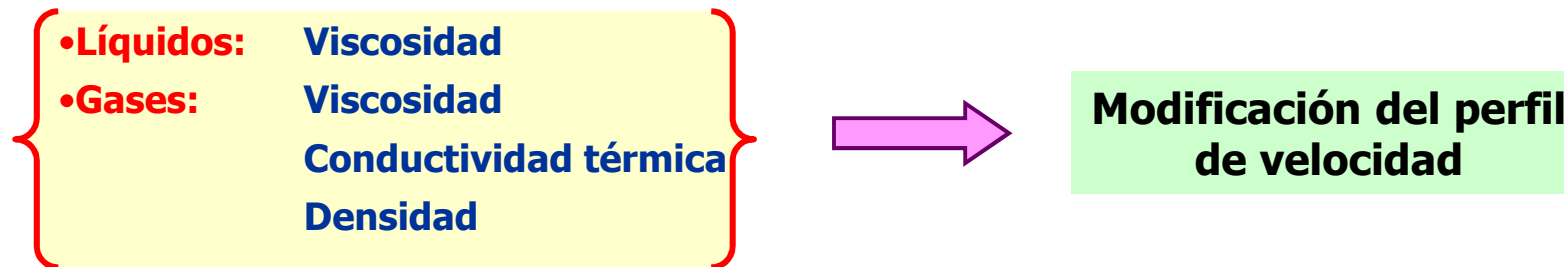
✓ VALORES TÍPICOS

- Gases: 0,6 – 0,9
- Agua: 1,8 - 14
- Aceites: 5000
- Metales líquidos: 0,005 – 0,01

2.2.3 Variación de las propiedades físicas con la temperatura

Variación de la Temperatura con el radio → Variación de propiedades físicas

✓ Propiedades físicas más afectadas:



2.2.3 Variación de las propiedades físicas con la temperatura

¿A qué temperatura se evalúan las propiedades físicas del fluido?

- **Temperatura media másica**
- **Temperatura de la película:** $T_p = (T + T_0)/2$ [24]
- **Factores correctores en la correlación:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^a \quad [25] \\ \left(\frac{T}{T_0} \right)^b \quad [26] \end{array} \right\}$$

2.2.4 Precisión en la estimación de h

- **Incertidumbre y error elevado:**
 - Error de la correlación (ajuste, extrapolación, ...)
 - Error valores experimentales (diferentes investigadores, instalaciones, métodos, ...)
- **Valores típicos:**
 - Régimen laminar y transición: $\pm 30\%$
 - Régimen turbulento: $\pm 20\%$

- 1. Introducción**
- 2. Coeficientes individuales de transmisión de calor**
 - 2.1 Coeficientes individuales locales y medios
 - 2.2 Análisis dimensional
- 3. Estimación de coeficientes**
 - 3.1 Régimen laminar
 - 3.2 Régimen turbulento
 - 3.3 Régimen de transición
 - 3.4 Conducciones de sección no circular
 - 3.5 Convección natural
 - 3.6 Fluidos no newtonianos
 - 3.7 Metales líquidos

✓ Generalidades

- No muy habitual
- Ecuaciones:
 - **Flujo desarrollado**: poco interés
 - **Flujo no desarrollado**: más habitual

3.1.1 Flujo desarrollado

✓ Análisis teórico

- Geometrías sencillas
- Solo conducción
- Propiedades físicas constantes
- Integración de las ecuaciones de conservación

✓ Ejemplo: tubos cilíndricos y $Pr > 0,6$

$$q_0 = \text{cte} \quad \text{NU}_D = 4,36 \quad [27]$$

$$T_0 = \text{cte} \quad \text{NU}_D = 3,66 \quad [28]$$

3.1.2 Flujo en desarrollo

✓ Análisis teórico

- Geometrías sencillas
- Solo conducción
- Propiedades físicas ctes.
- Integración EC

- **Aceite:** Pr altos
- **Metales líquidos:** Pr bajos

Ec. Hausen	
<p>$T_0 = \text{cte}$</p> <p>Líquidos</p> <p>tubos cortos</p> <p>$100 < Re_D Pr (D/L) < 1500$</p> <p>$Pr > 0,7$</p>	$Nu_D = \left[3,66 + \frac{0,0668 \cdot Re_D \cdot Pr \cdot (D/L)}{1 + 0,04 [Re_D \cdot Pr \cdot (D/L)]^{2/3}} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
E. Sieder y Tate	
<p>$T_0 = \text{cte}$</p> <p>Líquidos</p> <p>tubos longitud intermedia</p> <p>$Nu_D/1,86 > 2$</p> <p>$0,0044 < \mu/\mu_0 < 9,75$</p> <p>$0,48 < Pr < 16000$</p>	$Nu_D = 1,86 \cdot [Re_D \cdot Pr \cdot (D/L)]^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
E. Kays	
<p>Gases</p> <p>$Re_D Pr (D/L) < 1000$</p> <p>Prop. físicas a T_P</p>	$Nu_D = \left[3,66 + \frac{0,104 \cdot Re_D \cdot Pr \cdot (D/L)}{1 + 0,016 [Re_D \cdot Pr \cdot (D/L)]^{0,8}} \right]$

3.1.2 Flujo en desarrollo

✓ Efecto de la temperatura

Líquidos	
a=0,14	$\left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^a$
Gases	
Calefacción, b=0,25 Enfriamiento, b=0,08	$\left(\frac{T}{T_0}\right)^b$

3.2 Régimen turbulento

✓ Generalidades

- **Muy habitual**
- **Pocos estudios teóricos**
- **Ecuaciones y analogías:**
 - **Flujo desarrollado:** más habitual
 - **Flujo no desarrollado:** poco habitual

3.2.1 Flujo desarrollado

✓ Correlaciones

Ec. Dittus-Boelter	
<p>Gases y líquidos ($L/D > 10$) $T_0 = \text{cte}$; $6000 < Re < 10^6$ $n = 0,4$ (calef.), $0,3$ (enfriam.) $0,7 < Pr < 160$; ΔT moderadas.</p>	$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} Pr^n$
Ec. Sieder-Tate	
<p>Gases y líquidos ($L/D > 60$) $T_0 = \text{cte}$ y $q_0 = \text{cte}$ $10000 < Re_D < 10^7$ $0,7 < Pr < 10000$; ΔT elevadas.</p>	$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{0,8} Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
Ec. Kays-London	
<p>Gases $C=0,02$ ($T_0=\text{cte}$); $C=0,021$ ($q_0=\text{cte}$) $n=0,575$ (calef.); $0,15$ (enfriam.)</p>	$Nu_D = C \cdot Re_D^{0,8} Pr^{0,3} \left(\frac{T}{T_0} \right)^n$

3.2.1 Flujo desarrollado

✓ Correlaciones

Ec. Petukhov-Popov

Gases y líquidos
 $1000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$
 $0,5 < Pr < 2000$

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot Re_D \cdot Pr}{K_1 + K_2 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$f = (1,82 \cdot \log Re_D - 1,64)^{-2}$$

$$K_1 = 1 + 3,4f \quad \therefore \quad K_2 = 11,7 + \frac{1,8}{Pr^{1/3}}$$

Ec. de Sleicher-Rouse

Gases y líquidos:
 $10000 < Re_D < 10^6$
 $0,1 < Pr < 10^5$

$$Nu_D = 5 + 0,015 \cdot Re_D^a \cdot Pr_0^b$$

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr_0} \quad b = 1/3 + 0,5 \cdot e^{-0,6 \cdot Pr_0}$$

✓ Analogías

Teórica: Reynolds
 Empírica: Chilton-Colburn

$$St = f/2$$

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = f/2$$

3.2.1 Flujo desarrollado

✓ Analogías

Teórica: Reynolds
Empírica: Chilton-Colburn

$$St = f/2$$

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = f/2$$

Drew, Koo, Mc Adams

$$f = 0,046 \cdot Re^{-0,2}$$

Chilton - Colburn

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = f/2$$

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{NU_D}{Re_D \cdot Pr} \cdot Pr^{2/3} = \frac{0,046 \cdot Re_D^{-0,2}}{2}$$

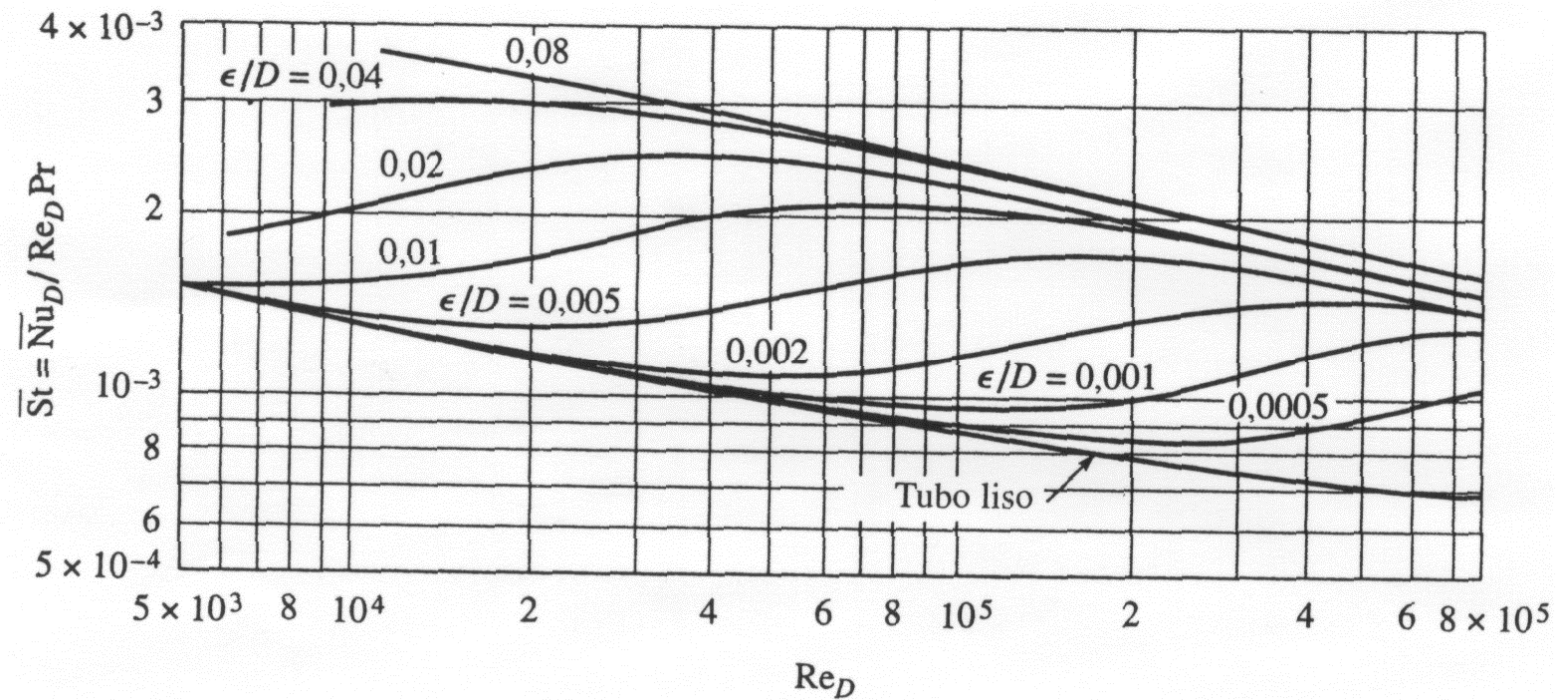
$$NU_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

Dittus-Boelter

$$NU_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n$$

3.2.1 Flujo desarrollado

✓ Efecto de la rugosidad



Corrección con valores de f



$$Nu^* = Nu \cdot \frac{f(\epsilon)}{f(\epsilon = 0)}$$

3.2.2 Flujo en desarrollo

✓ Correlaciones

Ec. Nusselt
 $10 < L/D < 40$

$$Nu_D = 0,036 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^{0,054}$$

✓ Método aproximado (h^* , con efectos de entrada; h , sin efectos).

