



CAPÍTULO 6 – TROCADORES DE CALOR

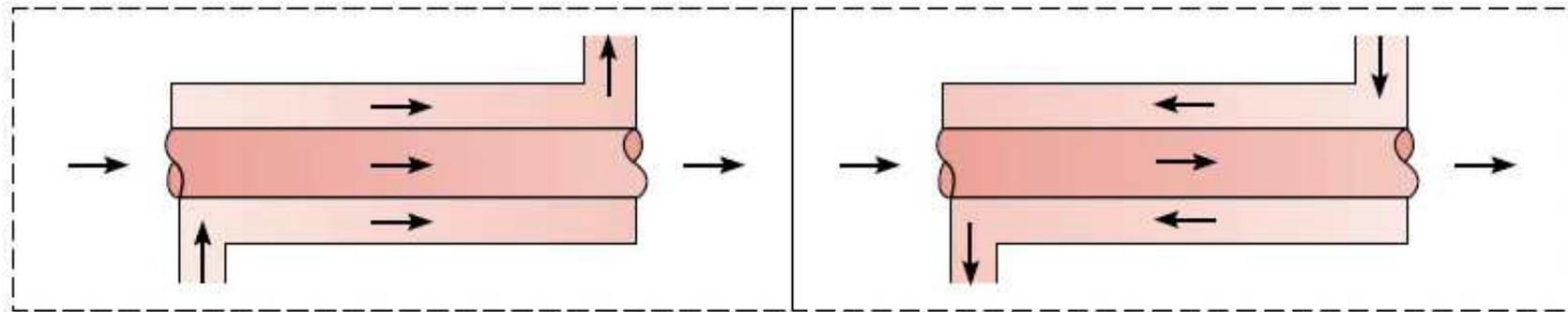
Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

- Situação: troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida.
- O equipamento para implementar essa troca é o “trocador de calor”
- Processo de grande importância em engenharia térmica.
- Exemplos: sistemas de potência, refrigeradores, ar condicionado, recuperação de calor, processamento químico.
- Objetivos desse capítulo: projetar um trocador de calor e avaliar o desempenho de um trocador de calor existente.

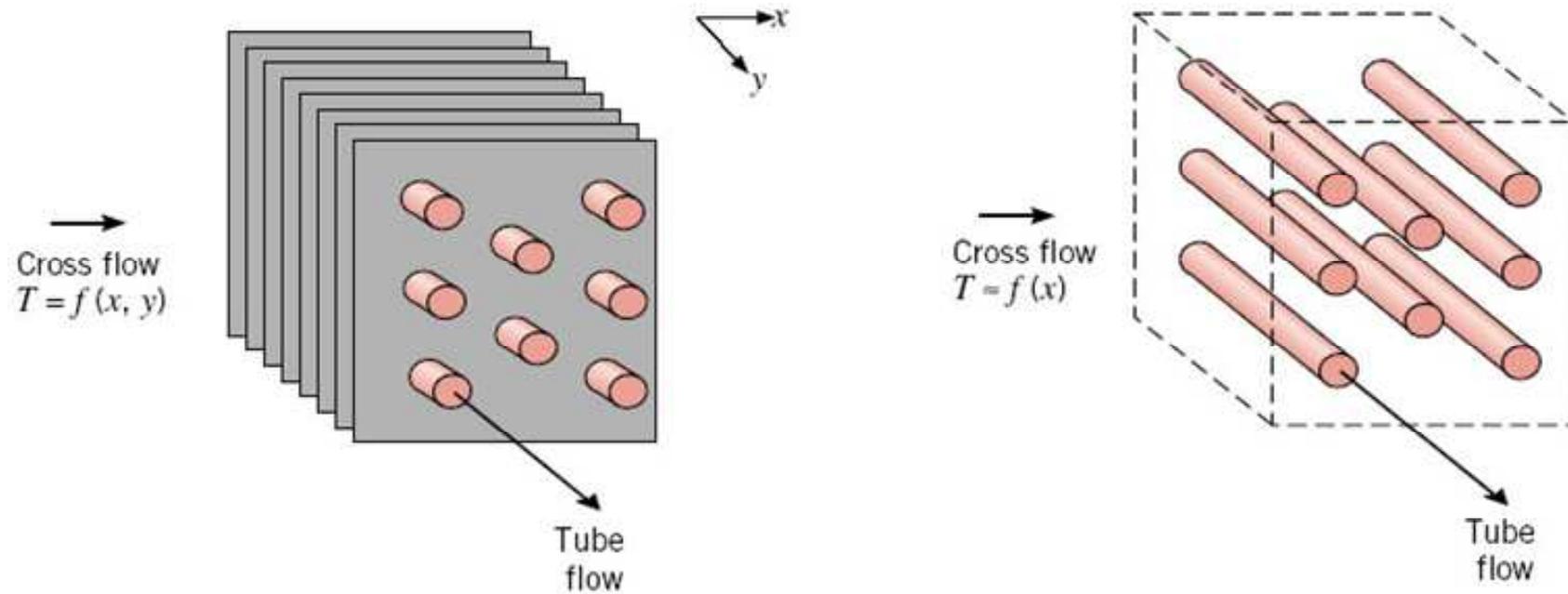
6.1 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

- São classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção.

- **Tubos concêntricos** (bitubular): na configuração **paralela**, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento na mesma extremidade; na configuração **contracorrente**, os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e deixam o equipamento em extremidades opostas.

