

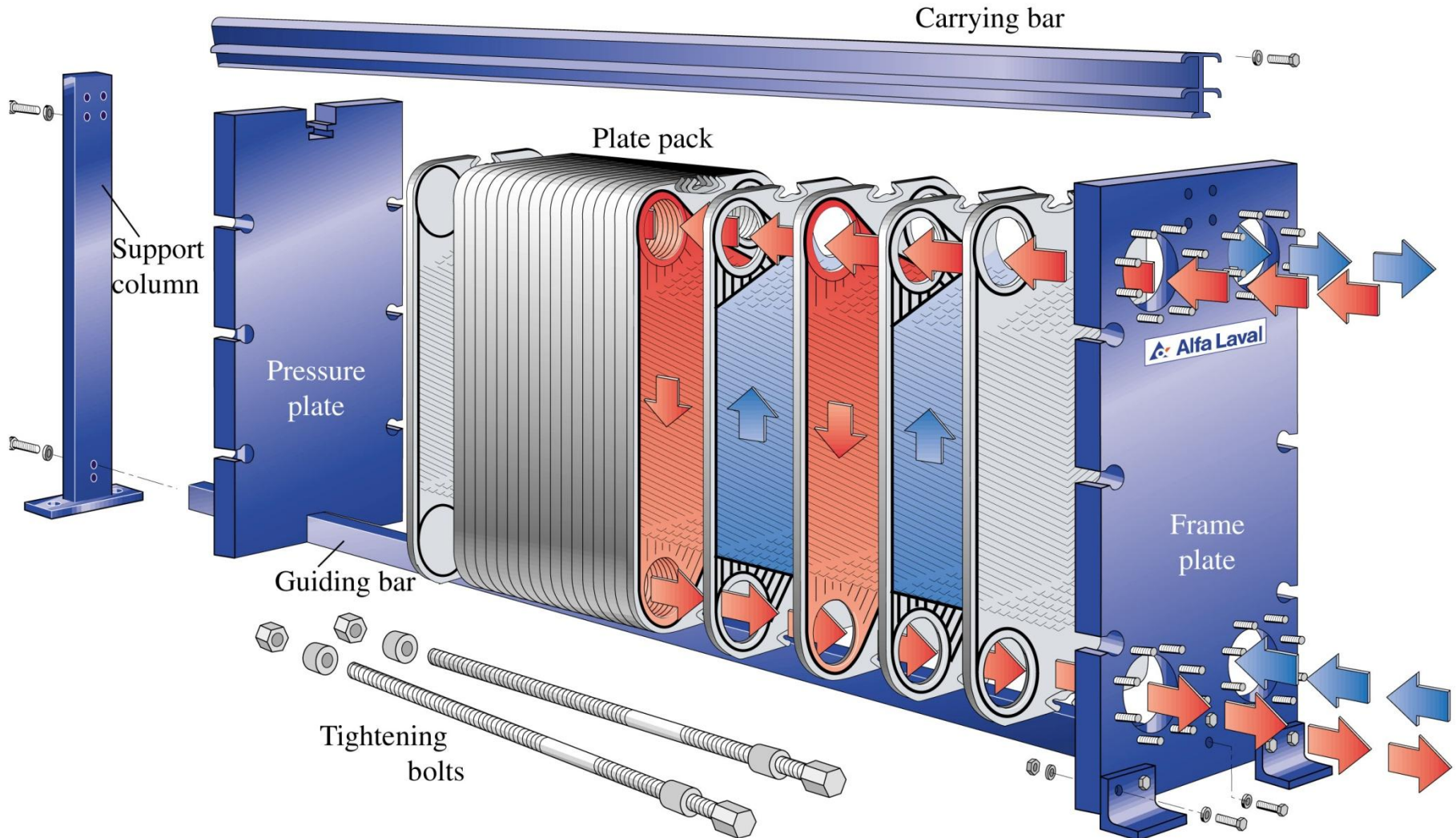
OPERAÇÕES UNITÁRIAS II

AULA 4:

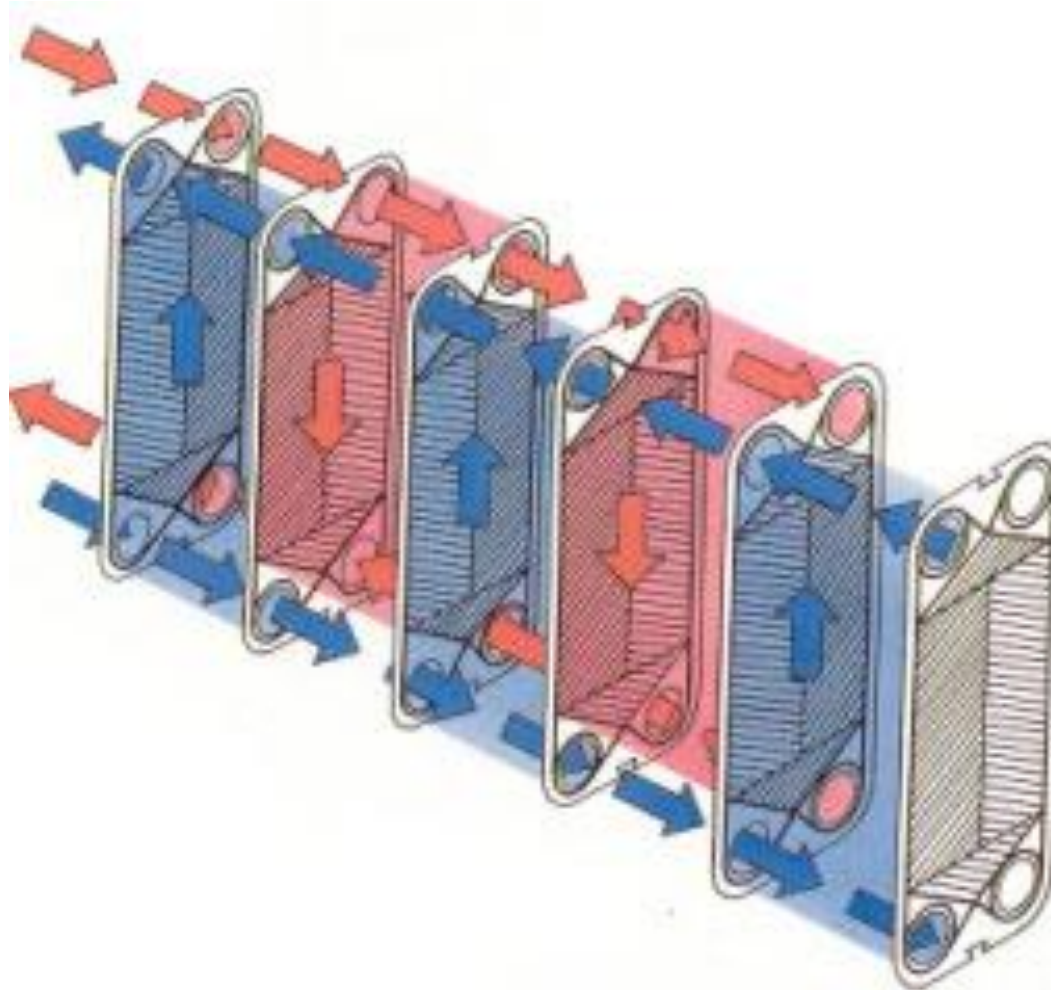
- DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR A PLACAS
- ANÁLISE DE TROCADORES: MLDT E NUT

Profa. Dra. Milena Martelli Tosi

TROCADOR DE CALOR A PLACAS



TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Trocador a placas

Arranjo de passes: lado quente → 2x2 (dois passes no trocador em dois canais)
lado frio → 4x1 (quatro passes no trocador 1 canal)

