

TRANSFERENCIA DE CALOR

MI31A-Fenómenos de Transporte en Metalurgia Extractiva

Prof. Tanai Marín

10 Abril 2007

Clase #8

Transferencia de calor por convección

- Hasta ahora hemos discutido el fenómeno de transferencia de calor por conducción en régimen permanente y transiente.

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T$$

- La transferencia de calor por convección, la hemos introducido como condición de borde en el caso de superficies sólidas en contacto con un fluido en movimiento:

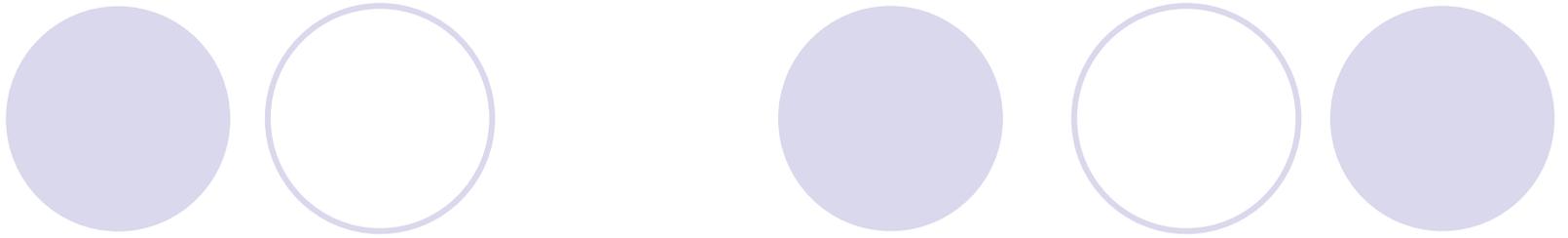
$$q = h(T_s - T_\infty)$$

Transferencia de calor por convección

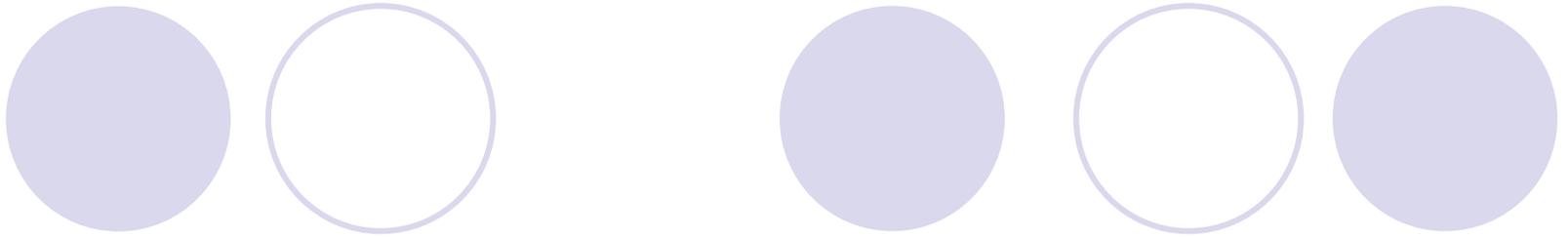
- El coeficiente de transferencia de calor, h , es una aproximación que “resume” o “representa” las condiciones reales de flujo, sus propiedades y la geometría del sistema.
- El coeficiente de transferencia de calor, no necesariamente es constante en el tiempo y posición y se necesitan correlaciones adecuadas para obtener una idea de su valor.

Transferencia de calor por convección

- La naturaleza de la transferencia de calor por convección tiene que ver con el hecho de que el fluido o el medio está en movimiento.
- En el caso general, la velocidad del fluido será función de la posición, del tiempo y eventualmente, de otras variables como temperatura y concentración



- Siempre que un objeto esté a una temperatura distinta que su ambiente, habrá transferencia de calor por convección.
- La ecuación que describe este fenómeno s deriva de la conservación de energía para una masa de control:



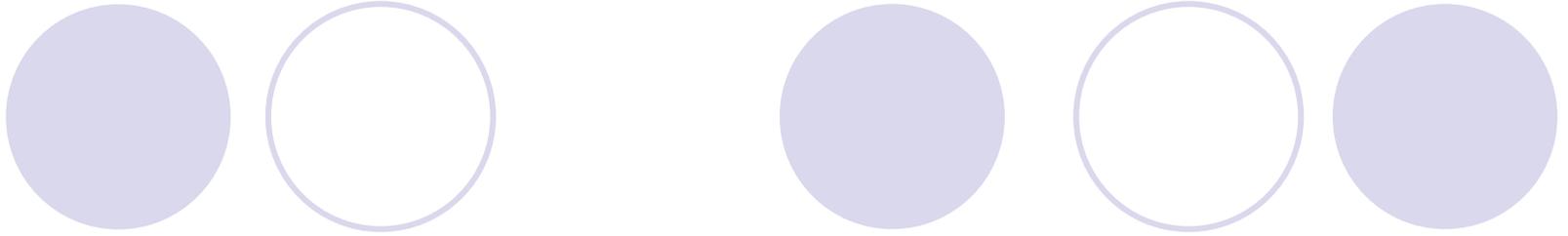
- Si $\phi=T$, entonces la energía está dada por:

$$\Phi = \int_{\Omega_{CM}} \rho c_p T d\Omega$$

- y la conservación de Φ , según el teorema del transporte de Reynolds:

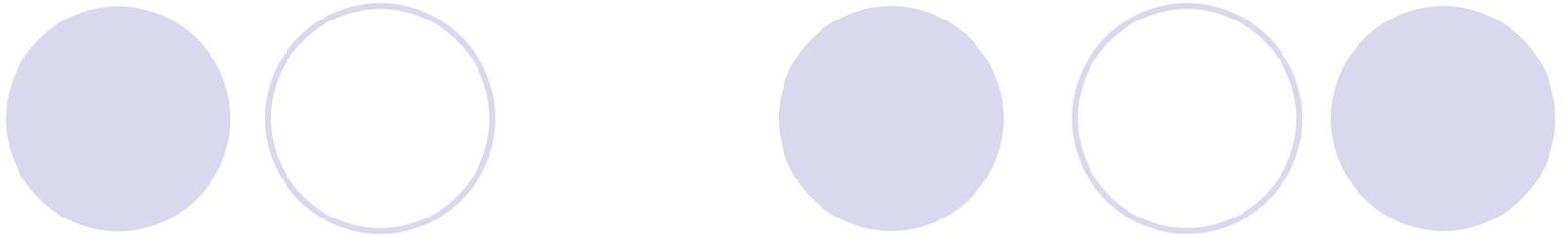
$$\frac{D}{Dt} \int_{\Omega_{CM}} \rho c_p T d\Omega = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega_{CV}} \rho c_p T d\Omega + \int_{S_{CV}} \rho c_p T \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS = 0$$

- Aplicando el teorema de divergencia de Gauss, se obtiene la forma diferencial:



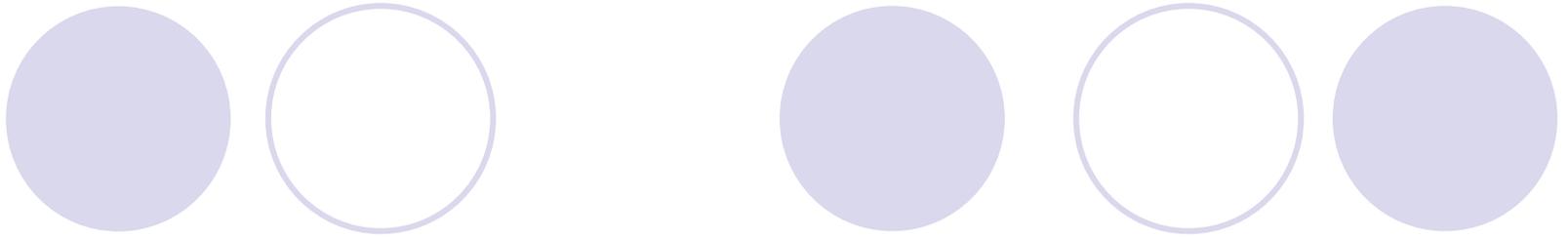
- Aplicando el teorema de divergencia de Gauss al termino convectivo y permitiendo que el volumen de control se infinitesimalmente pequeño, se obtiene la forma diferencial para la conservación de energía:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho c_p T \bar{\mathbf{u}}) = 0$$