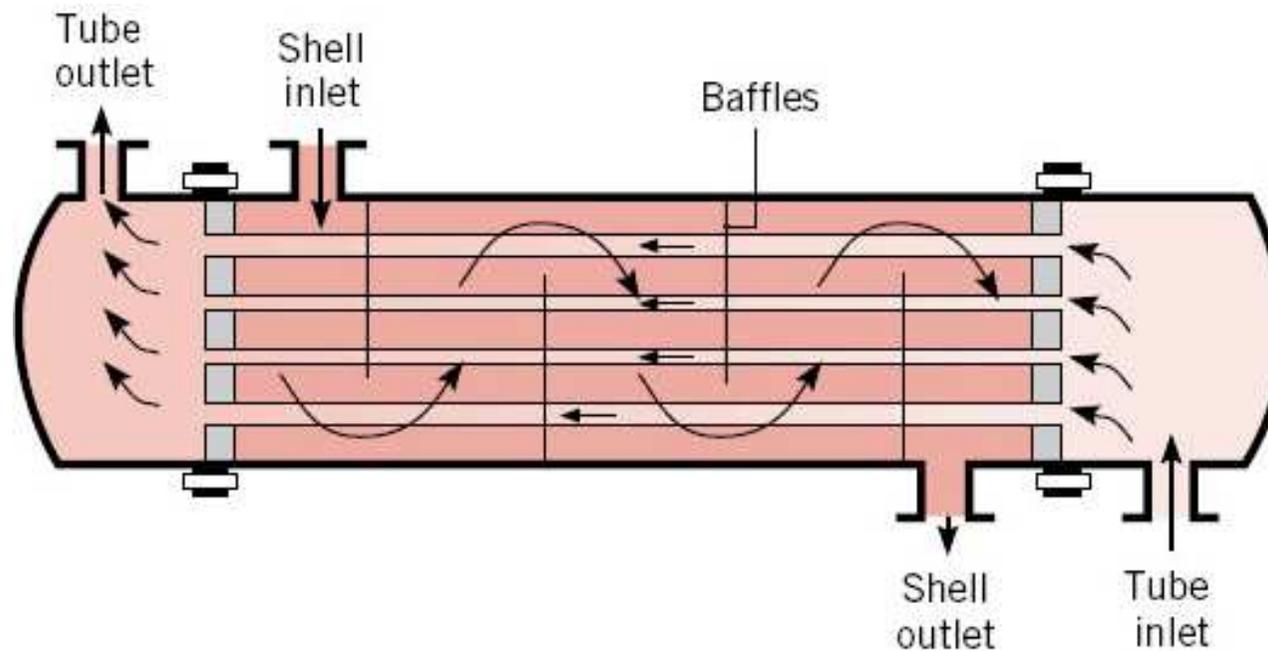


- **Escoamento cruzado** (um fluido escoam perpendicularmente ao outro): **aletado com ambos os fluidos não-misturados**, pois as aletas impedem o movimento na direção (y) que é transversal à direção (x) do escoamento principal $T = f(x, y)$; **não-aletado com um fluido misturado e o outro não-misturado** $T = f(x)$

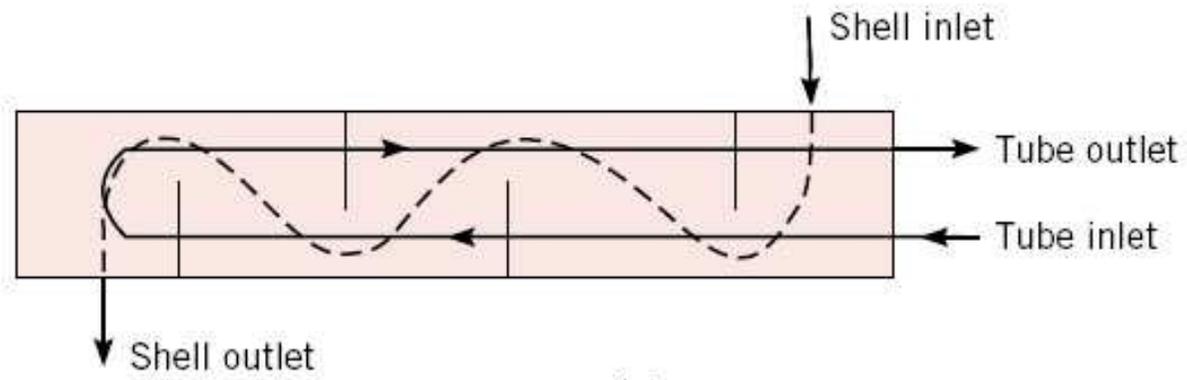


- **Trocador de calor casco e tubo**: formas específicas desse trocador diferem de acordo com os número de passe no casco e nos tubos.
- A forma mais simples envolve um único passe nos tubos e no casco.
- São instaladas **chicanas** para **aumentar o coeficiente convectivo no fluido no lado do casco**, induzindo turbulência na direção do escoamento cruzado.

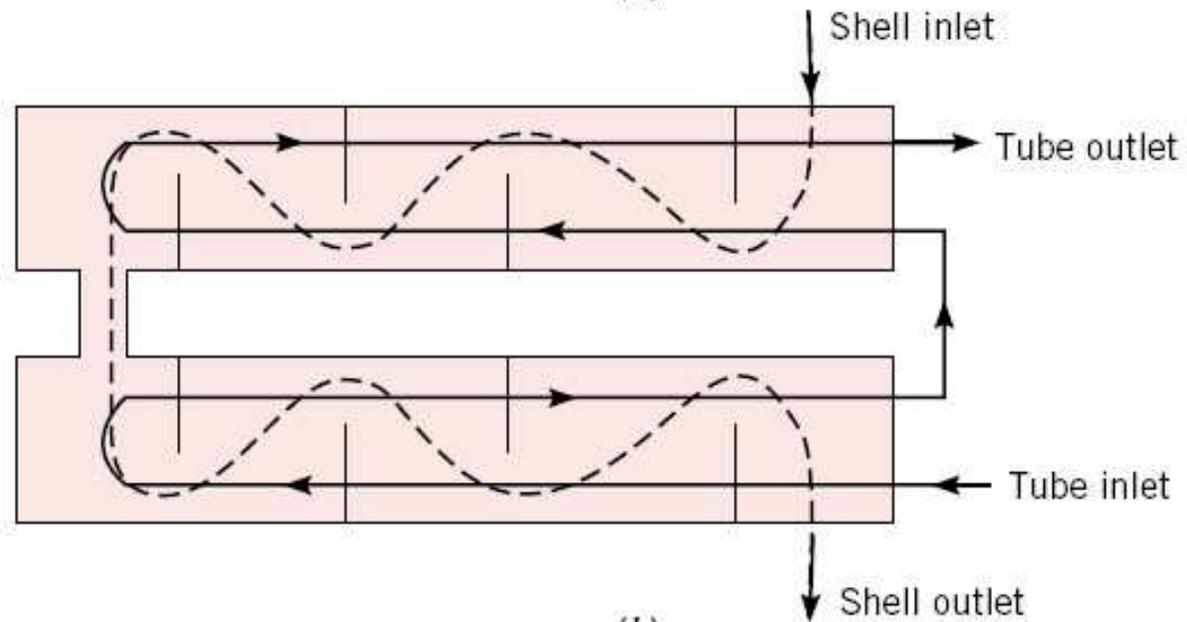
- As chicanas **apóiam fisicamente os tubos**, reduzindo a vibração dos tubos induzida pela escoamento.



- Na figura abaixo, podem ser vistos trocadores de calor com chicanas e com **um passe no casco e dois passes nos tubos**, e **com dois passes no casco e quatro passes nos tubos**.