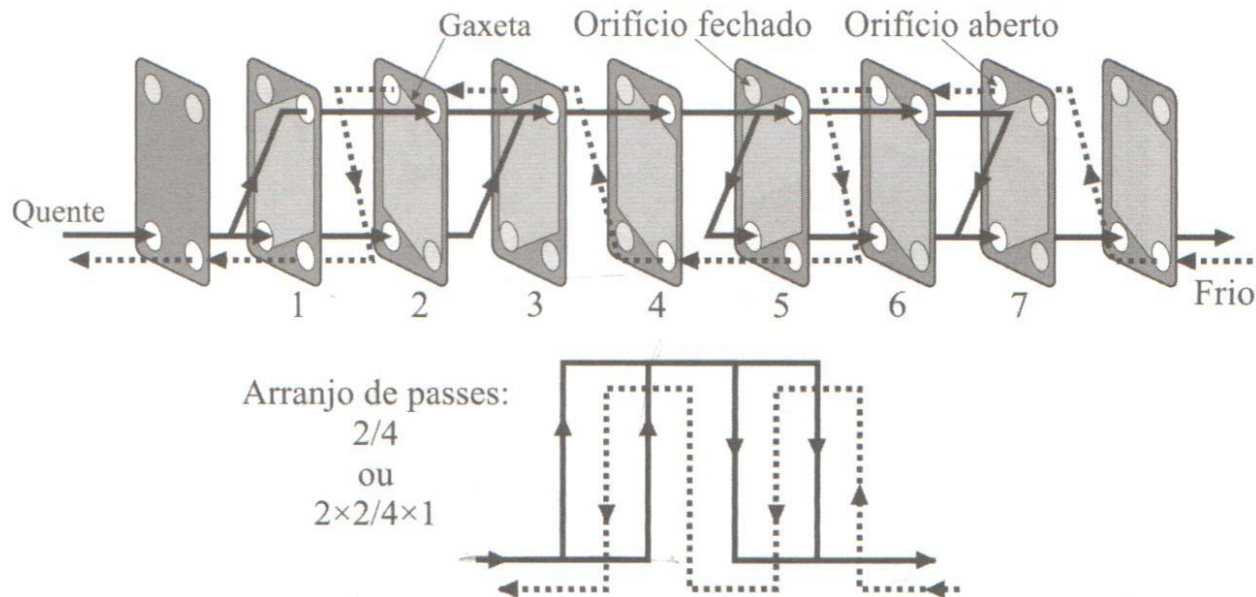
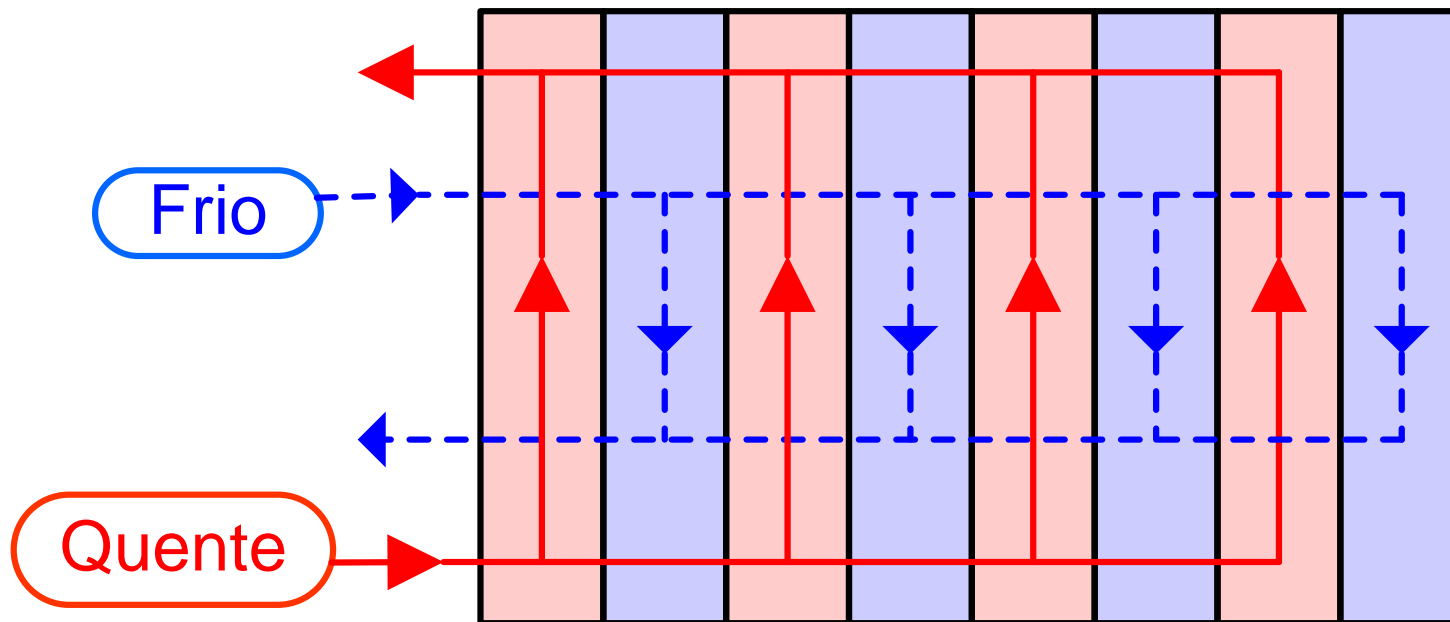


Figura 10.9 Uma possibilidade de arranjo de passes para um trocador de calor de placas com nove placas e, consequentemente, oito canais de escoamento.

Gaxetas: juntas em elastômero responsáveis pela vedação entre os meios de troca e a atmosfera que equipam as placas.



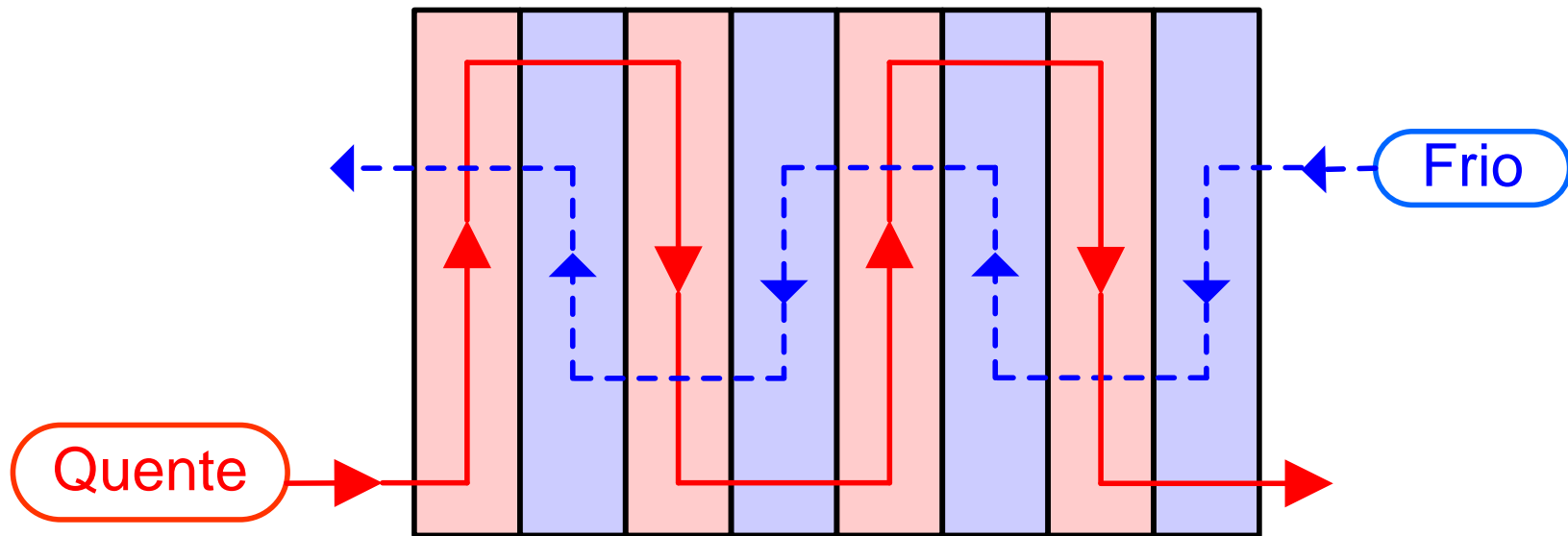
TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Arranjo Paralelo Tipo U
(1x4 / 1x4)



