

## CAPÍTULO 3

### PROJETO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

A aplicação dos princípios da transferência de calor no projeto de equipamentos para desempenhar uma determinada função no campo da engenharia é de extrema importância porque devemos trabalhar no sentido de desenvolver um produto econômico. Em algum ponto do projeto o aspecto econômico entra como uma componente importante na seleção do equipamento. O peso e as dimensões dos trocadores de calor utilizados em aplicações espaciais e aeronáuticas são parâmetros muito importantes e, nestes casos, os custos dos materiais e da construção dos trocadores de calor são subordinados a estes parâmetros; entretanto, o peso e as dimensões são fatores importantes no custo final do equipamento e, portanto, mesmo nestas aplicações devem ser considerados como variáveis econômicas.

Para cada aplicação particular existem regras a serem seguidas para a obtenção do melhor projeto, compatibilizando as considerações econômicas com o peso, dimensões etc. Uma análise de todos estes fatores conduz ao projeto ótimo, portanto é bom ter em mente que todos estes fatores devem ser considerados na prática. Aqui a discussão será na forma de uma análise técnica, isto é, serão apresentados os métodos de avaliação do desempenho dos trocadores de calor, juntamente com uma discussão dos métodos que podem ser usados na estimativa do tipo e das dimensões deste equipamento para o desempenho de uma determinada função. Neste sentido, serão considerados somente os trocadores de calor para os quais a transferência de calor se dá predominantemente por condução e convecção. Isto não significa que a radiação não seja importante no projeto de trocadores de calor, como demonstram as diversas aplicações espaciais onde este é o único modo possível de transferência de energia.

#### 3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

O coeficiente global de transferência de calor já foi discutido no Capítulo 1. O calor transferido através da parede plana da Figura 3.1 é dado por

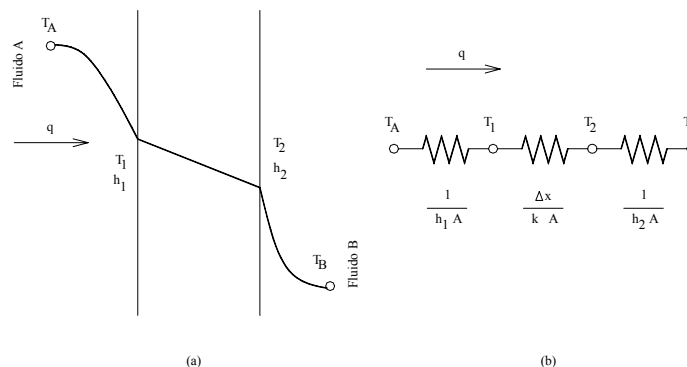


Figura 3.1 – Transferência de calor através de uma parede plana.

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (3.1)$$

onde  $T_A$  e  $T_B$  são as temperaturas dos fluidos em cada lado da parede. O coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , é definido pela relação

$$q = UA \Delta T_{total} \quad (3.2)$$

Do ponto de vista do projeto de trocadores de calor, a parede plana não é de utilização freqüente; um caso mais importante a ser considerado é o do trocador de calor de tubo duplo, mostrado na Fig. 3.2. Nesta aplicação, um dos fluidos escoa pelo interior do tubo interno enquanto o outro fluido escoa pelo espaço anular entre os dois tubos. Os coeficientes de convecção são calculados por métodos apropriados que serão apresentados nos próximos capítulos e o coeficiente global de transferência de calor é obtido do circuito térmico da Figura 3.2b como

