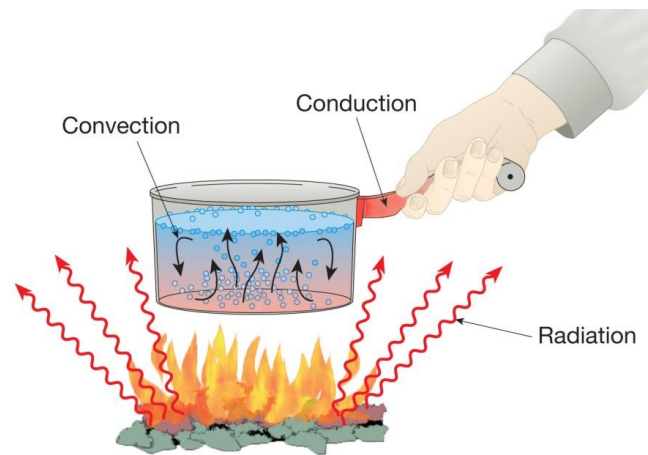


Operaciones Unitarias 1

Transferencia de Calor

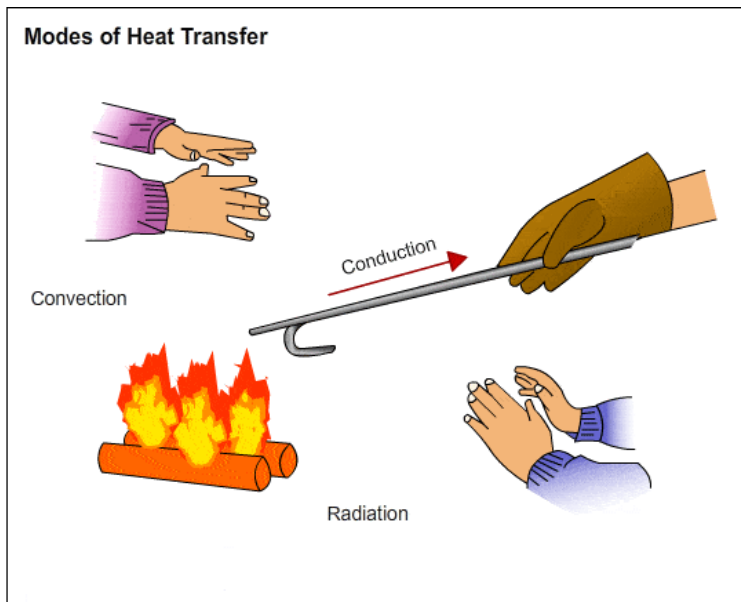
Elementos del fenómeno de transporte



Transferencia de Calor mecanismos

Calor es la energía que se transfiere como consecuencia de la existencia de diferencias de temperaturas entre dos sistemas o entre partes de un sistema. Se trata de una energía en tránsito. Un sistema no acumula calor. 1er Principio de la Termodinámica

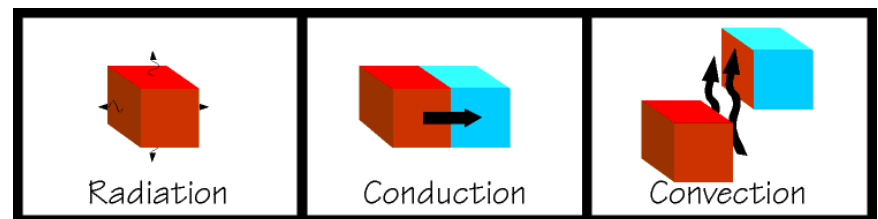
Tres mecanismos básicos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.



Conducción: transferencia de energía desde un cuerpo a otro adyacente por contacto directo.

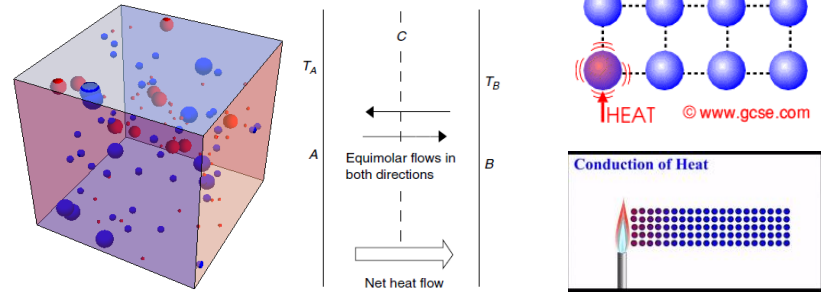
Convección: transferencia de energía por el mezclado íntimo de porciones de material. El mezclado puede producirse naturalmente por diferencia de densidad de fluidos, (convección natural) o ser provocada (convección forzada)

Radiación, transferencia de energía por la interacción de ondas electromagnéticas con la materia.



Transferencia de Calor mecanismos, conducción, ecuación de Fourier

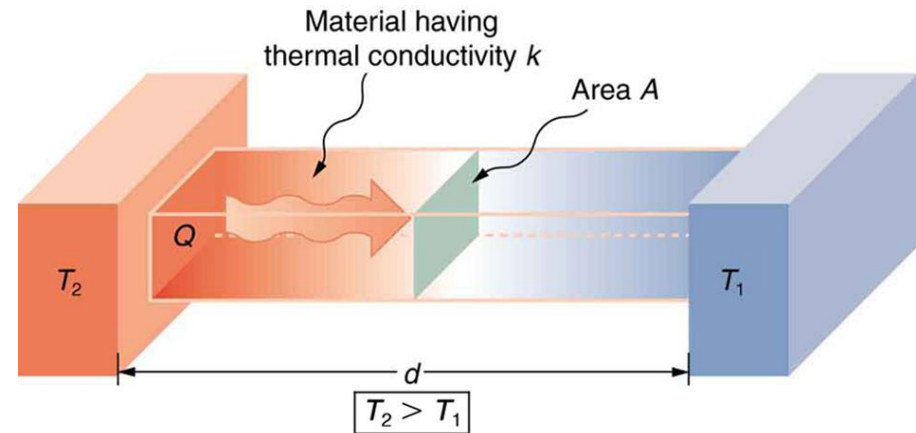
Transferencia de calor por contacto molecular directo: la fuerza impulsora es un gradiente de temperatura. Aunque los mecanismos son diferentes para sólidos, gases y líquidos, se establece en el estado estacionario una relación de proporcionalidad entre el flujo de calor y este gradiente térmico.



energía por unidad de volumen asociada a la temperatura

$$\frac{dq}{A} = -\alpha \frac{d(\rho c_p T)}{dx} = -\alpha \rho c_p \frac{dT}{dx} = -\kappa \frac{dT}{dx}$$

$$\frac{d\dot{q}}{A} = -\kappa \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación de Fourier en la dirección } x$$



Potencia térmica o tasa de transferencia de calor : $\dot{q} \left[\frac{J}{s} = W \right]$; área perpendicular al flujo de calor: $A [m^2]$; difusividad

térmica: $\alpha \left[\frac{m^2}{s} \right]$; densidad másica: $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$; calor específico a presión constante: $c_p \left[\frac{J}{kg.K} \right]$; temperatura: $T[K]$;

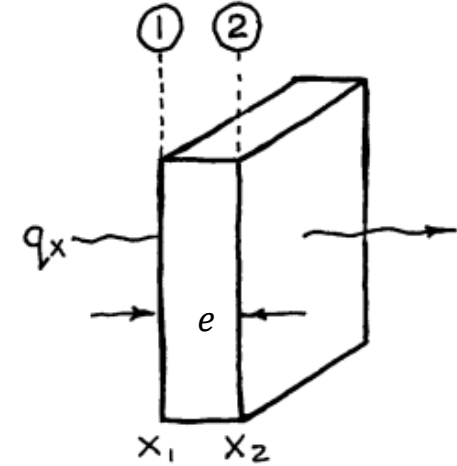
conductividad térmica: $\kappa = \alpha \rho c_p = \left[\frac{J}{s.m.K} \right]$. Flujo térmico: $\frac{\dot{q}}{A} \left[\frac{J}{s.m^2} = \frac{W}{m^2} \right]$

Transferencia de Calor mecanismos, conducción, ecuación de Fourier integrada para geometrías sencillas

Conducción de calor en placas planas $\kappa = ctte$ y $A = ctte$

$$\frac{d\dot{q}}{A} = -\kappa \frac{dT}{dx} \Rightarrow \dot{q}_{in} = \dot{q}_{out} = \dot{q} \Rightarrow \frac{\dot{q}}{A} = -\kappa \frac{dT}{dx} \Rightarrow \frac{\dot{q}}{A} dx = -\kappa dT$$

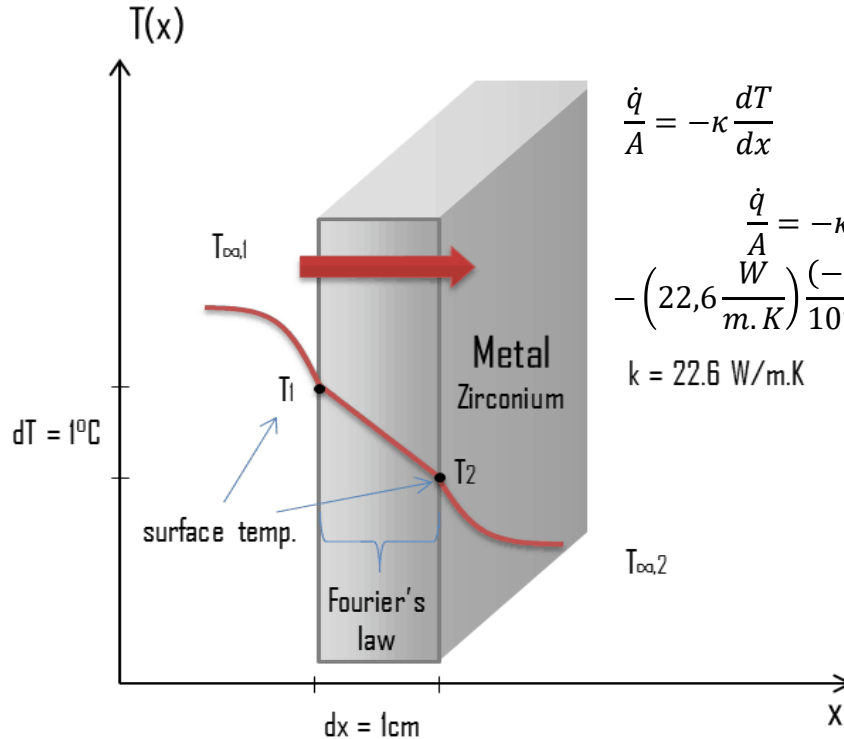
$$\frac{\dot{q}}{A} \int_{x_1}^{x_2} dx = -\kappa \int_{T_1}^{T_2} dT \quad \dot{q} = -\kappa A \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} \rightarrow \dot{q} = -\kappa A \frac{\Delta T}{e}$$



$$R_w = \frac{e}{\kappa A} \Rightarrow \dot{q} = -\frac{\Delta T}{R_w}$$

Resistencia a la conducción de calor $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\kappa = \left[\frac{J}{s \cdot m \cdot K} \right] = W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$



$$\begin{aligned} \frac{\dot{q}}{A} &= -\kappa \frac{dT}{dx} \\ \frac{\dot{q}}{A} &= -\kappa \frac{dT}{dx} = \\ &= -\left(22,6 \frac{W}{m \cdot K}\right) \frac{(-1) K}{10^{-2} m} = 2,26 \frac{kW}{m^2} \\ \kappa &= 22.6 \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

Transferencia de Calor mecanismos, conducción, ecuación de Fourier integrada para geometrías sencillas