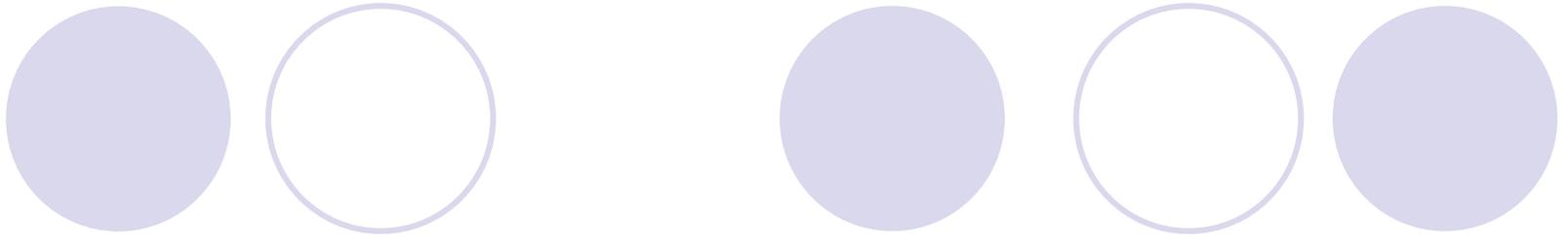
- Además, sabemos que en la ausencia de movimiento, la ecuación que describe la transferencia de calor por conducción es:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T$$



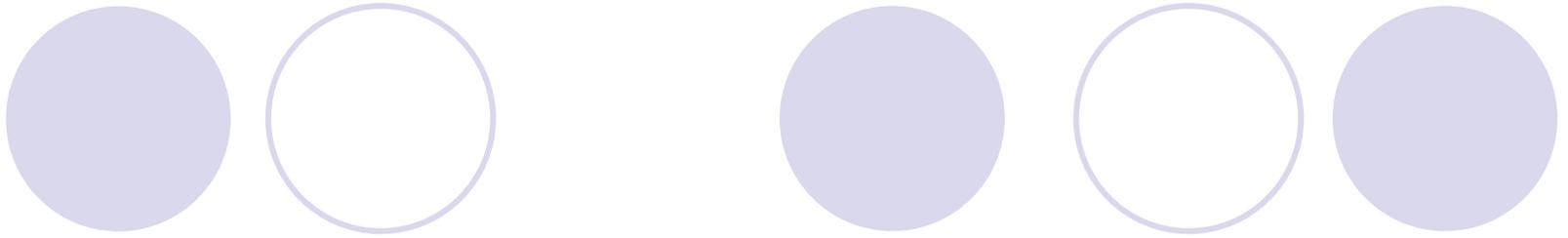
- Al combinar estas dos ecuaciones, obtenemos la ecuación general que describe el balance de energía en presencia de transporte de calor convectivo y conductivo:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho c_p T \bar{\mathbf{u}}) = k \nabla^2 T$$



- En la ecuación anterior, ambos fenómenos están incluidos y es necesario conocer el campo de velocidades del fluido para resolverla.
- Una forma de relacionar los efectos de ambos fenómenos es a través del número de Prandtl:

$$\text{Pr} = \frac{\text{transporte viscoso}}{\text{transporte de calor}} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{c_p \rho}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$



- Cuando el número de *Prandtl* es igual a 1, las capas límite térmica (δ_T) y viscosa (δ , o hidrodinámica) se superponen. Para la mayoría de los líquidos, Pr está entre 3 a 100, por lo que δ_T es más delgada que δ .
- En el caso de metales líquidos, Pr puede ser menor a 0.1 y δ_T es más gruesa que δ .