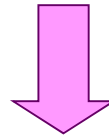
$L/D > 20$ $F = 6$ o 7 ,
para entrada brusca
(codo 180°) o media
(codo 90°)

$$\frac{h^*}{h} = \left[1 + F \frac{D}{L}\right]$$

$2 < L/D < 20$

$$\frac{h^*}{h} = 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7}$$

- ✓ Coeficiente muy afectado por grado de turbulencia
- ✓ Difícil estimación
- ✓ Pocas correlaciones (interpolación)



EVITAR TRABAJAR EN ESTA ZONA

1. Correlaciones específicas (Tubos concéntricos, TC por el tubo interno)

Régimen laminar: Ec. Chen, Hawkins y Solberg

$$D_e = D_2 - D_1$$

Nu_D , Re_D , Gr_D referidos a D_e

$$Nu_D = 1,02 \cdot Re_D^{0,45} \cdot Pr^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{0,14} \cdot \left(\frac{D_e}{L}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0,8} \cdot Gr_D^{0,05}$$

Régimen turbulento: Ec. Monrad y Pelton

$$12000 < Re_D < 220000; D_1/D_2 > 0,2$$

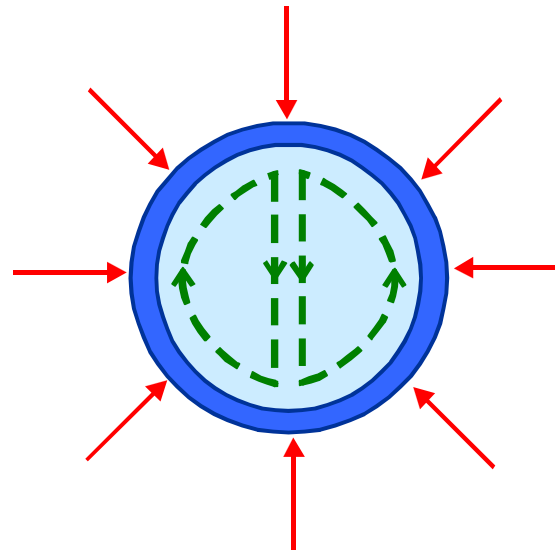
Nu_D , Re_D referidos a $D_2 - D_1$

$$Nu_D = 0,02 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0,53}$$

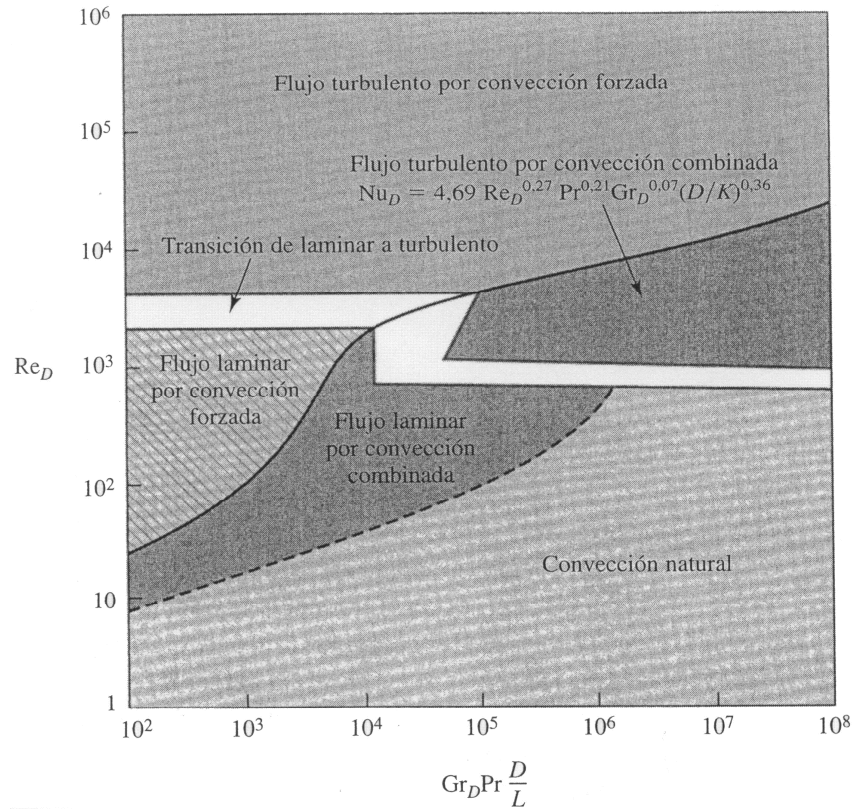
2. Correlaciones conducciones cilíndricas con $De = 4 R_H$.

Gradientes de densidad + gravedad = corrientes de convección

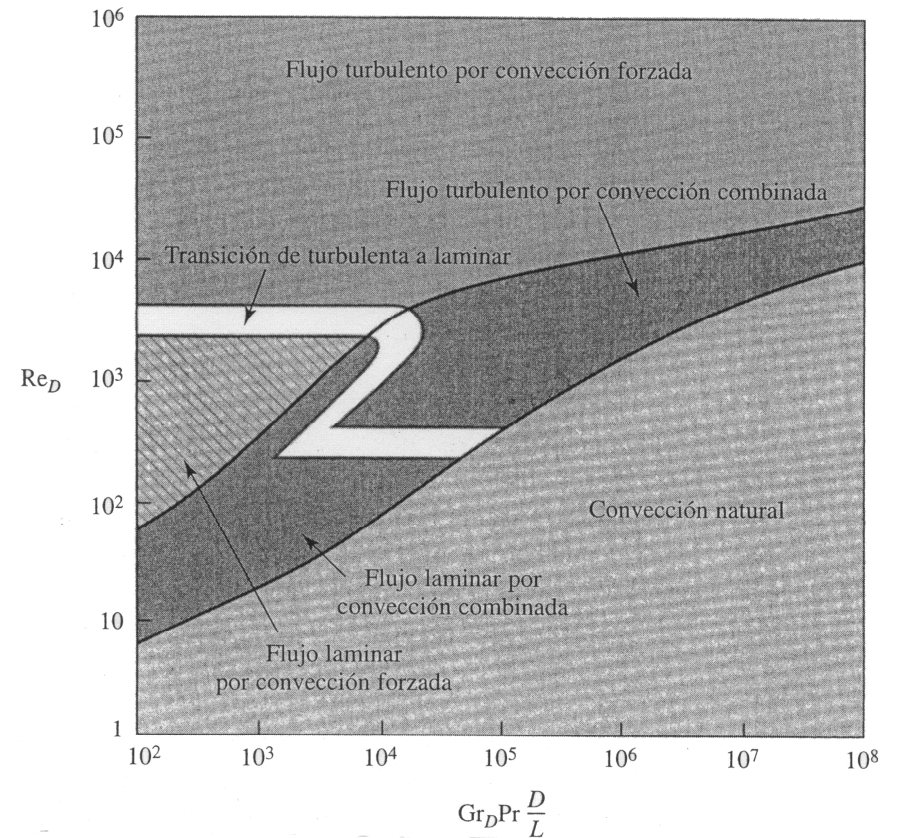
- Tubos horizontales o verticales
- Flujo ascendente, descendente u horizontal



TUBOS HORIZONTALES



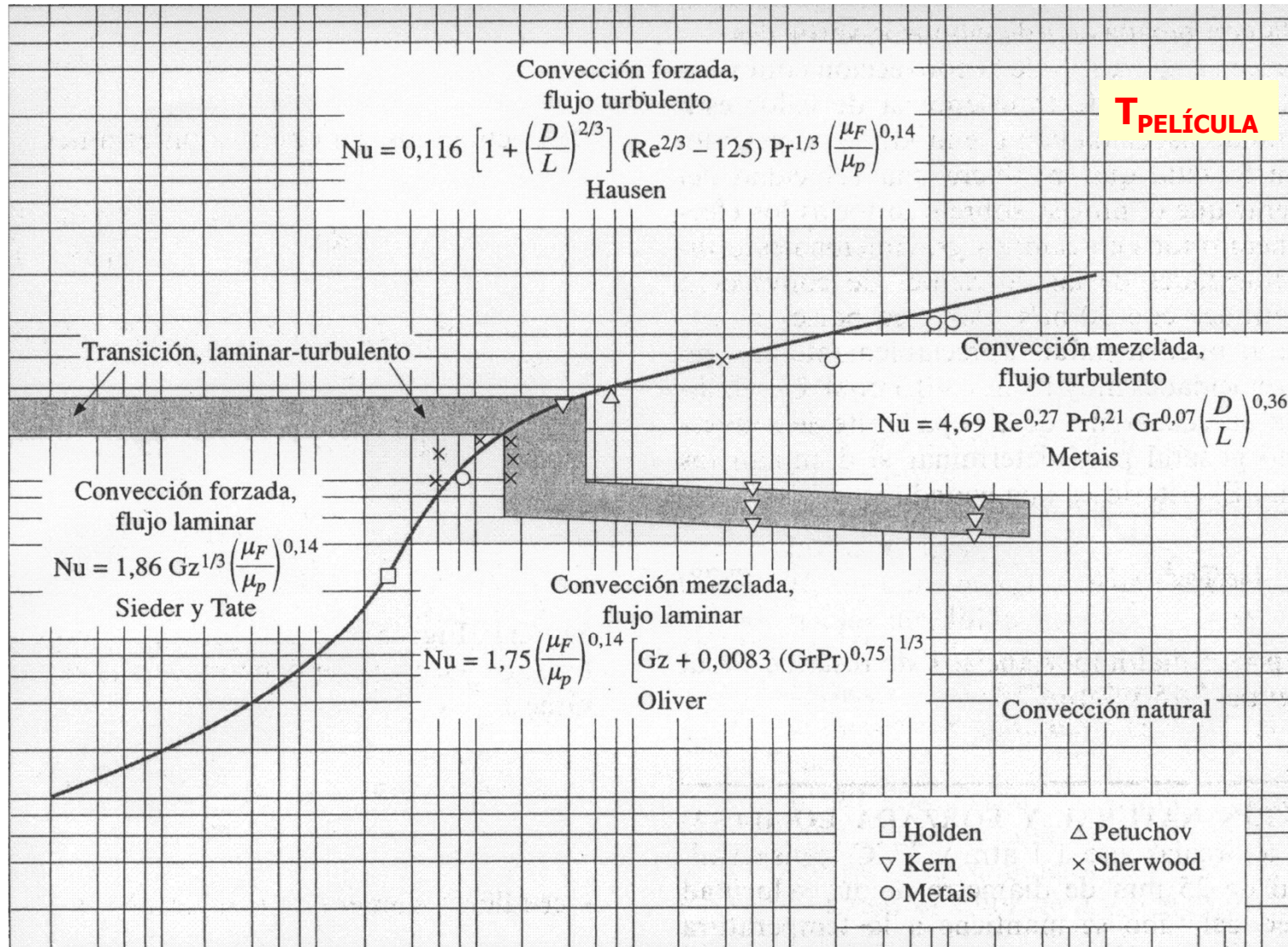
TUBOS VERTICALES



PROPIEDADES A T_p

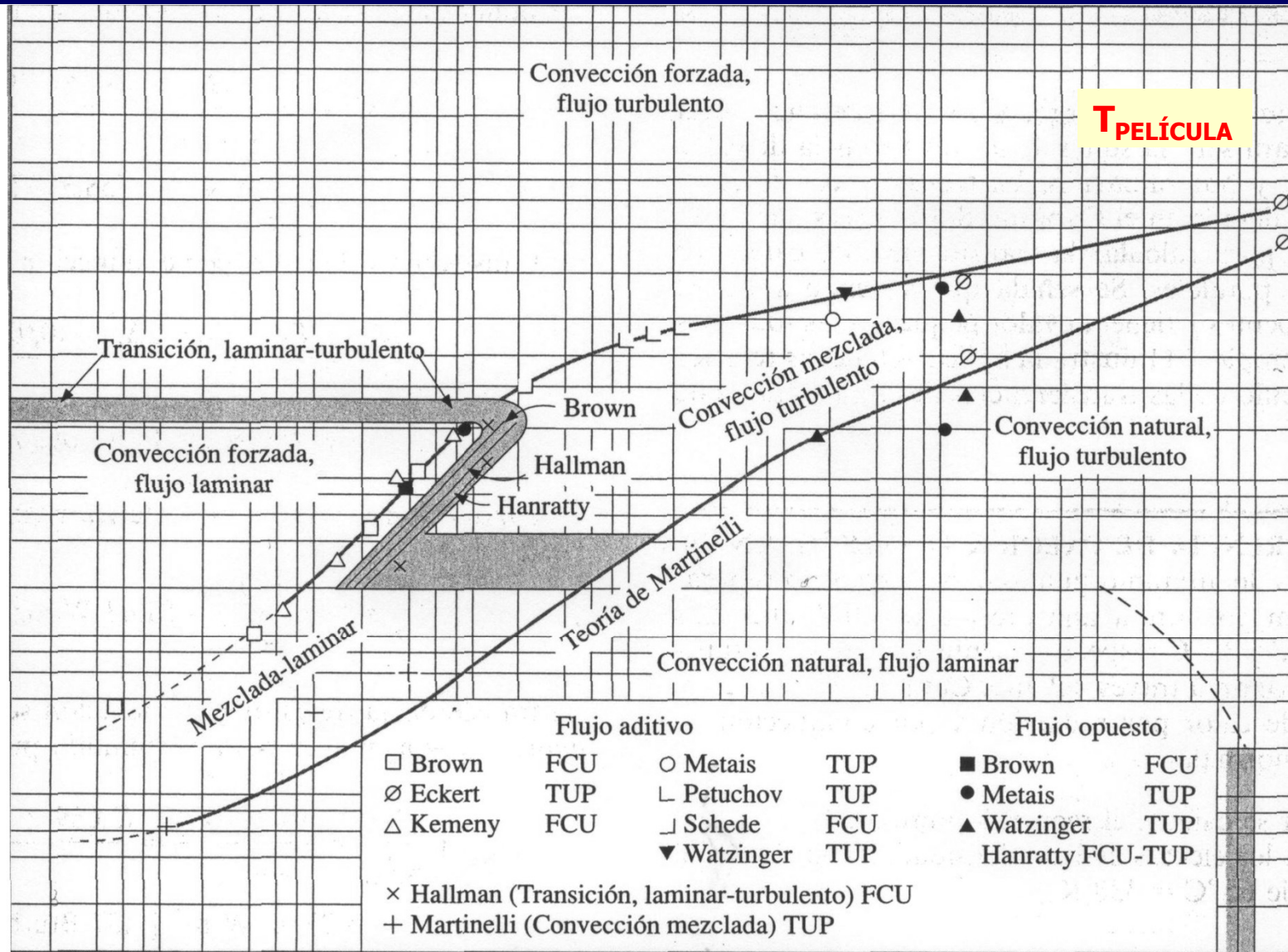
3. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