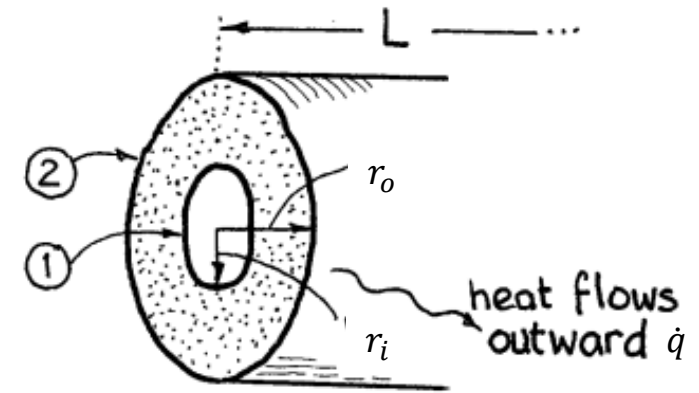
Conducción de calor en ductos circulares $\kappa = \text{ctte}$, A_{ml}

$$A_{ml} = \frac{(A_o - A_i)}{\ln \frac{A_o}{A_i}} = \frac{\pi L(D_o - D_i)}{\ln \frac{D_o}{D_i}} = \frac{2\pi L(r_o - r_i)}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$$

$$\frac{d\dot{q}}{A} = -\kappa \frac{dT}{dr} \rightarrow \dot{q} \frac{dr}{A} = -\kappa dT \rightarrow \dot{q} \frac{dr}{2\pi r L} = -\kappa dT \rightarrow \frac{\dot{q}}{2\pi L} \frac{dr}{r} = -\kappa dT$$

$$\frac{\dot{q}}{2\pi L} \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = - \int_{T_i}^{T_o} \kappa dT \rightarrow \frac{\dot{q}}{2\pi L} \ln \frac{r_o}{r_i} = \kappa(T_i - T_o) \rightarrow \dot{q} = \frac{2\pi L \kappa (T_i - T_o)}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$$

$$\Rightarrow \dot{q} = \frac{(T_i - T_o)}{\frac{1}{2\pi \kappa L} \ln \frac{D_o}{D_i}} \rightarrow \dot{q} = \frac{(T_i - T_o)}{R_w}$$



$$R_w = \frac{1}{2\pi \kappa L} \ln \frac{r_o}{r_i} \equiv \frac{1}{2\pi \kappa L} \ln \frac{D_o}{D_i} = \frac{(D_o - D_i)}{2A_{ml} \kappa} \text{ Resistencia a la conducción de calor } ^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$$

$$\frac{1}{R_w} = \frac{2\pi \kappa L}{\ln \frac{D_o}{D_i}} \text{ Conductancia térmica } \text{W}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$$

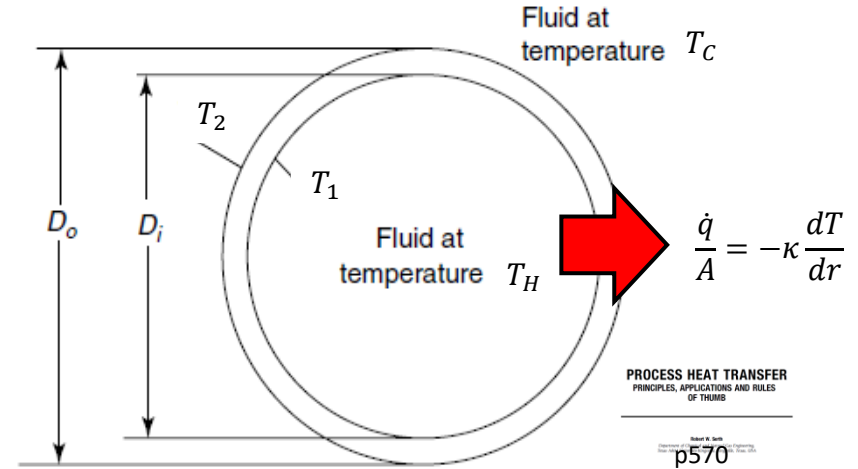
Transferencia de Calor mecanismos, conducción, ecuación de Fourier, valores de k

Conducción de calor en ductos circulares $\kappa = \phi(T)$

$$\frac{\dot{q}}{A} = -\kappa \frac{dT}{dr} \rightarrow \frac{\dot{q}}{A} dr = -\kappa dT \rightarrow \dot{q} \frac{dr}{2\pi r L} = -\kappa dT$$

$$\frac{\dot{q}}{2\pi L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_1}^{T_2} \kappa dT \rightarrow \frac{\dot{q}}{2\pi L} \ln \frac{r_2}{r_1} = - \int_{T_1}^{T_2} \kappa dT$$

$$\kappa = a + bT \rightarrow \frac{\dot{q}}{L} = \frac{2\pi \left[a(T_1 - T_2) + \frac{b}{2}(T_1^2 - T_2^2) \right]}{\ln \frac{D_o}{D_i}}$$



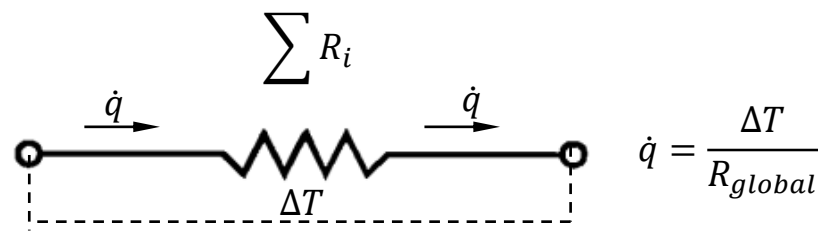
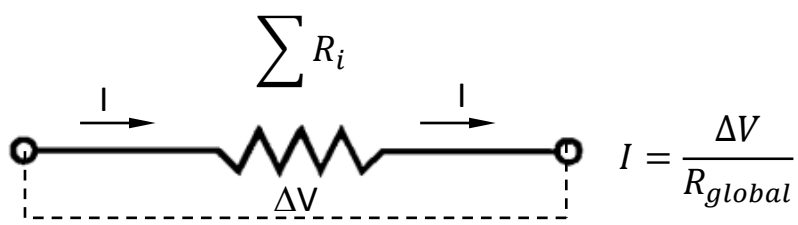
Material	k, W/m K	Material	k, W/m K
Gases		Solids	
SO ₂	0.009	Styrofoam	0.036
CO ₂ , H ₂	0.018	Corrugated cardboard	0.064
H ₂ O	0.025	Paper	0.13
Air	0.026	Sand, dry	0.33
Liquids		Glass	0.35–1.3
Gasoline	0.13	Ice	2.2
Ethanol	0.18	Lead	34
Water	0.61	Steel	45
Mercury	8.4	Aluminum	204
Sodium	85	Copper	380

TABLE A.16 Thermal Conductivities of Tubing Materials

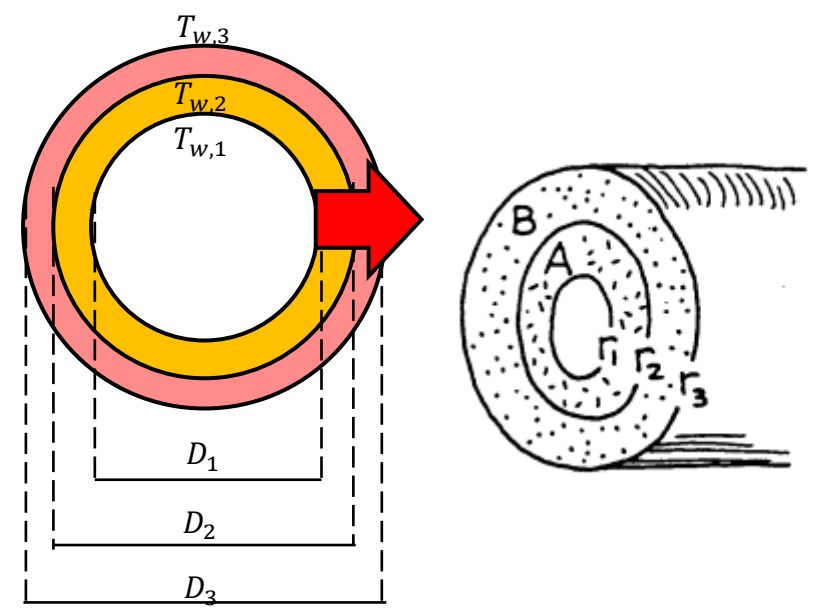
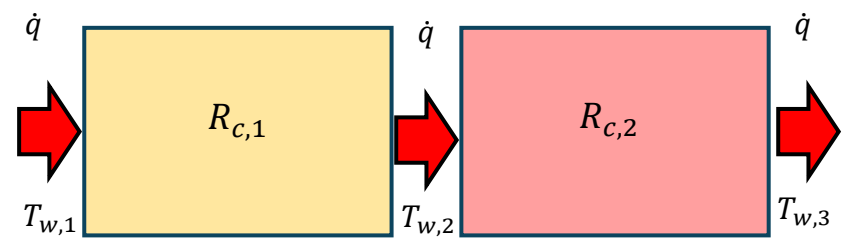
Material	k (Btu/h · ft · °F)	Material	k (Btu/h · ft · °F)
Carbon steel	24–30	Inconel 800	6.7–8
304 Stainless steel	8.6–12	Inconel 825	7.2
309 Stainless steel	29	Hastelloy B	6.1–9
310 Stainless steel	7.3–11	Hastelloy C	5.9–10
316 and 317 Stainless steel	7.7–12	Alloy 904L	7.5–9
321 and 347 Stainless steel	8–12	Alloy 28	6.5–9
25Cr–12Ni Steel	6.5–10	Cr–Mo Alloy XM–27	11.3
22Cr–5Ni–3Mo Steel	9.5	Alloy 20CB	7.6
3.5Ni Steel	23.5	Copper	225
Carbon–0.5Mo Steel	25	90–10 Cu–Ni	30
1.0 & 1.25Cr–0.5Mo Steel	21.5	70–30 Cu–Ni	18
2.25Cr–1.0Mo Steel	21	Admiralty brass	64–75
5Cr–0.5Mo Steel	16.9–19	Naval brass	71–74
12Cr & 13Cr Steel	15.3	Muntz metal (60Cu–40Zn)	71
15Cr Steel	14.4	Aluminum bronze	71
17Cr Steel	13	Al–Ni Bronze	72
Nickel alloy 200	38.5	Aluminum alloy 3003	102–106
Nickel alloy 400	12.6–15	Aluminum alloy 6061	96–102
Inconel 600	9	Titanium	11.5–12.7
Inconel 625	7.5–9	Zirconium	12

This table lists typical values of thermal conductivity that can be used to estimate the thermal resistance of tube and pipe walls. These values may not be appropriate for operation at very high or very low temperatures.

Transferencia de Calor mecanismos, conducción, Resistencia



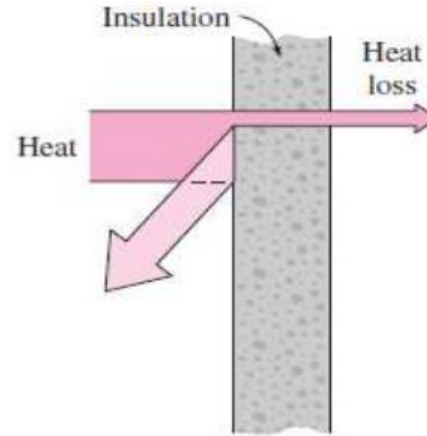
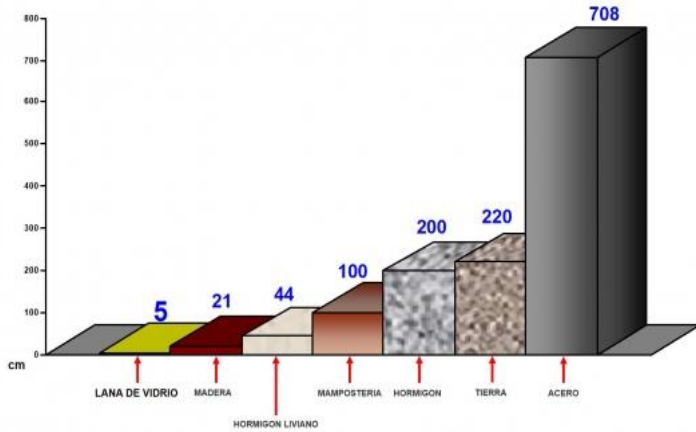
Resistencias en serie $\dot{q} = \frac{(T_{w,i} - T_{w,o})}{R_c}$



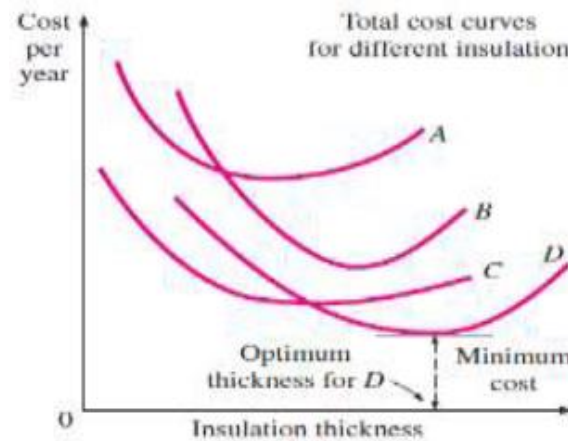
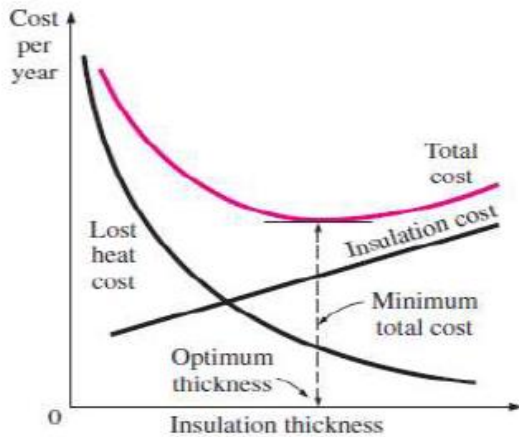
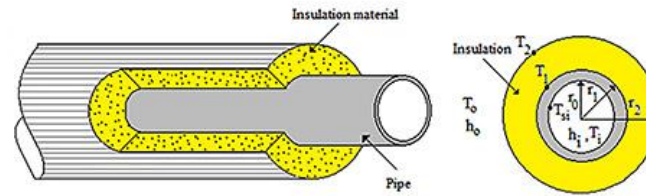
$$\left. \begin{aligned} \dot{q}R_{c,1} &= (T_{w,1} - T_{w,2}) \\ \dot{q}R_{c,2} &= (T_{w,2} - T_{w,3}) \end{aligned} \right\} \dot{q}R_{c,1} + \dot{q}R_{c,2} = (T_{w,1} - T_{w,2}) + (T_{w,2} - T_{w,3}) \rightarrow \dot{q}(R_{c,1} + R_{c,2}) = (T_{w,1} - T_{w,3})$$

$$\dot{q} = \frac{(T_{w,1} - T_{w,3})}{(R_{c,1} + R_{c,2})} \Rightarrow R_{c,1} + R_{c,2} = \frac{1}{2\pi\kappa_1 L} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{2\pi\kappa_2 L} \ln \frac{D_3}{D_2} \Rightarrow \frac{\dot{q}}{L} = \frac{(T_{w,1} - T_{w,3})}{L(R_{c,1} + R_{c,2})}$$

Transferencia de Calor mecanismos, conducción, espesores económicos de aislaciones térmicas



Espesor de distintos materiales requeridos para obtener una resistencia a la transferencia por conducción de $1,25 \frac{m.K}{W}$



Transferencia de Calor mecanismos, convección

Se presenta cuando el flujo de un fluido a mayor temperatura está en contacto con una interfase o superficie a menor temperatura.