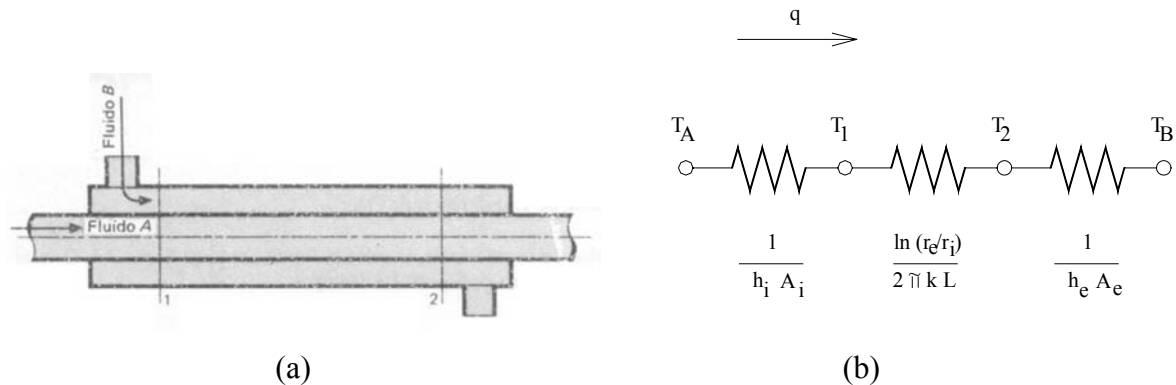


Figura 3.2 – Trocador de calor de tubo duplo.  
(a) esquema; (b) circuito de resistências térmicas  
(de Holman, 1983)

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (3.3)$$

onde os índices  $i$  e  $e$  referem-se às superfícies interna e externa do tubo de menor diâmetro. O coeficiente global de transferência de calor pode ser baseado tanto na área interna quanto na área externa. Desta forma,

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_e} \frac{1}{h_e}} \quad (3.4)$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e}} \quad (3.5)$$

Embora os projetos finais de trocadores de calor sejam feitos com base em cálculo e cuidadosos de  $U$ , é conveniente dispor-se de uma relação de valores do coeficiente global de transferência de calor para diversas situações que possam ser encontradas na prática. A Tabela 3.1 apresenta uma relação resumida dos valores de  $U$ ; informações pormenorizadas podem ser

encontradas no Capítulo 5. Em muitos casos o valor de  $U$  é controlado por apenas um dos coeficientes de transferência de calor por convecção. Na maioria dos problemas práticos, a resistência térmica de condução é pequena comparada com as resistências de convecção. Desta forma, se um valor de  $h$  for significativamente menor que o outro valor, a tendência é que este valor seja dominante na equação de  $U$ . Os Exemplos 3.1 e 3.2 ilustram este conceito.

Tabela 3.1 Valores aproximados dos coeficientes globais de transferência de calor.

Situação física	$W/m^2 K$	$Btu/h \text{ pé}^2$ $^{\circ}F$
Parede com superfície externa de tijolo aparente, revestida internamente de gesso, não isolada	2,55	0,45
Parede estrutural, revestida internamente de gesso:		
Não isolada	1,42	0,25
Isolada com lã de rocha	0,4	0,07
Janela de vidro simples	6,2	1,1
Janela de vidro duplo	2,3	0,4
Condensador de vapor	1100-5600	200-1000
Aquecedor de água de alimentação	1100-8500	200-1500
Condensador de Freon-12 resfriado com água	280-850	50-150
Trocador de calor água-água	850-1700	150-300
Trocador de calor de tubo aletado com água no interior dos tubos e ar sobre os tubos	25-55	5-10
Trocador de calor água-óleo	110-350	20-60
Vapor-óleo combustível leve	170-340	30-60
Vapor-óleo combustível pesado	56-170	10-30
Vapor-querosene ou gasolina	280-1140	50-200
Trocador de calor de tubo aletado, vapor no interior dos tubos e ar sobre os tubos	28-280	5-50
Condensador de amônia, água nos tubos	850-1400	150-250
Condensador de álcool, água nos tubos	255-680	45-120
Trocador de calor gás-gás	10-40	2-8

**Exemplo 3.1:** Água quente a  $98^{\circ}C$  escoia pelo interior de um tubo de aço [ $k = 54 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}C$ ] de 2 polegadas, schedule 40, exposto ao ar atmosférico a  $20^{\circ}C$ . A velocidade da água é  $25 \text{ cm/s}$ . Calcule coeficiente global de transferência de calor para esta situação, baseado na área externa do tubo.