3.5 Convección natural



3. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

3.5 Convección natural



TEPÉLÍCULA

1. Convección Natural	
Ec. Eubank y Proctor	
Líquidos tubos horizontales $T_0 = cte$	$NU_D = 1,75 \cdot \left[GZ_D + 0,04 \cdot \left(\frac{Gr_D \cdot Pr}{L/D} \right)^{0,75} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
Ec. Sieder y Tate (Forzada y laminar)	
Líquidos y tubos horizontales D y ΔT pequeños	$NU_D = 1,86 \cdot \left(GZ_D \cdot \frac{4}{\pi} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
Ec. Cholette y Kroll (Forzada y laminar)	
Gases $T_0 = cte$	$NU_D = 1,5 \cdot GZ_D^{0,4}$
2. Convección Natural y Forzada (Zona Mixta)	
Ec. de Oliver	
Tubos horizontales Régimen laminar	$NU_D = 1,75 \cdot \left[GZ_D + 0,0083 \cdot (Gr_D \cdot Pr)^{0,75} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$
Ec. Metais	
Tubos horizontales Régimen turbulento	$NU_D = 4,69 \cdot Re_D^{0,27} \cdot Pr^{0,21} \cdot Gr_D^{0,07} \cdot \left(\frac{D}{L} \right)^{0,36}$

3. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

3.7 Fluidos no newtonianos

Ecuaciones de Metzner	
Régimen laminar, efectos de entrada	
	$Nu_D = 1,75 \cdot \left[\frac{3n+1}{4n} \right]^{1/3} \cdot Gz_D^{1/3}$
Régimen laminar, efectos de entrada, convección natural (tubos horizontales)	
	$Nu_D = 1,75 \cdot \left[\frac{3n+1}{4n} \right]^{1/3} \cdot \left[Gz_D + 12,6 \cdot \left(\frac{Pr \cdot Gr_D \cdot D}{L} \right)^{0,4} \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{y}{y_0} \right)^{0,14}$
	$y = m \cdot \left[\frac{3n+1}{4n} \right]^n \cdot 8^{n-1}$
Régimen turbulento	
$3000 < Re_D < 90000$	$St = 0,0152 \cdot Re_D^{0,-155} \cdot Pr^{-0,66}$
Reynolds modificado:	$Re = 2^{3-n} \cdot \left(\frac{n}{3n+1} \right) \cdot \frac{D^n \cdot \rho \cdot V^{2-n}}{m}$
Prandtl modificado:	$Pr = \frac{C_p \cdot m}{k} \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot V} \right)^{1-n}$

•Ventajas:

- Bajos puntos de fusión y altos puntos de ebullición
- Elevada densidad
- Presión de vapor baja
- Conductividad térmica elevada

•Inconvenientes:

- Problemas de manejo e impulsión
- Corrosión

1. Flujo desarrollado ($L/D > 30$)

Ec. de Skupinsky

Tubos lisos
 $100 < Re_D Pr < 10000$
 $q_0 = cte$

$$Nu_D = 4,82 + 0,0185 \cdot (Re_D \cdot Pr)^{0,827}$$

Ec. Seban y Shimazaki

Tubos lisos
 $Re_D Pr > 100$
 $T_0 = cte$

$$Nu_D = 5,0 + 0,025 \cdot (Re_D \cdot Pr)^{0,8}$$

2. Flujo en desarrollo

Ec. de Lee

Tubos lisos
 $Re_D Pr < 100$
 $q_0 = cte$

$$Nu_D = 3 \cdot Re_D^{0,0833}$$



II. FLUJO EXTERNO

- 1. Introducción**
- 2. Estimación de coeficientes**
 - 2.1 Geometría sencilla
 - 2.2 Bancos de tubos
 - 2.3 Convección natural

OBJETIVO: cálculo del coeficiente de transporte de calor por convección en un fluido que fluye sobre una superficie sólida (**flujo externo**)

EJEMPLOS: flujo sobre placa plana (pérdidas en paredes), flujo alrededor de esferas o cilindros (pérdidas en tuberías), flujo en lechos porosos (reactores de lecho fijo), bancos de tubos (cambiadore de calor), ...

CARACTERÍSTICAS:

- Desarrollo de capa límite sin las limitaciones impuestas por superficies adyacentes.
- Presencia de dos zonas: capa límite → región donde varían propiedades de transporte; zona libre → región donde permanecen constantes propiedades de transporte.
- Fuerte dependencia de T.C. con la evolución de la capa límite (fluidodinámica del sistema) → régimen de circulación en C.L. y desprendimiento de C.L.

SISTEMAS GEOMÉTRICOS:

- Geometría sencilla (placa plana, esferas y cilindros) → Posibilidad de obtener ecuaciones teóricas para el cálculo de coeficientes.
- Geometría compleja (lechos fijos, bloques de tubos) → correlaciones empíricas.

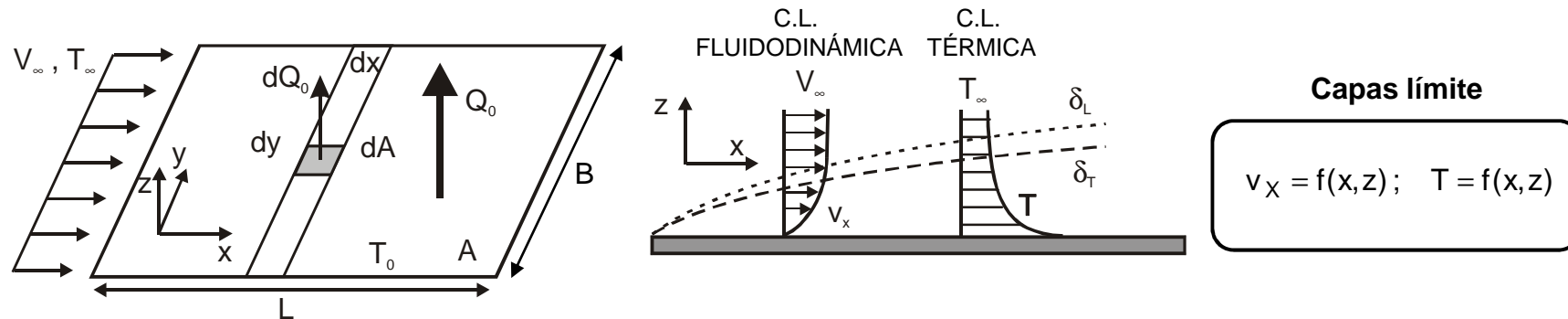
TIPOS DE CONVECCIÓN:

- Convección forzada.
- Convección natural.

II. FLUJO EXTERNO

1. **Introducción**
2. **Estimación de coeficientes**
 - 2.1 Geometría sencilla
 - 2.2 Bancos de tubos
 - 2.3 Convección natural

Placa plana



Coeficientes de transporte de calor por convección (Locales y medios)

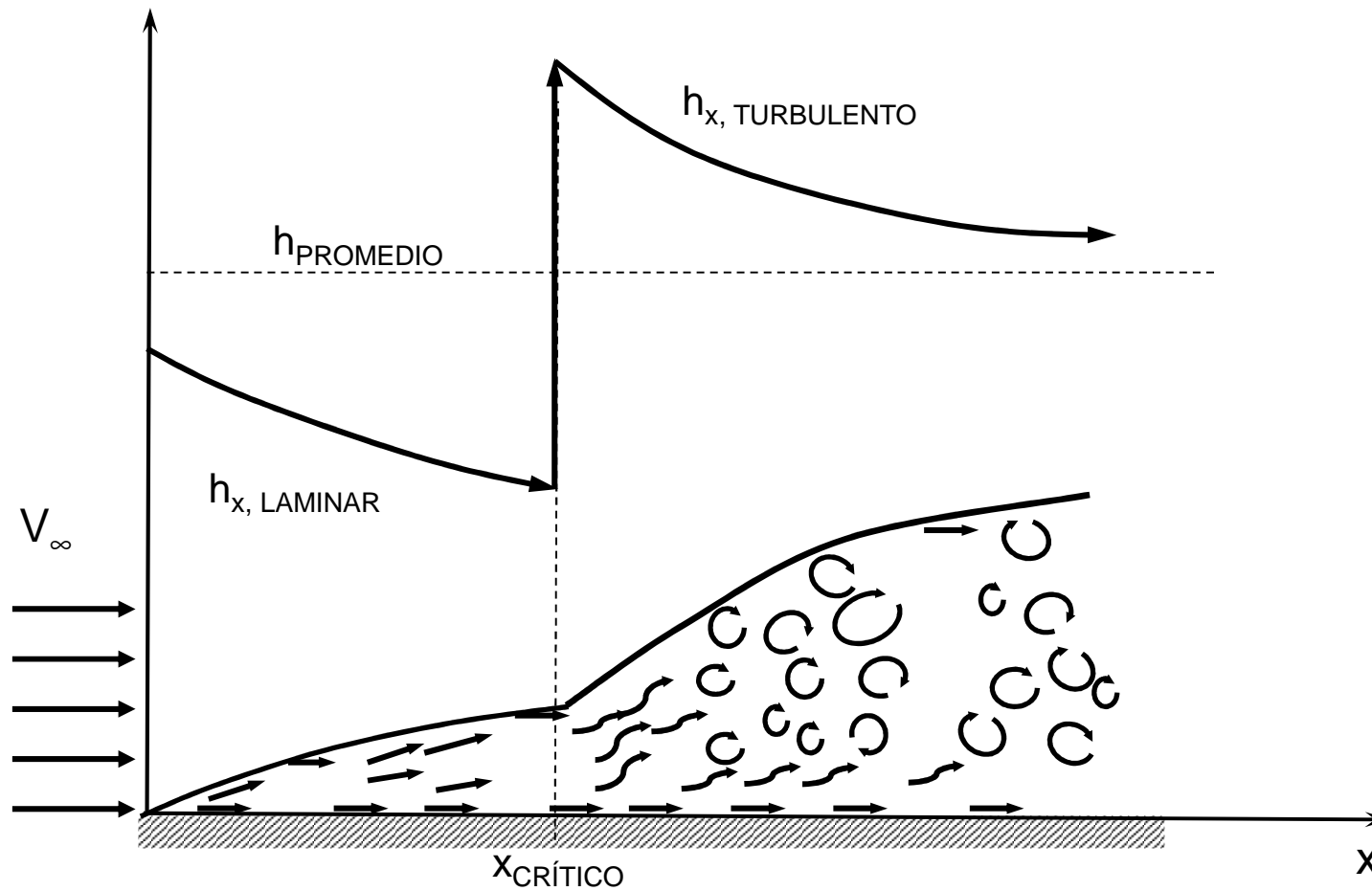
$$\left. \begin{aligned}
 h &: \rightarrow Q_0 = h \cdot A \cdot (T_0 - T_\infty) \\
 h_x &: \rightarrow dQ_0 = h_x \cdot dA \cdot (T_0 - T_\infty)
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \int_0^{Q_0} dQ_0 = Q_0 = (T_0 - T_\infty) \int_A h_x dA = hA(T_0 - T_\infty)$$

$$h = \frac{1}{A} \cdot \int_A h_x \cdot dA = \frac{1}{B \cdot L} \cdot \int_0^L h_x \cdot B \cdot dx = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L h_x \cdot dx$$