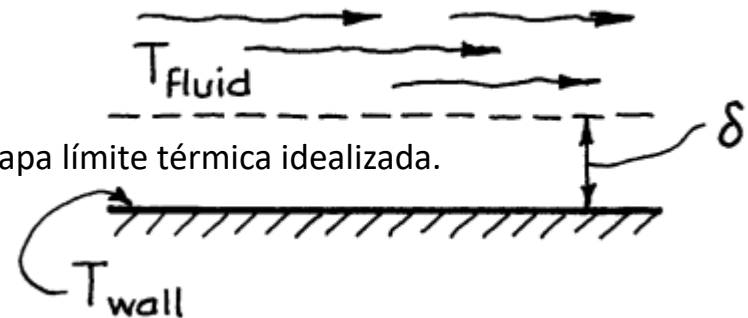
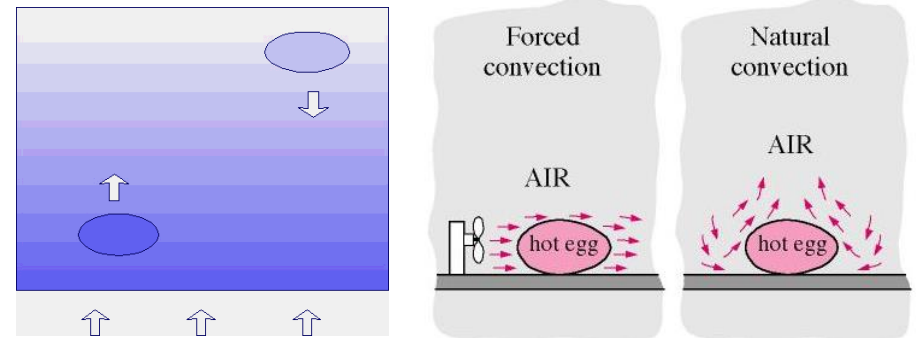
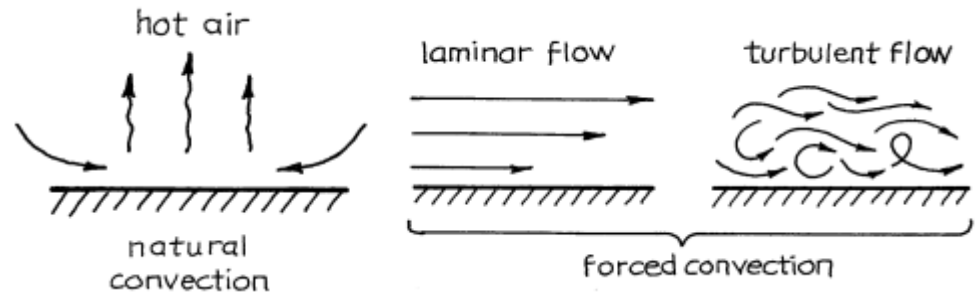
La velocidad de transferencia depende de de las propiedades del fluido y de la mecánica o régimen de su movimiento (diferencia de densidad, flujo laminar, o flujo turbulento

Para su tratamiento, Prandtl (1904), impone el concepto de capa límite térmica, región (o espesor), en contacto con la interfase, donde está localizada toda la resistencia a la transferencia.

$$\dot{q} = -\kappa A \frac{\Delta T}{\delta} \quad \text{El valor de } \delta \text{ no puede ser estimado independientemente} \quad \kappa = W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

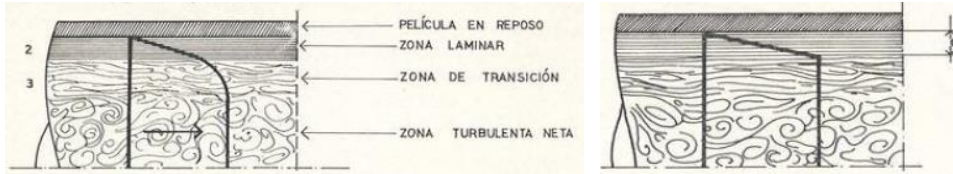
$$\dot{q} = -\left(\frac{\kappa}{\delta}\right) A \Delta T \rightarrow \dot{q} = -h A \Delta T \quad h: W \cdot m^{-2} K^{-1}$$

h :coeficiente de película incorpora el valor del espesor de la capa límite térmica idealizada.



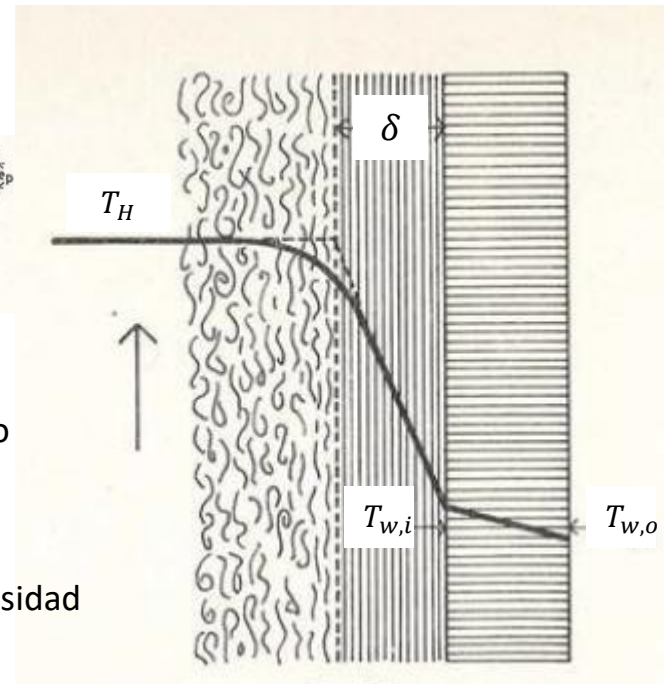
Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular
capa límite equivalente

$$\dot{q} = -hA\Delta T$$



$h : W \cdot m^{-2} K^{-1}$ depende de las características del fluido (viscosidad μ , conductividad térmica κ , densidad ρ y calor específico c_p , del ducto (diámetro y ε) y del escurrimiento (velocidad media \bar{v})

El espesor δ de la capa límite equivalente, debido a la modificación de la viscosidad del fluido, está fuertemente influido por la temperatura de la pared, $T_{w,i}$.



Los valores de h fueron medidos en una gran cantidad de configuraciones de transferencia de calor, incorporados y correlacionados mediante análisis dimensional, a otros números adimensionales

$$Re = \frac{D\rho\bar{v}}{\mu} = \frac{D\dot{G}}{\mu} \quad \dot{G} = \rho\bar{v} \text{ masa velocidad} \quad \frac{D}{L} \text{ Relación de longitudes}$$

$$Pr = \frac{c_p\mu}{\kappa} \quad \text{Número de Prandlt} \quad \frac{\mu}{\mu_w} \text{ Relación de viscosidad}$$

$$Nu = \frac{hD}{\kappa} \quad \text{Número de Nüsselt}$$

$$Nu = \phi \left(Re, Pr, \frac{\mu}{\mu_w}, \frac{D}{L} \right)$$



Osborne Reynolds(1842 – 1912)

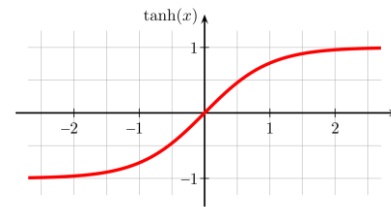
Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular, correlaciones de interés

La transición de flujo laminar a flujo turbulento se puede distinguir por el número de Reynolds crítico Re_{cr} . Para el flujo de fluido en un tubo circular recto, $Re_{cr} = 2300$. Para $Re < Re_{cr}$, el flujo es laminar. Si $Re > Re_{cr}$, el flujo está en una región de transición y puede volverse turbulento. Cuando $Re > 10^4$, el flujo es completamente turbulento.

Flujo laminar, tubo circular recto $Re < 2300; X = \frac{L}{RePrD}$

$$Nu = \frac{hD}{\kappa} = \frac{3,657}{\tanh\left(2,264X^{\frac{1}{3}} + 1,7X^{\frac{2}{3}}\right)} + \frac{0,0499}{X} \tanh X$$

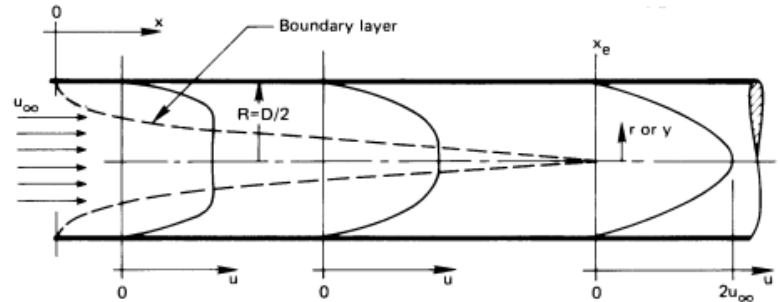
Función tangente hiperbólica



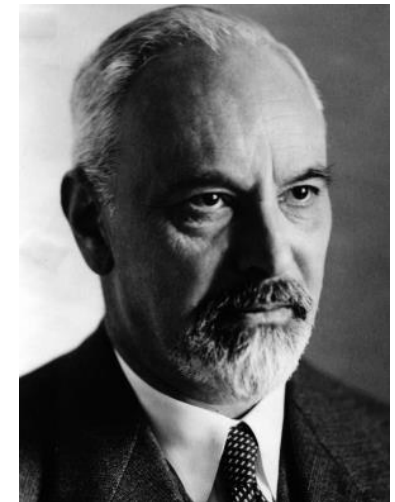
Ernst Kraft Wilhelm Nusselt (1882 – 1957) – alpinista - 1912

Flujo laminar, placas planas paralelas, hidrodinámica y térmicamente totalmente desarrollado

$$Nu = \frac{hD}{\kappa} = 7,5407$$



Hans Dieter Baehr · Karl Stephan
Heat and Mass Transfer
p353



Ludwig Prandtl (1875 – 1953)

Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular, Correlación de Sieder – Tate (CST)

Convección forzada en el interior de tubos $Nu = \phi \left(Re, Pr, \frac{\mu}{\mu_w}, \frac{D}{L} \right)$

	Flujo	a	α	β	γ	δ	
$Nu = aRe^\alpha Pr^\beta \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^\gamma \left(\frac{D}{L}\right)^\delta$	Laminar $Re < 2300$	1,86	1/3	1/3	0,14	1/3	$Re < 2300$ $RePr D/L > 10$ $0,0044 < \mu/\mu_w < 9,75$
	Turbulento $Re > 10000$	0,023	0,80	1/3	0,14	0	$Re > 10000$ $0,7 < Pr < 120$

*Correlación de Dittus - Boelter *Correlación de Sieder y Tate: agrega la dependencia de la viscosidad con la temperatura de pared

La correlación experimental de *Sieder y Tate* es cercana a las soluciones analíticas

Régimen de Transición (2300 < Re < 10,000).

En esta región el patrón de flujo es inestable y la incertidumbre es mayor en la predicción del número de Nusselt. Algunas correlaciones, (i.e. Correlación de *Gnielinsky – Filonenko*, CGF) son también válidas en el régimen de transición. Otras, como la de *Hausen*, son específicas para este régimen.