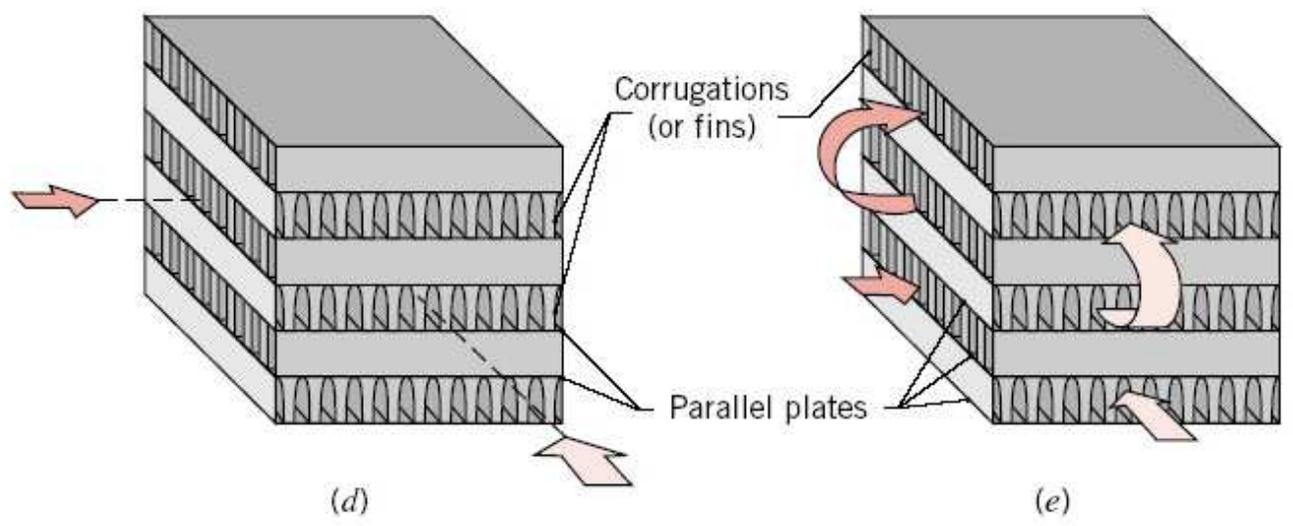
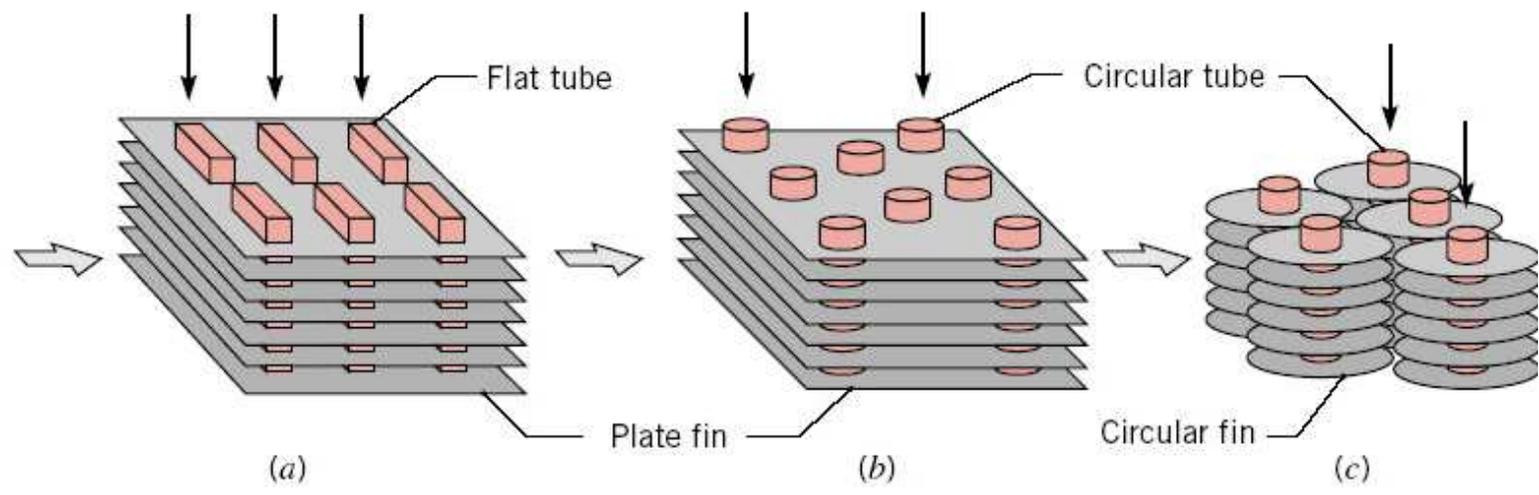


(a)



(b)

- **Trocadores de calor compactos:** utilizados para atingir **superfícies de transferência de calor muito grandes** ($\geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos e $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases) por unidade de volume.
- Esses equipamentos possuem densas matrizes de tubos aletados ou placas e são tipicamente usados quando um dos fluido é um **gás**, sendo caracterizado por um **pequeno coeficiente de transferência de calor**.
- Os tubos podem ser planos ou circulares (a, b e c).
- As aletas podem ser planas ou circulares (a, b e c).
- Trocadores de calor corrugados (aletas) podem operar com um passe único ou múltiplos passes
- As seções de escoamento são **pequenas** ($D_h \leq 5 \text{ mm}$) e o escoamento é geralmente **laminar**.

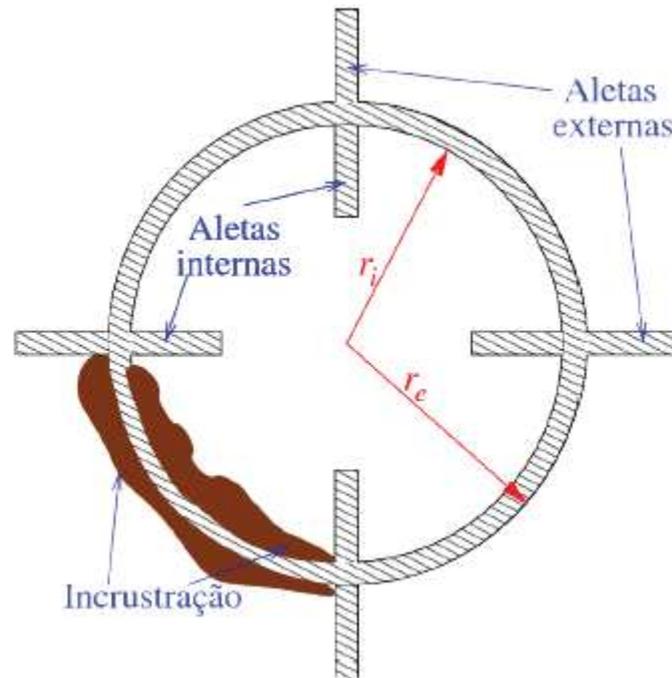


6.2 O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

- O cálculo do **coeficiente global de transferência de calor** U é essencial e frequentemente a mais impreciso.
- Esse coeficiente é definido em função da **resistência térmica total** à transferência de calor entre dois fluidos:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA}$$

- Deve ser levado em consideração a existência de aletas internas e/ou externas e a presença de incrustações
- As incrustações estão relacionadas à deposição de **impurezas dos fluidos**, à **formação de ferrugem** ou a outras **reações** entre o fluido e o material que compõe a parede.