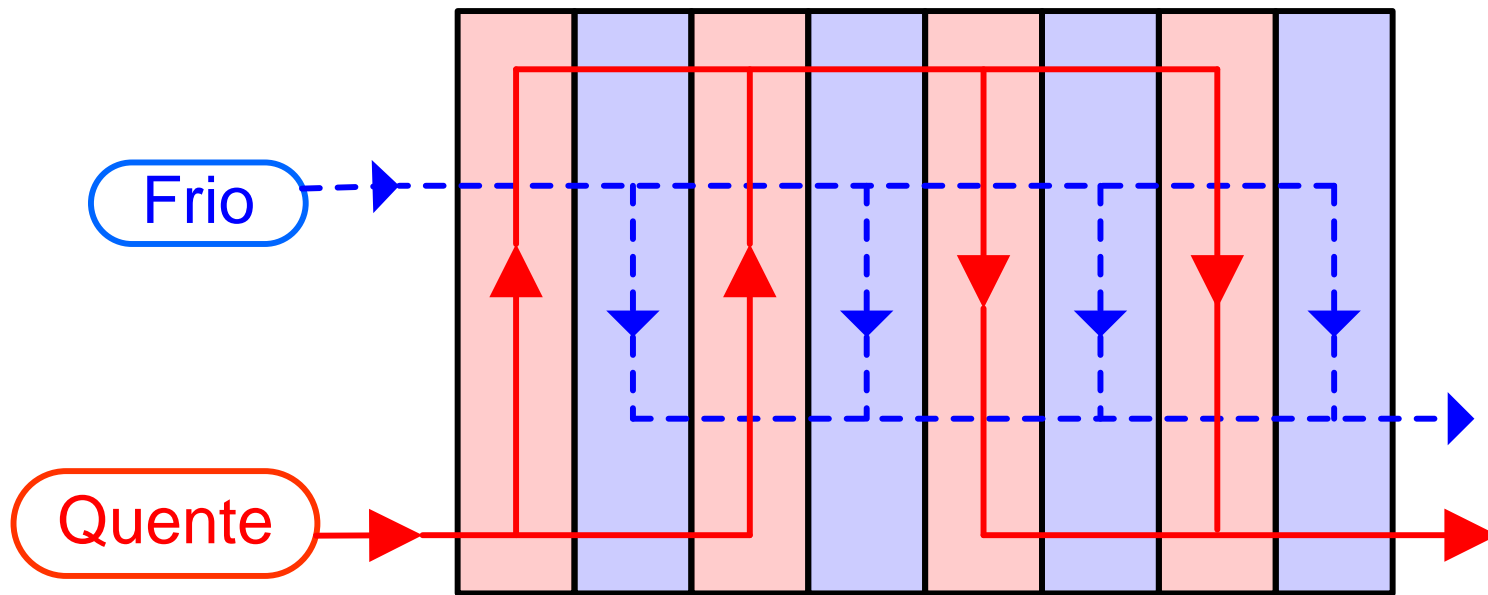
TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Arranjo em Série
(4x1 / 4x1)



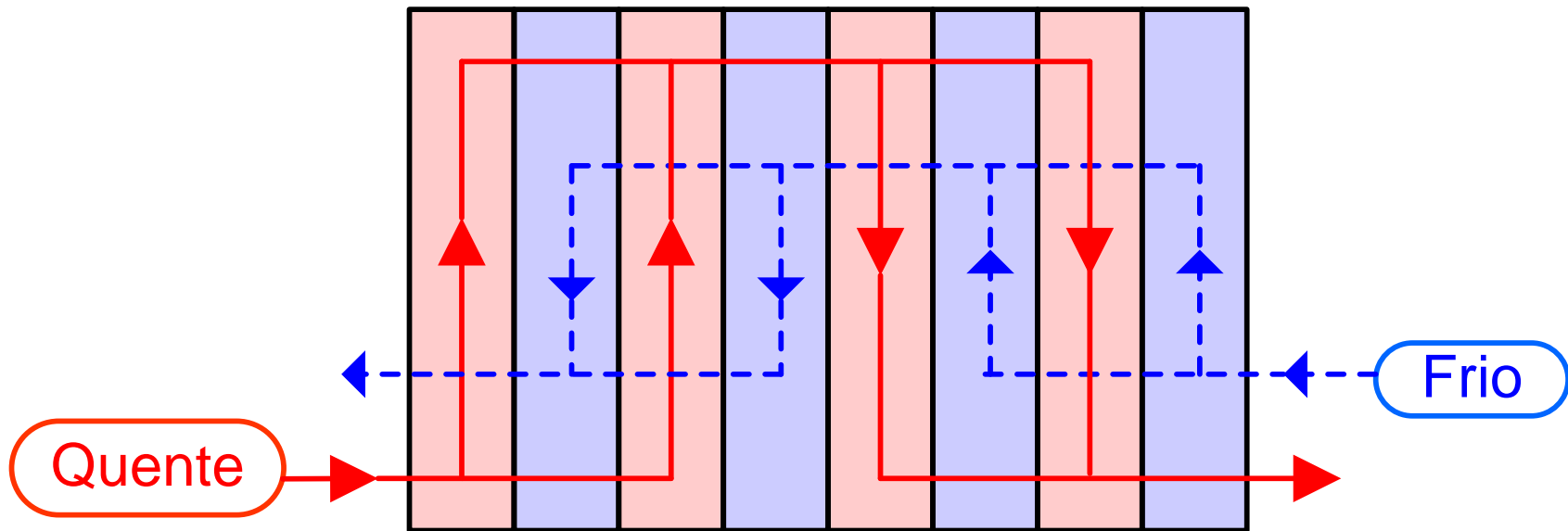
TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Arranjo Multipasse Assimétrico
(2x2 / 1x4)



TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Arranjo Multipasse Simétrico
(2x2 / 2x2)



TROCADORES A PLACA

- Regime laminar: $Re < 400$ (o limite é diferente de tubos)
- Regime turbulento: $Re > 400$

• *Utilizar diâmetro hidráulico (D_e):

• Correlações mais utilizadas:

• Turbulento:

$$(Nu) = 0.374(Re)^{2/3} (Pr)^{1/3} (\eta/\eta_w)^{0.15}$$

• Laminar:

$$h = 0.742 \hat{C}_p G (Re)^{-0.62} (Pr)^{-2/3} (\eta/\eta_w)^{0.14}$$

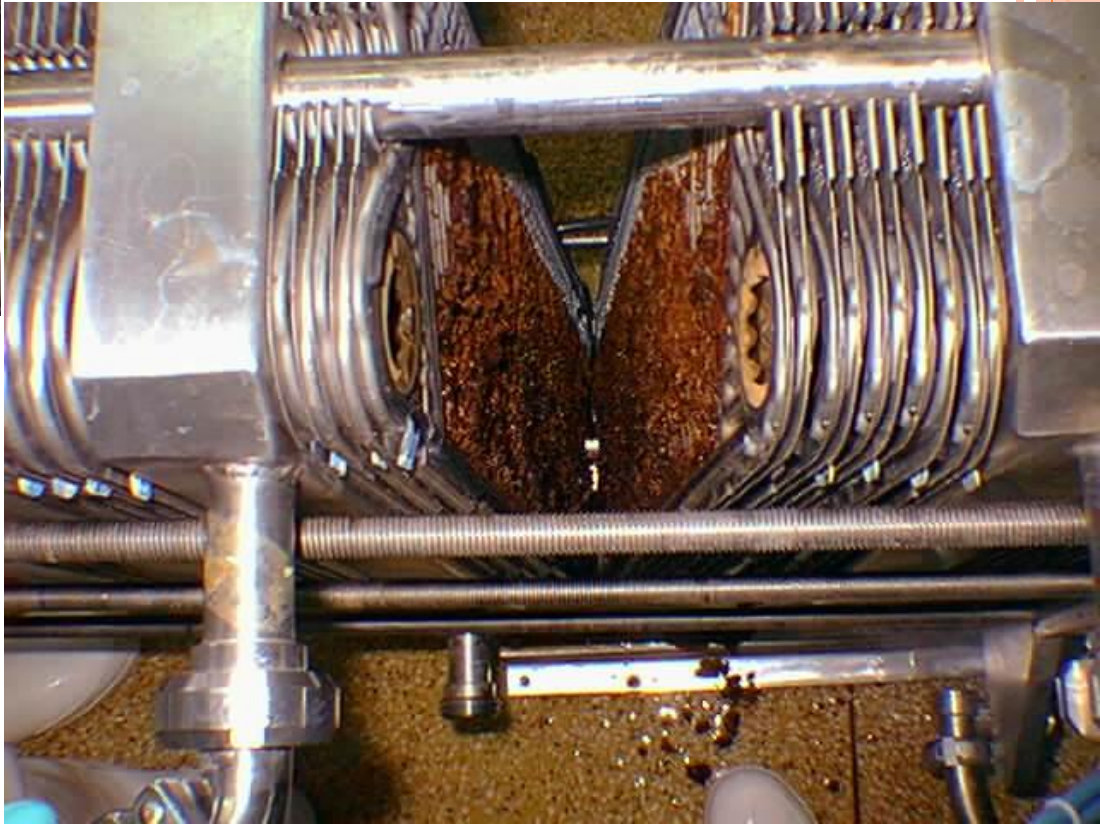
$$(Re) = \frac{\rho v D_e}{\eta} = \frac{G D_e}{\eta}$$

- Também é possível resolver os problemas utilizando-se as correlações para escoamento interno em tubos , levando em conta o diâmetro hidráulico (*seria uma aproximação*).