La ecuación de *Hausen* válida en el rango $2100 < Re < 10^4$: $Nu = 0,116[Re^{\frac{2}{3}} - 125]Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]$

Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular, correlación de Colburn

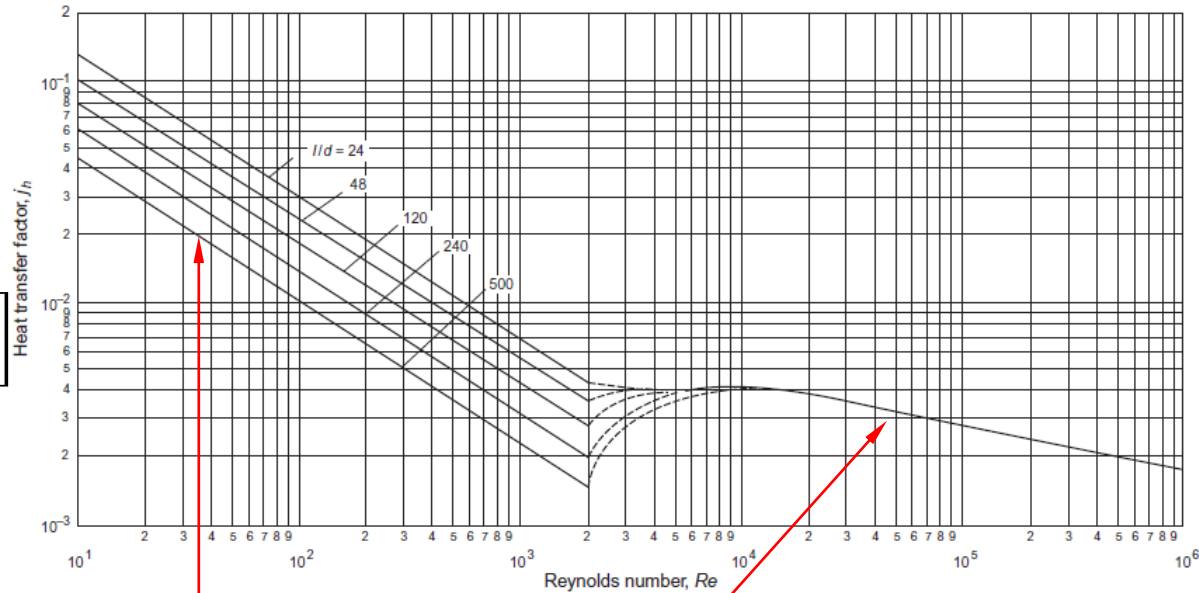
Convección forzada en el interior de tubos Número de Stanton $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h}{\rho c_p \bar{v}} = \frac{h}{\dot{G} C_p}$ $\dot{G} = \rho \bar{v}$ masa velocidad

$$Nu = Pr^\beta \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^\gamma \left[a Re^\alpha \left(\frac{D}{L} \right)^\delta \right] \Rightarrow St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{Pr^\beta}{Pr} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^\gamma \left[a \frac{Re^\alpha}{Re} \left(\frac{D}{L} \right)^\delta \right] \Rightarrow St = Pr^{\beta-1} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^\gamma \left[a Re^{\alpha-1} \left(\frac{D}{L} \right)^\delta \right]$$

$$St Pr^{1-\beta} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} = \left[a Re^{\alpha-1} \left(\frac{D}{L} \right)^\delta \right]$$

Correlación de Colburn

$$j_H = St Pr^{1-\beta} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^{-\gamma} = \left[a Re^{\alpha-1} \left(\frac{D}{L} \right)^\delta \right]$$



$$St = \frac{h}{\dot{G} C_p}$$

$$j_H = St Pr^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^{-0,14} \Rightarrow$$

Flujo Laminar $j_H = 1,86 Re^{-2/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3}$

Flujo Turbulento $j_H = 0,023 Re^{-0,2}$

Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular, Correlación de Gnielinsky – Filonenko, (CGF)

Ecuación de Gnielinsky Modificación de la ecuación de Petukhov $Re \geq 10^4$ Nuevas ecuaciones para transferencia de calor y masa en tuberías y canales de flujo turbulento.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$2300 \leq Re \leq 5.10^6$ DK 536.24.01/02: 532.542/543
 $0,6 \leq Pr \leq 2000$

Forsch. Ing.-Wes. 41 (1975) Nr. 1

Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen

Von Volker Gnielinski, Karlsruhe*

$f_{tubo} = (1,821 \log_{10} Rey - 1,64)^{-2} \frac{\epsilon_r}{D_i} \sim 0$ ecuación de Filonenko

Zur Berechnung von Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten in durchströmten Rohren und Kanälen wurde unter Einbeziehung von Meßergebnissen für große Reynolds- und hohe Prandtlzahlen eine Gleichung entwickelt, die sowohl den Übergangsbereich als auch den Bereich der vollausgebildeten turbulenten Strömung einschließt.

En rangos limitados de Prandtl

$$\xi = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2}$$

$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4}$ $0,6 \leq Pr \leq 1,5$ $2300 \leq Re \leq 5.10^6$ Gases

$Nu = 0,0120(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4}$ $1,5 \leq Pr \leq 500$ $2300 \leq Re \leq 5.10^6$ Líquidos

Ecuación de Gnielinsky completa, efectos de entrada y temperatura de pared

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3} \right] K$$

i.e. Efecto de entrada

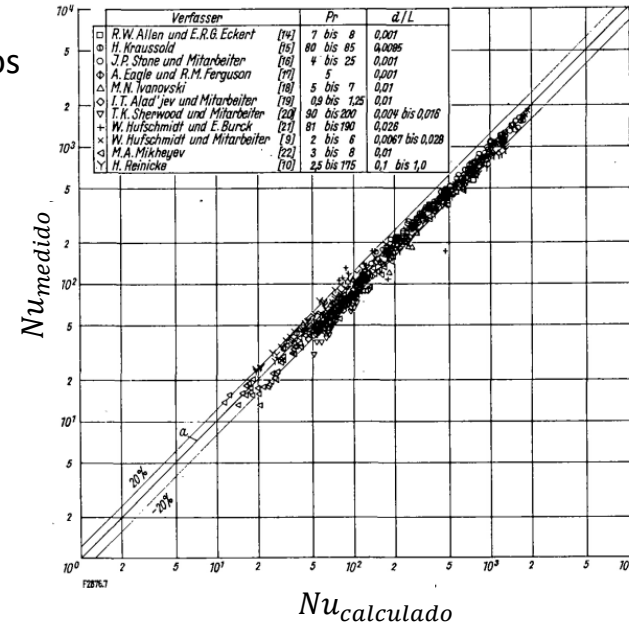
$D_h = 2,067. in; (2'' IPS)$

$L = 6. m;$

$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,11}$ $0,05 < \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right) < 20$ líquidos

$\left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3} = 0,04;$

$K = \left(\frac{T_{stream}}{T_w}\right)^{0,45}$ $0,5 < \left(\frac{T_{stream}}{T_w}\right) < 1,5$ gases



Transferencia de Calor mecanismos, convección, coeficiente pelicular

Correlación de Stephan para IQDT

$$Nu_i = 0,033 \left(\frac{D_o}{D_i} \right)^{0,45} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] (Re^{0,75} - 180) Pr^{0,42} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad 2300 \leq Re \leq 10^6$$

$$Nu_{an} = 0,037 \left(1 - 0,1 \frac{D_i}{D_o} \right) \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] (Re^{0,75} - 180) Pr^{0,42} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad 2300 \leq Re \leq 10^6$$

Correlación para tubos curvados

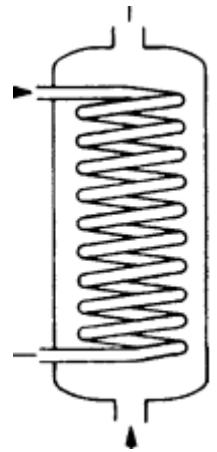
En comparación con el flujo transferencia de calor en tubos rectos, se presenta un mayor coeficiente de transferencia de calor debido a la fuerza centrífuga generada por la curvatura de los tubos. Si r_t es el radio del tubo y r_c es el radio de curvatura del HE, para $0,12 \leq r_t/r_c \leq 0,20$

$$Re_{cr} = 2300 [1 + 8,6(r_t/r_c)^{0,45}]$$

$$Nu = 3,65 + 0,08 [1 + 0,8(r_t/r_c)^{0,90}] Re^{0,5+0,2903(r_t/r_c)^{0,194}} Pr^{\frac{1}{3}} \text{ laminar } 100 < Re < Re_{cr}$$

$$Nu = 0,023 \left[1 + 14,8(1 + r_t/r_c)(r_t/r_c)^{\frac{1}{3}} \right] Re^{0,8-0,22(r_t/r_c)^{0,1}} Pr^{\frac{1}{3}} \text{ transición } Re_{cr} < Re < 2,2 \cdot 10^4$$

$$Nu = 0,023 [1 + 3,6(1 - r_t/r_c)(r_t/r_c)^{0,8}] Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \text{ turbulento } 2,2 \cdot 10^4 < Re < 1,5 \cdot 10^5$$



En una operación de transferencia de calor los siguientes líquidos son potenciales fluidos calefactores de trabajo. Todos ellos disminuyen su temperatura desde 75°C a 25°C, y escurren con una velocidad de 1,2 m.s⁻¹, por un conducto circular SS SCH 40 de 2”:

- Agua
- Salmuera de NaCl al 10%
- Etanol
- Anilina
- Benceno



jhz_TC_1_ev h 4 fluidos

Para cada uno de ellos, calcular el coeficiente pelicular de transferencia, utilizando la Correlación de *Sieder -Tate* (CST) y de *Gnielinsky - Filonenko* (CGF). Evaluar las propiedades termofísicas de los fluidos propuestos: a) a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida (como temperatura de referencia); b) a las temperaturas de entrada y salida del ducto de transferencia. Ignorar la corrección de la temperatura de la pared del tubo.

Indicar cual es el fluido más promisorio para esta transferencia y cuál es el más sensible a la temperatura.

NOTA: La constancia de la velocidad de flujo es sólo a los efectos de la comparación propuesta. Usualmente se fija el caudal másico.

Operaciones Unitarias 1

Transferencia de Calor

Dispositivos de transferencia

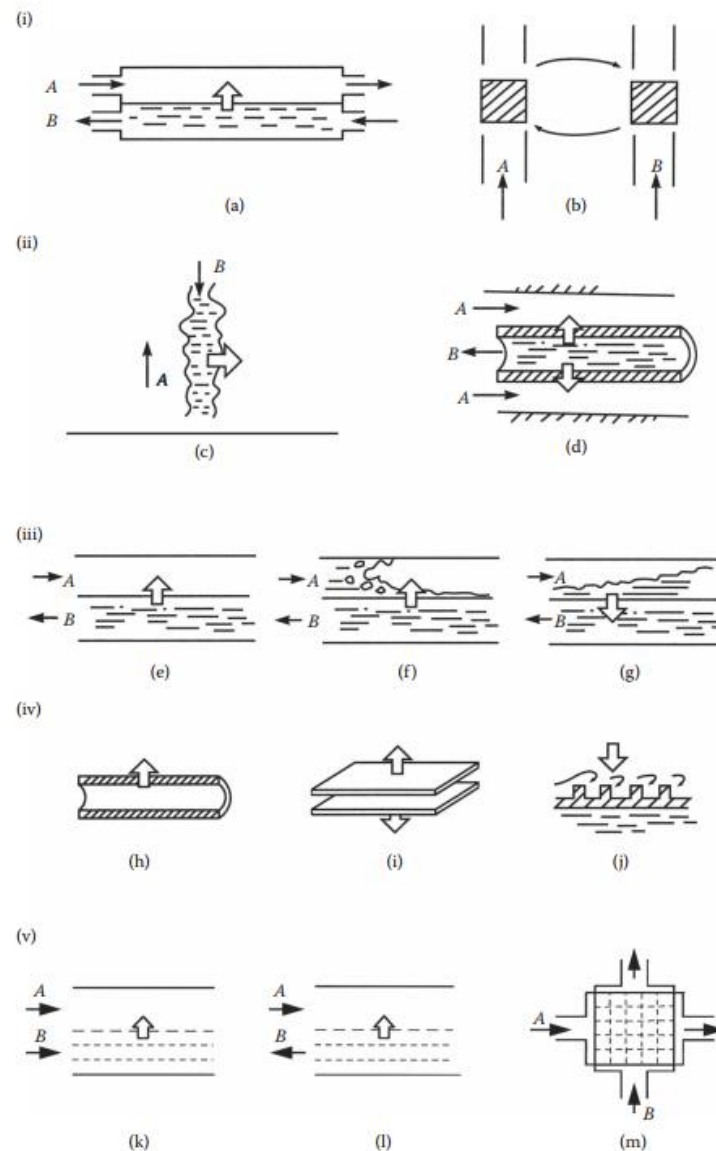
Consideraciones de diseño

Transferencia de calor entre fluidos clasificación de los intercambiadores de calor (HE: *Heat Exchanger*)

Los HE son dispositivos que proporcionan transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones. Los intercambiadores de calor pueden clasificarse según los siguientes criterios principales:

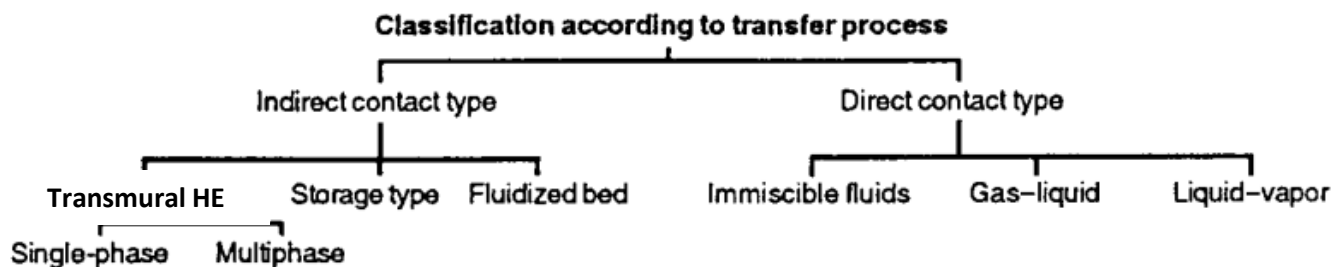
1. Recuperadores/regeneradores.
2. Procesos de transferencia: contacto directo y contacto indirecto.
3. Geometría de la construcción: tubos, placas y superficies extendidas.
4. Mecanismos de transferencia de calor: monofásico y bifásico.
5. Disposiciones de flujo: flujos paralelos, contraflujos y flujos cruzados.

