

#### 4. PRINCÍPIOS E PROJECTO DE UNIDADES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESTADO ESTACIONÁRIO.

##### 4.1. Introdução e mecanismos de transferência de calor (4.1).

- equação geral de transferência de propriedade (momento, calor ou massa)

fluxo (velocidade) de transferência	=	coef. difusão, difusividade	*	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">força impulsora ou diferença de potencial</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">resistência</td> </tr> </table>	força impulsora ou diferença de potencial	resistência
força impulsora ou diferença de potencial						
resistência						

$$\Psi_z = -\delta \frac{d\Gamma}{dz}$$

[quant. propr. m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>]
[m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>]
[m]

[quant. propr. m<sup>-3</sup>]

- equação geral de balanço de propriedade num volume elementar

caudal entrada propriedade	+	caudal geração propriedade	=	
$\Psi_{in} \cdot A_{in}$		$R \cdot V$		
		caudal saída propriedade	+	caudal acumulação propriedade
		$\Psi_{out} \cdot A_{out}$		$\frac{\partial \Gamma}{\partial t} \cdot V$

- transporte molecular de momento (lei de Newton)

$$\tau_{zx} = -\nu \frac{d(v_x \rho)}{dz} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ viscosidade cinemática}$$

- transporte molecular de calor (lei de Fourier)

$$\frac{q_z}{A} = -\alpha \frac{d(\rho c_p T)}{dz} \quad \alpha = \frac{k}{\rho c_p} \text{ difusividade térmica}$$

se  $\rho c_p$  for o mesmo para todo o fluido à mesma temperatura,

$$\frac{q_z}{A} = -k \frac{dT}{dz} \quad [k] = \text{cal/cm.s.}^\circ\text{C}, \text{ W/m.K}, \text{ btu/pé.hr.}^\circ\text{F}$$

A lei de Fourier, descreve a transferência de calor por condução (por mecanismo dito molecular – e electrónico no caso dos metais), que ocorre em sólidos e fluidos.

A condutividade térmica:

gases: varia aprox.  $c/ T^{1/2}$ ; diminui com a dimensão da molécula (0.014 – 0.17 W/m.K)

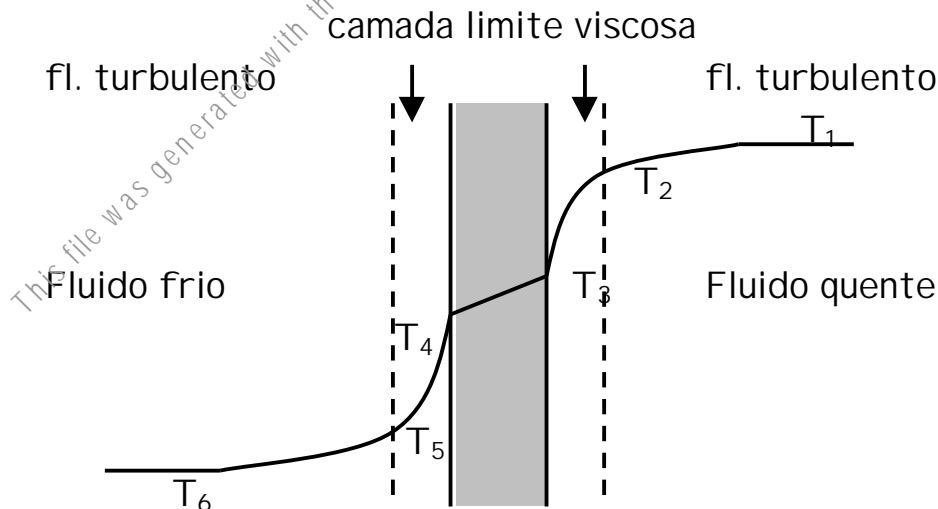
líquidos: varia pouco e de modo aprox. linear com T; muito elevada para a água (0.569 W/m.K a 25°C) (

sólidos: pode variar muito com o material (0.03 – 2.25 W/m.K)); muito elevada nos metais (45 – 390 W/m.K)

No caso da transmissão de calor entre dos fluidos existe um mecanismo adicional de transferência de calor, envolvendo o movimento de agregados macroscópicos de moléculas que é a convecção.

$$\frac{q}{A} = h (T_w - T_f); \quad w - \text{parede}; \quad f - \text{fluido}$$

$h$  - coeficiente de transferência de calor por convecção; é um coeficiente pelicular ("film coefficient") (W/m<sup>2</sup>.K)



$$q = h A (T - T_w) ;$$

	$h, \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Vapor condensante	5700 - 28 000
Líquidos em ebulição	1700 - 28 000
Água em movimento	280 - 17 000
Ar em movimento	11 - 55
Ar parado	3 - 23

A radiação constitui um importante terceiro mecanismo de transferência de calor, independente da existência ou não de qualquer meio físico ligando as fontes quente e fria. A energia é transferida sob a forma de ondas electromagnéticas. Estas ondas são parcialmente absorvidas pelos materiais onde incidem, líquidos ou sólidos, sendo a energia transportada transformada em calor. A radiação utilizada estende-se por uma larga banda de frequências, desde a chamada radio-frequência, passando pelas micro-ondas até à radiação infra-vermelha

This file was generated with the demo version of the PdfCompanion Printer Driver

## 4.2. Transferência de calor por convecção forçada em tubagens (4.5).

Associação de resistências à transferência de calor

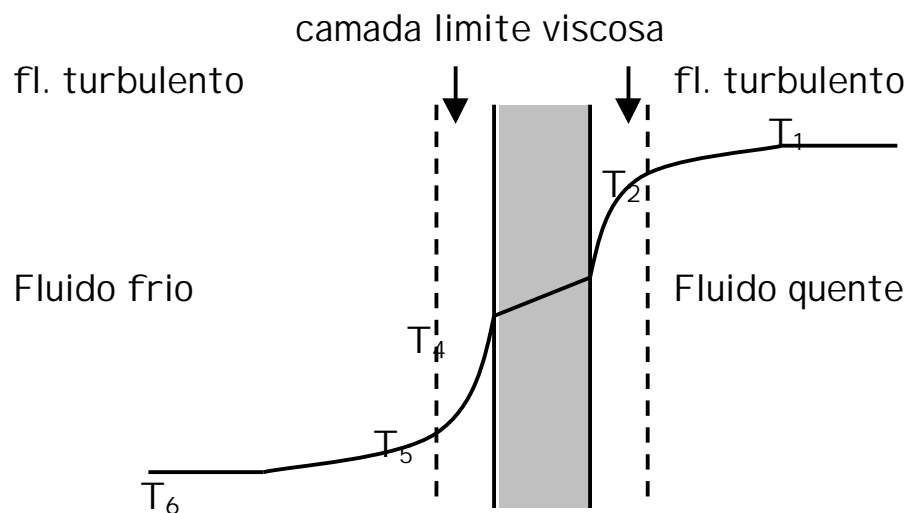
Transmissão de calor através de um conjunto de (3) resistências em série, envolvendo condução (1) e convecção (2):