Incrustação de leite em trocador à placas

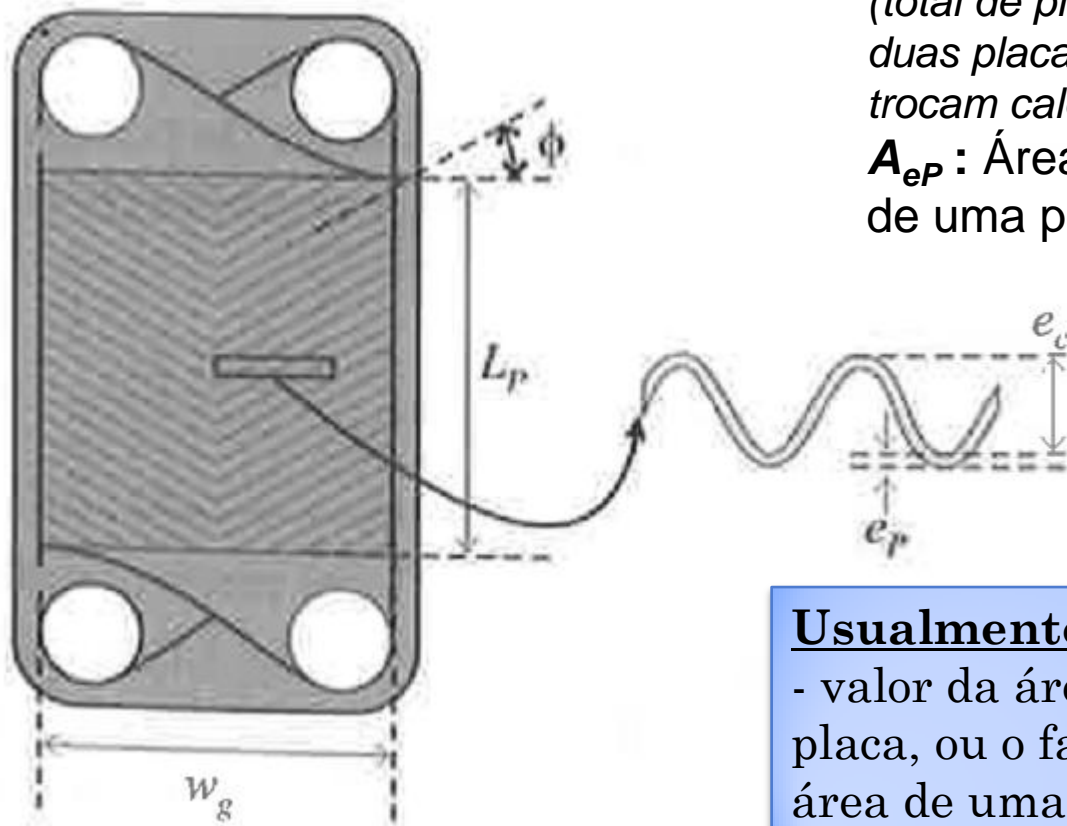




Área de troca térmica em trocadores a placas: $A = n_{pl} \cdot A_{eP}$

n_{pl} : número de placas térmicas
(total de placas no pacote menos as duas placas da extremidade que não trocam calor)

A_{eP} : Área efetiva de troca térmica de uma placa



$$A_{eP} = f'_{AP} \cdot L_P \cdot w_g$$

Usualmente fabricante fornece:

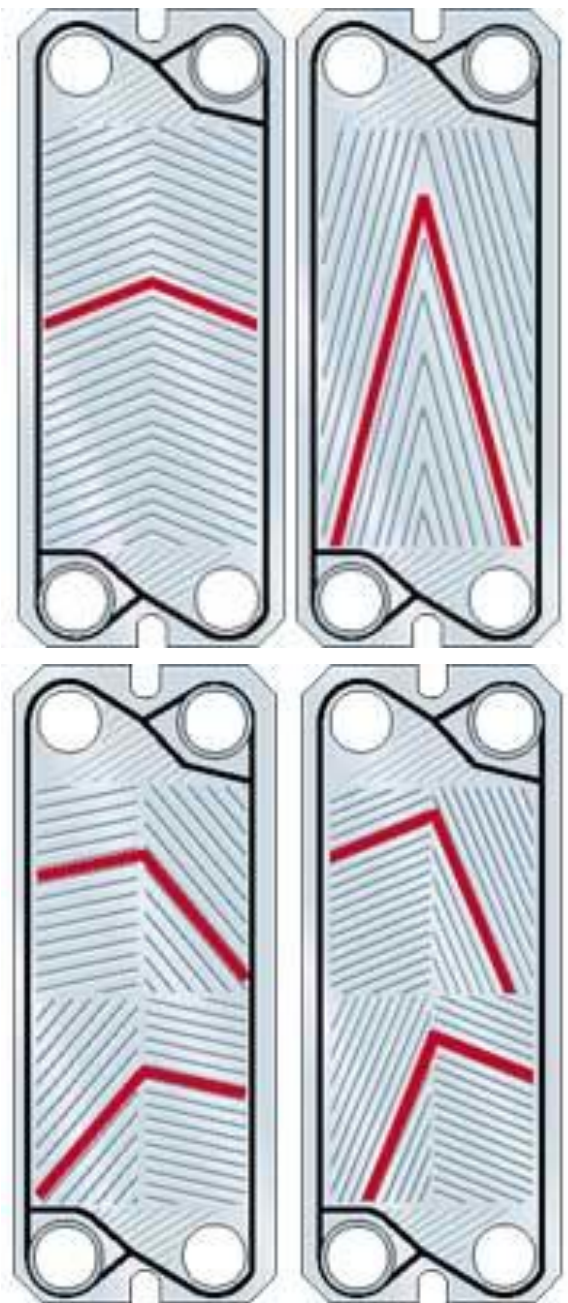
- valor da área efetiva de troca de uma placa, ou o fator de alargamento da área de uma placa (f'_{AP})

Figura 10.18 Principais dimensões de um trocador de calor de placas, em que L_p é o comprimento da parte corrugada; w_g é a largura entre as gaxetas; e_p é a espessura da placa; e_c é a espessura do canal e ϕ é o ângulo da corrugação.





<http://www.apiheattransfer.com>



<http://www.sweppe.com>



Coefficiente convectivo no canal de um trocador a placas com padrão “espinha de peixe”:

$$Nu = b_1 (Re)^{b_2} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p Re} \right)^{0.14}$$

utilizar D_h

Tabela 10.3 Parâmetros de troca térmica para um trocador de calor de placas com padrão espinha de peixe

ϕ	N_{Re}	b_1	b_2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	10 - 100	0,400	0,598
50°	> 100	0,300	0,663
	< 20	0,630	0,333
60°	20 - 300	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	20 - 400	0,306	0,529
$\geq 65^\circ$	> 400	0,108	0,703
	< 20	0,562	0,326
$\geq 65^\circ$	20 - 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

$$D_h = \frac{4.A_s}{P_w} = \frac{4e_c w_g}{2(f'_{AP} w_g)}$$

Fonte: Saunders (1988).

- Regime laminar: $Re < 400$ (o limite é diferente de tubos)
- Regime turbulento: $Re > 400$

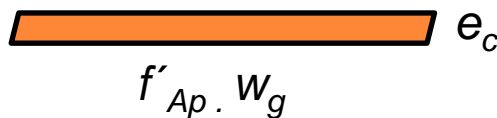


Coeficiente convectivo no canal de um trocador a placas com padrão “espinha de peixe”:

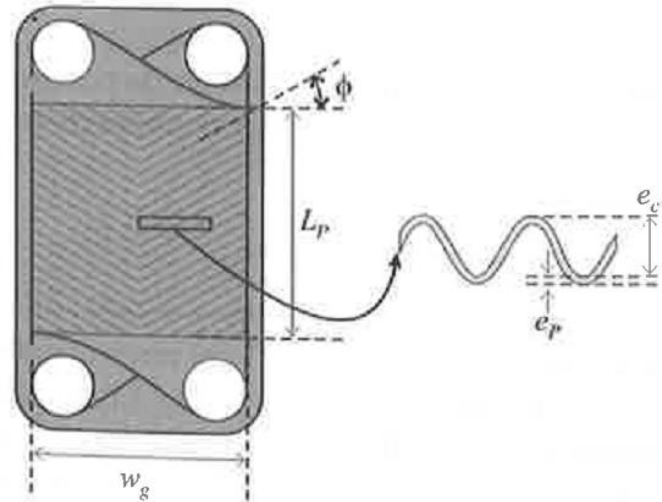
$$Nu = b_1 (Re)^{b_2} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

Re: utilizar diâmetro hidráulico: $4.A_s/P_w$

$$D_h = \frac{4e_c w_g}{2(f'_{AP} w_g + e_c)}$$



$$f'_{Ap} \cdot w_g$$



Para a velocidade média (\bar{v}):