- A formação de incrustações **aumenta a resistência à transferência de calor entre os fluidos.**
- Esse efeito é introduzido por uma resistência térmica adicional, chamada de **fator de deposição** R_d

Fatores de deposição representativos

Fluid	R_f'' ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

- R_d é função da **temperatura de operação**, da **velocidade do fluido** e do **tempo de serviço** de trocador de calor, aumentando a partir de zero no caso de uma superfície limpa.
- O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(\eta_o h A)_f} + \frac{R_{d,f}''}{(\eta_o A)_f} + R_p + \frac{R_{d,q}''}{(\eta_o A)_q} + \frac{1}{(\eta_o h A)_q}$$

- R_p pode ser calculada diretamente pelas expressões para cilindro ou parede plana:

$$R_{p,cilindro} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi L k}$$

$$R_{p,parede} = \frac{L}{kA}$$

- η_o é a **eficiência global da superfície**, calculada em função da eficiência de uma única aleta η_a , da área superficial de todas as aletas A_a e da área superficial total A :

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a)$$

- Se uma **aleta plana** ou um **pino** com comprimento L for usada e sua extremidade for adiabática, a eficiência de cada aleta é calculada como:

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL}$$

- $m = (2h/kt)^{1/2}$ e t é a espessura da aleta.

Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor

Fluid Combination	U (W/m ² · K)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

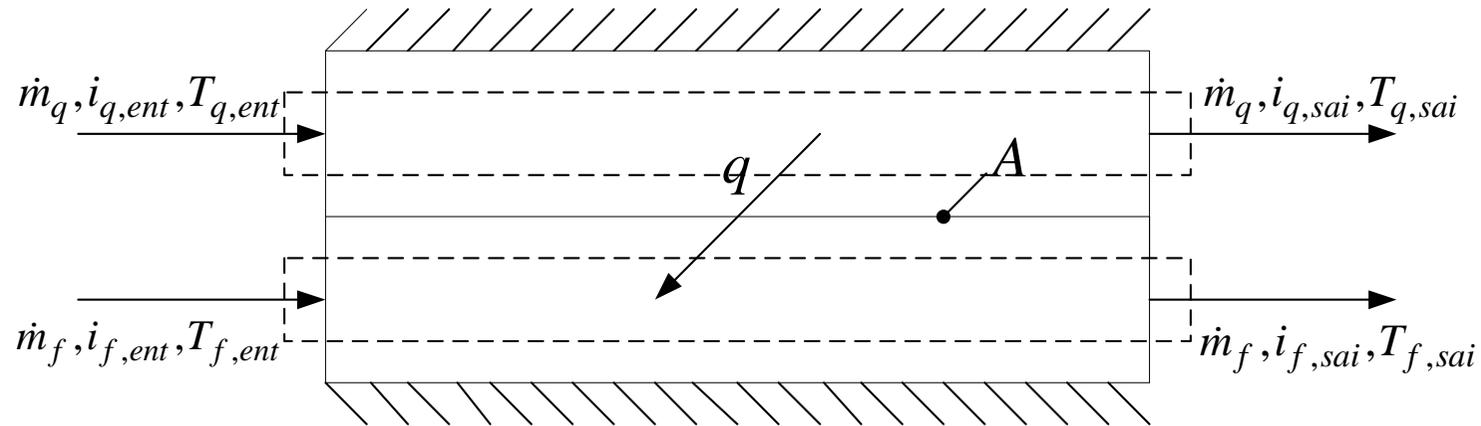
- Para trocadores de calor **não-aletados** o coeficiente global é calculado como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi L k} + \frac{R_{d,e}''}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e}$$

- Os subscritos *i* e *e* referem-se às superfícies interna e externa do tubo ($A_i = \pi D_i L$ e $A_e = \pi D_e L$), que podem estar expostas tanto ao **fluido quente** quanto ao **fluido frio**.

6.3 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR: USO DA MÉDIA LOG DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS (MLDT)

- É essencial relacionar a taxa total de transferência de calor com as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, com o coeficiente global de transferência de calor e com a área de troca de calor.
- Duas expressões podem ser obtidas por um **balanço de energia** nos fluidos:



- Para os **fluidos quente e frio**:

$$q = \dot{m}_q (i_{q,ent} - i_{q,sai}) \text{ e } q = \dot{m}_f (i_{f,sai} - i_{f,ent})$$

- Sem **mudança de fase** e com **calores específicos constantes** obtém-se:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \text{ e } q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent})$$