Solução:

Do Apêndice A as dimensões do tubo de 2 pol, schedule 40, são

diâmetro interno = 2,067 pol = 0,0525 m

diâmetro externo = 2,375 pol = 0,06033 m

O coeficiente de transferência de calor para a água escoando no interior do tubo é determinado pelas condições do escoamento, com as propriedades avaliadas à temperatura de mistura. O coeficiente de transferência de calor por convecção natural na superfície externa do tubo depende da diferença de temperatura entre a superfície e o ar ambiente. Esta diferença de temperatura depende do balanço global de energia. Devemos inicialmente avaliar  $h_i$  e em seguida formular um procedimento iterativo para determinar  $h_e$ .

As propriedades da água a 98°C são

$$\rho = 960 \text{ kg/m}^3 \quad \mu = 2,82 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$k = 0,68 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \quad Pr = 1,76$$

O número de Reynolds é

$$Re = \frac{\rho \bar{V} d}{\mu} = \frac{(960)(0,25)(0,0525)}{2,82 \times 10^{-4}} = 44.680 \quad (\text{a})$$

e, como o escoamento é turbulento, devemos usar a equação de Dittus-Boelter,

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023(44.680)^{0,8} (1,76)^{0,4} = 151,4$$

$$h_i = Nu \frac{k}{d} = \frac{(151,4)(0,68)}{0,0525} = 1961 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{b})$$

A resistência térmica do aço, por unidade de comprimento do tubo, é

$$R_{aço} = \frac{\ln r_e / r_i}{2\pi k} = \frac{\ln(0,06033 / 0,0525)}{2\pi(54)} = 4,097 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/W} \quad (\text{c})$$

A resistência térmica da superfície interna, por unidade de comprimento do tubo, é

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i} = \frac{1}{(1961)\pi(0,0525)} = 3,092 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C/W} \quad (\text{d})$$

A resistência térmica da superfície externa é ainda desconhecida, porém pode ser escrita por unidade de comprimento do tubo como

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{h_e 2\pi r_e} \quad (\text{e})$$

e a relação simplificada para  $h_e$  para escoamento laminar é, de acordo com Holman, 1980

$$h_e = 1,32 \left( \frac{\Delta T}{d} \right)^{1/4} = 1,32 \left( \frac{T_e - T_\infty}{d} \right)^{1/4} \quad (\text{f})$$

onde  $T_e$  é a temperatura desconhecida da superfície externa do tubo. A temperatura da superfície interna do tubo será designada por  $T_i$  e a temperatura da água por  $T_a$ ; desta forma o balanço de energia resulta em

$$\frac{T_a - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_e}{R_{aço}} = \frac{T_e - T_\infty}{R_e} \quad (g)$$

Combinando as Eqs. (e) e (f), resulta

$$\frac{T_e - T_\infty}{R_e} = 2\pi r_e \frac{1,32}{d^{1/4}} (T_e - T_\infty)^{1/4} \quad (h)$$

Esta relação pode ser introduzida na Eq. (g) resultando em duas equações com duas incógnitas,  $T_i$  e  $T_e$ :

$$\frac{98 - T_i}{3,092 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - T_e}{4,097 \times 10^{-4}}$$

$$\frac{T_i - T_e}{4,097 \times 10^{-4}} = \frac{\pi(0,06033)(1,32)(T_e - 20)^{5/4}}{(0,06033)^{1/4}}$$

Este é um sistema não-linear que pode ser resolvido por iteração. A solução é

$$T_e = 97,6^\circ C \quad T_i = 97,65^\circ C$$

Portanto, o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa e a resistência térmica são

$$h_e = 1,32 \left( \frac{97,6 - 20}{0,06033} \right)^{1/4} = 7,91 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

$$R_e = \frac{1}{(7,91)\pi(0,06033)} = 0,667^\circ C/W$$

Este cálculo ilustra bem o fato de que a convecção natural controla o coeficiente de transferência de calor porque  $R_e$ , é muito maior que  $R_i$  ou  $R_{aço}$ . O coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa é escrito em termos destas resistências como

$$U_e = \frac{1}{A_e (R_i + R_{aço} + R_e)} \quad (i)$$

Introduzindo os valores numéricos, com o comprimento do tubo igual a 1m,

$$U_e = \frac{1}{\pi(0,06033)(1)(3,092 \times 10^{-3} + 4,097 \times 10^{-4} + 0,667)} = 7,87 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

Portanto, podemos notar que o coeficiente global de transferência de calor é quase que completamente controlado pelo valor de  $h_e$ . Este resultado poderia ser esperado com base na nossa experiência com as grandezas relativas dos coeficientes de convecção; os valores do coeficiente de convecção natural para o ar são muito baixos comparados com os valores do coeficiente de convecção forçada para líquidos.