Como $f'_{Ap} \cdot w_g \gg e_c$

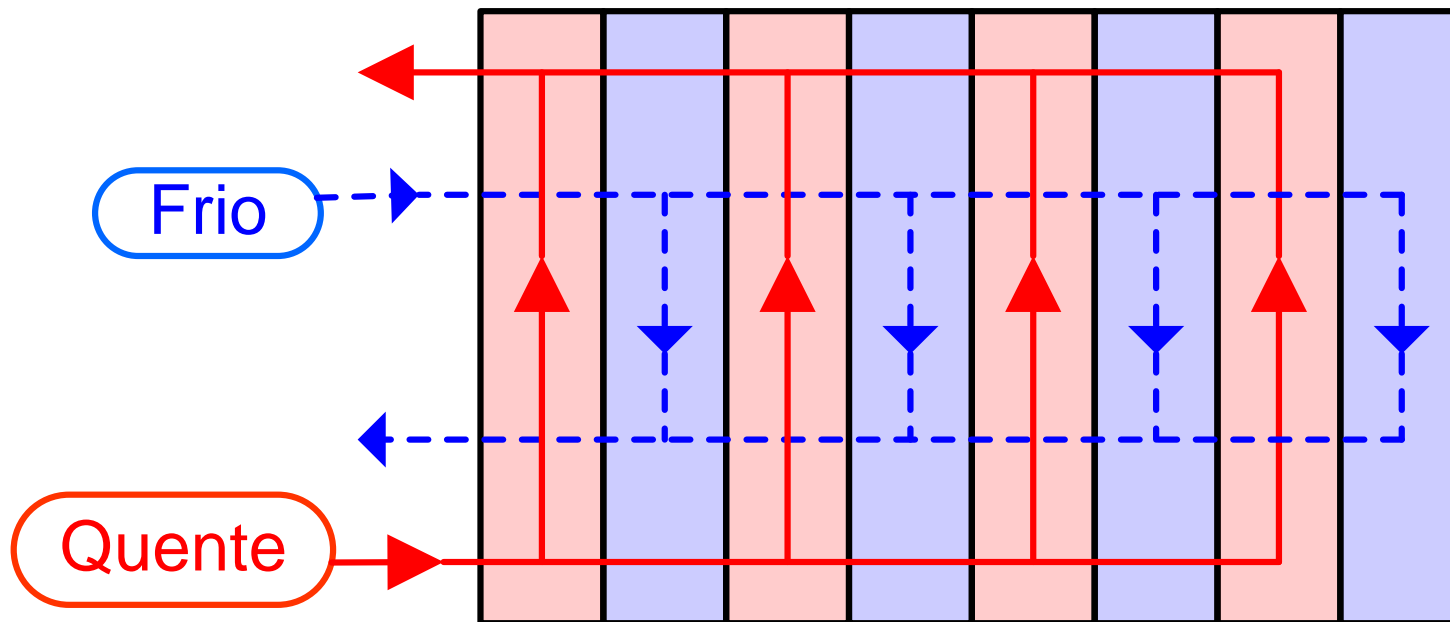
~~$$D_h = \frac{4e_c w_g}{2f'_{AP} w_g}$$~~

$$D_h = \frac{4e_c}{2f'_{AP}}$$

$$\bar{v} = \frac{\dot{Q}}{\left(\frac{n_c}{n_p} \right) A_s}$$

n_c : número de canais
 n_p : número de passes
 Q: vazão volumétrica (uniformemente distribuída entre os canais de um passe)

TROCADOR DE CALOR A PLACAS



Arranjo Paralelo Tipo U
(1x4 / 1x4)



Recapitulando...

Análise térmica:

$$q = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{ml} = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_{ml}$$

- Suposições :
- U constante ao longo de todo o trocador;
 - Em cada seção perpendicular do trocador, as temperaturas dos fluidos podem ser representadas por temperaturas médias;
 - Perdas de calor para o ambiente são nulas e o processo ocorre em regime permanente (equipamento já aquecido);
 - Calores específicos dos fluidos são constantes.



**ANÁLISE DE TROCADORES:
MÉDIA LOGARÍTMICA DA
TEMPERATURA (MLDT)**

***LOG MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE
(LMTD)***



FATOR DE CORREÇÃO PARA GEOMETRIA E ESCOAMENTO

Trocadores com múltiplos passes e com escoamento cruzado:

As equações anteriores podem ser utilizadas caso a seguinte modificação seja efetuada na média logarítmica das diferenças de temperaturas.

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CC}$$

F: Fator de correção calculado com a hipótese de escoamento em contracorrente.

Foram desenvolvidas expressões algébricas para o fator de correção F para diversas configurações de trocadores de calor casco e tubos e trocadores de calor com escoamento cruzado.

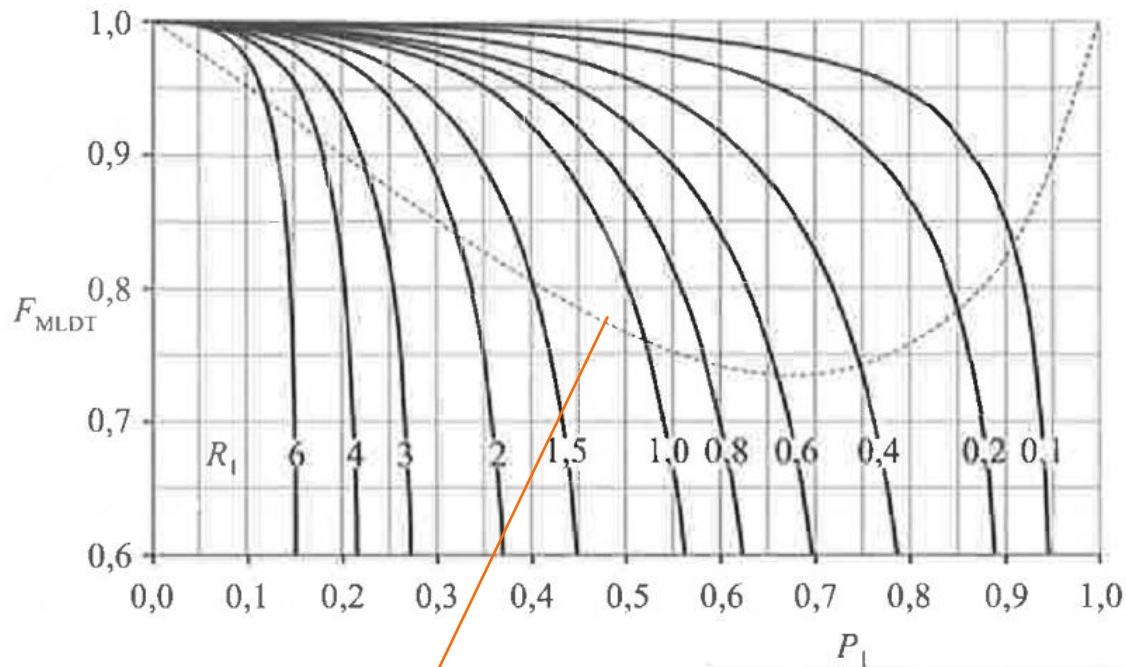


CONSIDERAÇÕES PARA CÁLCULOS

- A temperatura do fluido é a mesma em todas as secções transversais do trocador;
- A taxa de transferência é constante;
- O calor transferido é igual ao calor recebido;
- O calor específico do fluido é constante;
- A vazão mássica de cada fluido é constante;
- Não há mudança de fase (evaporação ou condensação);
- As trocas de calor para o ambiente são desprezíveis.



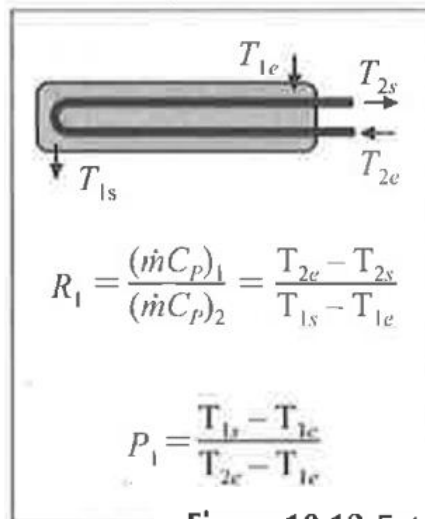
TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS



Gráficos são cortados por uma linha pontilhada:

- Região abaixo da linha: “instabilidade”, pois se tem grande variação no valor de F_{MLDT} com uma pequena mudança de P_1 (uma oscilação nas condições do processo pode provocar queda abrupta da F_{MLDT} e inviabilizar a troca térmica do equipamento);

- Recomendado trabalhar em $F_{MLDT} \geq 0,75$ (valores abaixo estão associados a baixos potenciais térmicos).



$$R_1 = \frac{(\dot{m}C_p)_1}{(\dot{m}C_p)_2} = \frac{T_{2e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{1e}}$$

$$P_1 = \frac{T_{1s} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{1e}}$$

Figura 10.12 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de casco e tubos com um passe no lado do casco (índice 1) e com um número par de passes nos tubos (índice 2) (arranjos 1/2, 1/4, 1/6 etc.).

TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

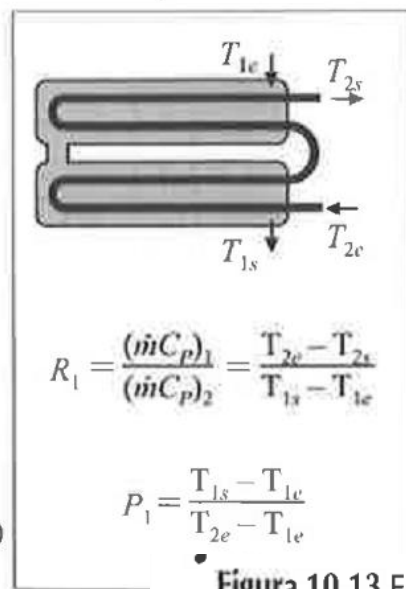
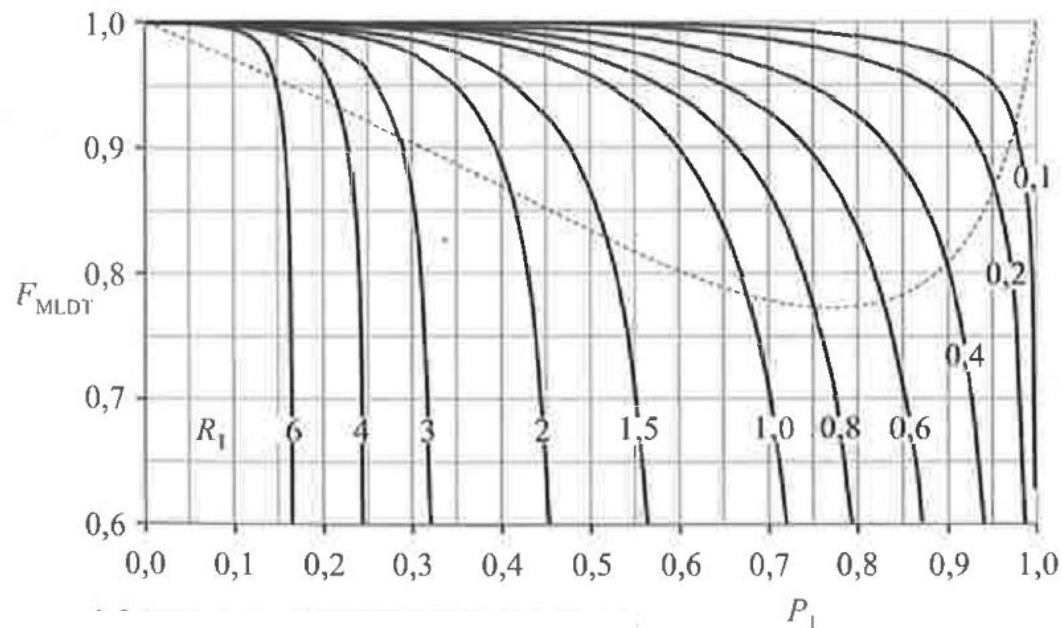


Figura 10.13 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de casco e tubos com dois passes no lado do casco (índice 1) e com um número de passes múltiplo de quatro nos tubos (arranjos 2/4, 2/8, 2/12 etc.).

TROCADORES DE CALOR A PLACAS

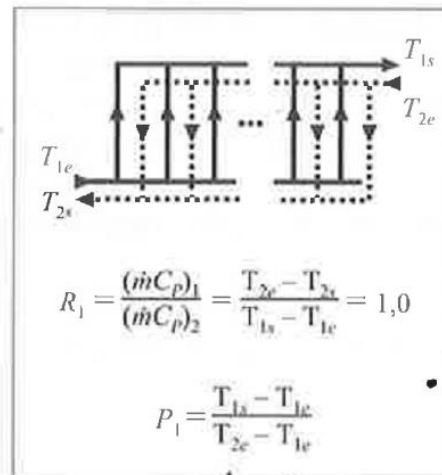
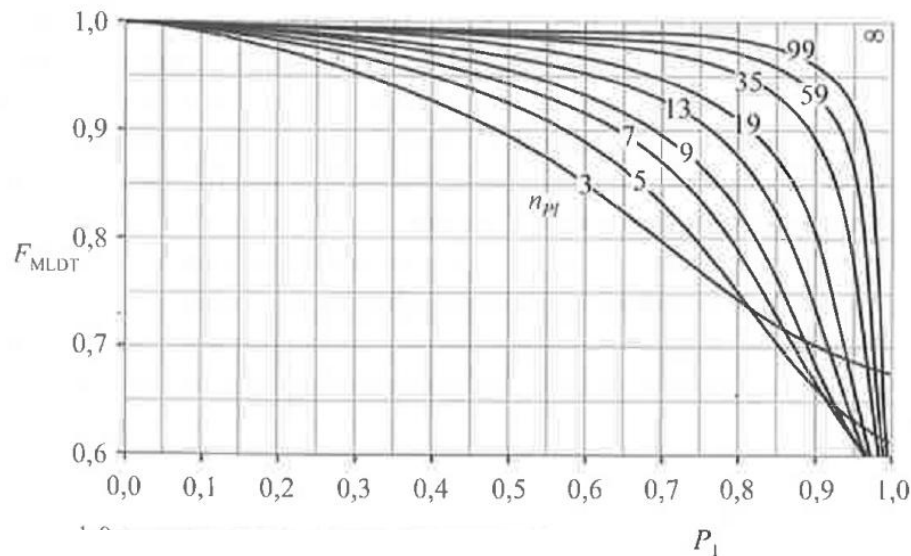


Figura 10.14 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de placas contracorrente com arranjo de passes 1/1, número ímpar de placas térmicas e razão entre as capacidades térmicas $R_1 = 1,0$.