Propiedades de varios fluidos

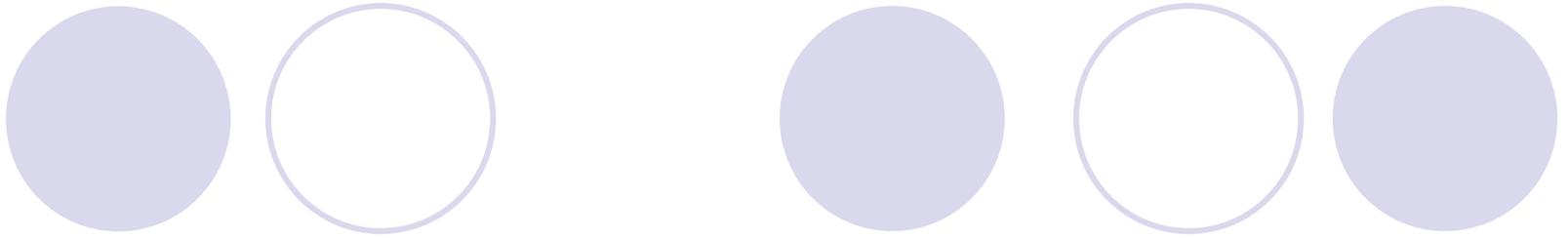
Fluido	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$\mu(\text{Pa s})$	$c_p(\text{J/kg K})$	$k(\text{W/mK})$	Pr
Mercurio	13593	1.5×10^{-3}	139	8.3	0.025
Aire	1.2	1.81×10^{-5}	1007	0.025	0.72
Agua	990	1.0×10^{-3}	4189	0.62	6.76
Alcohol	795	1.2×10^{-3}	2395	0.168	17
Glicerina	1260	1.49	2386	0.287	12400
Sales Fundidas	2000	2.0×10^{-3}	1500	0.4	7.5
Metales líquidos	2000 - 8000	2.0×10^{-3}	300 - 1000	30 - 130	0.015
Matas Líquidas	4800	2.0×10^{-3}	500	2	0.5
Escorias líquidas	3800	0.4 - 10	800 - 1300	1	1000

Transferencia de calor para flujo laminar sobre una placa plana

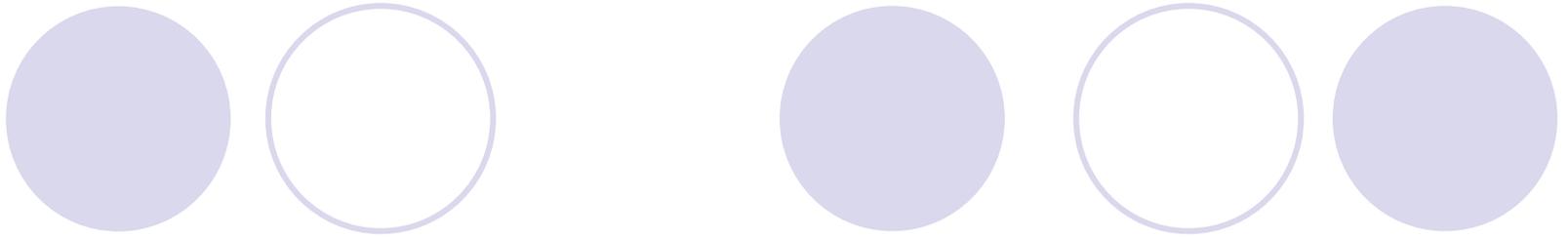
- Para flujos laminares de fluidos con $0.6 < Pr < 50$ sobre una placa, isotérmica, el coeficiente de transferencia de calor local está dado por:

$$h(x) = 0.332 \cdot k \cdot Pr^{1/3} \sqrt{\frac{u_{\infty}}{\nu \cdot x}}$$

- Donde u_{∞} es la velocidad del seno del fluido, x es la distancia desde el borde de la placa, ν es la viscosidad cinemática (μ/ρ)



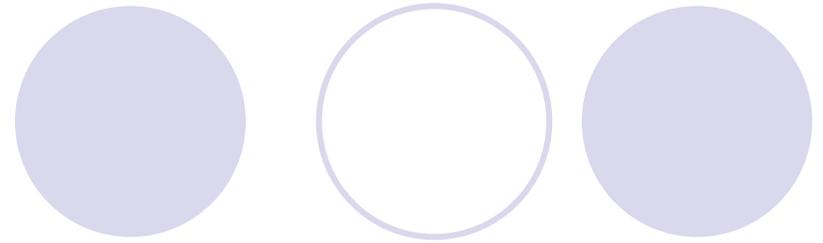
- Para flujo laminar de aire o agua sobre una placa plana a 1 atm y temperatura ambiente, se pueden utilizar las siguientes aproximaciones:
 - Aire:
$$h(x) = 1.95 \sqrt{\frac{u_{\infty, \text{aire}}}{x}}$$
 - Agua:
$$h(x) = 400 \sqrt{\frac{u_{\infty, \text{agua}}}{x}}$$
- Bajo las mismas condiciones, el coeficiente de transferencia de calor es 200 veces mayor para agua que para aire