**Exemplo 3.2:** O tubo do Exemplo 3.1, com água quente escoando pelo seu interior, é exposto a vapor de água a 1 atm e 100°C. Calcule o coeficiente global de transferência de calor para esta situação, baseado na área externa do tubo.

Solução:

O coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo já foi calculado no Exemplo 2.1 e vale

$$h_i = 1961 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

O coeficiente de convecção para a condensação sobre a superfície externa de um tubo é obtido através da equação, (Holman, 1980),

$$h_e = 0,725 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v)g h_{lv} k_f^3}{\mu_f d (T_v - T_e)} \right]^{1/4} \quad (\text{a})$$

onde  $T_e$  é a temperatura da superfície externa do tubo. As propriedades da água na temperatura de película são

$$\begin{aligned} \rho &= 960 \text{ kg/m}^3 & \mu_f &= 2,82 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \\ k_f &= 0,68 \text{ W/m.°C} & h_{lv} &= 2255 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

e portanto a Eq. (a) fica

$$\begin{aligned} h_e &= 0,725 \left[ \frac{(960)^2 (9,8) (2,255 \times 10^{-6}) (0,68)^3}{(2,82 \times 10^{-4}) (0,06033) (100 - T_e)} \right]^{1/4} \\ h_e &= 17960 (100 - T_e)^{-1/4} \end{aligned} \quad (\text{b})$$

A resistência térmica da superfície externa, por unidade de comprimento, é dada por

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{(100 - T_e)^{1/4}}{(17960) \pi (0,06033)} = \frac{(100 - T_e)^{1/4}}{3403} \quad (\text{c})$$

Como consequência do balanço de energia,

$$\frac{100 - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{aço}} = \frac{T_i - T_a}{R_i} \quad (\text{d})$$

Do exemplo 3.1

$$R_i = 3,092 \times 10^{-3} \text{ m.°C/W} \quad R_{aço} = 4,097 \times 10^{-4} \text{ m.°C/W} \quad T_a = 98 \text{ °C}$$

e as Eqs. (c) e (d) podem ser combinadas resultando

$$\begin{aligned} 3403 (100 - T_e)^{3/4} &= \frac{T_e - T_i}{4,097 \times 10^{-4}} \\ \frac{T_e - T_i}{4,097 \times 10^{-4}} &= \frac{T_i - 98}{3,092 \times 10^{-3}} \end{aligned}$$

Este é um sistema não-linear que pode ser resolvido por iteração. A solução é

$$T_e = 99,91 \text{ °C} \quad T_i = 99,69 \text{ °C}$$

O coeficiente de transferência de calor na superfície externa e a resistência térmica são

$$h_e = 17960(100 - 99,91)^{-1/4} = 32790 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$R_e = \frac{(100 - 99,91)^{1/4}}{3403} = 1,610 \times 10^{-4} \text{ °C/W}$$

O coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa é escrito em termos destas resistências como

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{aço} + R_e)} \quad (e)$$

Introduzindo os valores numéricos, com o comprimento do tubo igual a 1m,

$$U_e = \frac{1}{\pi(0,06033)(1)(3,092 \times 10^{-3} + 4,097 \times 10^{-4} + 1,610 \times 10^{-4})}$$

$$U_e = 1392 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Neste problema, o coeficiente de convecção no lado da água é o fator preponderante porque  $h_e$  é muito grande para o processo de condensação. Na verdade, a resistência térmica externa é ainda menor que a resistência de condução do aço. As grandezas relativas das resistências são

$$R_e \sim 1 \quad R_{aço} \sim 2,5 \quad R_i \sim 19$$

No uso dos trocadores de calor, a superfície de transferência de calor fica suja com a acumulação de depósitos, que introduzem resistência térmica adicional ao fluxo de calor. O efeito das incrustações é geralmente levado em conta na forma de um fator de incrustação  $Rd$  com as dimensões  $\text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$ ; este assunto será discutido adiante com mais detalhes.