$$q = U A \Delta T$$

U - coeficiente global de transferência de calor (associado à área de transferência A)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta x}{k A_m} + \frac{1}{h_e A_e}$$

$$\Delta T = (\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3)$$



$$q = h A (T - T_w) ;$$

$h = f(\text{propriedades do fluido, regime fluxo, geometria, temperatura})$ , expresso a partir de relações empíricas, envolvendo os números adimensionados de Prandtl e de Nusselt ( $N_{Pr}$ ,  $N_{Nu}$ ), além de  $N_{Re}$ .

$$N_{Pr} = \frac{\text{difusividade de momento}}{\text{difusividade de calor}} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho \cdot c_p} = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

$$N_{Nu} = \frac{\text{coef. transfer. calor convecção}}{\text{condutividade térmica}} = \frac{h \cdot D}{k}$$

- Fluxo laminar em tubagens horizontais (eq. de Sieder e Tate)

$$(N_{Nu})_{ma} = (h_a \cdot D/k) = 1.86 (N_{Re} \cdot N_{Pr} \cdot D/L)^{1/3} (\mu_b/\mu_w)^{0.14}$$

ma – média aritm. (average); b – seio do fluido (bulk) ;  
w – parede (wall)

Equação válida para  $N_{Re} < 2100$  e  $(N_{Re} \cdot N_{Pr} \cdot D/L) > 100$

A força directriz,  $\Delta T = (T - T_w)$  deve ser um valor médio aritmético entre os  $\Delta T$  à entrada e à saída

$$N_{Re} \cdot N_{Pr} = N_{Pe} = \frac{\text{transfer. total de momento}}{\text{transfer. molecular de calor}} = \frac{D \nu \rho c_p}{k}$$

- Fluxo laminar em tubagens verticais: Pigford, 1955 (Perry):

- Fluxo turbulento em tubagens

$$(N_{Nu})_{ml} = (h_{ml} \cdot D/k) = 0.027 N_{Re}^{0.8} \cdot N_{Pr}^{1/3} (\mu_b/\mu_w)^{0.14}$$

ml – média logarítmica = valores calculados com base em  $\Delta T_{ml}$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Geankoplis usa  $h_L = h_{ml}$

Equação válida para  $N_{Re} > 6000$ ,  $0.7 < N_{Pr} < 16\ 000$ ,  $L/D > 60$

Para  $L/D < 60$  usa-se um valor de  $h$  corrigido por:

$$h/h_L = 1 + (D/L)^{0.7} \quad ; \quad 2 < L/D < 20$$

$$h/h_L = 1 + 6.(D/L) \quad ; \quad 20 < L/D < 60$$

NOTAS:

a) os valores de  $T_w$  e de  $T_a$  dependem de  $h$ , pelo que o processo é iterativo; começar por arbitrar valores de  $T_a$  e de  $T_w$  e depois corrigir

b) se a secção do tubo não for circular, usa-se o diâmetro equivalente, ( $4 \cdot \text{área fluxo/perímetro molhado}$ )

c) no caso de metais em fusão,  $N_{Pr} \ll 1$  e há correlações especiais:

$$N_{Nu} = 0.625 N_{Pe}^{0.4} \quad ; \quad L/D > 60 \text{ e } 100 < N_{Pe} < 10^4;$$

propriedades avaliadas à temperatura média no seio do fluido

$$N_{Nu} = 5.0 + 0.025 N_{Pe}^{0.8} \quad ; \quad \text{parede a temperatura constante}$$

d) no caso do fluxo de ar, há expressões simplificadas:

$$h_L(\text{W/m}^2.\text{K}) = 3.52 v(\text{m/s})^{0.8}/D(\text{m})^{0.2}$$

e) para água, na gama de temperatura de 4 a 105°C:

$$h_L(\text{W/m}^2.\text{K}) = 1429 (1+0.0146 T^\circ\text{C}) v(\text{m/s})^{0.8}/D(\text{m})^{0.2}$$

f) para líquidos orgânicos há também uma expressão simplificada:

$$h_L(\text{W/m}^2.\text{K}) = 423 v(\text{m/s})^{0.8}/D(\text{m})^{0.2}$$

g) no caso de tubos em serpentina helicoidal, com  $N_{Re} > 10^4$ ,  $h_L$  deve ser multiplicado por  $(1 + 3.5 D/D_{\text{hélice}})$



- Fluxo de transição em tubagens ( $2100 < N_{Re} < 6000$ )  
Neste caso recorre-se a uma correlação gráfica de  $j_q$

$$j_q = (h_a / C_p G) (N_{Pr})^{2/3} ((\mu_w / \mu_b)^{0.14} = f(N_{Re}); \quad G = \rho \cdot v$$