(a) recuperador y (b) regenerador; (ii) transferencia de calor de contacto directo/transmural: (c) transferencia de calor de tipo contacto directo a través de la interfaz entre fluidos y (d) transferencia de calor transmural a través de paredes: fluidos no en contacto; (iii) monofásica/bifásica: e) monofásica, f) evaporación y g) condensación; (iv) geometría: (h) tubos, (i) placas y (j) superficies mejoradas; (v) disposiciones de flujo: (k) flujo paralelo, (l) contraflujo y (m) flujo cruzado.



Transferencia de calor entre fluidos clasificación de los intercambiadores de calor (HE: *Heat Exchanger*)

Según el proceso de transferencia:



De contacto indirecto: las corrientes de fluido permanecen separadas y el calor se transfiere continuamente a través de una pared divisoria impermeable o dentro y fuera de una pared de manera transitoria. Idealmente, no hay contacto directo entre los fluidos que interactúan térmicamente. Se conocen también como intercambiador de calor de superficie: son los intercambiadores de transferencia directa (o **recuperadores**), de almacenamiento y de lecho fluidizado. Los HE convencionales son del tipo recuperativo y serán el objeto de estudio principal.

De contacto directo: dos corrientes de fluido entran en contacto directo, intercambian calor y luego se separan; comúnmente involucran la transferencia de masa además de la transferencia de calor. La transferencia de calor se debe a cambios de entalpia de transición de fase (calor latente)

Las aplicaciones se limitan a aquellos casos en los que se permite el contacto directo de dos corrientes de fluido (fluidos inmiscibles o gas –liquido).

Transferencia de calor entre fluidos clasificación de los intercambiadores de calor (HE: *Heat Exchanger*)

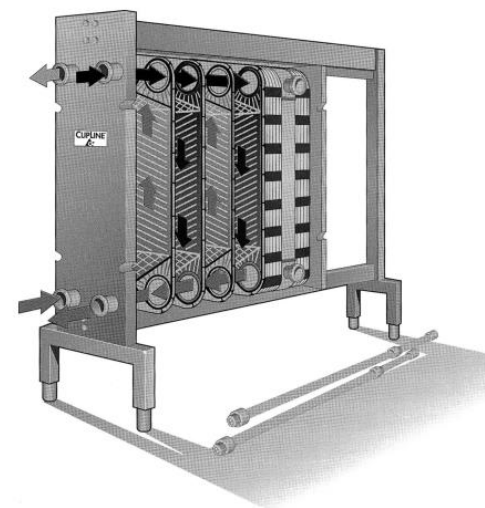
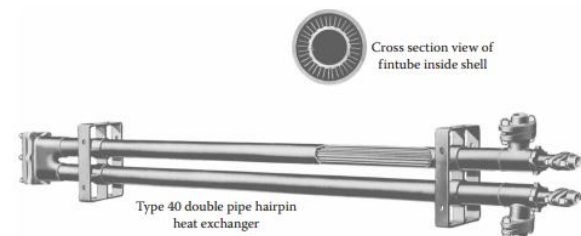
Según geometría de construcción:

HE tubulares: están contruidos con tubos circulares. Un fluido fluye dentro y otro fluye en el exterior de los tubos. El diámetro del tubo, el número de tubos, longitud del tubo, el paso de los tubos y la disposición del tubo se puede cambiar. Existe una flexibilidad considerable en su diseño.

Los intercambiadores de calor tubulares se pueden clasificar: 1. Intercambiadores de calor de doble tubo (IQDT, HPHE) 2. Intercambiadores de calor de coraza y tubos (IQCT, STHE) 3. Intercambiadores de calor de tubos en espiral (SHE).

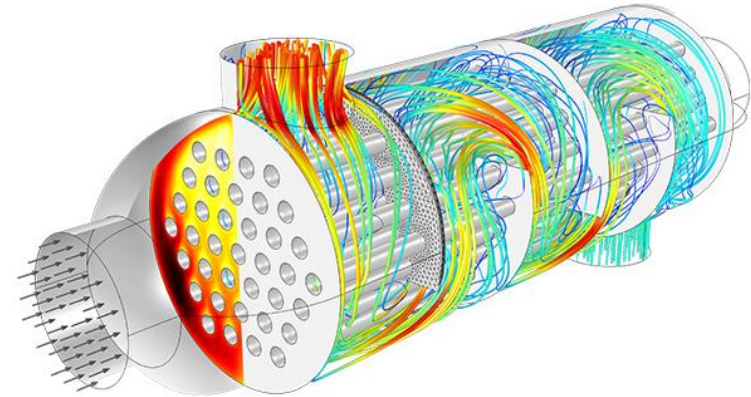
PHE están contruidos con placas delgadas que forman canales de flujo. Las corrientes de fluido están separadas por placas planas que son lisas o con ondulaciones. Se utilizan para transferir calor para cualquier combinación de gas, líquido y corrientes bifásicas. Estos intercambiadores de calor se pueden clasificar además como placa con juntas, placa espiral o lámina.

Los HE de superficie extendida son dispositivos con aletas (*fin*) en la superficie de transferencia de calor (tubular o placa) con el objeto de aumentar el área de transferencia de calor. Las aletas son ampliamente utilizadas cuando el coeficiente de transferencia de calor en uno o ambos lados es bajo y existe la necesidad de un intercambiador de calor compacto.



Transferencia de calor entre fluidos, HE de contacto indirecto, recuperadores (transmural HE)

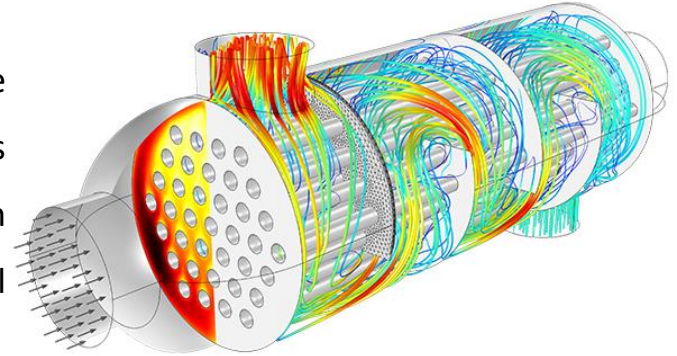
- La transferencia de calor en un HE transmural involucra convección en cada fluido y conducción a través de la pared que separa ambos fluidos.
- Se requiere una diferencia de temperatura entre ambas corrientes. Cuanto mayor sea esta diferencia, mayor será la tasa de transferencia de calor. $J \cdot s^{-1} = W$
- Esta tasa, en una ubicación del HE, depende de la magnitud de la diferencia de temperatura en esa ubicación, que varía a lo largo del HE
- En los recuperadores, la superficie que separa ambos fluidos a través de la cual se transfiere energía, (calor) es el **área de transferencia de calor**.



Transferencia de calor entre fluidos, HE de contacto indirecto, de transferencia directa (recuperadores)

En problemas relacionados con la transferencia de calor entre fluidos, hay varios tipos de ecuaciones.

1) Ecuaciones termodinámicas. Permiten calcular la cantidad de calor que se debe transferir para lograr una determinada condición de proceso en las corrientes que participan en la operación. Estas ecuaciones son completamente independientes del diseño del equipo en el que se realiza el proceso.



2) Ecuaciones cinéticas del tipo: $\dot{q} = -\kappa A \frac{\Delta T}{\Delta x}$ y $\dot{q} = Ah(T_w - T_f)$ representan la cinética del proceso de transferencia de calor. Permite calcular el área del dispositivo de transferencia de calor necesaria para lograr un flujo de calor \dot{q} entre dos corrientes cuya diferencia de temperatura es ΔT . Esta área depende de los coeficientes de transferencia de calor, que pueden modificarse cambiando las características del equipo. El objetivo básico del diseño será alcanzar el valor más alto posible de coeficientes compatible con todas las restricciones del proceso.

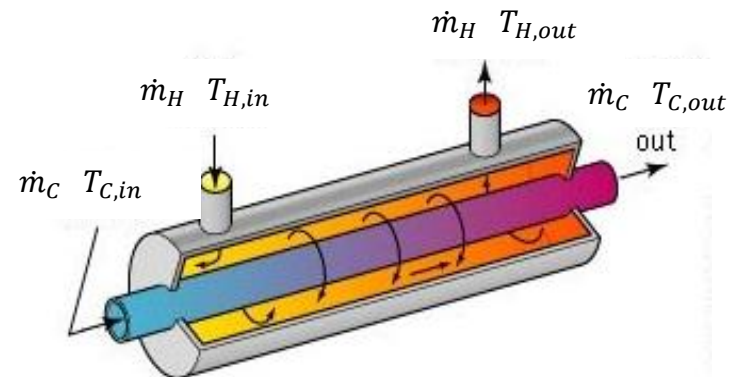
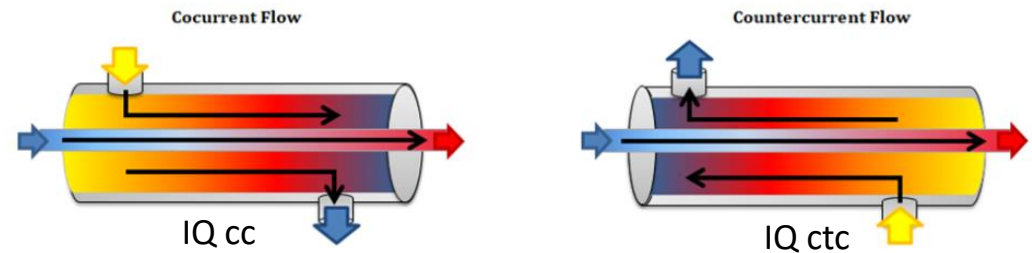
3) Correlaciones para calcular los coeficientes de transferencia de calor. En este punto se centra todo el arte y la ciencia de la transferencia de calor. Un punto importante en el uso de las correlaciones es fijar la **temperatura de referencia** para el cálculo de las propiedades termofísicas (ρ, μ, c_p, κ), de las que son función estas correlaciones.

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores

Una operación en modo continuo requiere un intercambiador de calor que recibirá ambas corrientes a las temperaturas de entrada y tendrá suficiente área de transferencia de calor para permitir el intercambio de calor requerido para que ambas corrientes salgan de la unidad a sus respectivas temperaturas de salida.

El equipo más sencillo en el que se puede realizar esta operación es un intercambiador de calor de doble tubo, que consta de dos tubos concéntricos; uno de los fluidos circula por el tubo interno y el otro por el conducto de sección anular encerrado por ambos tubos. Ambos fluidos están separados por la pared del tubo interno y, mientras circulan, intercambian calor a través de la pared del tubo.