Consideraremos agora a transferência de calor através de um tubo com incrustações em ambas as superfícies, externa e interna. A resistência térmica  $R$  ao fluxo de calor, neste caso, é

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{Rd_i}{A_i} + \frac{1}{k A_m} + \frac{Rd_e}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3.6)$$

onde  $Rd_i$  e  $Rd_e$  são os fatores de incrustação (resistência unitária de incrustação) nas superfícies interna externa do tubo, respectivamente, e as outras grandezas foram definidas previamente.

Nas aplicações de trocadores de calor, o coeficiente de transferência de calor global é, ordinariamente, baseado na superfície externa do tubo. Então a equação 3.6 pode ser representada em termos do coeficiente global de transferência de calor baseado na superfície externa do tubo como

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e Rd_i}{d_i} + \frac{d_e \ln(r_e/r_i)}{2k} + Rd_e + \frac{1}{h_e}} \quad (3.7)$$

O valor do coeficiente de transferência de calor global em diferentes tipos de aplicação varia amplamente.

### 3.2 FATORES DE INCRUSTAÇÃO

Depois de um período de operação, as superfícies de transferência de calor de um trocador de calor podem ficar cobertas por partículas presentes nos escoamentos, ou sofrer um processo de corrosão resultante da interação entre os fluidos e o material utilizado na construção do trocador de calor. Em ambos os casos, isto representa uma resistência adicional ao fluxo de calor e, portanto, um decréscimo no desempenho do equipamento. O efeito global é geralmente representado por um fator de incrustação, ou resistência de incrustação, ou resistência de depósito  $Rd$ , que deve ser considerada juntamente com as outras resistências térmicas no coeficiente global de transferência de calor.

Os fatores de incrustação podem ser obtidos experimentalmente determinando-se os valores de  $U$  para o trocador de calor nas condições de limpo e sujo. Desta forma, o fator de incrustação é definido como

$$Rd = \frac{1}{U_{sujo}} - \frac{1}{U_{limpo}} \quad (3.8)$$

Na década passada, muito esforço se fez a fim de compreender a incrustação [Ozisik, 1990]. Durante a operação, os trocadores ficam incrustados com depósitos de um tipo ou de outro nas superfícies de transferência de calor. Por isso, a resistência térmica ao fluxo de calor cresce, o que reduz a taxa de transferência de calor. O dano econômico das incrustações pode ser atribuído:

1. Ao dispêndio mais alto de capital em virtude de unidades superdimensionadas.
2. Às perdas de energia devidas à falta de eficiência térmica.
3. Aos custos associados à limpeza periódica dos trocadores de calor.
4. À perda de produção durante o desmonte para limpeza.

Devido à sua natureza, as incrustações podem ser agrupadas em seis classes:

1. Incrustação por precipitação, a cristalização da substância dissolvida na solução sobre a superfície de transferência de calor.
2. Incrustação por sedimentação, o acúmulo de sólidos finamente divididos, suspensos no fluido do processo sobre a superfície de transferência de calor.
3. Incrustação por reação química, a formação de depósitos sobre a superfície de transferência de calor, por reação química.
4. Incrustação por corrosão, o acúmulo de produtos de corrosão sobre a superfície de transferência de calor.
5. Incrustação biológica, o depósito de microorganismos na superfície de transferência de calor.
6. Incrustação por solidificação, a cristalização de um líquido puro, ou de um componente da fase líquida, sobre a superfície de transferência de calor sub-resfriada.

Evidentemente, o mecanismo de incrustação é muito complicado, e não dispomos ainda de técnicas confiáveis para sua previsão.