TROCADORES DE CALOR A PLACAS

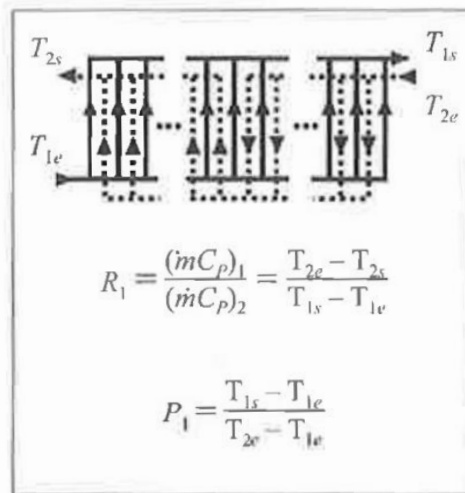
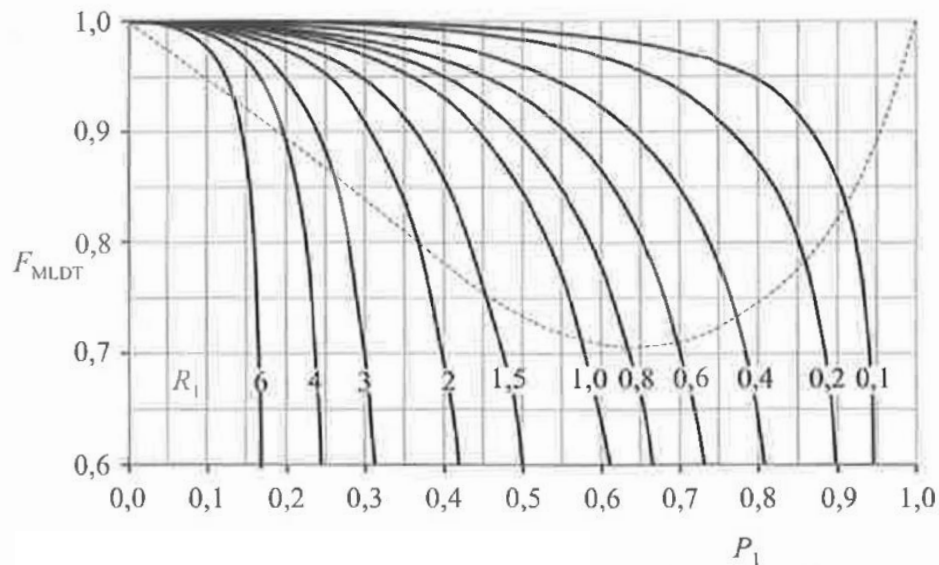
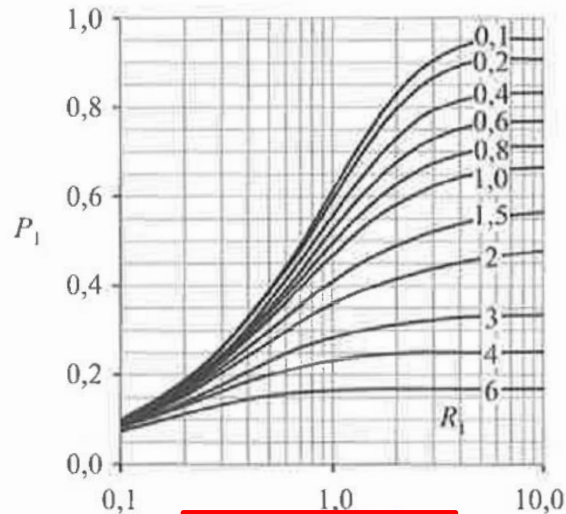
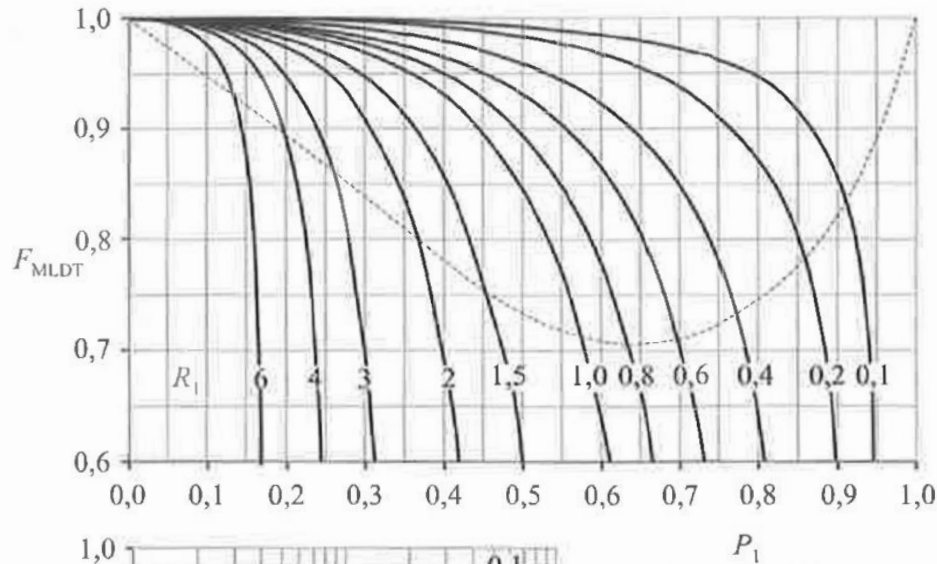


Figura 10.15 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de placas com arranjo de passes 1/2 ou 2/1 e entrada em cantos diametralmente opostos do pacote de placas. Como foi assumida a hipótese de número infinito de placas, o valor de n_{pl} pode ser par ou ímpar.

TROCADORES DE CALOR A PLACAS



$$NUT_1 = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_1}$$

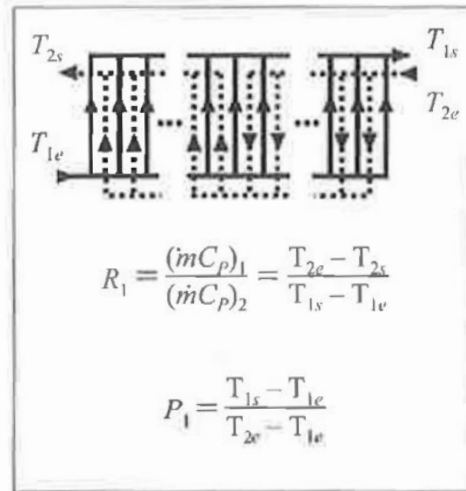
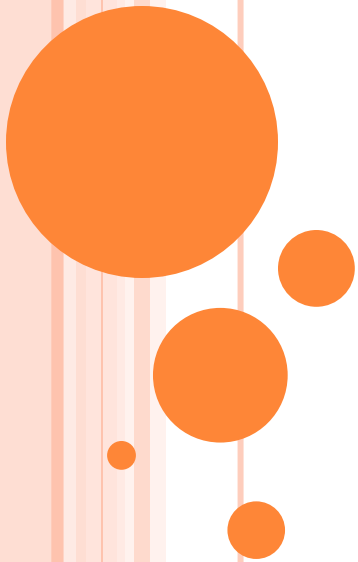


Figura 10.15 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de placas com arranjo de passes 1/2 ou 2/1 e entrada em cantos diametralmente opostos do pacote de placas. Como foi assumida a hipótese de número infinito de placas, o valor de n_{pl} pode ser par ou ímpar.

**ANÁLISE DE TROCADORES:
MÉTODO EFETIVIDADE – NUT
“NÚMERO DE UNIDADES DE
TRANSFERÊNCIA”**



MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

- Número de Unidades de Transferência: representa o tamanho térmico de um trocador
- É o método mais adequado quando apenas as temperaturas na entrada forem conhecidas.
- Para definir a efetividade de um trocador de calor, devemos em primeiro lugar determinar a máxima taxa de transferência de calor possível em um trocador de calor.

$$\dot{q}_{\max} = C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})$$

Ou seja; $q_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max}$, em que “ $C_{\min} = m \cdot C_p$ ”



MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

- A efetividade térmica η_e (ou eficiência térmica) é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor em um trocador de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível.

$$\eta_e = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{\max}} \quad \eta_e = \frac{U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{efetivo}}}{C_{\min} \Delta T_{\text{máximo}}}$$

- Se os valores de η_e , $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ forem conhecidos, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada:

$$\dot{q} = \eta_e C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})$$



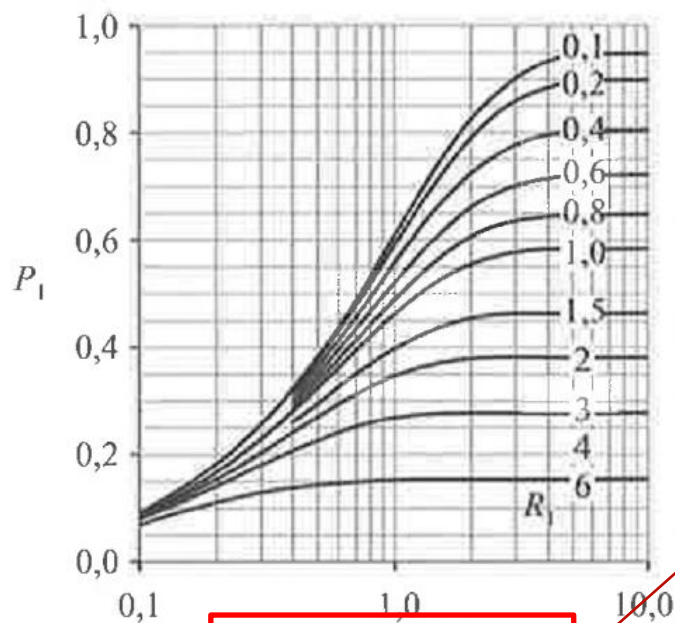
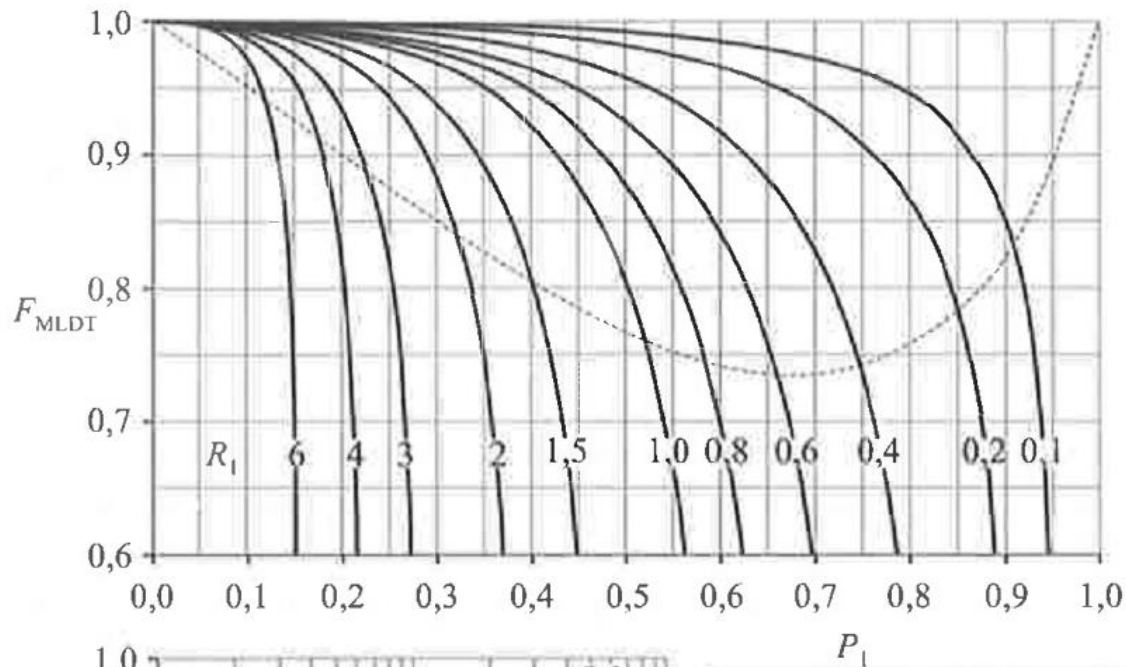
MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