Otros equipos de transferencia admiten múltiples pasos para uno o para ambos fluidos



Nota: las diferencias de temperatura $T_{H,in} - T_{H,out}$ y $T_{C,out} - T_{C,in}$ se conocen como rango caliente y frío, respectivamente

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores, principales suposiciones para el análisis de transferencia

1. El intercambiador de calor funciona en condiciones de estado estable: flujos constantes y temperaturas del fluido (en la entrada y dentro del intercambiador) independientemente del tiempo.
2. Las pérdidas de calor hacia o desde el entorno son insignificantes; las paredes exteriores del HE son adiabáticas.
3. No hay fuentes de energía térmica o sumideros en las paredes del intercambiador o fluidos, como calentamiento eléctrico, reacción química o procesos nucleares.
4. La temperatura de cada fluido es uniforme en cada sección transversal en HE cc y ctc (es decir, mezcla transversal perfecta y sin gradiente de temperatura normal a la dirección del flujo).
5. La resistencia térmica de la pared se distribuye uniformemente en todo el intercambiador.
6. La conducción de calor longitudinal en los fluidos y en la pared es insignificante.
7. **En ciertos casos**, los coeficientes de transferencia de calor individual y general pueden ser considerados constantes (independientes de la temperatura, el tiempo y la posición) en todo el intercambiador, incluido el caso de fluidos que cambian de fase. El calor específico de cada fluido es constante en todo el intercambiador, de modo que la capacidad calorífica extensiva en cada fluido es constante.
8. El área de la superficie de transferencia de calor se distribuye uniformemente en cada corriente en un HE de paso único o paso múltiple.
9. La condición de flujo se caracteriza por la velocidad total (o media) en cualquier sección transversal.

Operaciones Unitarias 1

Transferencia de Calor

Dispositivos de transferencia

La Ecuación Diferencial Combinada (EDC)

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuaciones termodinámicas (balance entálpico)

\dot{q} [J/s]: calor intercambiado en la unidad de tiempo o flujo de calor.

\dot{m}_{st} [kg/s]: caudal másico de la corriente (*stream*): *H*, caliente; *C* fría .

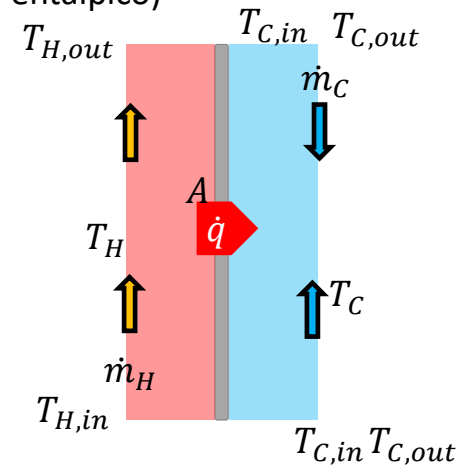
H_{st} [J/kg]: contenido entálpico específico de la corriente (*stream*): *H*, caliente; *C* fría

λ_{st} [J/kg]: cambio entálpico por cambio de fase de la corriente (*stream*): *H*, caliente; *C* fría

c_{Pst} [J/kg.K]: capacidad calorífica específica de la corriente (*stream*): *H*, caliente; *C* fría .

T_H [K]: temperatura de la corriente caliente.

T_C [K]: temperatura de la corriente fría.



Transferencia de calor **sin** cambio de fase (calor sensible) $\dot{q} = \pm \dot{m}_{st}(H_{st,out} - H_{st,in}) = \pm \dot{m}_{st}c_{Pst}(T_{st,out} - T_{st,in})$

Transferencia de calor **con** cambio de fase (calor latente) $\dot{q} = \dot{m}_{st}\lambda_{st}$

$$\dot{q} = \dot{q}_H = \dot{q}_C$$

$\dot{q} = -\dot{m}_H c_{PH}(T_{H,out} - T_{H,in}) = \dot{m}_C c_{PC}(T_{C,out} - T_{C,in})$ Intercambio de calor sensible entre dos fluidos sin cambio de fase $\dot{m}_H c_{PH} = C_H$ y $\dot{m}_C c_{PC} = C_C$ (C_{st} es la tasa de capacidad calorífica $J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ es la cantidad de calor que se debe agregar o extraer de la corriente de fluido por unidad de tiempo para cambiar su temperatura en $1^\circ C$)

$\dot{q} = -\dot{m}_H c_{PH}(T_{H,out} - T_{H,in}) = \dot{m}_C \lambda_C$ Evaporación de un líquido saturado puro con un medio de calentamiento que intercambia calor sensible

$\dot{q} = \dot{m}_H \lambda_H = \dot{m}_C c_{PC}(T_{C,out} - T_{C,in})$ Condensación de un vapor saturado puro con un medio refrigerante que intercambia calor sensible

$\dot{q} = \dot{m}_H \lambda_H = \dot{m}_C \lambda_C$ Evaporación de un líquido saturado puro calentado con vapor u otro vapor puro en condensación.

Nota: muchas de las suposiciones son no válidas en este caso; la transferencia de masa con cambio de fase resulta en propiedades variables

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuaciones termodinámicas (balance entálpico)

Se asume que el cambio de entalpia en cada corriente es lineal. Esta suposición es equivalente a $c_p J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ calor específico constante.

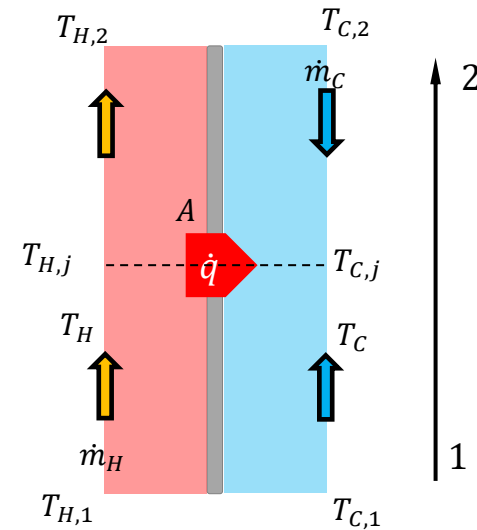
T_o temperatura de referencia en el balance entálpico

$$\frac{\dot{q}_{H,j}}{\dot{q}_H} = \frac{c_{P,H,j}(T_{H,j} - T_o) - c_{P,H,2}(T_{H,2} - T_o)}{c_{P,H,j}(T_{H,1} - T_o) - c_{P,H,2}(T_{H,2} - T_o)} = \frac{(T_{H,j} - T_o) - (T_{H,2} - T_o)}{(T_{H,1} - T_o) - (T_{H,2} - T_o)} = \frac{(T_{H,j} - T_{H,2})}{(T_{H,1} - T_{H,2})}$$

$$\frac{\dot{q}_{C,j}}{\dot{q}_C} = \frac{(T_{C,j} - T_{C,2})}{(T_{C,1} - T_{C,2})}$$

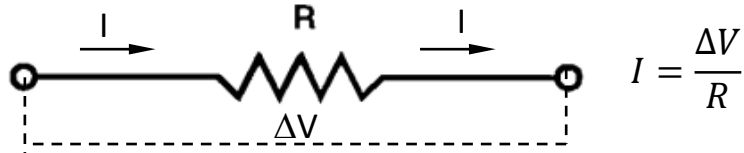
$$\frac{\dot{q}_{C,j}}{\dot{q}_C} = \frac{(T_{C,j} - T_{C,2})}{(T_{C,1} - T_{C,2})} = \frac{(T_{H,j} - T_{H,2})}{(T_{H,1} - T_{H,2})} = \frac{\dot{q}_{H,j}}{\dot{q}_H}$$

$$T_{C,j} = \frac{(T_{H,j} - T_{H,2})}{(T_{H,1} - T_{H,2})} (T_{C,1} - T_{C,2}) + T_{C,2}$$

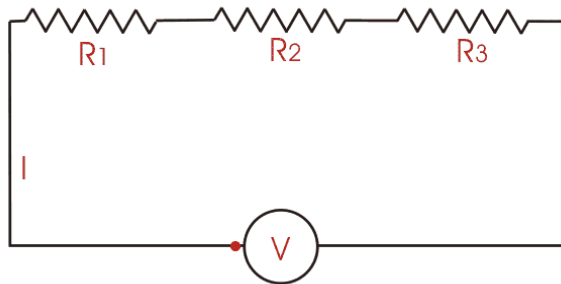


Conocidas las temperaturas en los extremos del HE, TC_1 , TC_2 , TH_1 , TH_2 y puede ser evaluada la temperatura en cualquier punto j si se asume la temperatura de una de sus corrientes (o bien, ΔT_j)

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuaciones cinéticas Concepto de resistencias térmicas



$$I = \frac{\Delta V}{R}$$

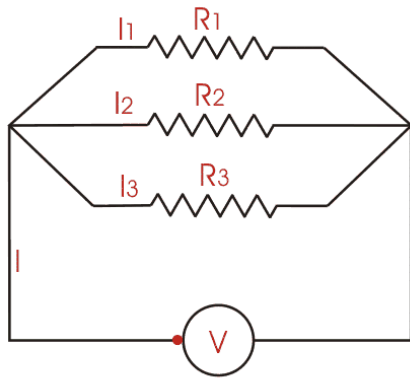


resistencia

$$R_{global} = R_1 + R_2 + R_3$$

conductancia

$$\frac{1}{C_{global}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}$$

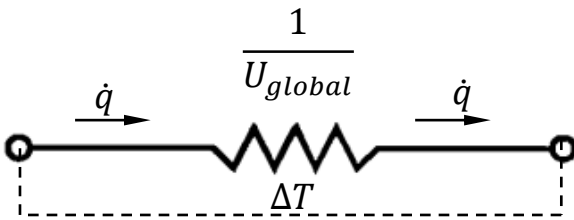


conductancia

$$C_{global} = C_1 + C_2 + C_3$$

resistencia

$$\frac{1}{R_{global}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}$$



$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{\Delta T}{R_{global}}$$

$$\dot{q} = U_{global} A \Delta T \quad \frac{J}{s} = \left[\frac{J}{m^2 s \Delta^\circ C} \right] m^2 \Delta^\circ C$$

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuaciones cinéticas Ensuciamiento y resistencia

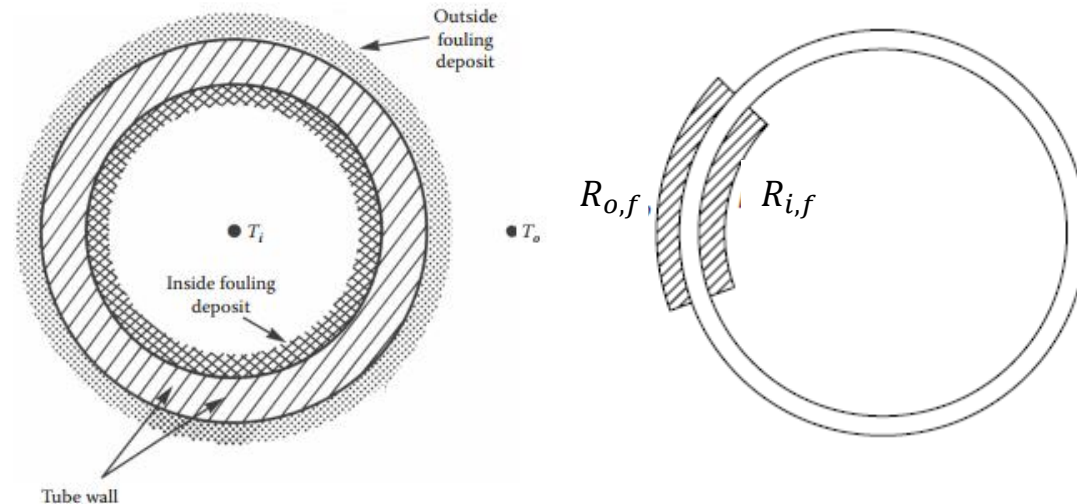
El ensuciamiento (*fouling*) puede ser definido como la acumulación de sustancias indeseables sobre las superficies de transferencia del intercambiador.

Un HE debe realizar el cambio deseado de las condiciones térmicas de las corrientes de proceso con una caída de presión permisible y en un periodo de tiempo predecible o especificado.

Durante la operación, la superficie de transferencia se ensucia, incrementando la resistencia térmica y el requerimiento de potencia para el bombeo de los fluidos intervinientes.

Se depositan incrustaciones de sólidos, sales insolubles, materia orgánica, sobre las superficies internas o externas de los tubos.