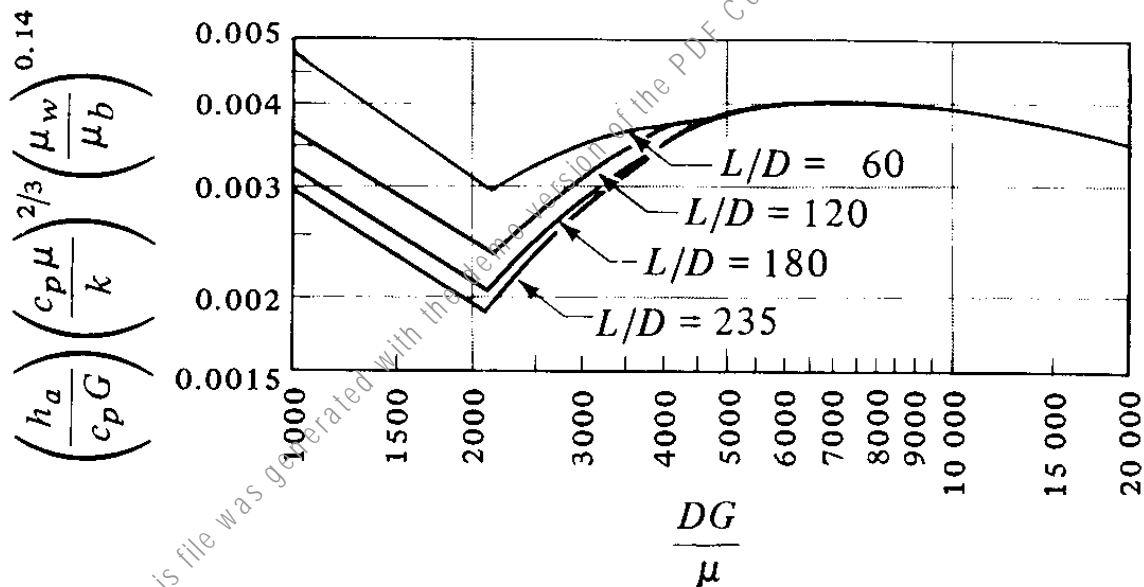
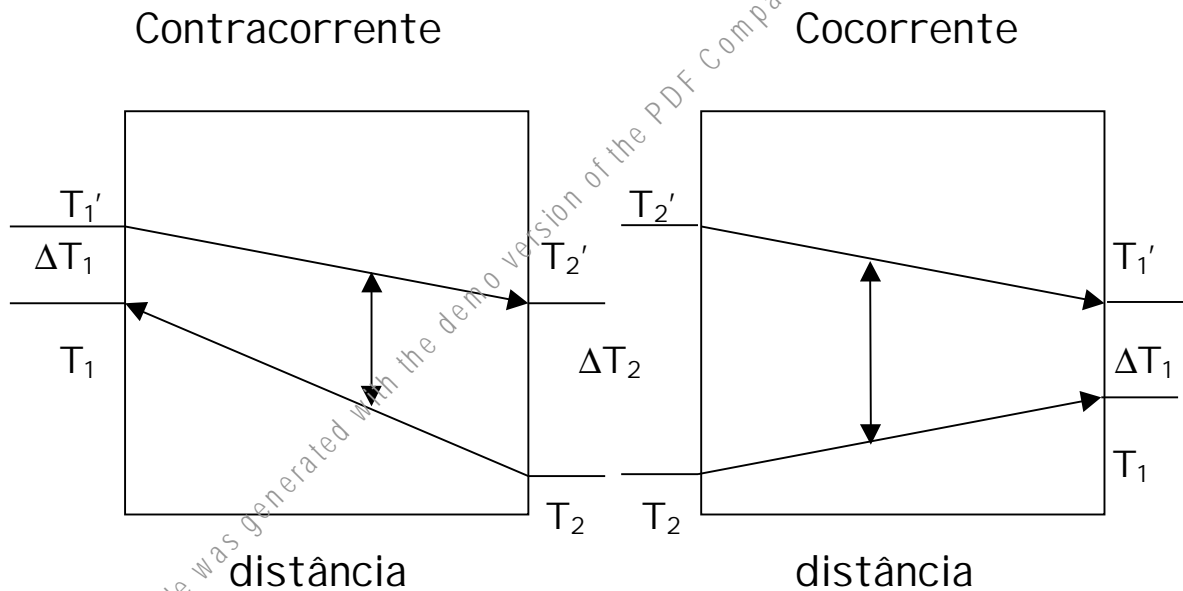


FIGURE 4.5-2. Correlation of heat-transfer parameters for transition region for Reynolds numbers between 2100 and 6000. (From R. H. Perry and C. H. Chilton, *Chemical Engineers' Handbook*, 5th ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1973. With permission.)

Caso de um permutador com força directriz  $\Delta T$  variável:

no caso geral de um permuta de calor entre fluidos diferentes,  $\Delta T$  varia ao longo do permutador:



é necessário tomar um  $\Delta T$  médio; demonstra-se que deve ser tomada uma média logarítmica dos valores extremos ( $\Delta T_{lm}$ ):

$$(\Delta T_{lm}) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}; \quad \text{se } \Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T \text{ è } \Delta T_{lm} = \Delta T$$

$$q = U A (\Delta T_{lm})$$

### 4.3. Transferência de calor por convecção forçada no exterior de distintas geometrias (4.6).

Expressão geral para cálculo do coeficiente médio de transferência de calor

$$N_{Nu} = C N_{Re}^m N_{Pr}^{1/3}$$

- fluxo paralelo a uma placa plana

$$N_{Nu} = 0.664 N_{Re,L}^{0.5} N_{Pr}^{1/3} ; \quad N_{Re,L} = Lv\rho/\mu ;$$

L – comprimento da placa;

regime laminar:  $N_{Re,L} < 3.10^5$  e  $N_{Pr} > 0.7$

$$N_{Nu} = 0.0366 N_{Re,L}^{0.8} N_{Pr}^{1/3} ;$$

regime turbulento:  $N_{Re,L} > 3.10^5$  e  $N_{Pr} > 0.7$

- cilindro com o eixo perpendicular ao fluxo

$$N_{Nu} = C N_{Re}^m N_{Pr}^{1/3} ; \quad C, m \text{ da tab. 4.6-1 (Geankoplis, 1993)}$$