Números adimensionales locales y medios

$$\begin{aligned}
 x: \quad Re_x &= \frac{V_\infty \cdot x \cdot \rho}{\mu} \quad \therefore \quad Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{k} \\
 L: \quad Re_L &= \frac{V_\infty \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad \therefore \quad Nu_L = \frac{h \cdot L}{k}
 \end{aligned}$$

Placa plana



2. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

2.1. Geometría sencilla

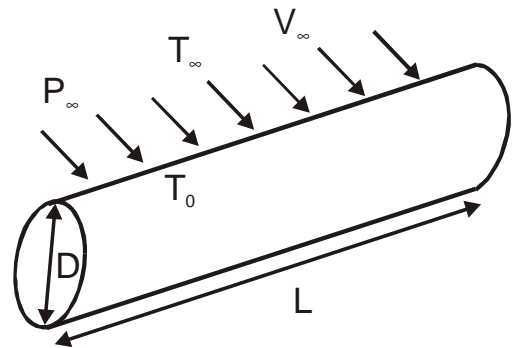
Placa plana

Temperatura de la pared constante		
Capa límite laminar ($Re_{x,crit} = 10^5 - 5 \cdot 10^5$): Solución precisa de Blasius		
Propiedades evaluadas a: $T = 0,58 \cdot (T_0 - T_\infty) + T_\infty$		$Nu_x = 0,332 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ $Nu_L = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$
Capa límite laminar ($Re_{x,crit} = 10^5 - 5 \cdot 10^5$): Solución aproximada de Karman		
Propiedades evaluadas a: $T = 0,58 \cdot (T_0 - T_\infty) + T_\infty$		$Nu_x = 0,323 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ $Nu_L = 0,646 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$
Capa límite completamente turbulenta: Solución aproximada de Karman.		
Propiedades evaluadas a: $T = T_\infty - 0,557 \cdot (T_\infty - T_0)$		$Nu_x = 0,0292 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$ $Nu_L = 0,0366 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$
Capa límite turbulenta con capa límite laminar previa: Solución aprox. de Karman.		
Propiedades evaluadas a: $T = T_\infty - 0,557 \cdot (T_\infty - T_0)$	$Re_{x,crit} = 10^5$ $Re_{x,crit} = 5 \cdot 10^5$	$Nu_x = 0,0366 \cdot [Re_L^{4/5} - 4200] \cdot Pr^{1/3}$ $Nu_x = 0,0366 \cdot [Re_L^{4/5} - 23100] \cdot Pr^{1/3}$
Flujo en la pared constante		
Régimen laminar		
	$Pr > 0,6$	$Nu_x = 0,453 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$
Régimen turbulento		
	$Pr > 0,6$	$Nu_x = 0,308 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$
Zona inicial isoterma ($0 < x < z$)		
Régimen laminar		$Nu_x = \frac{Nu_x(z=0)}{[1 - (z/x)^{3/4}]^{1/3}}$
Régimen turbulento		$Nu_x = \frac{Nu_x(z=0)}{[1 - (z/x)^{9/10}]^{1/9}}$

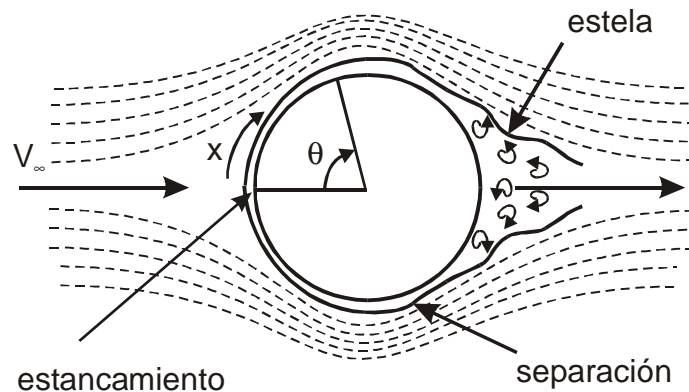
2. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

2.1. Geometría sencilla

Cuerpos cilíndricos



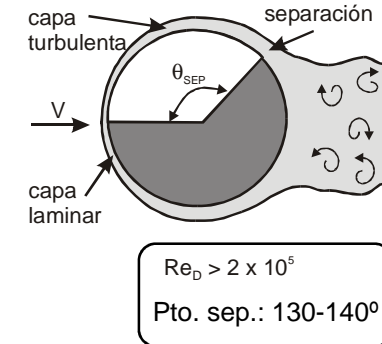
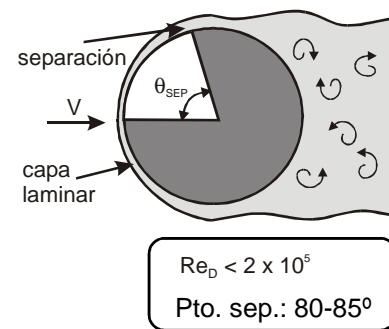
CAPA LÍMITE { FLUIDODINÁMICA { Rozamiento ordinario
 { TÉRMICA { Rozamiento de forma



FLUJO IDEAL (no existe rozamiento ordinario):
 $0^\circ < \theta < 90^\circ \rightarrow \downarrow S_T \Rightarrow \uparrow V \Rightarrow \downarrow P$
 $90^\circ < \theta < 180^\circ \rightarrow \uparrow S_T \Rightarrow \downarrow V \Rightarrow \uparrow P$ } $E_{MECÁNICA} = cte$

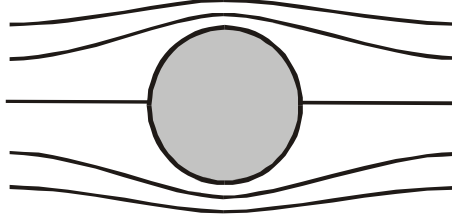
FLUJO REAL (existe rozamiento ordinario):
 $0^\circ < \theta < 90^\circ \rightarrow (\uparrow \delta_F \uparrow \delta_T) \downarrow S_T \Rightarrow \uparrow V \Rightarrow \downarrow P$ (pérd. de E_M por r. ord.)
 $90^\circ < \theta < 180^\circ \rightarrow (\uparrow \delta_F \uparrow \delta_T) \uparrow S_T \Rightarrow \downarrow V \Rightarrow \uparrow P$

($E_{MECÁNICA}$) ANTERIOR > ($E_{MECÁNICA}$) POSTERIOR

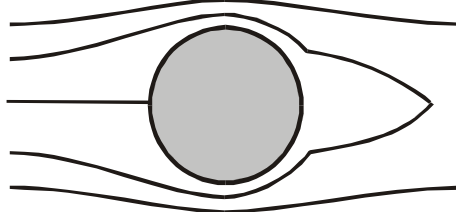


Cuerpos cilíndricos

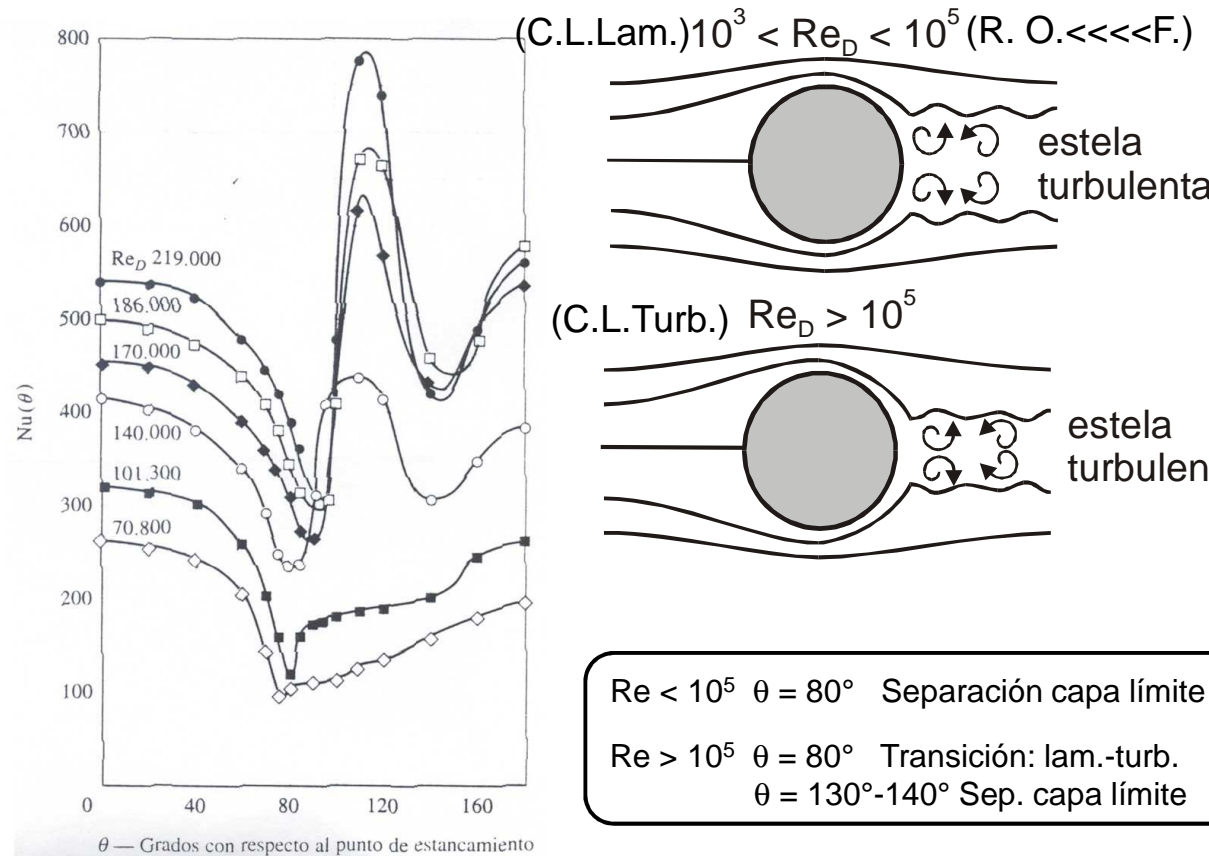
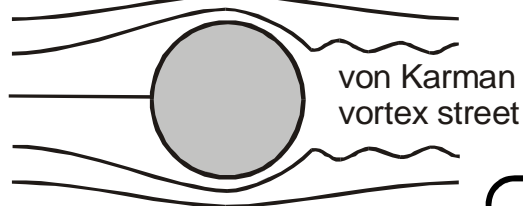
(C.L.Lam.) $Re_D < 1.0$ (R. Ord.)



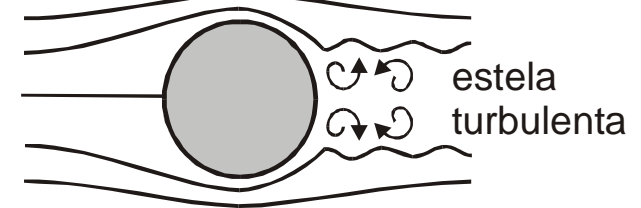
(C.L.Lam.) $Re_D \cong 10$ (R. O.+F.)



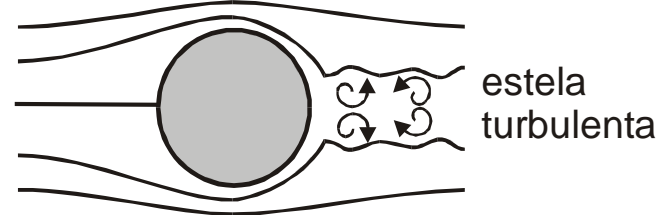
(C.L.Lam.) $Re_D \cong 100$ (R. O.+F.)



(C.L.Lam.) $10^3 < Re_D < 10^5$ (R. O. <<<< F.)