- O número de unidades de transferência de calor (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, sendo definido pela expressão:

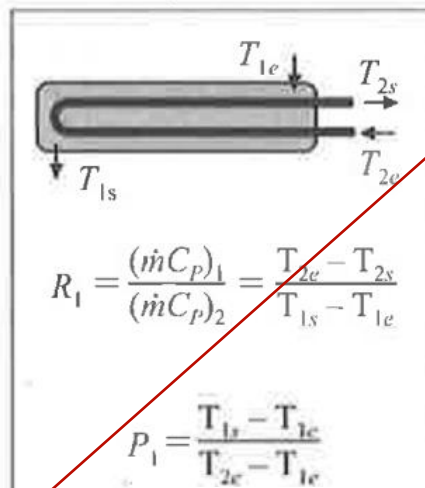
$$NUT = \frac{U.A}{C_{\min}} = \frac{U.A}{(\dot{m}.C_p)_{\min}}$$



TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS



$$NUT_1 = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_1}$$



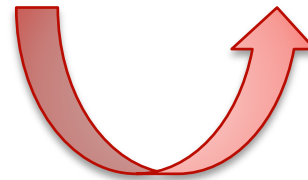
Calculado tendo como base o lado do casco do trocador (índice 1)

Figura 10.12 Fator de correção da MLDT (F_{MLDT}) para um trocador de calor de casco e tubos com um passe no lado do casco (índice 1) e com um número par de passes nos tubos (índice 2) (arranjos 1/2, 1/4, 1/6 etc.).

MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

- O número de unidades de transferência de calor (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, sendo definido pela expressão:

$$NUT = \frac{U.A}{C_{\min}} = \frac{U.A}{(\dot{m}.C_p)_{\min}} \quad \eta_e = \frac{U.A.\Delta T_{\text{efetivo}}}{C_{\min}\Delta T_{\text{máximo}}}$$



Relações entre efetividade e NUT



RELAÇÕES EFETIVIDADE-NUT

TABELA 11.3 Relações para a Efetividade de Trocadores de Calor

Configuração do Escoamento	Relação
Tubos Concêntricos	
Escoamento em paralelo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11.29a)$
Escoamento em contracorrente	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\epsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (C_r = 1) \quad (11.30a)$
Casco e tubos	
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$\epsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (11.31a)$
n passes no casco (2n, 4n, ... passes nos tubos)	$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (11.32a)$
Escoamento cruzado (único passe)	
Ambos os fluidos não-misturados	$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \{ \exp[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1 \} \right] \quad (11.33)$
$C_{m\acute{a}x}$ (misturado), $C_{m\acute{i}n}$ (não-misturado)	$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r(1 - \exp(-NUT))]) \quad (11.34a)$
$C_{m\acute{i}n}$ (misturado), $C_{m\acute{a}x}$ (não-misturado)	$\epsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} [1 - \exp[-C_r(NUT)]]) \quad (11.35a)$
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\epsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (11.36a)$

RELAÇÕES EFETIVIDADE-NUT

TABELA 11.4 Relações para o NUT de Trocadores de Calor

Configuração do Escoamento	Relação
Tubos Concêntricos	
Escoamento em paralelo	$\text{NUT} = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11.29b)$
Escoamento em contracorrente	$\text{NUT} = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad (C_r < 1)$
	$\text{NUT} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1) \quad (11.30b)$
Casco e tubos	
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$\text{NUT} = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (11.31b)$
	$E = \frac{2\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (11.31c)$
n passes no casco ($2n, 4n, \dots$ passes nos tubos)	Use as Equações 11.31b e 11.31c com
	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1} \right)^{1/n} \quad (11.32b,c)$
Escoamento cruzado (único passe)	
$C_{\text{máx}}$ (misturado), $C_{\text{mín}}$ (não-misturado)	$\text{NUT} = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln (1 - \varepsilon C_r) \right] \quad (11.34b)$
$C_{\text{mín}}$ (misturado), $C_{\text{máx}}$ (não-misturado)	$\text{NUT} = -\left(\frac{1}{C_r} \right) \ln [C_r \ln (1 - \varepsilon) + 1] \quad (11.35b)$
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\text{NUT} = -\ln (1 - \varepsilon) \quad (11.36b)$

Exemplo 1

Leite recém-pasteurizado é resfriado em um trocador de calor a placas antes da etapa de embalagem. O trocador tem arranjo **2x10** e **1x21** para os fluidos quente e frio, respectivamente. A alimentação do leite é de **3800 kg/h** com **T = 45°C**. Água de resfriamento a **2,0°C** é alimentada no trocador com uma vazão de **6700 kg/h** no canto oposto ao da alimentação do leite.

As propriedades médias do leite são:

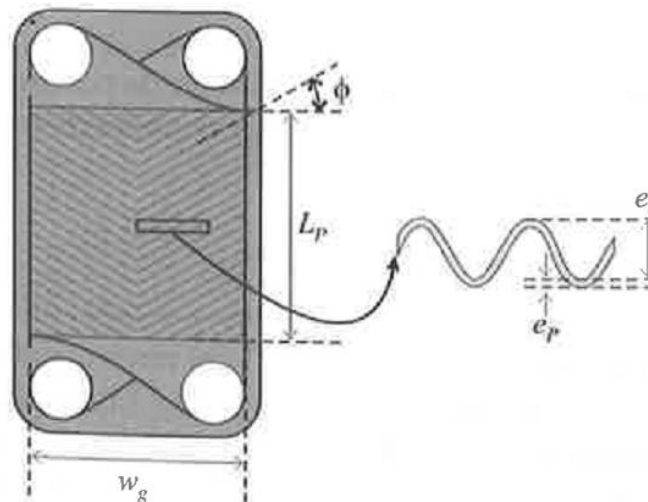
- densidade: $\rho = 1010 \text{ kg.m}^{-3}$
- Calor específico: $C_p = 3643 \text{ J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
- Viscosidade: $\mu = 1,32 \text{ mPa.s}$
- Condutividade térmica: $k = 0,59 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$

As propriedades médias da água são:

- densidade: $\rho = 1000 \text{ kg m}^{-3}$
- Calor específico: $C_p = 4210 \text{ J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
- Viscosidade: $\mu = 1,48 \text{ mPa.s}$
- Condutividade térmica: $k = 0,58 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$

As características da placa tipo espinha de peixe ($f = 50^\circ$) são:

- Largura entre as gaxetas: $w_g = 42 \text{ cm}$;
- Espessura da placa: $e_p = 0,7 \text{ mm}$;
- Espessura do canal: $e_c = 3,5 \text{ mm}$;
- Fator de alargamento da área da placa: $f_{AP} = 1,15$;
- Condutividade térmica do material da placa: $k_m = 17 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$
- Assumir $F_{MLDT} = 0,85$



Organize os cálculos, projete o trocador e responda:

- Desenhe a distribuição das vazões nesse trocador de calor e determine o número de placas térmicas onde ocorre escoamento em contracorrente e o número de placas térmicas onde ocorre escoamento em concorrente.
- Determine o coeficiente global de troca térmica (U) limpo e sujo, levando em conta um fator de incrustação de $3 \cdot 10^{-5} \text{ K.m}^2.\text{W}^{-1}$ para a água e um valor 10x maior para o leite.
- Determine a carga térmica, sabendo que a temperatura de saída do leite é $14,6^\circ\text{C}$. Qual será então a temperatura de saída da água?
- Determine a área de troca térmica considerando as incrustações, e o comprimento da parte corrugada da placa (L_p)