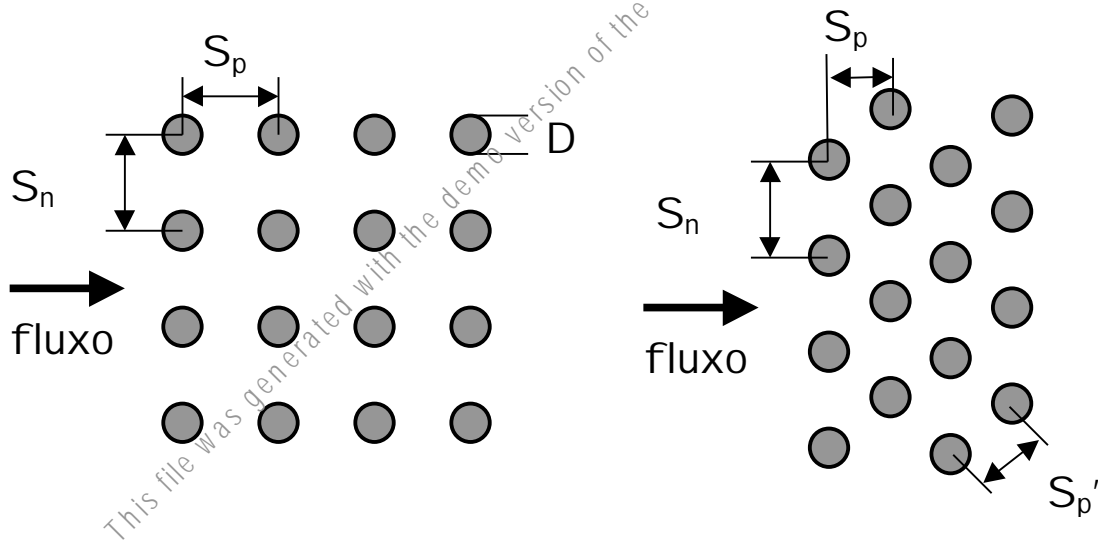
$N_{Re}$	$m$	$C$
1 - 4	0.330	0.989
4 - 40	0.385	0.911
40 - 4e3	0.466	0.683
4e3 - 4e4	0.618	0.193
4e4 - 2.5e5	0.805	0.0266

- fluxo passando uma esfera (aquecimento/arrefecimento)

$$N_{Nu} = 2.0 + 0.60 N_{Re}^{0.5} N_{Pr}^{1/3}$$

para:  $1 < N_{Re} < 70\,000$  e  $0.6 < N_{Pr} < 400$

- fluxo através de um feixe tubular cilíndrico



Valores de  $h_{10}$  para feixes com 10 fiadas de tubos

arranjo	$\frac{S_n}{D} = \frac{S_p}{D} = 1.25$		$\frac{S_n}{D} = \frac{S_p}{D} = 1.50$		$\frac{S_n}{D} = \frac{S_p}{D} = 2.0$	
	C	m	C	m	C	m
alinhado	0.386	0.592	0.287	0.620	0.254	0.632
alternado	0.575	0.556	0.511	0.562	0.535	0.556

Razão  $h_n/h_{10}$  para feixes tubulares

n	1	2	3	4	6	8
alinhado	0.64	0.80	0.87	0.90	0.94	0.98
alternado	0.68	0.75	0.83	0.89	0.95	0.98

- transferência de calor em leitos com enchimentos

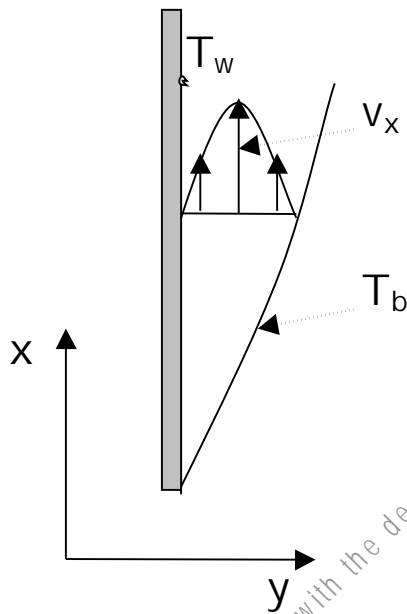
para uma camada elementar de altura dz :

$$dq = h (a S dz) (T - T_s) ; a - \text{área de sólido/volume de leito}$$

$$\varepsilon J_H = \varepsilon \frac{h}{c_p v' \rho} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{2/3} = \frac{2.876}{N_{Re}} + \frac{0.3023}{N_{Re}^{0.35}}$$

para:  $10 < N_{Re} = Dv'\rho/\mu < 10\ 000$  ; a eq. pode ser usada para leitos fluidizados

#### 4.4. Transferência de calor por convecção natural (4.7)



$$N_{Nu} = \frac{hL}{k} = a \left( \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T c_p \mu}{\mu^2 k} \right)^m = a (N_{Gr} \cdot N_{Pr})^m$$

$\beta$  - coeficiente de expansão térmica volumétrica (gases:  $1/T$ )  
 Ø a tabela 4.7-1 apresenta os valores de  $a$  e  $m$  para várias geometrias (cilindros e planos verticais, cilindros horizontais, placas horizontais);

Ø existem também expressões simplificadas (tabela 4.7-2).

Convecção natural em espaços fechados: há uma sobreposição complexa de mecanismos; Geankoplis apresenta várias correlações aplicáveis em distintas situações.

#### 4.5. Ebulição e condensação (4.8).

- ebulição nucleada

Superfícies horizontais

$$h(\text{W/m}^2\cdot\text{K}) = 1043 (\Delta T(\text{K}))^{1/3} ; \quad q/A < 16 \text{ kW/m}^2$$

$$h(\text{W/m}^2\cdot\text{K}) = 5.56 (\Delta T(\text{K}))^3 ; \quad 16 < q/A < 240 \text{ kW/m}^2$$

Superfícies verticais

$$h(\text{W/m}^2\cdot\text{K}) = 537 (\Delta T(\text{K}))^{1/7} ; \quad q/A < 3 \text{ kW/m}^2$$

$$h(\text{W/m}^2\cdot\text{K}) = 7.95 (\Delta T(\text{K}))^3 ; \quad 3 < q/A < 63 \text{ kW/m}^2$$

se a pressão é superior a 1 atm,  $h_p = h_{1\text{atm}} (P, \text{atm})^{0.4}$

dentro de tubos:

$$h(\text{W/m}^2\cdot\text{K}) = 2.55 (\Delta T(\text{K}))^3 e^{P/1551} ; \quad P, \text{ kPa}$$