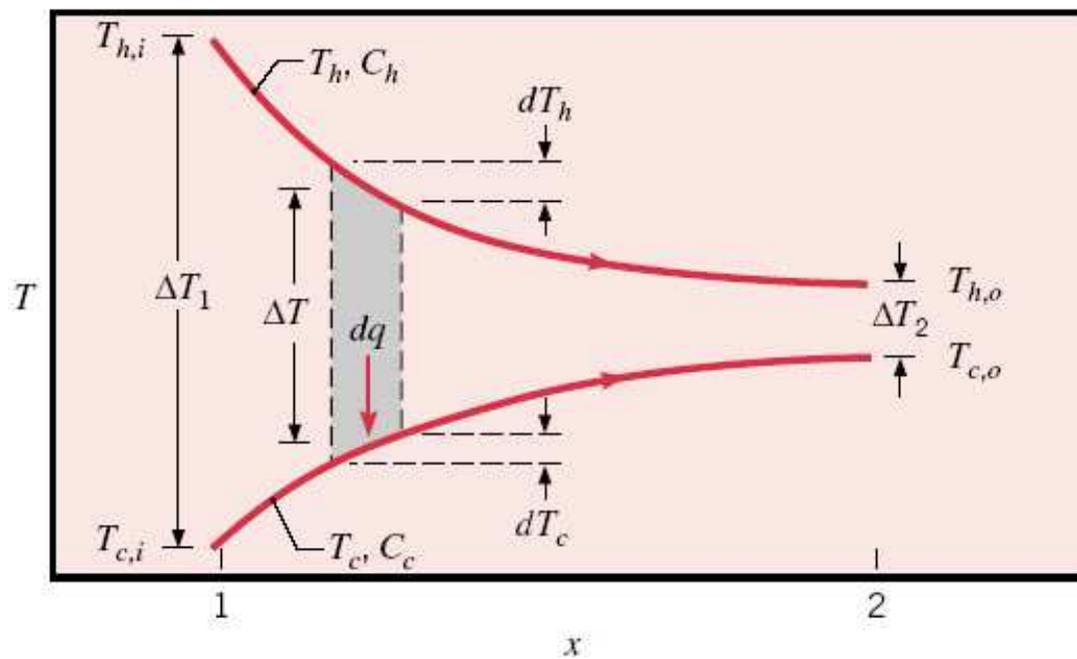
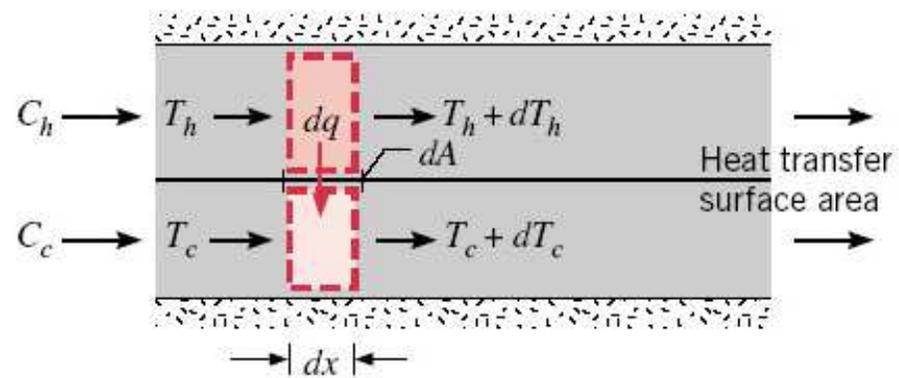
- As temperaturas citadas são médias nas localizações indicadas.

- Relacionando a troca de calor entre os fluidos e suas temperaturas:

$$q = UA\Delta T = UA(T_q - T_c) = UA\Delta T_{med}$$

6.3.1 O trocador de calor com escoamento paralelo

- O trocador de calor é **isolado** de sua vizinhança, caso em que a troca de calor é apenas entre os fluidos quente e frio.
- A **condução axial** ao longo dos tubos é **desprezível**.
- As variações de energia cinética e potencial são **desprezíveis**.
- Os calores específicos do fluido são **constantes**.
- O coeficiente global de transferência de calor é **uniforme** ao longo de todo o trocador de calor.



- Tem-se que $T_{q,ent} = T_{q,1}$; $T_{q,sai} = T_{q,2}$; $T_{f,ent} = T_{f,1}$; $T_{f,sai} = T_{f,2}$.
- A temperatura de saída do fluido frio não pode ser superior à do fluido quente.
- Balanço de energia **diferencial** no fluido quente:

$$dq = \dot{m}_q c_{p,q} [T_q - (T_q + dT_q)] = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q = -C_q dT_q$$

- Balanço de energia **diferencial** no fluido frio:

$$dq = \dot{m}_f c_{p,f} [(T_f + dT_f) - T_f] = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f = C_f dT_f$$

- A transferência de calor através da área dA pode ser escrita como:

$$dq = U dA \Delta T = U dA (T_q - T_f)$$

- Na forma diferencial pode-se reescrever $\Delta T = T_q - T_f$ na forma:

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f$$

- Substituindo expressões para dT_q e dT_f dos balanços de energia diferenciais:

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right)$$

- Substituindo $dq = U dA \Delta T$ e integrando ao longo do trocador de calor:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \int_1^2 dA \Rightarrow \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right)$$

- Substituindo $C_q = \frac{q}{T_{q,ent} - T_{q,sai}}$ e $C_f = \frac{q}{T_{f,sai} - T_{f,ent}}$ obtém-se:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA \left(\frac{T_{q,ent} - T_{q,sai}}{q} + \frac{T_{f,sai} - T_{f,ent}}{q} \right) = -\frac{UA}{q} \left[(T_{q,ent} - T_{f,ent}) - (T_{q,sai} - T_{f,sai}) \right]$$

- Para um trocador de calor com **correntes paralelas** $\Delta T_1 = (T_{q,ent} - T_{f,ent})$ e $\Delta T_2 = (T_{q,sai} - T_{f,sai})$ de tal forma que:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q} [\Delta T_1 - \Delta T_2] \Rightarrow q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

- Comparando $q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$ com $q = UA \Delta T_{med}$ conclui-se que a **diferença de temperaturas média** apropriada é uma **média logarítmica das diferenças de temperaturas**, e dessa forma:

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

onde

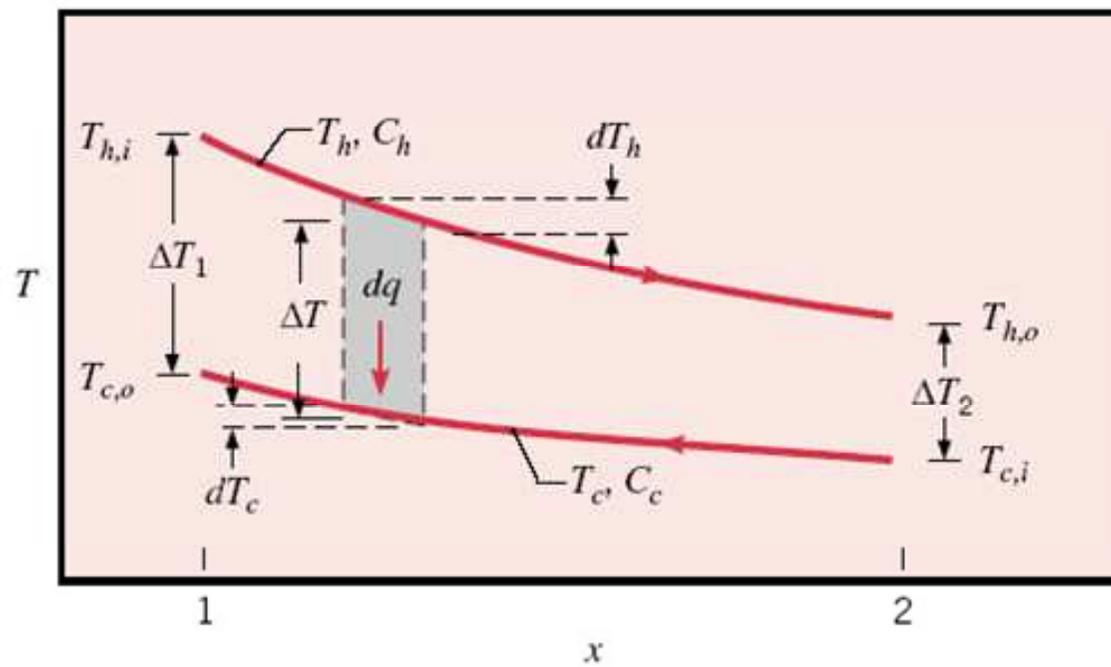
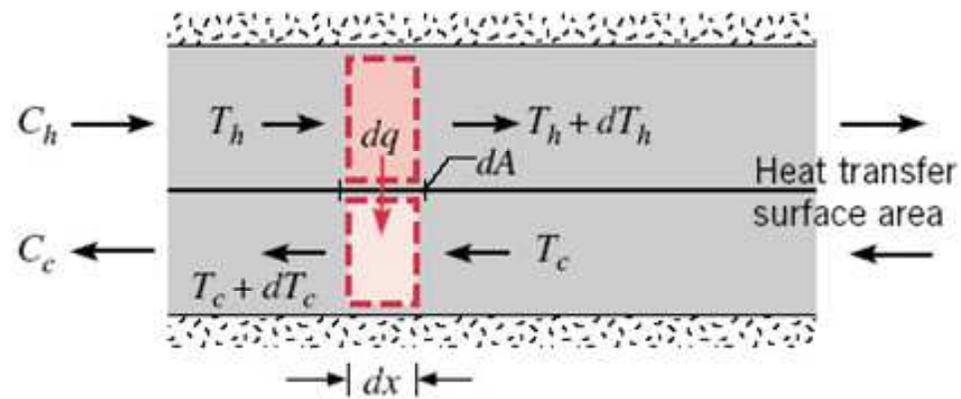
$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