Ambos efectos degradan la performance del HE



Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuación diferencial cinética transferencia térmica local

$$d\dot{q} = \frac{T_H - T_{h,f}}{R_i} = \frac{T_{h,f} - T_{w,h}}{R_{i,f}} = \frac{T_{w,h} - T_{w,c}}{R_w} = \frac{T_{w,c} - T_{c,f}}{R_{o,f}} = \frac{T_{c,f} - T_C}{R_o} W$$

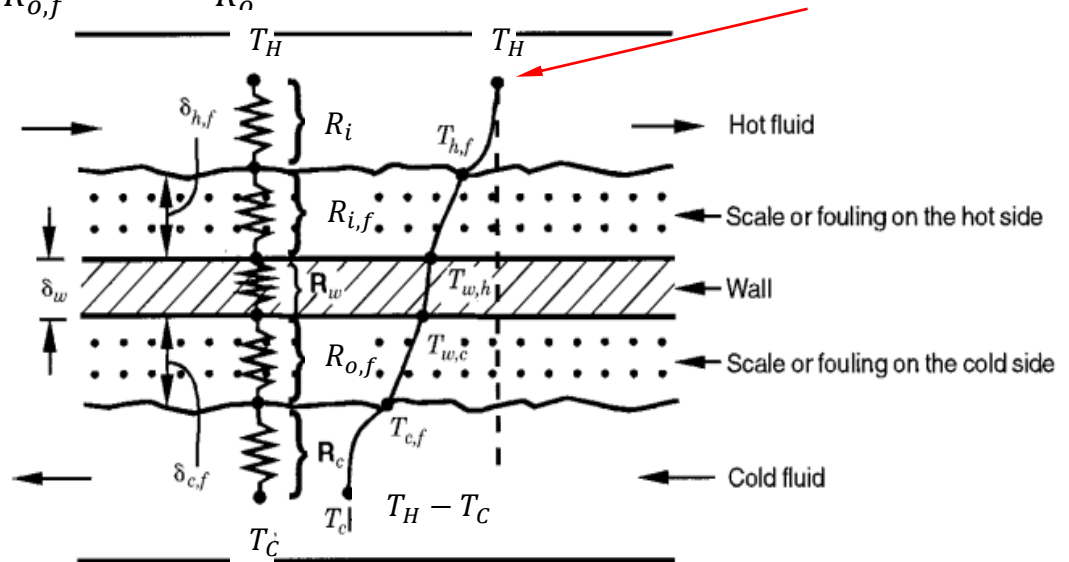
En un punto dado del dispositivo de transferencia

$$R_i = (h_i dA_i)^{-1} \quad R_o = (h_o dA_o)^{-1} \quad ^\circ C \cdot W^{-1}$$

$$R_{i,f} = \frac{r_{i,f}}{dA_i} \quad R_{o,f} = \frac{r_{o,f}}{dA_o} \quad ^\circ C \cdot W^{-1}$$

$$R_w = \frac{1}{2\pi\kappa dL} \ln \frac{D_o}{D_i} \quad ^\circ C \cdot W^{-1}$$

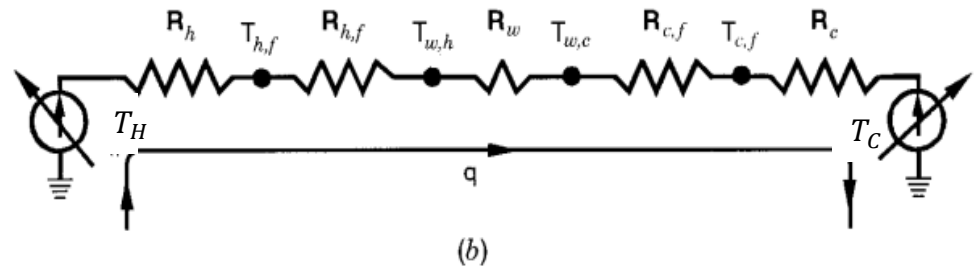
$$R_{global} = R_i + R_{i,f} + R_w + R_{o,f} + R_o \quad ^\circ C \cdot W^{-1}$$



$$R_{global} = \frac{1}{d\dot{q}} [T_H - T_{h,f} + T_{h,f} - T_{w,h} + T_{w,h} - T_{w,c} + T_{w,c} - T_{c,f} + T_{c,f} - T_C]$$

$$R_{global} = \frac{T_H - T_C}{d\dot{q}}$$

$$d\dot{q} = \frac{T_H - T_C}{R_{global}} = \frac{\Delta T}{R_{global}} = U\Delta T dA$$



$d\dot{q} = U\Delta T dA$

Ecuación diferencial cinética
 $R_{global} = \frac{1}{UdA}$

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores Ecuación diferencial cinética área de transferencia **ducto circular**

$$d\dot{q} = U dA \Delta T$$

$$R_{global} = \frac{1}{U dA} \quad dA \rightarrow dA_i \vee dA_o ?$$

$$R_{global} = \frac{1}{U_o dA_o} = \frac{1}{U_i dA_i} = \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{1}{2\pi\kappa dL} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o dA_o} + \frac{r_{i,f}}{dA_i} + \frac{r_{o,f}}{dA_o}$$

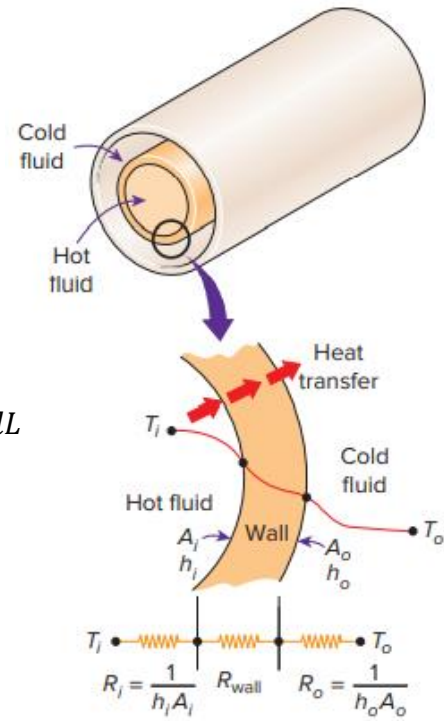
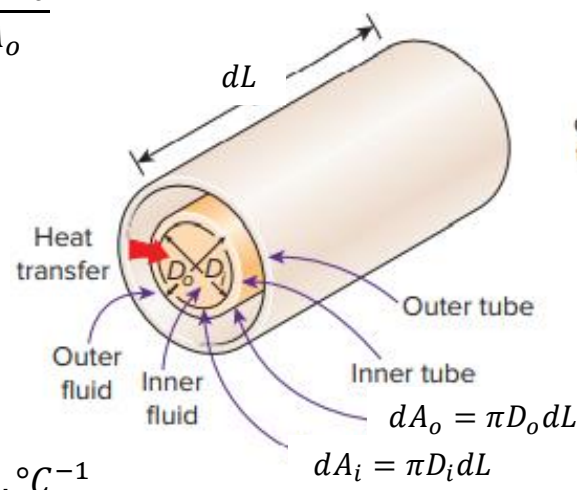
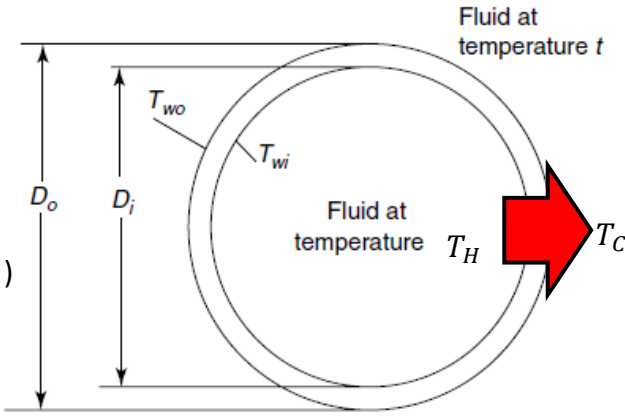
$$\frac{1}{U_o dA_o} = \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{1}{2\pi\kappa dL} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o dA_o} + \frac{r_{i,f}}{dA_i} + \frac{r_{o,f}}{dA_o} \quad \text{Multiplicar por } dA_o \text{ (o } dA_i)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{dA_o}{h_i dA_i} + \frac{dA_o}{2\pi\kappa dL} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{dA_o}{h_o dA_o} + \frac{r_{i,f} dA_o}{dA_i} + \frac{r_{o,f} dA_o}{dA_o}$$

$$\frac{1}{U} \equiv \frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o}{2\kappa} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{D_o}{2\kappa} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \quad m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$$

$$U = \left[\frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2\kappa} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1} \quad W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$$



Normalmente los tubos del intercambiador de calor están estandarizados por su diámetro externo; la práctica usual es adoptar el coeficiente $U_o \equiv U (A_o \equiv A) W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores, Ecuaciones cinéticas

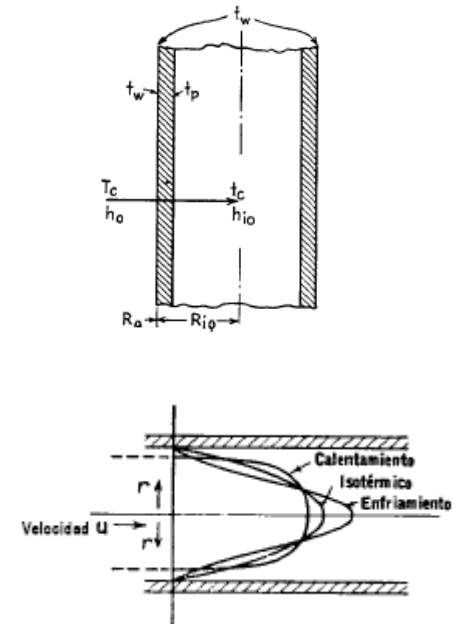
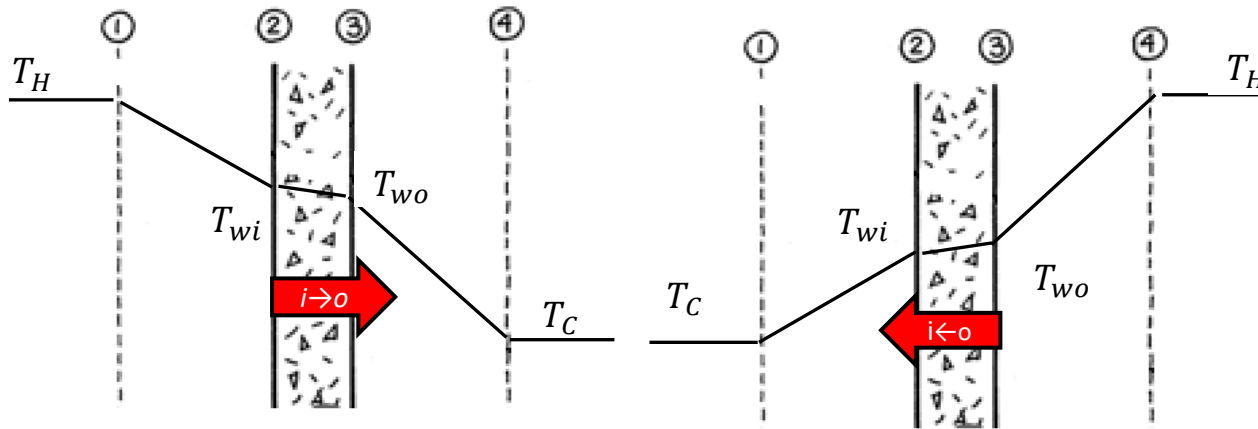
Resistencia de control

Al evaluar el coeficiente de transferencia de calor general, puede suceder que uno de los tres términos de la ecuación R_t es de un orden de magnitud más alto que los demás. En este caso, se dice que se trata de una **resistencia de control**, y el coeficiente general U prácticamente coincide con el coeficiente de película correspondiente.