- ebulição tipo filme

$$h(\text{W/m}^2\text{ K}) = 0.62 \left( \frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g (\lambda_v + 0.4 c_{p_v} \Delta T)}{D \mu_v \Delta T} \right)^{1/4}$$

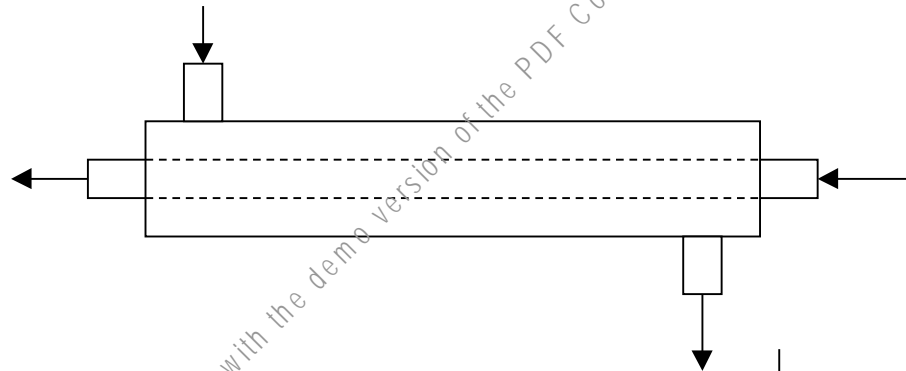
$\Delta T = (T_w - T_{\text{sat}})$ , propr. físicas avaliadas a  $T_f = (T_w + T_{\text{sat}})/2$  ;  
 $\lambda_v$  a  $T_{\text{sat}}$

A condensação apresenta também padrões complexos, sendo mais importantes a condensação tipo filme e com formação de gotas. Geankoplis apresenta equações a usar para condensação em superfícies verticais, tanto em regime laminar como turbulento.

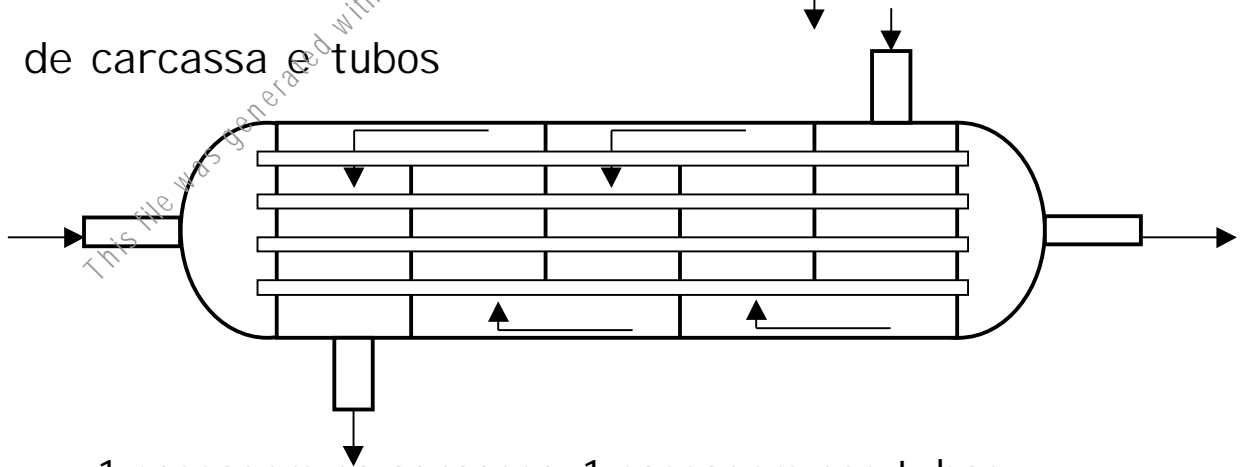
#### 4.6. Permutadores de calor (4.9).