- Para o trocador com **escoamento paralelo**:

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,ent} \\ \Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,sai} \end{array} \right]$$

6.3.2 O trocador de calor com escoamento contracorrente

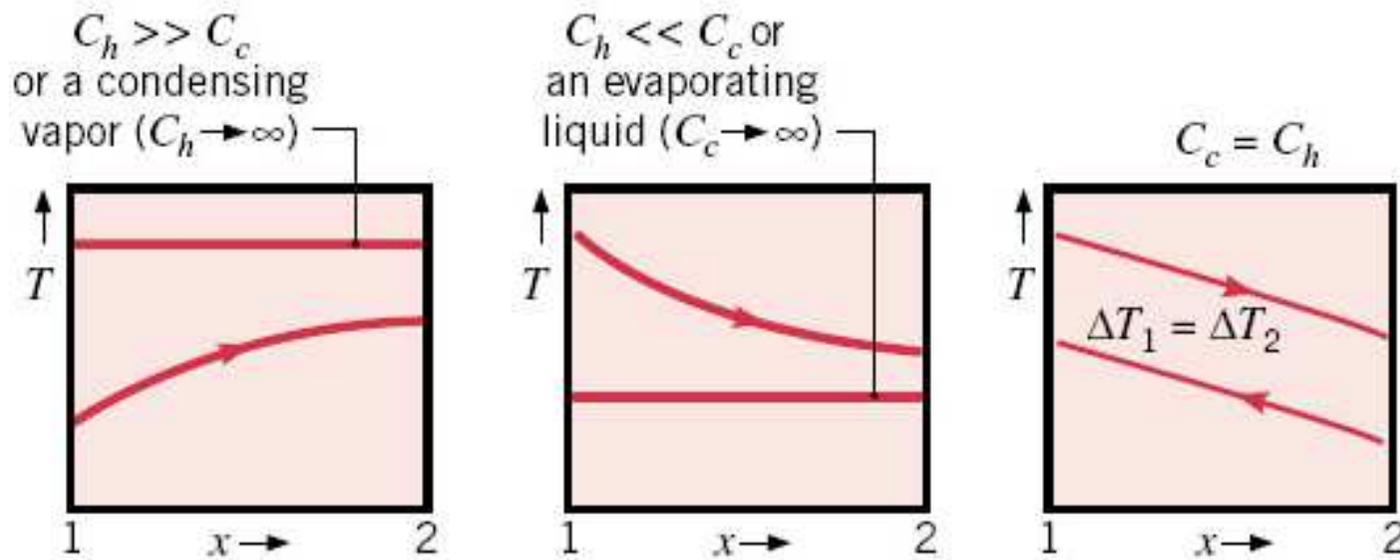
- $T_{f,sai}$ pode ser maior que $T_{q,sai}$
- Para as mesmas temperaturas de entrada e saída $\Delta T_{ml,CC} > \Delta T_{ml,EP}$.
- Para mesmos valores de U e q a **área necessária de troca de calor no arranjo contracorrente é menor do que no arranjo de escoamento paralelo.**



- As diferenças de temperaturas nas extremidades do **trocador em contracorrente** são definidas como:

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \\ \Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,ent} \end{array} \right]$$

6.3.3 Condições operacionais especiais



- **1º caso:** $C_q \gg C_f$ (a temperatura do fluido quente permanece constante) ou condensação de um fluido quente ($C_q \rightarrow \infty$).
- **2º caso:** $C_q \ll C_f$ (a temperatura do fluido frio permanece constante) ou evaporação de um fluido frio ($C_f \rightarrow \infty$).
- **3º caso:** $C_q = C_f$ num trocador de calor contracorrente ($\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{ml}$).

6.3.4 Método da média log das diferenças de temperatura para trocadores de calor com múltiplos passes e com escoamento cruzado