(C.L.Turb.) $Re_D > 10^5$



$Re < 10^5$ $\theta = 80^\circ$ Separación capa límite
 $Re > 10^5$ $\theta = 80^\circ$ Transición: lam.-turb.
 $\theta = 130^\circ - 140^\circ$ Sep. capa límite

Al $\uparrow \delta_F$ y $\delta_T \uparrow$ resistencia al transporte $\rightarrow \downarrow h$
 Al \uparrow turbulencia \uparrow grado de mezcla $\rightarrow \uparrow h$



2. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

2.1. Geometría sencilla

Cuerpos cilíndricos

Coeficientes de la ecuación de Zukauskas

Re_D	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 - $1 \cdot 10^3$	0,51	0,5
$1 \cdot 10^3$ - $2 \cdot 10^5$	0,26	0,6
$2 \cdot 10^5$ - $1 \cdot 10^6$	0,076	0,7

Cilindros regulares (Sección circular) y flujo perpendicular	
Ecuación de Zukauskas.	
Gas y líquido, propiedades a T_f . $n = 0,37$ ($Pr < 10$), $n = 0,36$ ($Pr > 10$) C y m : Tabla 19-3. $0,7 < Pr < 500$; $1 < Re_D < 10^6$	$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_0} \right)^{1/4}$
Ecuación de Churchill y Bernstein	
Gas y líquido, propiedades a T_p . $Re_D Pr > 0,2$	$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$
Ecuación de Quarmby y Al-Fakhri (Cilindros cortos: $L/D < 4$)**	
Gases (aire), propiedades a T_p . $7 \cdot 10^4 < Re_D < 2,2 \cdot 10^5$	$Nu_D = 0,123 \cdot Re_D^{0,651} + 0,00416 \left(\frac{D}{L} \right)^{0,85} \cdot Re_D^{0,792}$
Metales líquidos: ecuación de Ishiguro	
$1 < Re_D Pr < 100$	$Nu_D = 1,125 \cdot (Re_D \cdot Pr)^{0,413}$
Cilindros regulares (Sección circular) y flujo no perpendicular (ángulo: θ)	
Ecuación de Groehn (Re_N : componente normal al cilindro: $Re_N = Re_D \sin \theta$)	
$2500 < Re_D < Re_{D,crit}$	$Nu_D = 0,206 \cdot Re_N^{0,63} \cdot Pr^{0,36}$
$2 \cdot 10^5 < Re_D < 10^6$	$Nu_D = 0,012 \cdot Re_D^{0,85} \cdot Pr^{0,36}$
θ: 15° 30° 45° $>45^\circ$ $Re_{D,crit}$: $2 \cdot 10^4$ $8 \cdot 10^4$ $25 \cdot 10^4$ $> 25 \cdot 10^4$	

Cuerpos cilíndricos

$$T_0 = \text{cte}$$

Cilindros de sección no circular	
Ecuación de Jacob	
Gas, B y n: Tabla 19-4. Prop.a T_p	$Nu_D = B \cdot Re_D^n$

Coeficientes de la ecuación de Jacob

Flujo y forma	Re_D	n	B
	2500 - 7500	0,624	0,261
	5000 - 100000	0,588	0,222
	2500 - 8000	0,699	0,160
	5000 - 100000	0,675	0,092
	5000 - 100000	0,638	0,138
	5000 - 19500	0,638	0,144
	19500 - 100000	0,782	0,035
	3000 - 15000	0,804	0,085
	2500 - 15000	0,612	0,224
	4000 - 15000	0,731	0,205

Cuerpos esféricos

Comportamiento parecido a cilindros de sección circular

Cuerpos no esféricos → diámetro equivalente

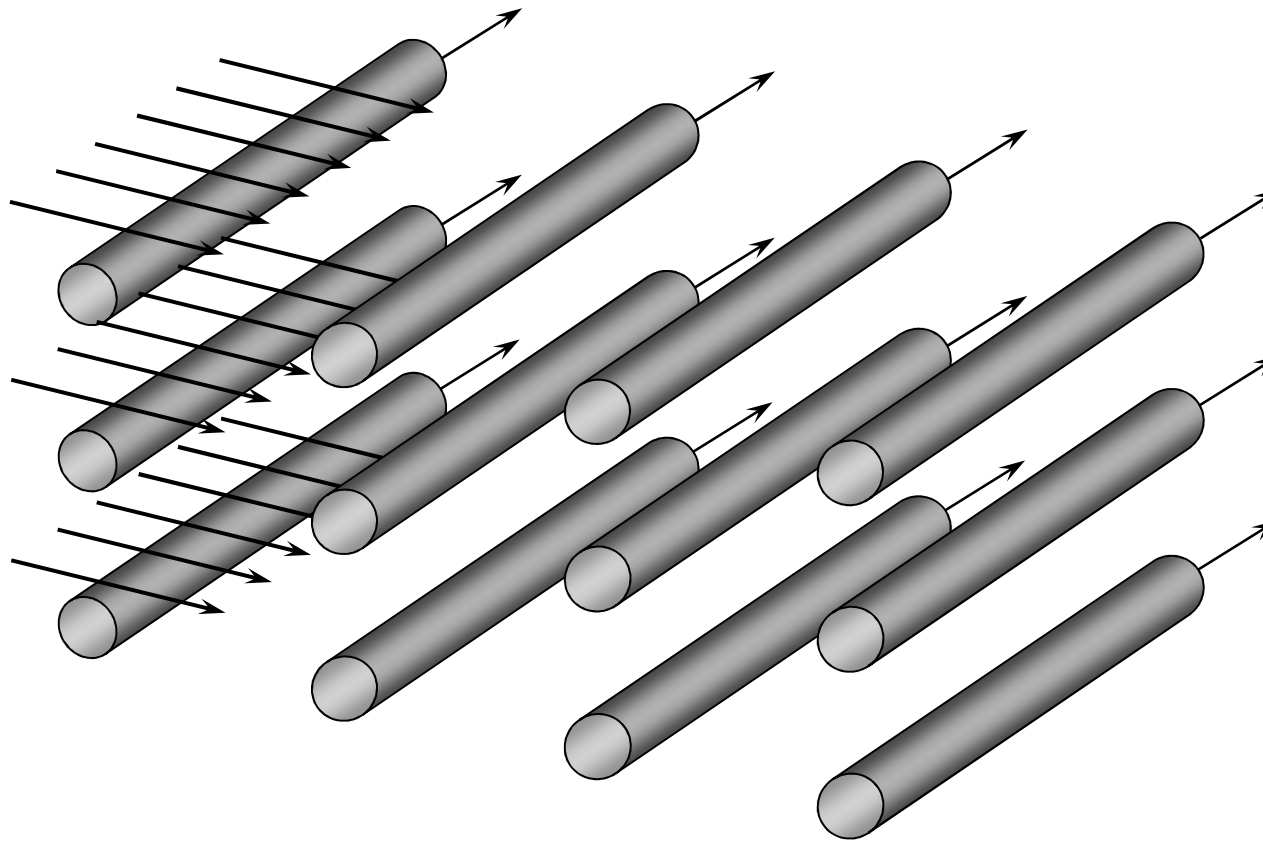
Paso previo a situaciones más complejas → lecho fijo, fluidizado, ...

$$T_0 = \text{cte}$$

Esferas		
Ecuación de Whitaker		
Gas y líquido, propiedades a T_∞ . $0,71 < Pr < 380$; $3,5 < Re_D < 7,6 \cdot 10^4$ $1 < \mu/\mu_0 < 3,2$	$Nu_D = 2 + \left[0,4 \cdot Re_D^{1/2} + 0,06 \cdot Re_D^{2/3} \right] \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{1/4}$	
Ecuación de Achenbach (aire)		
Laminar: $100 < Re_D < 2 \cdot 10^5$ Turbulento: $4 \cdot 10^5 < Re_D < 5 \cdot 10^6$	$Nu_D = 2 + \left[\frac{Re_D}{4} + 3 \cdot 10^{-4} \cdot Re_D^{1,6} \right]^{1/2}$ $Nu_D = 430 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot Re_D + 2,5 \cdot 10^{-10} \cdot Re_D^2 - 3,1 \cdot 10^{-17} \cdot Re_D^3$	
Ecuación de Ranz y Marshall		
Gotas de líquido en caída libre	$Nu_D = 2 + 0,6 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$	
Ecuación de Witte (metales líquidos)		
Propiedades físicas a T_p $3,6 \cdot 10^4 < Re_D < 2 \cdot 10^5$	$Nu_D = 2 + 0,386 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$	

SITUACIÓN TÍPICA EN CAMBIADORES DE CALOR MULTITUBULARES

Esquema de un banco de tubos en flujo cruzado



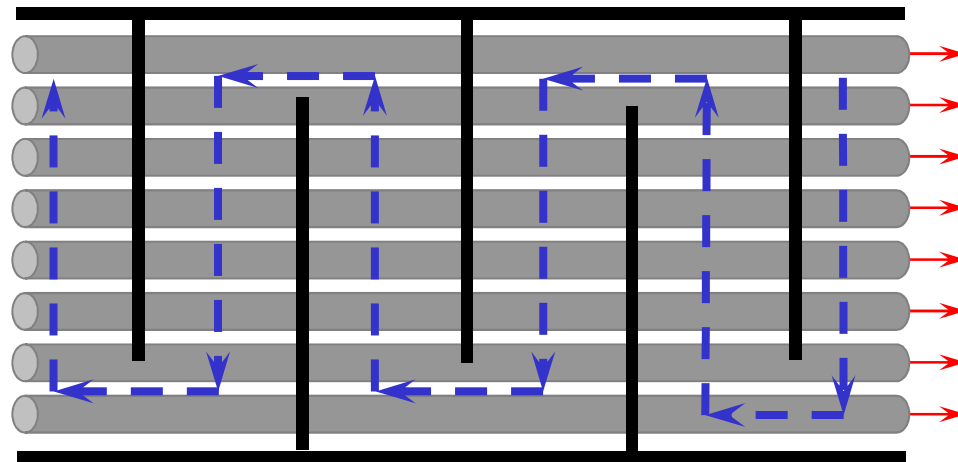
TRANSPORTE DE $Q = f$ (TIPO FLUJO, TURBULENCIA) = f (V_{FLUIDO} , DISPOSICIÓN TUBOS)

SISTEMAS DE FLUJO POR CARCASA

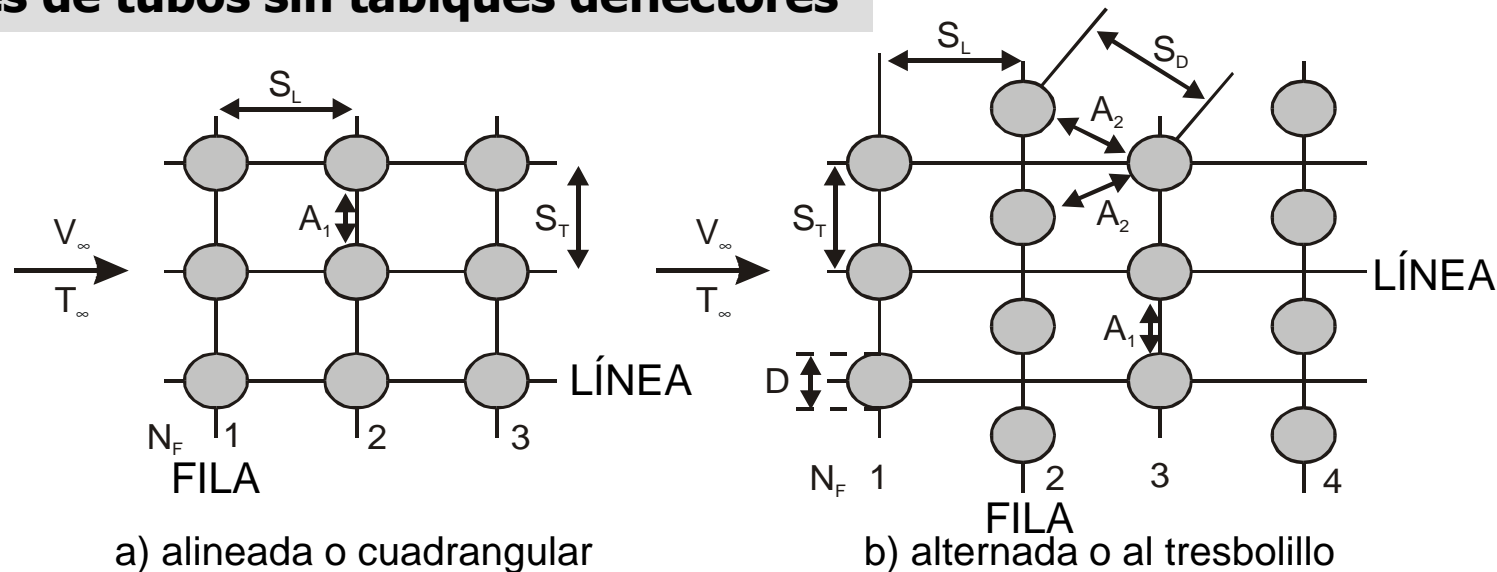
Bloques de tubos sin tabiques deflectores → flujo cruzado

Bloques de tubos con tabiques deflectores → flujo complejo (paralelo-cruzado)

Esquema de flujo simplificado en bloques de tubos con tabiques deflectores



Bloques de tubos sin tabiques deflectores



DISPOSICIÓN ALINEADA

S_L : distancia entre centros de tubos de dos filas consecutivas.

S_T : distancia entre centros de tubos de dos líneas consecutivas.