Tipos de permutadores de calor

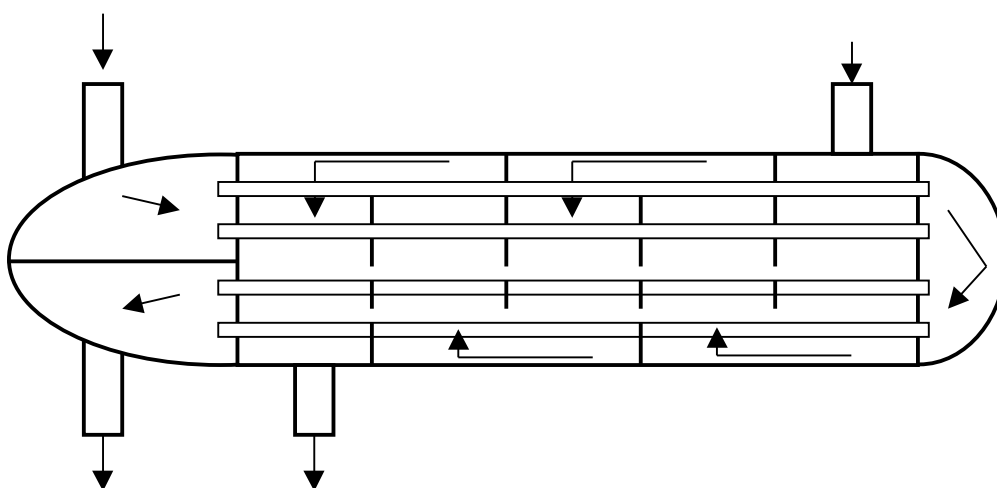
a) de tubos concêntricos



b) de carcassa e tubos

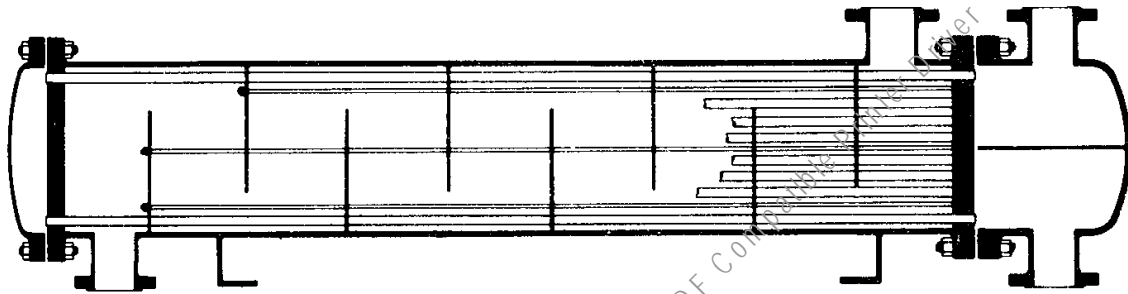


1 passagem na carcassa, 1 passagem nos tubos

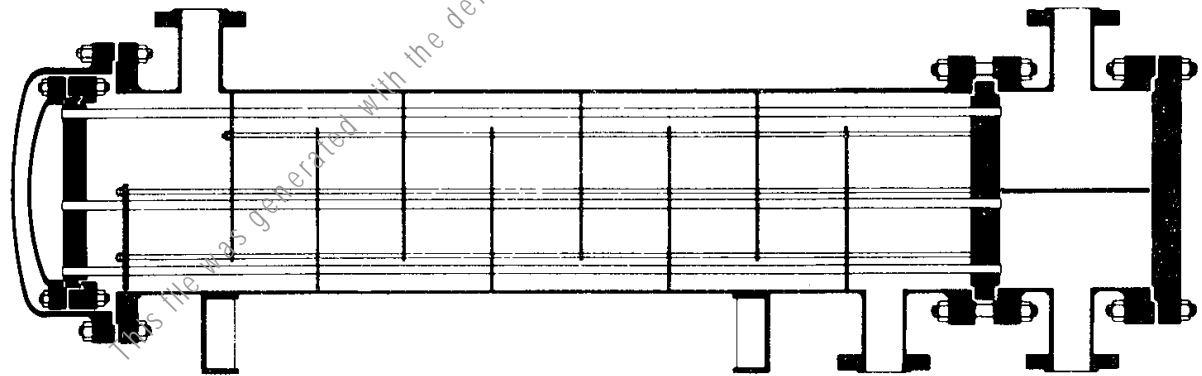


1 passagem na carcassa, 2 passagem nos tubos

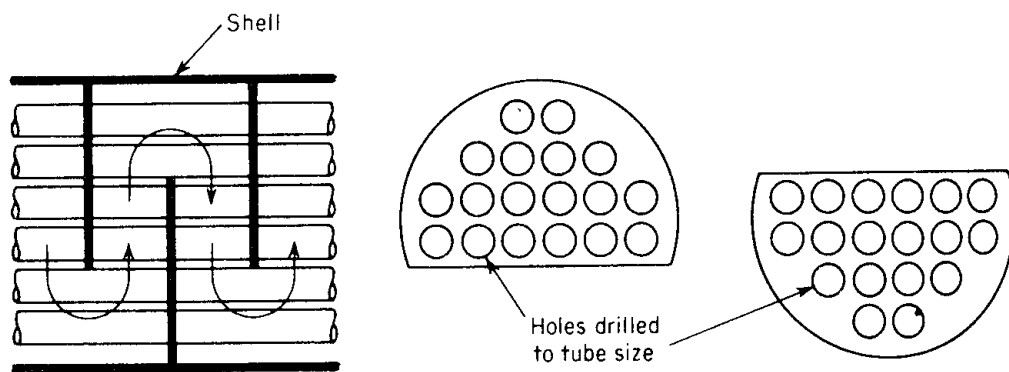




**FIGURE 15-6**  
Heat exchanger with fixed tube sheets, two tube passes, and one shell pass. (Struthers-Wells Corporation.)



**FIGURE 15-7**  
Heat exchanger with internal floating head, two tube passes, and one shell pass. (Struthers-Wells Corporation.)



**FIGURE 15-9**  
Segmental baffles.

c) feixes tubulares de fluxo cruzado, arrefecidos com ar

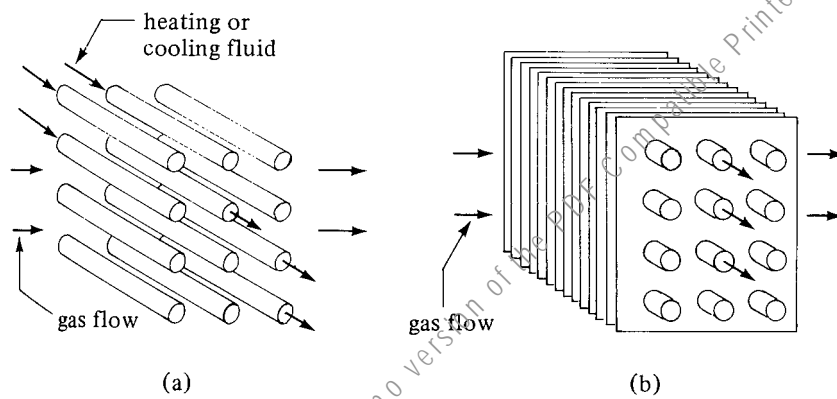
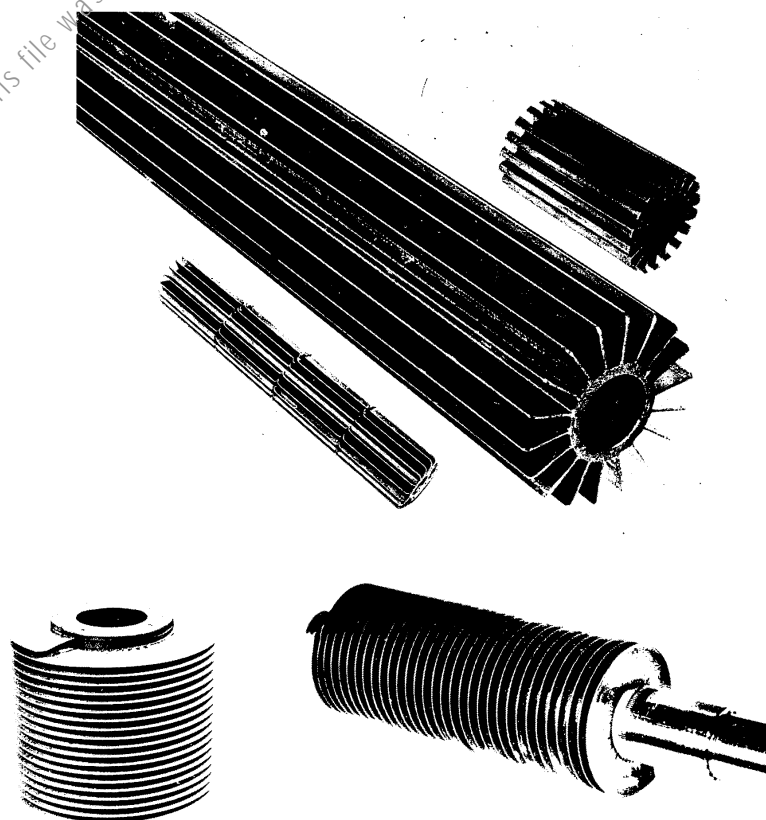