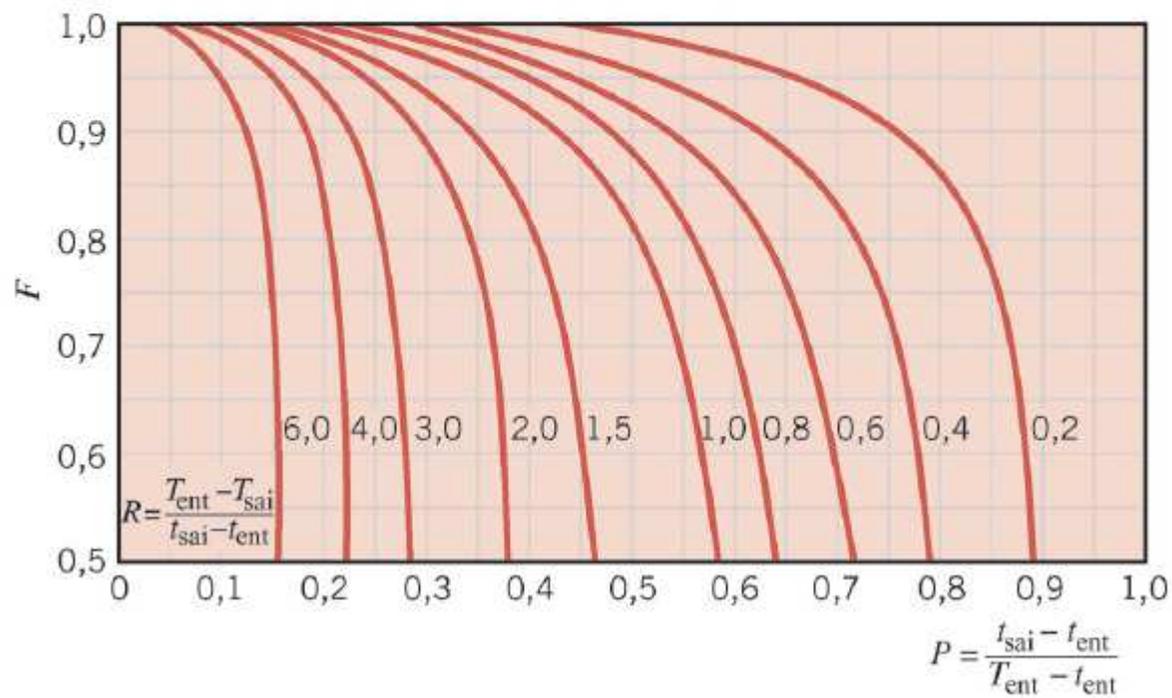
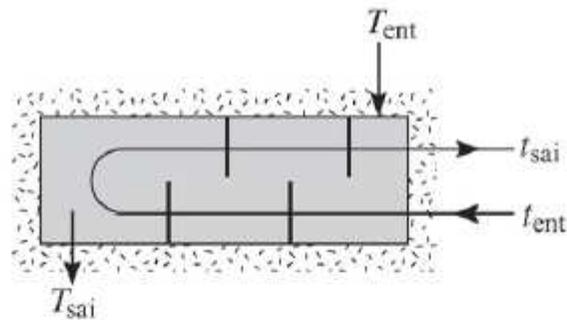
- As equações gerais de **balanço de energia** $q = \dot{m}_q (i_{q,ent} - i_{q,sai})$, $q = \dot{m}_f (i_{f,sai} - i_{f,ent})$, $q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai})$, $q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent})$ e $q = UA\Delta T_{ml}$ continuam válidas nesse caso, sendo prática usual a utilização de um **fator de correção** F na ΔT_{ml} , ou seja, $\Delta T_{ml} = F\Delta T_{ml,CC}$.

- $\Delta T_{ml,CC} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$ é calculado na hipótese de **escoamento em contracorrente**.

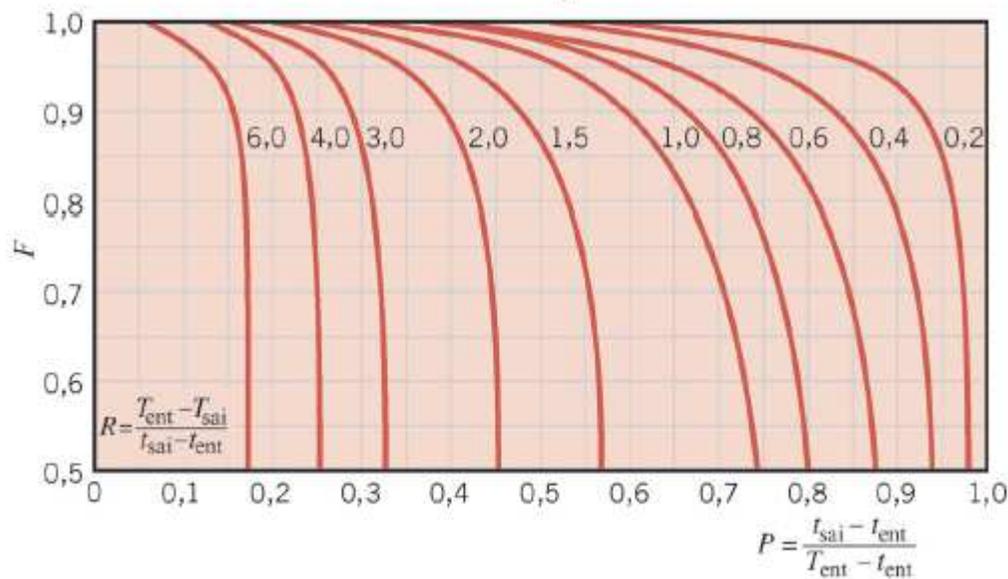
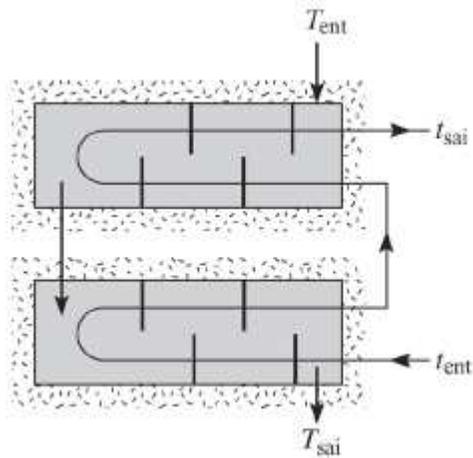
- As diferenças de temperaturas nas extremidades do **trocador em contracorrente** são definidas como:

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \\ \Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,ent} \end{array} \right]$$