- El coeficiente de transferencia de calor promedio desde el borde de la placa hasta una posición a $x=L$ está dado por:

$$h_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx = 0.664 \cdot k \cdot \text{Pr}^{1/3} \sqrt{\frac{u_{\infty}}{\nu \cdot L}}$$

Número de Nusselt

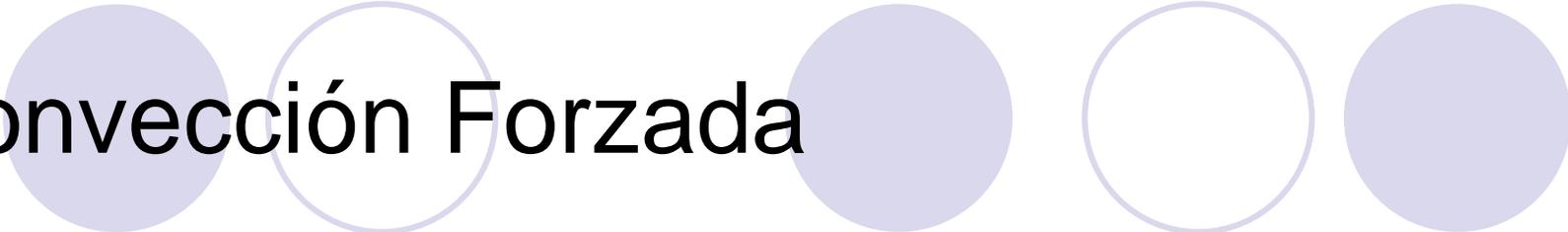


- El número de Nusselt (Nu) representa el gradiente adimensional de temperatura sobre la superficie:

$$Nu = \frac{\text{transporte convectivo}}{\text{transporte conductivo}} = \frac{h \cdot x}{k}$$

- El número de Nusselt puede relacionar el coeficiente de transferencia de calor con otros números adimensionales.

Convección Forzada



- En este caso, el movimiento del fluido es causado por factores externos.
 - Flujo en una cañería
 - Flujo de aire debido a un ventilador
 - Flujo en un estanque debido a un agitador
- En convección forzada, es importante conocer el número de Reynolds, para conocer si el flujo es laminar o turbulento.
- En convección forzada, el número de Nusselt es una función del número de Reynolds y de Prandtl

Convección forzada

- En el caso de una placa isotérmica:

$$Nu(x) = \frac{\left(0.332 \cdot k \cdot \text{Pr}^{1/3} \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu \cdot x}} \right) \cdot x}{k} = 0.332 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}_x^{1/2}$$

- En el caso de flujo de calor constante desde la placa:

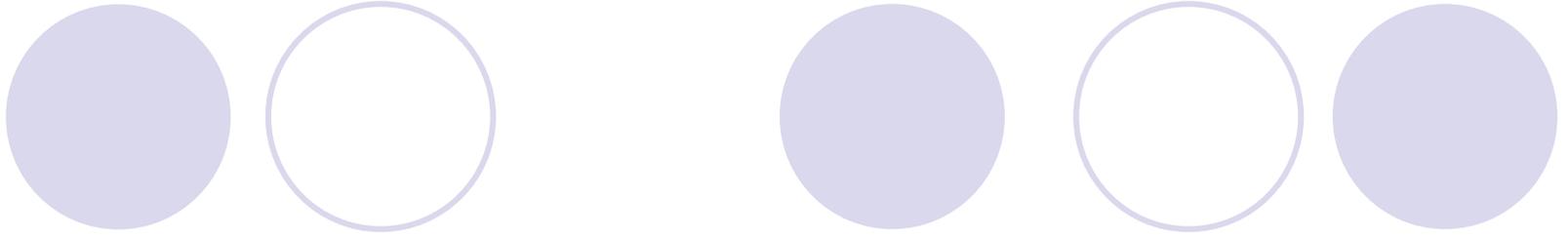
$$Nu(x) = 0.453 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}_x^{1/2}$$