La variación de las propiedades termofísicas con la temperatura afectan la transferencia de calor entre los 2 fluidos:

- a) Modificando el valor del coeficiente global de transferencia U (conductancia térmica) a lo largo de la trayectoria de transferencia. Esta condición será estudiada con la resolución de la EDC
- b) Modificando el comportamiento del fluido en las cercanías de la pared respecto al eje central de escurrimiento: el perfil de velocidad cambia, influenciando la transferencia de calor

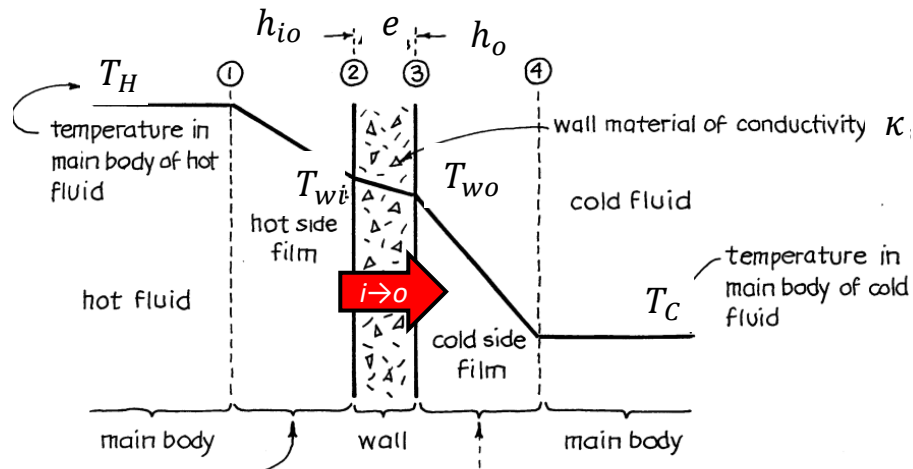
b) Efectos de la pared



Esta condición es considerada en las correlaciones adimensionales: *i.e.*, el término $(\mu/\mu_w)^\gamma$ en CST y $K = (Pr/Pr_w)^{0,11}$ en la CGF. Ellas requieren el cálculo de la temperatura de pared, T_w

Transferencia de calor entre fluidos, cómputo de la temperatura de pared. T_w

Se asume que κ de la pared es alta, por lo que $T_{wi} \cong T_{wo} \cong T_w$



all the resistance to heat transfer in the hot fluid, hence the ΔT , is assumed to occur in the fictitious film. The same with the cold fluid.

$$d\dot{q} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{(T_H - T_w)}{\frac{1}{h_{io}}} dA = \frac{(T_w - T_C)}{\frac{1}{h_o}} dA \Rightarrow$$

$$(T_H - T_w)h_{io} = (T_w - T_C)h_o \Rightarrow$$

$$(T_H h_{io} + T_C h_o) = (h_{io} + h_o)T_w \Rightarrow$$

$$T_w = \frac{(T_H h_{io} + T_C h_o)}{(h_{io} + h_o)} \quad \text{red arrow } i \rightarrow o$$

$$T_w = \frac{(T_H h_o + T_C h_{io})}{(h_{io} + h_o)} \quad \text{red arrow } i \leftarrow o$$

Con idénticas suposiciones pueden deducirse otras ecuaciones alternativas, aunque las primeras son de más fácil implementación computacional; por ejemplo, para fluido H, en lado i:

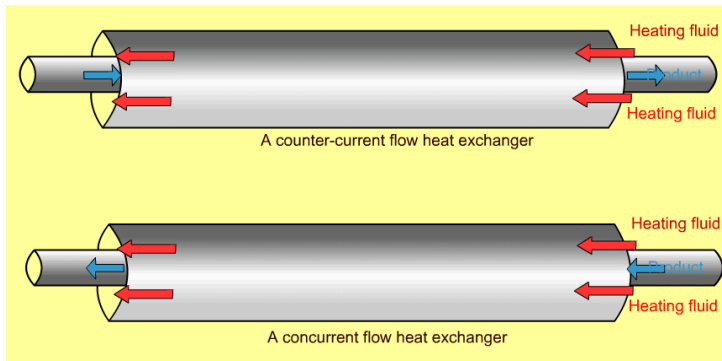
$$d\dot{q} = \frac{(T_H - T_w)}{\left(\frac{1}{h_{io}}\right)} dA = \frac{(T_H - T_C)}{\left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o}\right)} dA \Rightarrow (T_H - T_w) = \frac{(T_H - T_C)}{\left(\frac{h_o + h_{io}}{h_o h_{io}}\right)} \frac{1}{h_{io}} = \frac{h_o}{(h_o + h_{io})} (T_H - T_C) \Rightarrow$$

$$T_w = T_H - \frac{h_o}{(h_o + h_{io})} (T_H - T_C) \quad \text{red arrow } i \rightarrow o$$

Transferencia de calor entre fluidos, Ecuación Diferencial Combinada EDC (ecuaciones diferenciales cinética y termodinámica)

Configuración en co – corriente (cc)

Considerar un caudal másico \dot{m}_H de un fluido caliente y un caudal másico \dot{m}_C de un fluido frío; la transferencia de calor a través de un área dA provocará que la temperatura del fluido caliente cambie dT_H , en tanto que para el fluido frío será dT_C .



Signo negativo: en la dirección de incremento de A del intercambiador, $dT_H < 0$

$$d\dot{q}_H = -\dot{m}_H c_{PH} dT_H = -C_H dT_H \rightarrow dT_H = -\frac{d\dot{q}_H}{C_H}$$

$$d\dot{q}_C = +\dot{m}_C c_{PC} dT_C = C_C dT_C \rightarrow dT_C = \frac{d\dot{q}_C}{C_C}$$

$$dT_H - dT_C = d(T_H - T_C) = -\frac{d\dot{q}_H}{C_H} - \frac{d\dot{q}_C}{C_C} = -d\dot{q} \left[\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right] = -d\dot{q} \phi_{cc} = d\Delta T$$

$$d\dot{q} = U dA \Delta T = U dA (T_H - T_C)$$

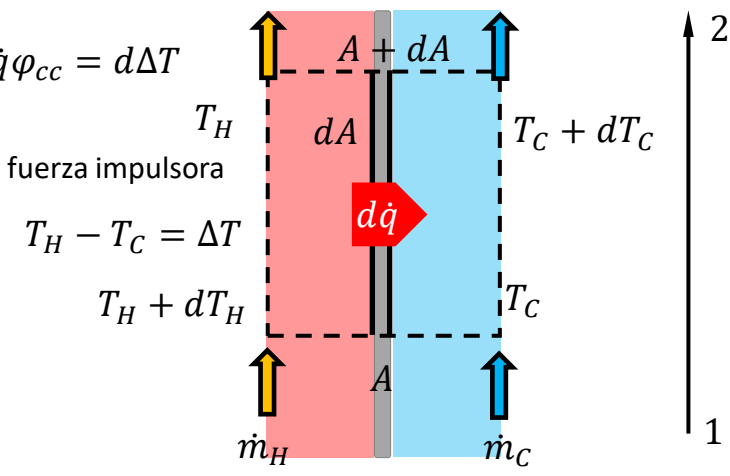
$$d(T_H - T_C) = -U dA (T_H - T_C) \left[\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right]$$

$$\frac{d(T_H - T_C)}{(T_H - T_C)} = - \left[\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right] U dA$$

ecuación diferencial combinada en cc

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \left[\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right] U dA$$

dirección de incremento de área

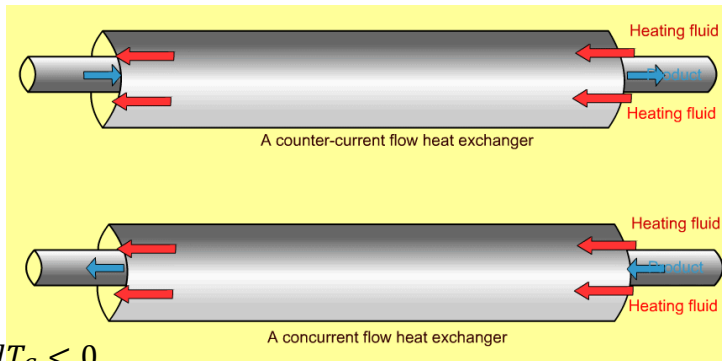


$$d\dot{q} = d\dot{q}_H = d\dot{q}_C$$

Transferencia de calor entre fluidos, Ecuación Diferencial Combinada EDC (ecuaciones diferenciales cinética y termodinámica)

Configuración en contra – corriente (ctc)

Considerar un caudal másico \dot{m}_H de un fluido caliente y un caudal másico \dot{m}_C de un fluido frío; la transferencia de calor a través de un área dA provocará que la temperatura del fluido caliente cambie dT_H , en tanto que para el fluido frío será dT_C .



Signos negativos: en la dirección de incremento de A del intercambiador, $dT_H < 0$ y $dT_C < 0$

$$d\dot{q}_H = -\dot{m}_H c_{PH} dT_H = -C_H dT_H \rightarrow dT_H = -\frac{d\dot{q}_H}{C_H}$$

$$d\dot{q}_C = -\dot{m}_C c_{PC} dT_C = -C_C dT_C \rightarrow dT_C = -\frac{d\dot{q}_C}{C_C}$$

$$dT_H - dT_C = d(T_H - T_C) = -\frac{d\dot{q}_H}{C_H} + \frac{d\dot{q}_C}{C_C} = -d\dot{q} \left[\frac{1}{C_H} - \frac{1}{C_C} \right] = -d\dot{q} \varphi_{ctc} = d\Delta T$$

$$d\dot{q} = U dA \Delta T = U dA (T_H - T_C)$$

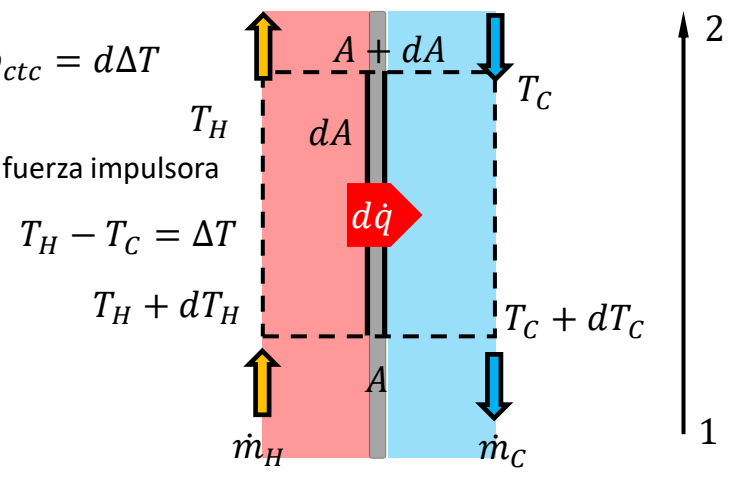
$$d(T_H - T_C) = -U dA (T_H - T_C) \left[\frac{1}{C_H} - \frac{1}{C_C} \right]$$

$$\frac{d(T_H - T_C)}{(T_H - T_C)} = - \left[\frac{1}{C_H} - \frac{1}{C_C} \right] U dA$$

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \left[\frac{1}{C_H} - \frac{1}{C_C} \right] U dA$$

ecuación diferencial combinada en ctc

dirección de incremento de área



$$d\dot{q} = d\dot{q}_H = d\dot{q}_C$$

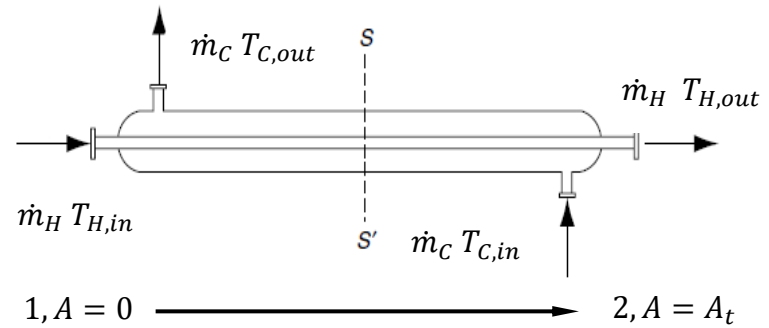
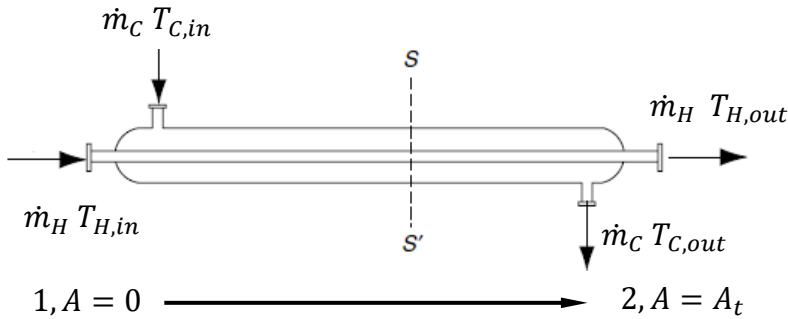
Transferencia de calor entre fluidos, EDC, formas generales de la ecuación de dimensionamiento y de integración

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \left[\frac{1}{C_H} \pm \frac{1}{C_C} \right] U dA = -\varphi_{conf} U dA \Rightarrow \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \int_0^{A_t} \varphi_{conf} U dA \Rightarrow \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = - \int_0^{A_t} \varphi_{conf} U dA$$

$$\ln \frac{(T_{H,out} - T_{C,out})}{(T_{H,in} - T_{C,in})} = - \int_0^{A_t} \left[\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right] U dA$$

$$U = \phi(A)$$

$$\ln \frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} = - \int_0^{A_t} \left[\frac{1}{C_H} - \frac{1}{C_C} \right] U dA$$



Otro enfoque

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -\varphi_{conf} U dA \rightarrow dA = \frac{1}{-\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} \rightarrow \int_0^{A_t} dA = - \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{1}{\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} \rightarrow A_t = - \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{1}{\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T}$$

$$A_t = - \int_{\ln \Delta T_1}^{\ln \Delta T_2} \frac{d \ln \Delta T}{\varphi_{conf} U}$$

$$U = \phi(T)$$

Nota: $-d\dot{q}\varphi_{conf} = d\Delta T \rightarrow \frac{1}{-\varphi_{conf}} = \frac{d\dot{q}}{d\Delta T}$

$$dA = \frac{1}{-\varphi_{conf}} \frac{1}{U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{d\dot{q}}{d\Delta T} \frac{1}{U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{d\dot{q}}{U\Delta T} \Rightarrow \frac{d\dot{q}}{dA} = U\Delta T = \frac{\Delta T}{R} \frac{\text{magnitud transferida}}{\text{área}} = \frac{\text{fuerza motriz}}{\text{resistencia}}$$