Quando um trocador de calor novo é posto em serviço, seu rendimento se deteriora progressivamente em virtude do desenvolvimento da resistência das incrustações. A velocidade e a temperatura das correntes parecem estar entre os fatores que afetam a taxa de



incrustação sobre uma dada superfície. O aumento da velocidade diminui a taxa de depósito e também a quantidade final do depósito sobre a superfície. Aumentando a temperatura do fluido como um todo, aumenta a taxa de crescimento das incrustações e o seu nível estável terminal.

Baseada na experiência dos fabricantes, e dos usuários, a Associação dos Fabricantes de Equipamentos Tubulares (Tubular Exchanger Manufacturers Association - TEMA) preparou tabelas de fatores de incrustação como guia nos cálculos da transferência de calor. Apresentamos, na Tabela 3.2, alguns resultados. A incrustação é um tema muito complicado e sua representação numa listagem simples é muito questionável.

Tabela 3.2 Fator de incrustação  $R_d$  em equipamentos de transferência de calor

	Temperatura da água, 52°C ou menos	
	Velocidade da água 1 m/s ou menos	Velocidade da água superior a 1 m/s
	$m^2 \cdot ^\circ C/W$	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
<b>Tipos de água:</b>		
Água do mar	0,000088	0,000088
Destilada	0,000088	0,000088
Água tratada para alimentação de caldeira	0,00018	0,000088
Camisa de motor	0,00018	0,00018
Grandes Lagos (EUA)	0,00018	0,00018
<i>Torre de resfriamento e tanque de aspersão</i>		
Água de reposição tratada	0,00018	0,00018
Água sem tratamento	0,00053	0,00053
Sangria de caldeira	0,00035	0,00035
Água salobra	0,00035	0,00018
<i>Água de rio</i>		
Mínimo	0,00036	0,00018
Mississipi	0,00053	0,00035
Delaware, Schuylkill	0,00053	0,00035
East River e Baía de Nova Iorque	0,00053	0,00035
Canal sanitário de Chicago	0,0041	0,00106
Lamacenta ou lodosa	0,00053	0,00035
Dura (acima de 15 grãos/galão)	0,00053	0,00053
<b>Tipos de fluido:</b>		
<i>Óleos industriais</i>		
óleo de recirculação limpo	0,00018	
óleos de máquinas ou de transformador	0,00018	
óleos vegetais	0,00053	
óleo de têmpera	0,00070	

óleo combustível	0,00088	
<i>Gases e vapores industriais</i>		
Vapores orgânicos	0,000088	
Vapor de água (isento de óleos)	0,000088	
Vapores de álcool	0,000088	
Vapor de água, descarga	0,00018	
Vapores refrigerantes	0,00035	
Ar	0,00035	
<i>Líquidos industriais</i>		
Orgânicos	0,00018	
Líquidos refrigerantes	0,00018	
Salmoura (refrigerante)	0,00018	

Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association

Na falta de melhor, a lista é a única para se avaliar os efeitos das incrustações na redução da transferência de calor.

### 3.3 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NOS TROCADORES DE CALOR

Nos trocadores de calor do tipo estacionário, a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio provoca variação da temperatura de um ou de ambos os fluidos que passam através do trocador. A Figura 3.3 ilustra como a temperatura do fluido varia ao longo do percurso no trocador de calor, em alguns trocadores de calor típicos, com um passe. Em cada instante, a distribuição de temperatura é plotada em função da distância à entrada do fluido frio. A Fig. 3.3a, por exemplo, caracteriza um trocador em contracorrente no qual a elevação da temperatura do fluido frio é igual à queda da temperatura do fluido quente; a diferença de temperatura  $\Delta T$ , entre o fluido quente e o fluido frio, é constante, em todos os pontos. Entretanto, nos outros casos (Fig. 3.3b até e), a diferença de temperatura  $\Delta T$ , entre o fluido quente e o fluido frio, varia com a posição ao longo do percurso do fluido. A Fig. 3.3b corresponde à situação em que o fluido quente se condensa e transfere calor para o fluido frio, fazendo com que sua temperatura se eleve ao longo do percurso.