$$\text{Re}_x = \frac{x \cdot u \cdot \rho}{\mu}$$

Convección Forzada

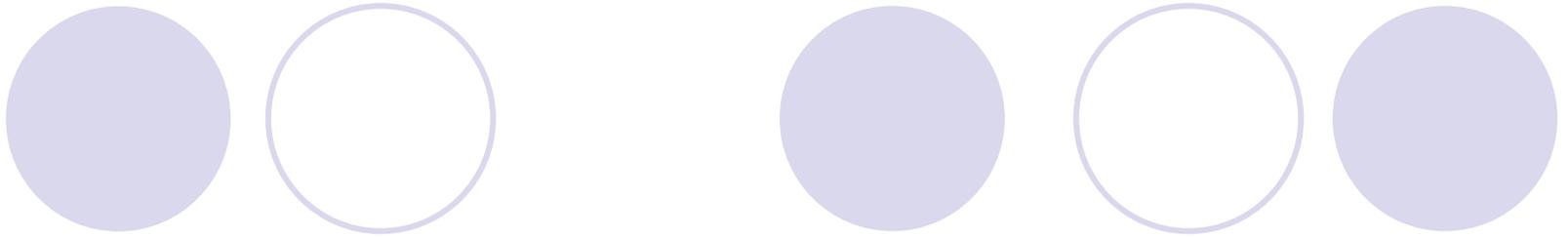
Situación	Condición	$Nu = hD/k$ $Nu = hL/k$ $Nu_x = hx/k$
Cañería; Laminar $Re = Du\rho/\mu < 2100$	$q = \text{constante}$ $T_S = \text{constante}$	4.36 3.66
Cañería, ductos no circulares; Turbulento, $Re > 4100$	$T_S > T_{\text{fluido}}$ $T_S < T_{\text{fluido}}$	$0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ $0.023Re^{0.8}Pr^{0.3}$
Placa plana; Laminar ($Re < 3 \times 10^5$)	$isoT$; $0.6 < Pr < 50$ $q = \text{constante}$	$0.332Re_x^{0.5}Pr^{1/3}$ $0.453Re_x^{0.5}Pr^{1/3}$
Placa plana; Turbulento ($5 \times 10^5 < Re < 10^8$)	$isoT$; $0.6 < Pr < 50$ $q = \text{constante}$	$0.0296Re_x^{0.8}Pr^{1/3}$ $0.0308Re_x^{0.8}Pr^{1/3}$

Errores producto de estas aproximaciones pueden llegar a ser de 25%



- Además, se entrega la siguiente correlación que puede aplicarse a un rango amplio de números de Pr

$$Nu(x) = \frac{0.3387 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_x^{1/2}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} ; \quad Pr \cdot Re > 100$$



- Para ductos rectangulares y flujo laminar las siguientes correlaciones pueden ser usadas:

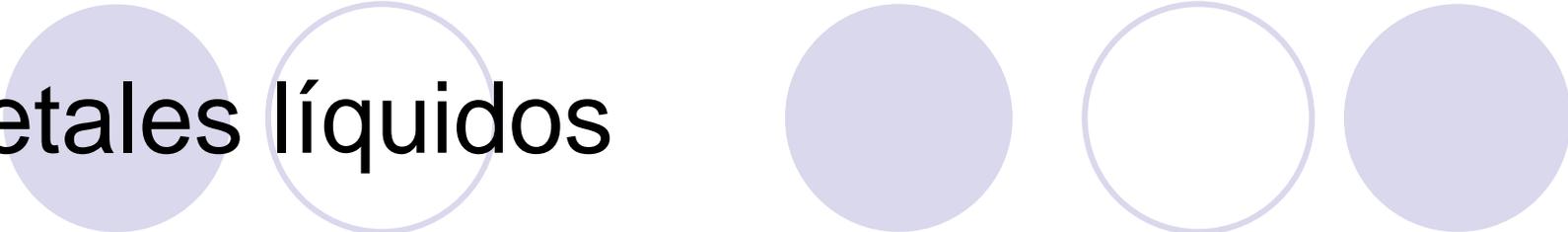
- Flujo de calor constante $Nu = 3.0 + 0.58 \frac{W}{H}$