A : sección de paso mínima entre dos líneas consecutivas

DISPOSICIÓN ALTERNADA

S_L : distancia entre centros de tubos de dos filas consecutivas en horizontal.

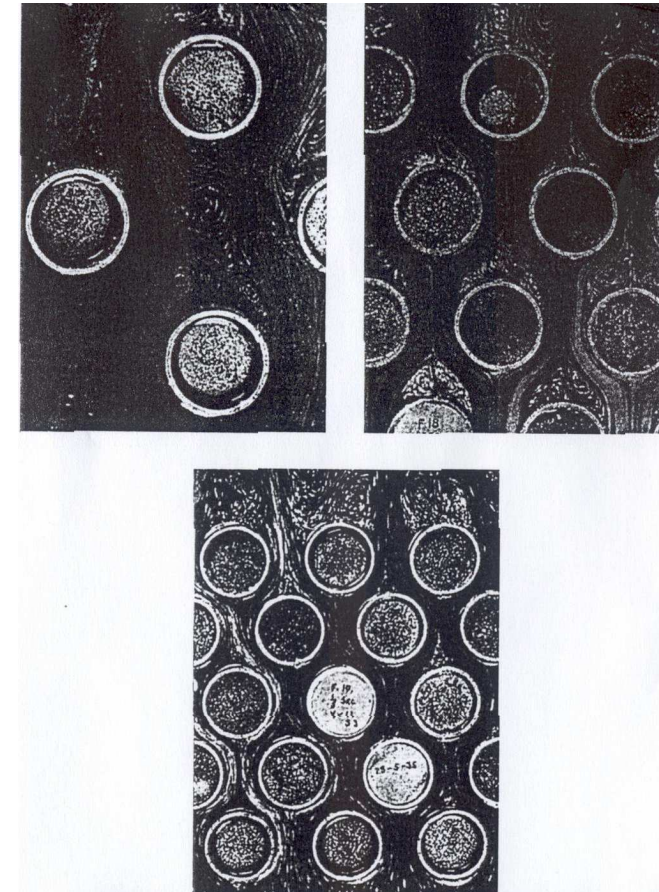
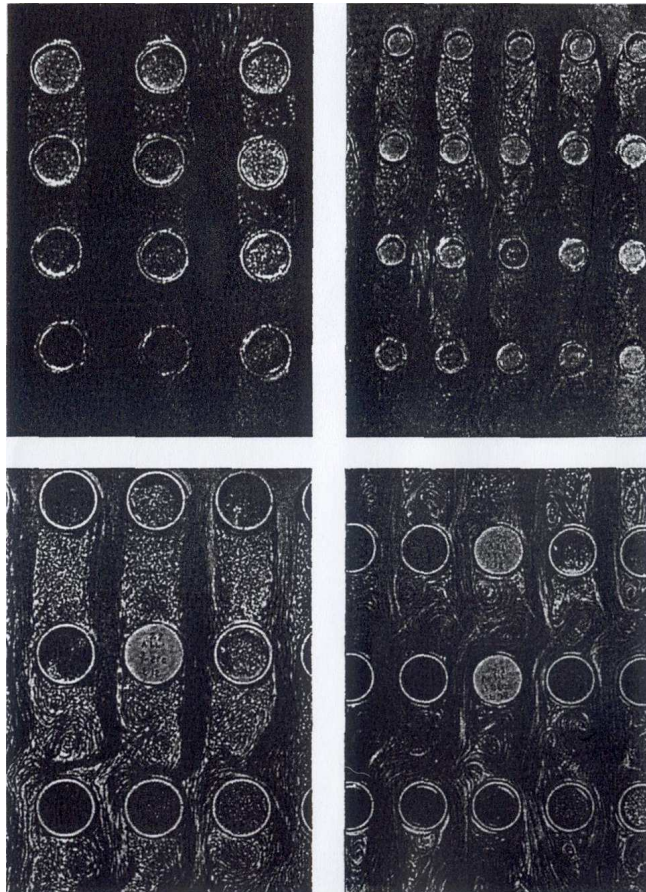
S_T : distancia entre centros de tubos de dos líneas consecutivas de una misma fila.

S_D : distancia entre centros de tubos de dos filas consecutivas en diagonal.

A_1 : sección de paso mínima entre dos líneas consecutivas de una misma fila.

A_2 : sección de paso mínima entre dos filas consecutivas.

Bloques de tubos sin tabiques deflectores



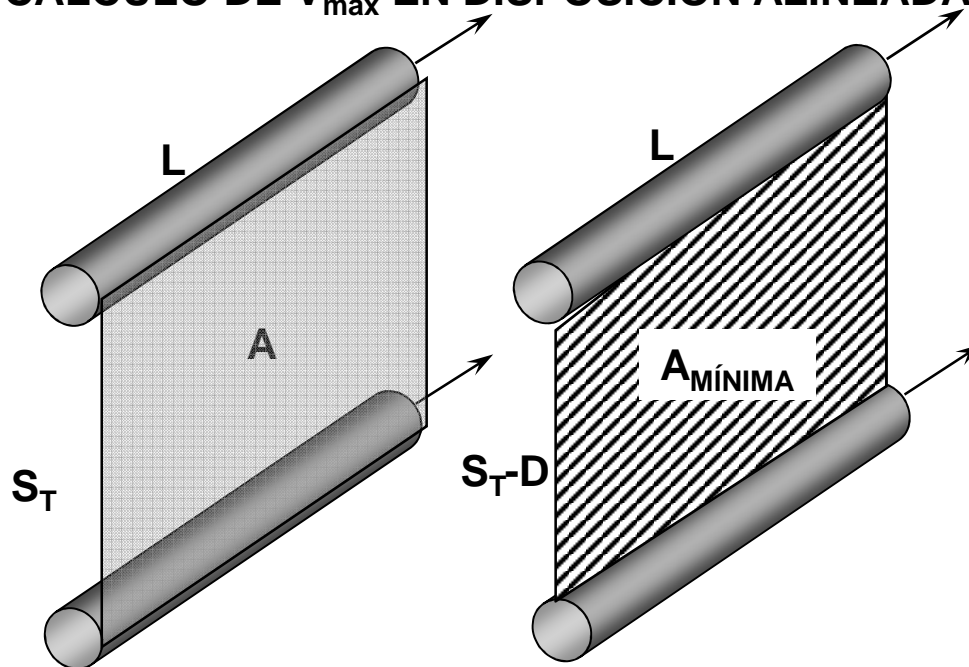
S_L moderado $\rightarrow h \uparrow$ en filas posteriores
 S_T/S_L pequeños (filas cercanas) \rightarrow caminos preferenciales
 entre líneas de tubos. Se trabaja con $S_T/S_L > 0,7$

Mayor tortuosidad $\rightarrow h$ mayor

Bloques de tubos sin tabiques deflectores

$$Re_D = \frac{V_{\max} D \rho}{\mu} \rightarrow \text{????}$$

CÁLCULO DE V_{\max} EN DISPOSICIÓN ALINEADA



$$m = \text{cte} = V \rho \quad A = V_{\text{MAX}} \rho A_{\text{MIN}}$$

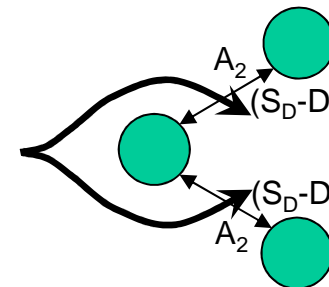
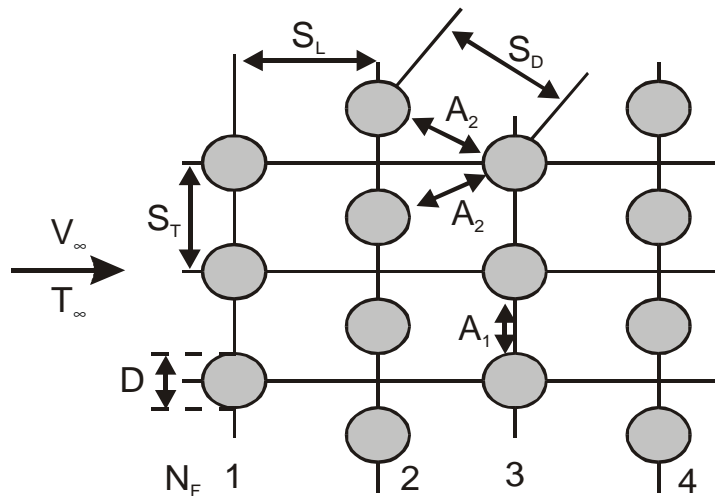
$$V S_T L = V_{\text{MAX}} (S_T - D) L$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

Bloques de tubos sin tabiques deflectores

$$Re_D = \frac{V_{max} D \rho}{\mu} \rightarrow \text{????}$$

CÁLCULO DE V_{max} EN DISPOSICIÓN ALTERNADA



Determinación de sección mínima de paso

$$2A_2 = 2 \cdot (S_D - D) < (S_T - D) = A_1 \quad \therefore S_D < \frac{S_T + D}{2} \quad \therefore S_D = \sqrt{(S_T / 2)^2 + S_L^2}$$

Determinación de V_{max}

$$m = V \rho L S_T = V_{MÁX} \rho L 2(S_D - D)$$

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D)} V$$

Bloques de tubos sin tabiques deflectores

Ecuación de Zukauskas para bancos de tubos.

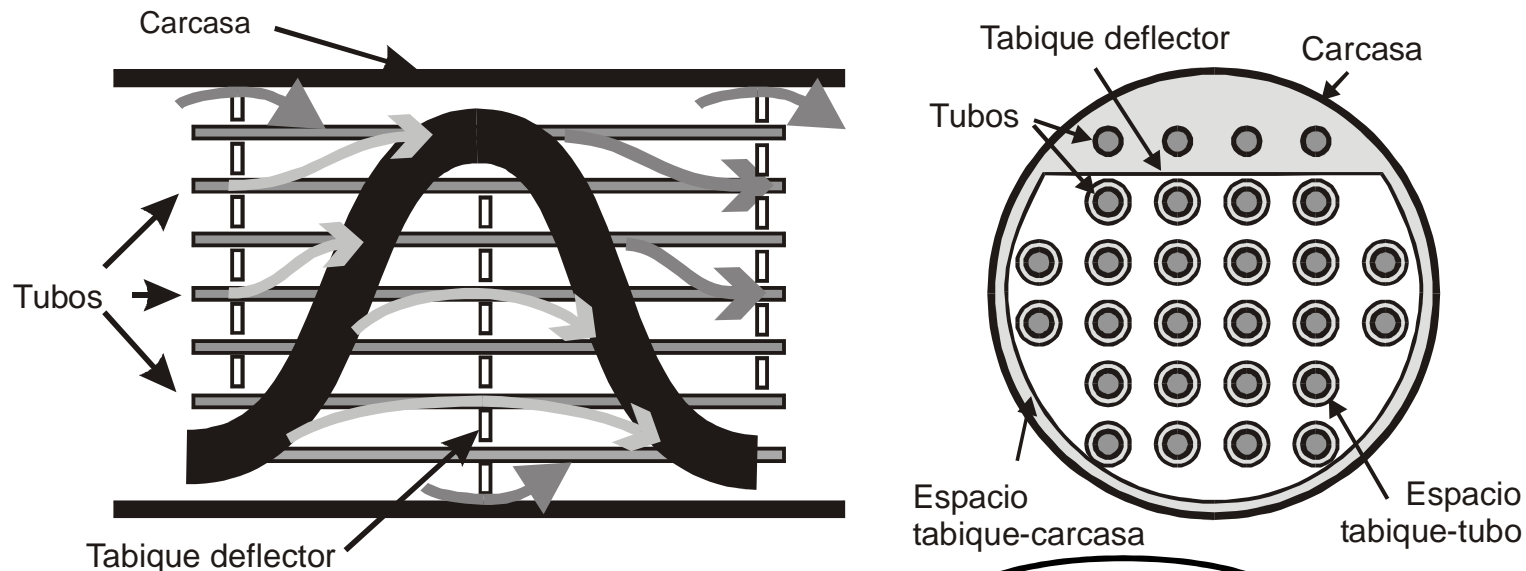
$Nu = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_b}\right)^{0,25} \quad N_F \geq 16 \quad 0,7 < Pr < 500$						
Régimen	Re_D	Disposición	S_T / S_L	C	m	n
Laminar	10 - 1000	Alineada	---	0,80	0,40	0
		Alternada	---	0,90	0,40	0
Transición	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	Alineada	$> 0,7$	0,27	0,63	0
		Alternada	< 2	0,35	0,60	0,2
		Alternada	$? \ 2$	0,40	0,60	0
Turbulento	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	Alineada	---	0,021	0,84	0
		Alternada	---	0,022	0,84	0