Na Fig. 3.3c, o líquido frio está se evaporando e resfria o fluido quente ao longo do seu percurso.

A Fig. 3.3d mostra configuração de escoamento paralelo, na qual ambos os fluidos se deslocam na mesma direção, com o fluido frio experimentando uma elevação de temperatura e o fluido quente, uma queda de temperatura. A temperatura de saída do fluido frio não pode ser mais elevada do que a do fluido quente. Por isso, a eficiência dos trocadores de calor com escoamento paralelo é limitada. Devido a esta limitação, não são em geral considerados para a recuperação de calor. Entretanto, uma vez que a temperatura do metal fica aproximadamente no meio das temperaturas do fluido quente e do fluido frio, a parede metálica permanece a uma temperatura quase uniforme.

A fig. 3.3e mostra uma configuração em contracorrente na qual os fluidos se deslocam em sentidos opostos. A temperatura de saída do fluido frio pode ser mais alta do que a temperatura de saída do fluido quente. Teoricamente, a temperatura de saída de um fluido

pode aproximar-se da temperatura de entrada do outro. Por isso, a capacidade térmica do trocador de calor em contracorrente pode ser o dobro da capacidade do trocador de calor com escoamento paralelo. A alta recuperação de calor e a eficiência térmica deste trocador fazem com que seja preferível ao trocador com escoamento paralelo, sempre que as exigências do projeto permitam tal escolha. A temperatura do metal, no trocador em contracorrente, em oposição à do trocador com escoamento paralelo, tem um gradiente significativo ao longo do percurso no trocador.

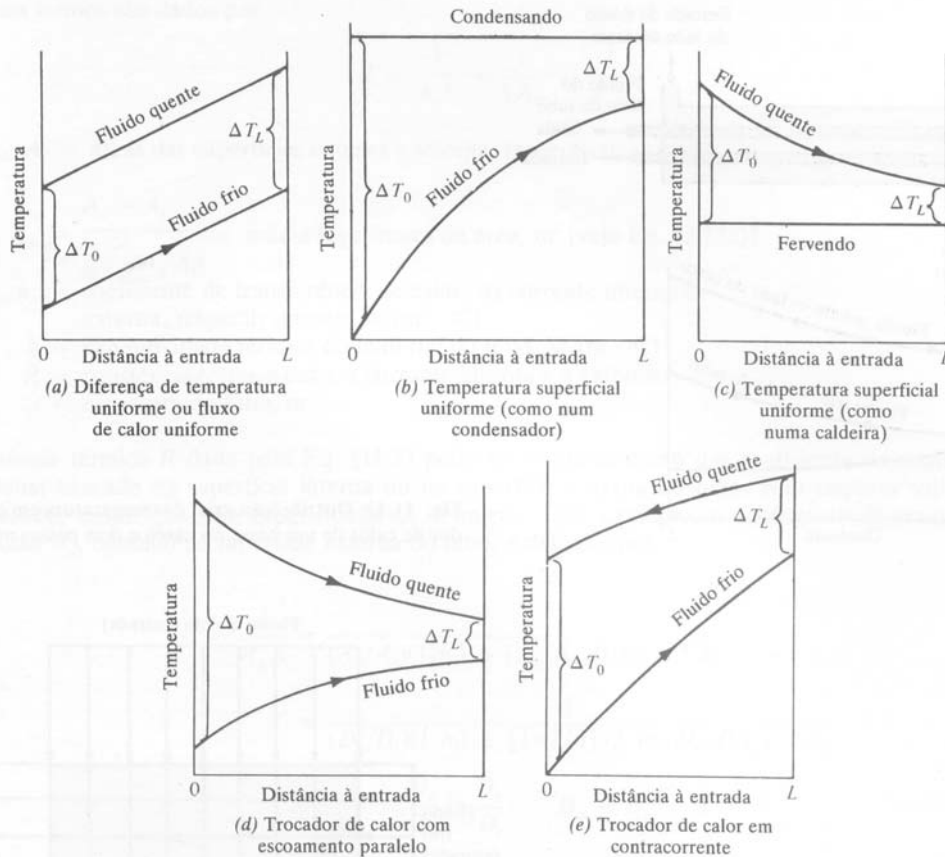


Figura 3.3 – Distribuição de temperatura em trocadores de calor típicos de passe único.  
(de Ozisik, 1985)