- Temperatura constante $Nu = 2.6 + 0.43 \frac{W}{H}$

Con Nu:
$$Nu = \frac{hD_e}{k} = \frac{h \frac{2HW}{H+W}}{k}$$

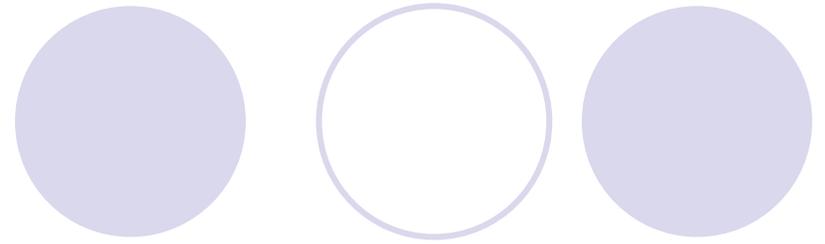
y razones de W/H entre 1 y 4. W=ancho y H=alto del ducto

Metales líquidos

The title is positioned to the left of a decorative graphic consisting of five circles. The first circle is solid light purple, the second is a light purple outline, the third is solid light purple, the fourth is a light purple outline, and the fifth is solid light purple.

- Las correlaciones desarrolladas para fluidos a baja temperatura no pueden aplicarse a metales líquidos.
- Los metales líquidos, tienden a tener muy bajos números de Pr.

Metales líquidos

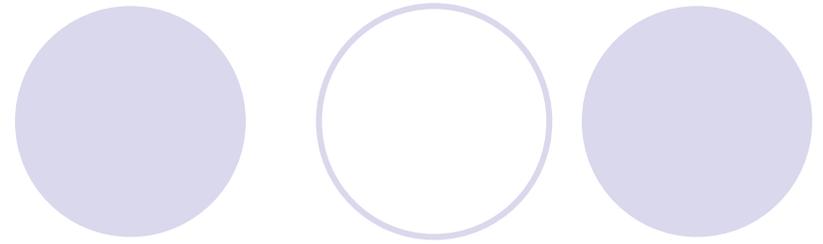


- Para flujo en cañerías con flujo de calor constante se propone la siguiente ecuación:

$$Nu = 4.82 + 0.0185 \cdot (Pr \cdot Re)^{0.827}$$

- Esta correlación es válida para $Re < 10^6$ y $100 < PrRe < 10000$

Metales líquidos



- Para flujo en cañerías con temperatura constante se propone la siguiente ecuación:

$$Nu = 5.0 + 0.025 \cdot (Pr \cdot Re)^{0.8}$$

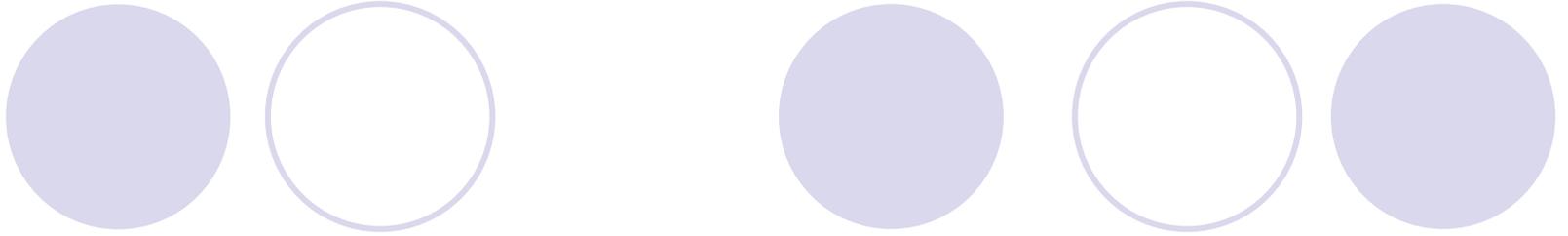
- Esta correlación es válida para $Re < 10^6$ y $100 < PrRe$ y $L/D > 60$

Flujo forzado a través de cilindros y esferas

- El coeficiente de transferencia de calor global para flujos a través de un cilindro o alambre puede estimarse en base a:

$$Nu(x) = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

- Válido entre $10^2 < Re < 10^7$ y $RePr > 0.2$



- Para esferas cayendo libremente a través de un fluido, la correlación de Ranz-Marshall es comúnmente usada:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 2 + Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2}$$