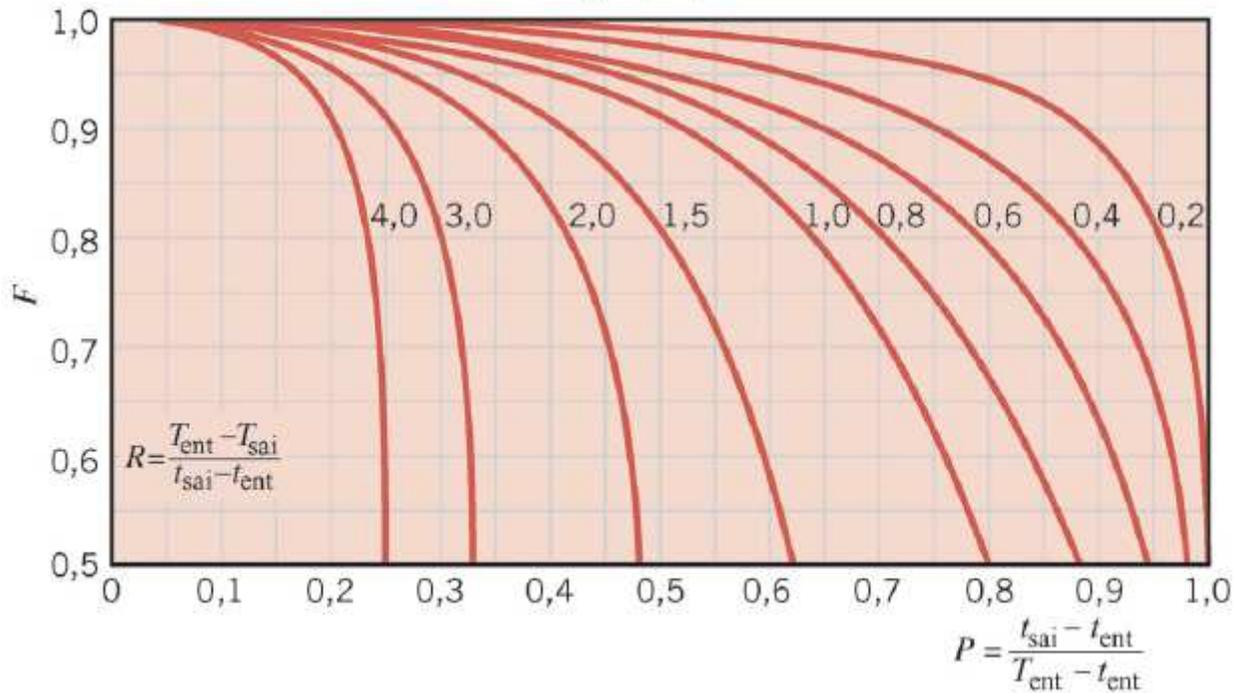
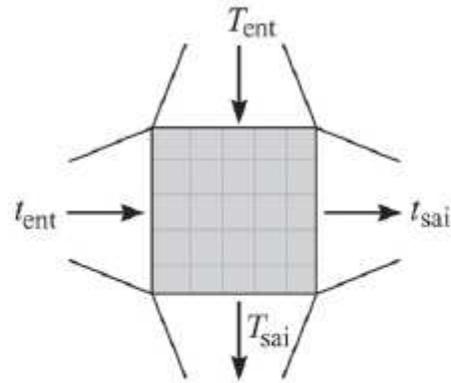
- Existem diversas expressões para F e os resultados são mostrados na **forma gráfica**.
- A notação (T, t) especifica a temperatura dos fluidos, estando t associado ao **fluido que escoar no interior dos tubos** (não importa se o fluido é quente ou frio).



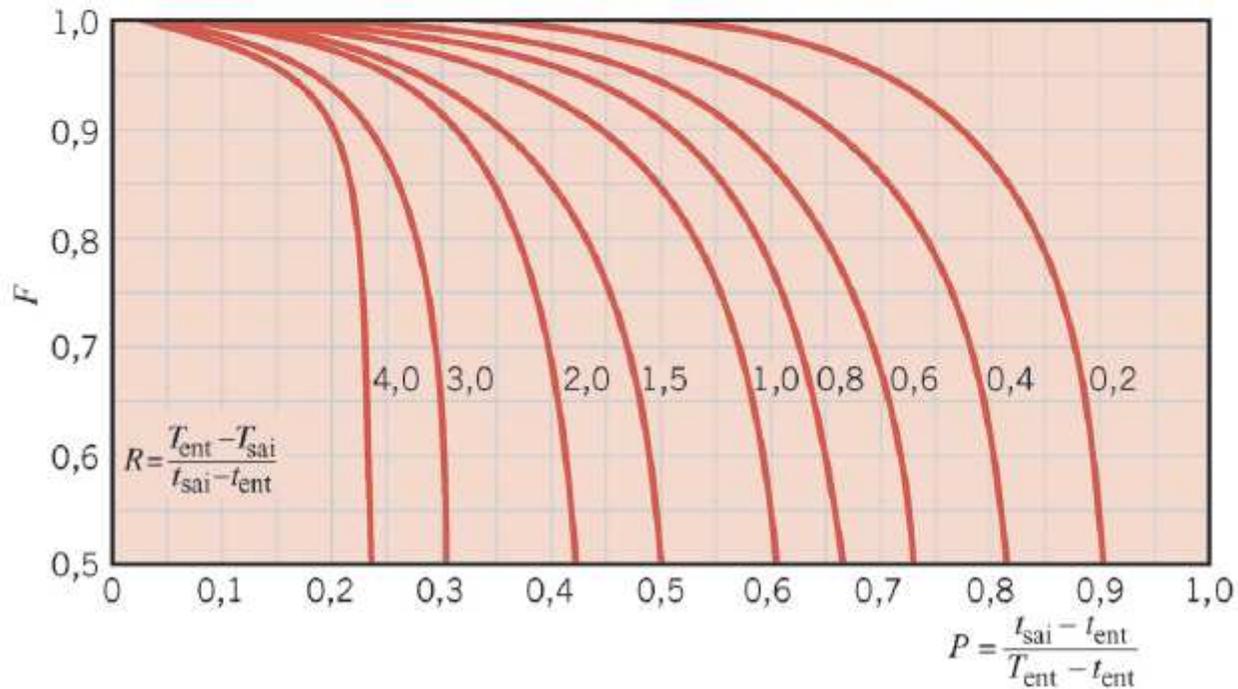
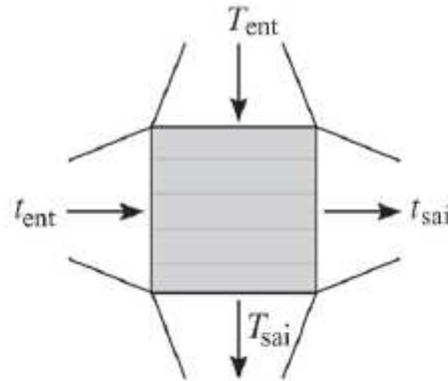
Fator de correção para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e qualquer múltiplo de dois (dois, quatro, etc.) passes nos tubos.



Fator de correção para um trocador de calor casco e tubos com dois passes no casco e qualquer múltiplo de quatro (quatro, oito, etc.) passes nos tubos.



Fator de correção para um trocador de calor de escoamento cruzado, com passe único, com os dois fluidos não-misturados



Fator de correção para um trocador de calor de escoamento cruzado, com passe único, com um fluido misturado e o outro não-misturado

- Dos gráficos anteriores deve ser verificado que quando a **variação de temperatura em um dos fluidos for desprezível**, P ou R será igual a **zero** e F será igual a **unidade**.
- Dessa forma, o comportamento do trocador de calor é **independente de sua forma específica**.
- Tal caso ocorreria se um dos fluidos **mudasse de fase**.