Corrección de la constante C de la ecu. de Zukauskas turbulento si $N_F < 16$ ($Re_D > 1000$)

Disposición	N_F								
	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alternada	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Alineada	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

$$\frac{C(N_F < 16)}{C} = \frac{Nu(N_F < 16)}{Nu} = \frac{h(N_F < 16)}{h}$$

Bloques de tubos con tabiques deflectores



MÉTODO DE BELL: $h_{TD} = h_{FC} \cdot F_N \cdot F_W \cdot F_B \cdot F_L$ → FACTORES CORRECTORES

h_{FC} → h para flujo cruzado sin tabiques

F_N → tiene en cuenta las condiciones de flujo y el número de filas de tubos

F_W → flujo a través de las ventanas (\approx paralelo)

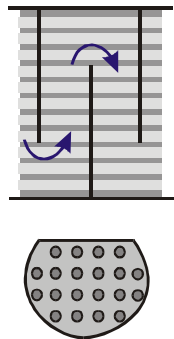
$$\frac{\text{TQ F. paralelo}}{\text{TQ total}} = \frac{A_{\text{TRANSPORTE EN VENTANA}}}{A_{\text{TOTAL}}} = \frac{\text{Nº TUBOS EN VENTANA}}{\text{Nº TUBOS TOTAL}}$$

F_B → pérdidas por flujo entre bancos de tubos y carcasa (by-pass)

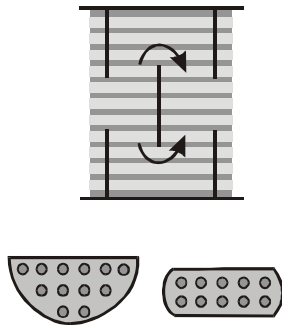
F_L → pérdidas por en huecos entre tubos y tabiques deflectores (fugas)

Bloques de tubos con tabiques deflectores

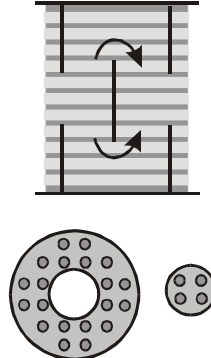
a) tabique deflector de segmento



b) tabique deflector de bandas



c) tabique deflector de disco y anillo



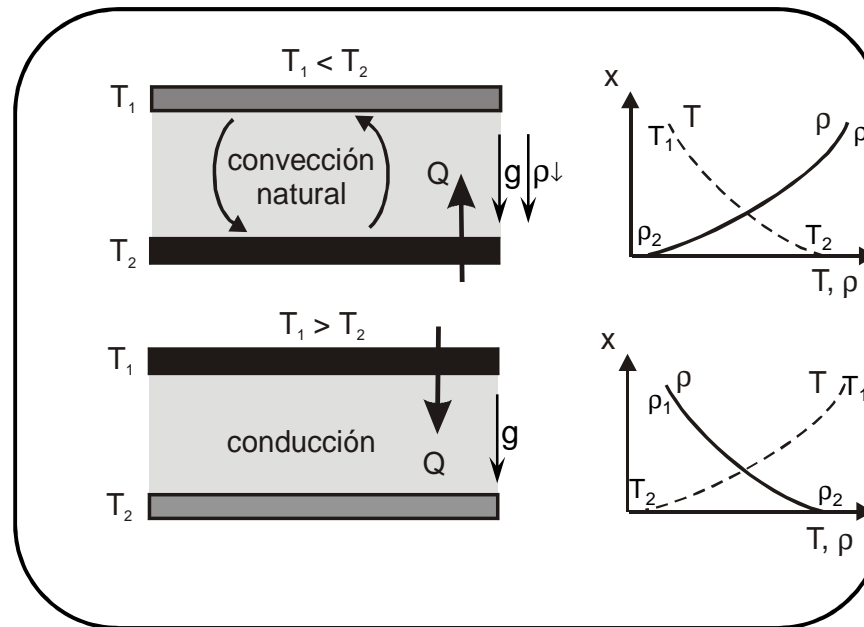
2. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES

2.3. Convección natural

Transporte debido a corrientes producidas por cambios de densidad de un fluido en reposo por la existencia de perfiles de temperatura o concentración.

EJEMPLOS: refrigeración de líneas y equipos eléctricos, radiadores de vapor y agua calientes, pérdidas de calor en equipos y tuberías (en ocasiones combinado con radiación).

Fluido confinado entre dos placas planas



Grashof:
$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_0 - T_\infty) \cdot L^3}{\mu^2} = \frac{\text{F. Empuje (flotación)}}{\text{F. rozamiento}} \quad \Leftrightarrow \text{Reynolds}$$

Rayleigh:
$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

β : coef. de expansión térmica

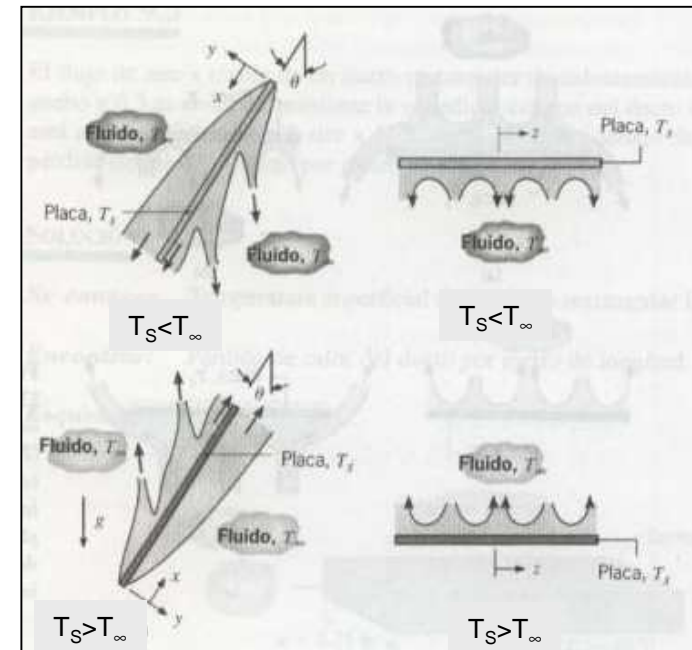
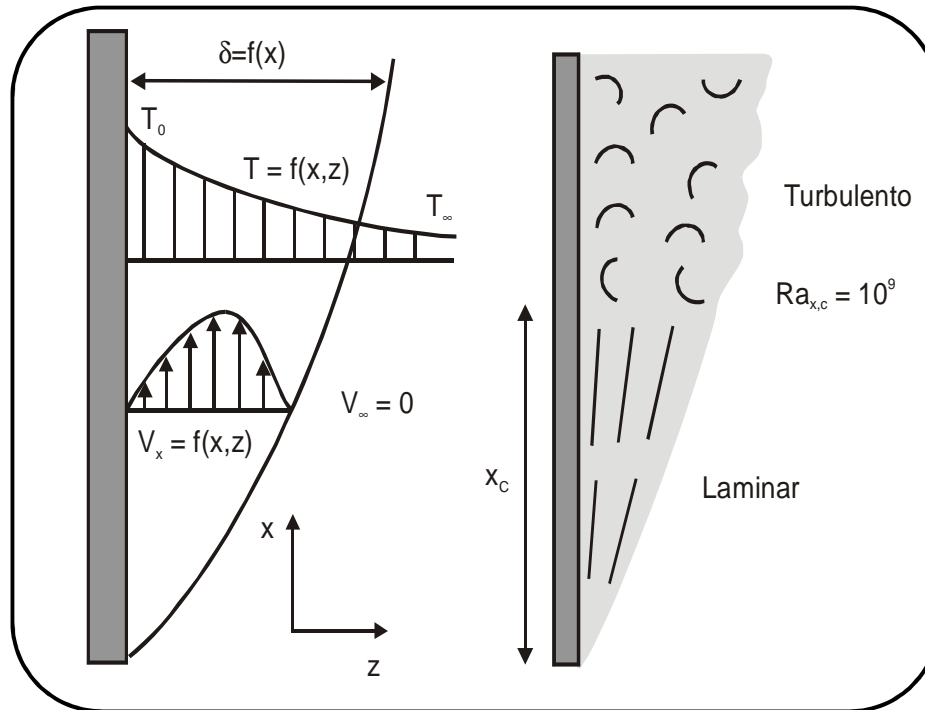
$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Propiedades físicas a T_p

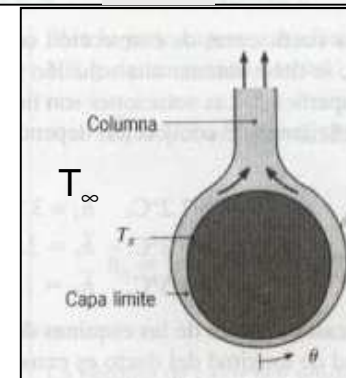
Geometría sencilla: placa plana y cilindro

Circulación sobre placa plana horizontal e inclinada

Circulación sobre una placa plana vertical



Circulación sobre cilindro horizontal



Geometría sencilla: placa plana y cilindro

Placa plana y cilindro vertical ($T_0 = \text{cte}$)

Gryzagoridis (Cilindro y placa plana verticales)	
$10 < Gr_L Pr < 10^8$	$Nu_L = 0,68 \cdot Pr^{1/2} \frac{Gr_L^{1/4}}{(0,952 + Pr)^{1/4}}$
Churchill - Chu (Placa plana vertical)	
Régimen laminar $Ra_L < 10^9$	$Nu_L = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$
McAdams (Cilindro y placa plana vertical)	
Turbulento $Gr_L > 10^9$	$Nu_L = 0,13 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/3}$
Placa plana vertical para metales líquidos	
Laminar $Pr < 0,03$	$Nu_L = 0,68 \cdot (Gr_L \cdot Pr^2)^{1/3}$

Geometría sencilla: placa plana y cilindro

Placa plana y cilindro vertical ($T_0 = \text{cte}$)

Fujii - Imura (Placas planas inclinadas, cara inferior caliente o superior fría) (I)	
$10^5 < Gr_L Pr \cos \theta < 10^{11}$ $0 < \theta < 89^\circ$	$Nu_L = 0,56 \cdot [Gr_L \cdot Pr \cos(\theta)]^{1/4}$
Al-Arabi y Khamis (Cilindro vertical) (II)	
$10^4 < Gr_L < 7 \cdot 10^5$ Laminar (1): $10^8 < Gr_L Pr < Gr_L Pr^*$ Turbulento (2): $Gr_L Pr^* < Gr_L Pr < 3 \cdot 10^{10}$	$1: Nu_L = [2,9 - 2,32 \cdot \text{sen}(\theta)^{0,8}] \cdot Gr_D^{-1/12} (Gr_L \cdot Pr)^{1/4 + 1/12 \text{sen}\theta \cdot 1,2}$ $2: Nu_L = [0,47 + 0,11 \cdot \text{sen}(\theta)^{0,8}] \cdot Gr_D^{-1/12} (Gr_L \cdot Pr)^{1/3}$ <p>donde: $Gr_L Pr^* = 2,6 \cdot 10^9 + 1,1 \cdot 10^9 \tan \theta$</p>
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <p>I</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>II</p> </div> </div>	

Geometría sencilla: placa plana y cilindro

Placa plana y cilindro horizontal ($T_0 = \text{cte}$)

Placa plana horizontal (Sección no rectangular: $L = \text{Superficie} / \text{Perímetro}$)		
Superior caliente o Inferior fría	$10^5 \leq Ra_L \leq 10^7$	$Nu_L = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4}$
	$10^7 \leq Ra_L \leq 10^{10}$	$Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3}$
Superior fría o Inferior caliente	$10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$	$Nu_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$
Placa plana circular horizontal enfriada por cara inferior con metales líquidos.		
Metales líquidos	$Nu_D = 0,26 \cdot (Gr_D \cdot Pr^2)^{0,35}$	
Cilindro horizontal (Churchill-Chu)		
$Ra_D < 10^{12}$	$Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/6} \right]^{1/4}} \right]^2$	
Conducciones o hilos horizontales (Cilindros de $L/D \gg \gg \gg$)		
$Pr > 0,5$ $10^3 < Gr_D < 10^9$	$Nu_D = 0,53 \cdot (Gr_D \cdot Pr)^{1/4}$	