FIGURE 4.9-3. Flow patterns of cross-flow heat exchangers: (a) one fluid mixed (gas) and one fluid unmixed; (b) both fluids unmixed.

- tubos alhetados



d) de placas

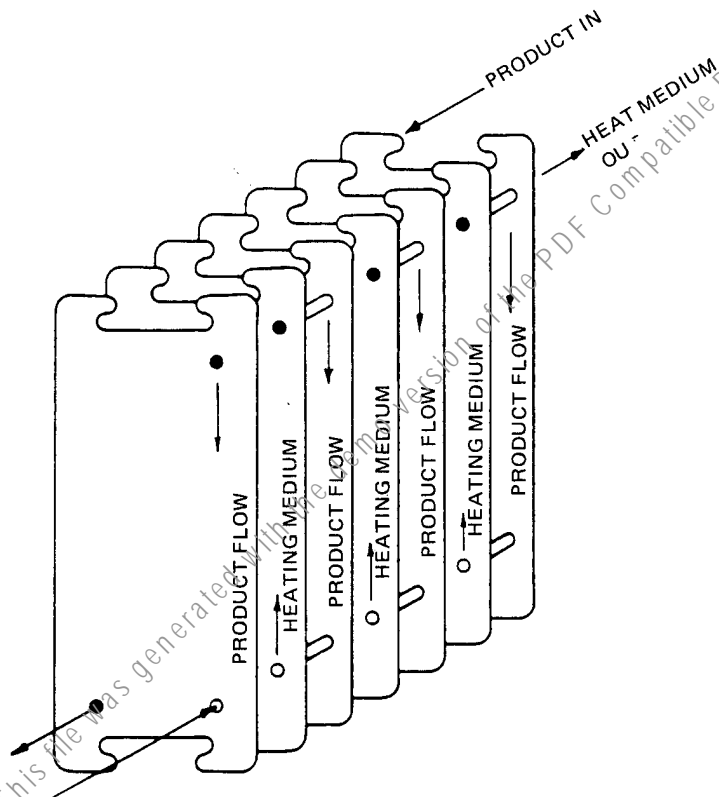


Figure 7 Schematic illustration of plate heat exchanger. From Heldman and Singh (1981).

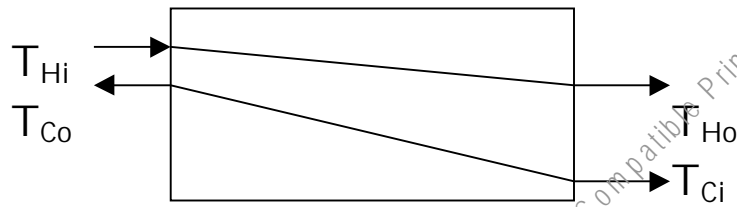
Factores de correcção de  $(\Delta T)_{lm}$

necessário no caso de passagens múltiplas ou de fluxo cruzado com fluidos misturados;

$$[(\Delta T)_{lm}]_{efectiva} = F_T \cdot (\Delta T)_{lm}$$

não devem ser utilizados arranjos a que correspondam factores  $F_T < 0.75$

Eficiência de permutadores de calor:



sendo  $q = (m cp)_H (T_{Hi} - T_{Ho}) = (m cp)_C (T_{Co} - T_{Ci}) =$   
 $= C_H (T_{Hi} - T_{Ho}) = C_C (T_{Co} - T_{Ci})$

se a área de transferência fosse infinita,  $(T_{Co}) = (T_{Hi})$

A eficiência  $\epsilon$  define-se então como:

$$\epsilon = \frac{C_H (T_{Hi} - T_{Ho})}{C_C (T_{Hi} - T_{Ci})} \quad \text{se } C_H > C_C \text{ and}$$

$$\epsilon = \frac{C_C (T_{Co} - T_{Ci})}{C_H (T_{Hi} - T_{Ci})} \quad \text{se } C_C > C_H$$

nestas condições,

$$q = \epsilon \cdot C_{\min} (T_{Hi} - T_{Ci}) = UA (\Delta T)_{lm}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \epsilon \frac{(T_{Hi} - T_{Ci})}{(\Delta T)_{lm}}$$

Geankoplis apresenta diagramas que permitem calcular e em função de NTU e  $C_{\min}/C_{\max}$  e a partir daí  $(\Delta T)_{lm}$  ou  $q$ ,  $T_{Ho}$  e  $T_{Co}$

formação de incrustações e efeito no coeficiente global U

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{di}} + \frac{\Delta x \cdot A_i}{k \cdot A_{lm}} + \frac{A_i}{A_o h_o} + \frac{A_i}{A_o h_{do}}}$$

valores típicos de coeficientes de incrustações para projecto de permutadores:

	$h_{di}$ , W/m <sup>2</sup> .K
água do mar	12 000
água da rede urbana	6000
agua com sólidos	2000-3000
gases	3000
vaporização de líquidos	3000
óleos vegetais ou minerais	2000

Valores típicos de U em permutadores de carcassa e tubos:

	U, W/m <sup>2</sup> .K
água / água	1100 - 1700
água / salmoura ou liq.orgânico	600 - 1100
água / vapor condensante	1500 - 2200
água / gasolina	350 - 600
água / gasóleo	150 - 350
água / óleo vegetal	110 - 280
gasóleo / gasóleo	110 - 280
vapor / agua ebulição	1500 - 2300
água / ar (tubo alhetado)	110 - 230
hidroc.leve / hidroc. leve	230 - 500
hidroc. pesado / hidroc. leve	60 - 230

#### 4.7. Transferência de calor por radiação; utilizações principais (4.10).

ondas de radio	1500 - 10 <sup>-1</sup> m	200 kHz - 3GHz
longas	1500 - 500	
medias	500 - 200	
curtas	100 - 10	
fm, televisão, comunicações	10 - 0.1 m	
micro-ondas, radar	0.1 - 10 <sup>-4</sup> m	3 - 3 THz
raios infravermelhos	10 <sup>-4</sup> - 7*10 <sup>-7</sup> m	
raios visíveis	7*10 <sup>-7</sup> - 4*10 <sup>-7</sup>	
raios ultravioletas	4*10 <sup>-7</sup> - 10 <sup>-8</sup>	
raios x	10 <sup>-9</sup> - 10 <sup>-11</sup>	
raios γ , cósmicos	< 10 <sup>-12</sup>	

absorção e reflexão; corpos negros e cinzentos

absortividade ( $\alpha$ ) e emissividade ( $\epsilon$ )

Equação de Stefan-Boltzman:

$$q = A \sigma (\epsilon_1 T_1^4 - \alpha_{12} T_2^4) = A \sigma \epsilon (T_1^4 - T_2^4);$$

$$\sigma = 5.676 \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$$q = h_r A (T_1 - T_2)$$

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon (T_1^4 - T_2^4)}{(T_1 - T_2)}$$

a Tabela 4.10-1 (Geankoplis, 1993) apresenta valores de emissividade para alguns materiais radiantes.

O aquecimento por radiação utiliza-se sobretudo em operações de secagem, liofilização, reticulação de revestimentos (pinturas), fixação de estampagens e em condicionamento ambiente.

Os meios aquecedores mais utilizados são o vapor de baixa e média pressão, óleos de aquecimento e energia eléctrica (mais flexível e limpa)

This file was generated with the demo version of the PDF Complete Printer Driver

#### 4.8. Transferência de calor com fluidos não-Newtonianos (4.12).

- Fluxo laminar em tubos, fluidos que seguem lei da potência

Eq. de Metzner e Gluck

$$(N_{Nu})_a = h_a D/k = 1.75 \delta^{1/3} N_{Gz}^{1/3} (\gamma_b/\gamma_w)^{0.14}$$

válida para :

$$N_{Gz} = m C_p/k L = \pi/4 N_{Re} N_{Pr} D/L > 20 \quad \text{e } n' > 0.1$$

$$(\gamma_b/\gamma_w) = K'_b/K'_w = K_b/K_w$$

$h_a$  a temperatur. média no comprimento L e para :

$$\Delta T_a = 1/2 [(T_w - T_{bi}) + (T_w - T_{bo})]$$

- Fluxo turbulento em tubos

$$N_{Nu} = h_L D/k = 0.0041 N_{Re}^{0.99} [K' c_p/k (8v/D)^{n-1}]^{0.4}$$

#### 4.9. Coeficientes de transferência de calor especiais (4.13).

- tanques agitados com camisas de aquecimento

$$\frac{hD_t}{k} = a \left( \frac{D_a N \rho}{\mu} \right)^b \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^m$$



os valores de a, b, m variam com o tipo de agitador

Valores habituais de U em tanques com camisa

fluido na camisa	fluido no tanque	parede	agitação	U, W/m <sup>2</sup> K
vapor	água	cobre	nenhuma	850
vapor	pasta	ferro fundido	lenta	1400
vapor	água	cobre	raspador	700
vapor	ebulição	ferro fundido	duplo	1400
vapor	leite	esmaltado	nenhuma	1100
água quente	água fria	ferro fundido	lenta	1700
vapor	puré	esmaltado	nenhuma	400
	tomate	metal	agitado	170

- tanques agitados com serpentinas de aquecimento : correlações idênticas, com valores específicos de a, b, m (ver Geankoplis, 1993)
- permutadores de paredes raspadas
- permutadores com alhetas (longitudinais e transversais)

há correlações específicas (Geankoplis. 1993)

#### 4.10. Condensadores para evaporadores e cristalizadores (8.6)

Condensação de vapores que saem de uma câmara onde existe vácuo è condensação (com água) + descarga à pressão atmosférica.

Condensadores: de superfície arrefecida  
de contacto directo

Condensadores de superfície arrefecida:

- Não há mistura de fluidos
- Purgas de não-condensáveis podem ser feitas num ponto frio do condensador
- A saída dos fluidos a baixa pressão tem de ser assegurada por bomba ou máquina de vácuo
- É um sistema caro

Condensadores de contacto directo:

- Há uma contracorrente com um chuveiro de água
- condensado é descarregado através de uma perna barométrica que assegura a variação de pressão
- É um sistema económico e fácil de usar
- consumo de água pode ser estimado através de um balanço energético
- Os não-condensáveis podem ser retirados por uma máquina de vácuo (se se usar um jacto de água a alta pressão, este pode arrastar os não condensáveis; gastam mais água e são difíceis de controlar)

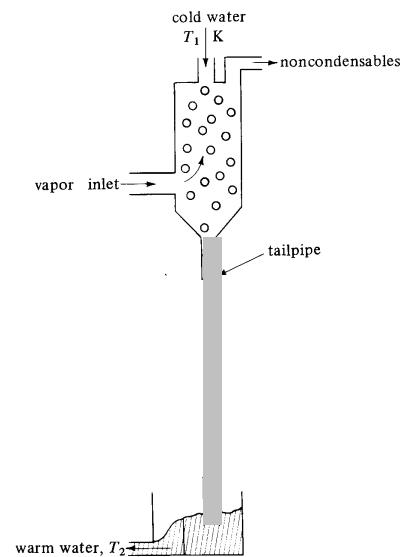


FIGURE 8.6-1. Schematic of barometric condenser.