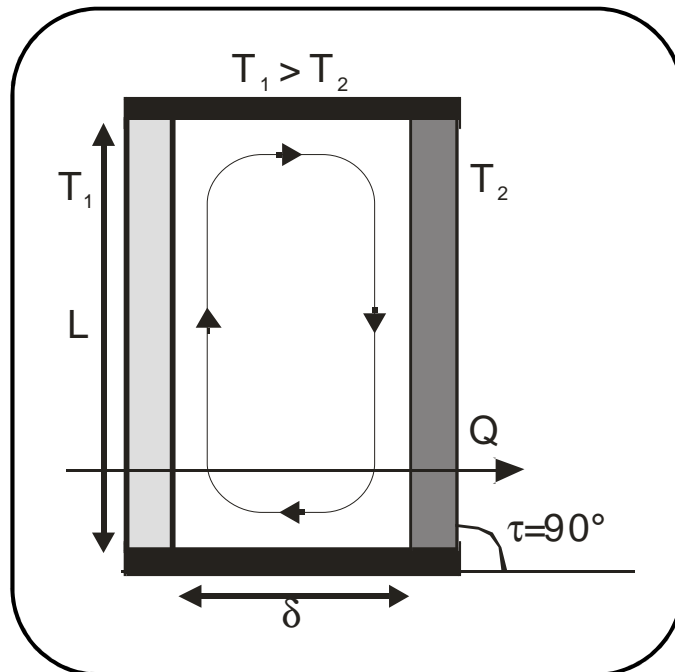
Geometría sencilla: placa plana y cilindro

Otras geometrías ($T_0 = \text{cte}$)

Esferas	
$1 < Gr_D < 10^5$	$Nu_D = 2 + 0,392 \cdot Gr_D^{1/4}$
$Pr > 0,7$ $Ra_D < 10^{11}$	$Nu_D = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra_D^{1/4}}{\left[1 + (0,469 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$
Conos con el vértice hacia abajo	
ángulo vértice: $3^\circ < \phi < 12^\circ$ $7,5 < \log Gr_L < 8,7$ $0,2 < \varepsilon < 0,8$ Longitud del lado: L $\varepsilon = \frac{2}{Gr_L^{1/4} \cdot \tan(\phi / 2)}$	$Nu_L = 0,63 \cdot (1 + 0,72 \cdot \varepsilon) \cdot Gr_L^{1/4}$
Sparrow - Stretton: Cubos, esferas y cilindros cortos ($L/D \ll \ll \ll$)	
$200 < Ra_L < 10^9$ $L = A / (4 A_{HOR} / \pi)^{1/2}$ A: área superficial, A_{HOR} : proyección horizontal	$Nu_L = 5,75 + 0,75 \cdot (Ra_L / F)^{0,252}$ $F = \left[1 + (0,49 / Pr)^{9/16}\right]^{16/9}$

Espacios cerrados

Espacio cerrado vertical



$$Gr_\delta = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_1 - T_2) \cdot \delta^3}{\mu^2}$$

$L/\delta \Rightarrow$ factor de forma

$Gr_\delta < 8.000 \rightarrow$ Conducción

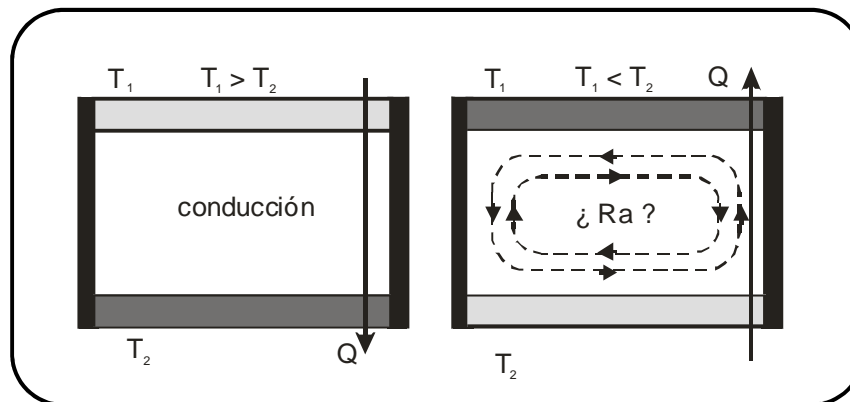
$Gr_\delta > 8.000 \rightarrow$ Convección

Esesor de capa límite \downarrow con $Gr_\delta^{0,25}$

Región central inactiva

Espacios cerrados

Espacio cerrado horizontal

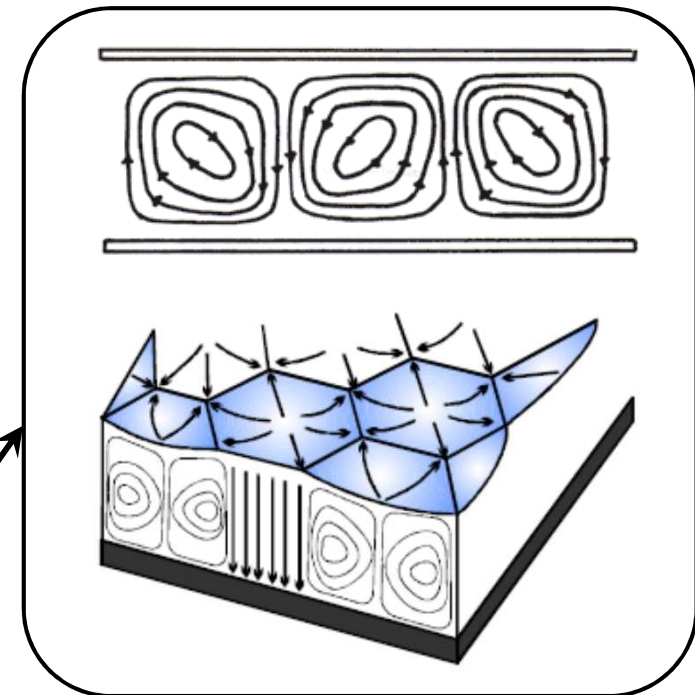


$Ra_{\delta} > 1700 \rightarrow$ Corrientes de convección

$1708 > Ra_{\delta} > 50000$ Laminar \Rightarrow posible formación de celdas de Bénard

$Ra_{\delta} > 50000$ Turbulento \Rightarrow desaparición de c. de Bénard

Celdas de Bénard



Espacios cerrados

$T_0 = \text{cte}$

Espacio rectangular vertical, $\tau = 90^\circ$ (Berkovsky - Polevikov)	
$2 < L/\delta < 10$ $Pr < 10$ $Ra_\delta < 10^{10}$	$Nu_\delta = 0,22 \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-1/4} \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra_\delta\right)^{0,28}$
$1 < L/\delta < 2$ $10^{-3} < Pr < 10^5$ $10^3 < (Ra_\delta Pr)/(0,2 + Pr)$	$Nu_\delta = 0,18 \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra_\delta\right)^{0,29}$
$10 < L/\delta < 40$ $1 < Pr < 2 \cdot 10^4$ $10^4 < Ra_\delta < 10^7$	$Nu_\delta = 0,42 \cdot \frac{Ra_\delta^{0,25} \cdot Pr^{0,012}}{(L/\delta)^{0,3}}$
$10 < L/\delta < 40$ $1 < Pr < 20$ $10^6 < Ra_\delta < 10^9$	$Nu_\delta = 0,046 \cdot Ra_\delta^{0,33}$
Espacio rectangular horizontal, $\tau = 0^\circ$, calentada por la parte inferior (Hollands)*	
Aire $1700 < Ra_\delta < 3,5 \cdot 10^9$	$Nu_\delta = 1 + 1,44 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_\delta}\right]^* + \left[\left(\frac{Ra_\delta}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]^*$
Agua $1700 < Ra_\delta < 3,5 \cdot 10^9$	$Nu_\delta = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_\delta}\right]^* + \left[\left(\frac{Ra_\delta}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]^* + 2 \left[\frac{Ra_\delta^{1/3}}{140}\right]^{1 - \ln(Ra_\delta^{1/3} / 140)}$

* $[x]^* = 0$ si $x < 0$

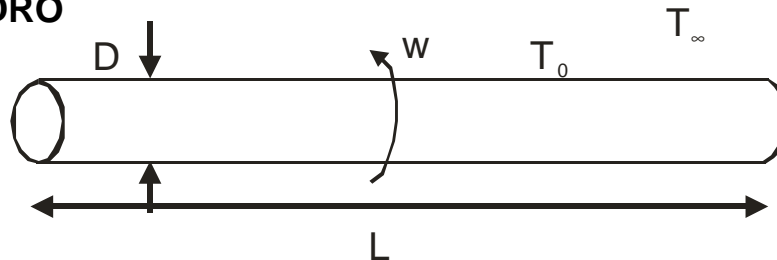
Espacios cerrados

$T_0 = \text{cte}$

Interior de cavidades esféricas	
$10^4 < Gr_D Pr < 10^9 : C=0,59; n=1/4$ $10^9 < Gr_D Pr < 10^{12} : C=0,13; n=1/3$	$Nu_D = C \cdot (Gr_D \cdot Pr)^n$
Espacio anular entre cilindros concéntricos. $b=(D_o - D_i)/2$; D_o, D_i : diámetro externo e interno	
$0,7 < Pr < 6000$ $10 < \left[\frac{\ln(D_o/D_i)}{b^{3/4} \left(1/D_i^{3/5} + 1/D_o^{3/5} \right)^{5/4}} \right]^4 \cdot Ra_b < 10^7$	$\frac{k_{EFF}}{k} = 0,386 \cdot \left[\frac{\ln(D_o / D_i)}{b^{3/4} \left(1/D_i^{3/5} + 1/D_o^{3/5} \right)^{5/4}} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{1/4} \cdot Ra_b^{0,25}$
Espacio entre esferas concéntricas. $b=(D_o - D_i)/2$; D_o, D_i : diámetro esfera externa e interna	
$0,7 < Pr < 4200$ $10 < \left[\frac{b}{(D_o D_i)^4 \left(D_i^{-7/5} + D_o^{-7/5} \right)^5} \right] \cdot Ra_b < 10^7$	$\frac{k_{EFF}}{k} = 0,74 \cdot \left[\frac{b^{1/4}}{D_o D_i \left(D_i^{-7/5} + D_o^{-7/5} \right)^{5/4}} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{1/4} \cdot Ra_b^{0,25}$

Superficies en rotación

CILINDRO



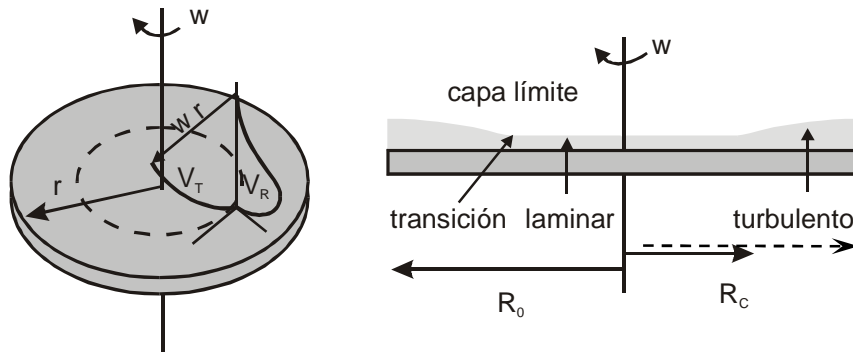
Velocidad crítica: velocidad lineal de la superficie del cilindro (V_L) que iguala la velocidad de ascenso del fluido por convección natural.

Si $V_L < V_c \rightarrow$ controla convección natural

$$Re_{\omega} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \omega}{\mu} > 8000 \quad (\text{aire})$$

$$Nu_D = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re_{\omega}^2 + Gr_D \cdot Pr)^{0,35}$$

DISCO



Régimen laminar

$$Re_{\omega} = \frac{\rho \cdot \omega \cdot D^2}{\mu} < 10^6 \quad Nu_D = 0,36 \cdot Re_{\omega}^{0,5}$$

Régimen turbulento

$$Nu_D = 0,0195 \cdot Re_{\omega}^{0,8}$$

Esfera	
Pr > 0,7 Re _w < 5 · 10 ⁴	Nu _D = 0,43 · Re _w ^{0,5} · Pr ^{0,4}
Pr > 0,7 5 · 10 ⁴ < Re _w < 7 · 10 ⁵	Nu _D = 0,066 · Re _w ^{0,67} · Pr ^{0,4}

Régimen mixto: convección forzada y natural

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \begin{cases} < 0,1 & \text{Convección Forzada} \\ 0,1 - 10 & \text{Mixto (CF + CN)} \\ > 10 & \text{Convección Natural} \end{cases}$$

RÉGIMEN MIXTO: $Nu^n = Nu_F^n \pm Nu_N^n$

Nu_F y $Nu_N \rightarrow Nu$ según correlaciones para convección forzada y natural.

$\pm \rightarrow +$: igual dirección para flujos de ambas convecciones

$-$: distinta dirección para flujos de ambas convecciones

$n \rightarrow$ superficies verticales: 3

superficies horizontales e inclinadas: 4