Nas configurações de escoamento multipasse e cruzado, a distribuição de temperatura, no trocador de calor, exhibe padrão mais complicado. Por exemplo, a Fig. 3.4 mostra a distribuição de temperatura em um trocador de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos. A Fig. 3.5 mostra um perfil típico de temperatura em um trocador de calor com correntes cruzadas, quando ambos os fluidos são não-misturados.

Nesta configuração, os fluidos quente e frio entram no miolo do trocador de calor com temperaturas uniforme mas, como há canais no percurso das correntes, para evitar a mistura transversal as temperaturas não são constantes em qualquer seção transversal, perpendicular à direção do escoamento, e as temperaturas de saída não são uniformes. Se não houvesse canais para um dos fluidos, seria possível a sua mistura transversal ao longo do percurso da corrente e a sua temperatura de saída tornar-se-ia aproximadamente uniforme.

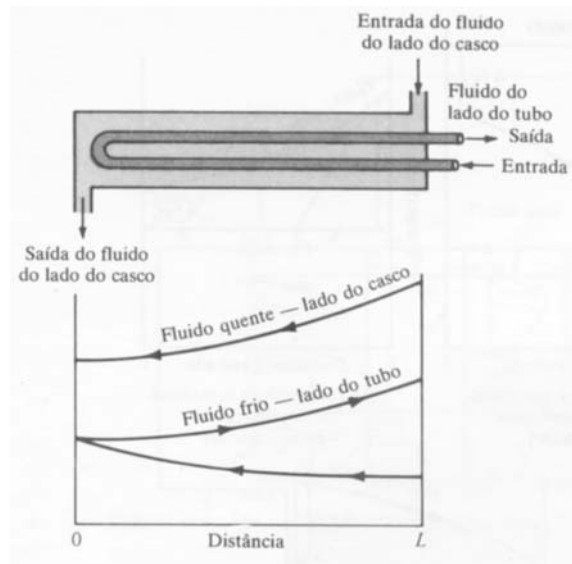


Figura 3.4 – Distribuição axial de temperatura em um trocador de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos.  
(de Ozisik, 1985)

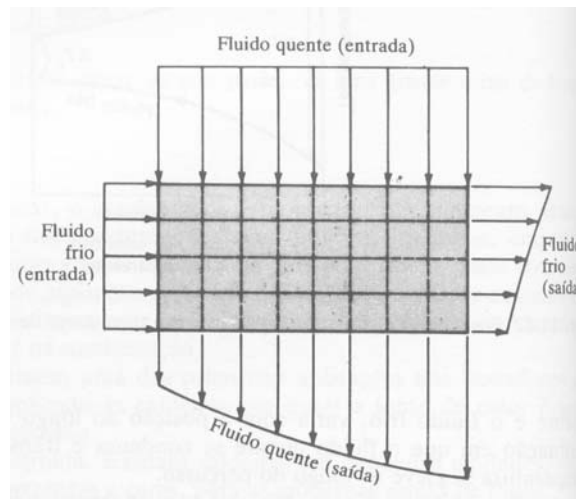


Figura 3.5 – Distribuição de temperatura em um trocador de calor com escoamento cruzado. Ambos os fluidos não misturados.  
(de Ozisik, 1985)

### 3.4 DIFERENÇA DE TEMPERATURA

Considere o trocador de calor de tubo duplo mostrado na Fig. 3.2. Os fluidos podem escoar em contracorrente ou em correntes paralelas; os perfis de temperatura para estes dois casos são ilustrados na Fig. 3.6. Propõe-se calcular o calor transferido neste trocador de tubo duplo através de

$$q = UA \Delta T_m \quad (3.9)$$

onde:

U = coeficiente global de transferência de calor

A = área da superfície de troca de calor consistente com a definição de U

$\Delta T_m$  = diferença média de temperatura adequada, através do trocador de calor

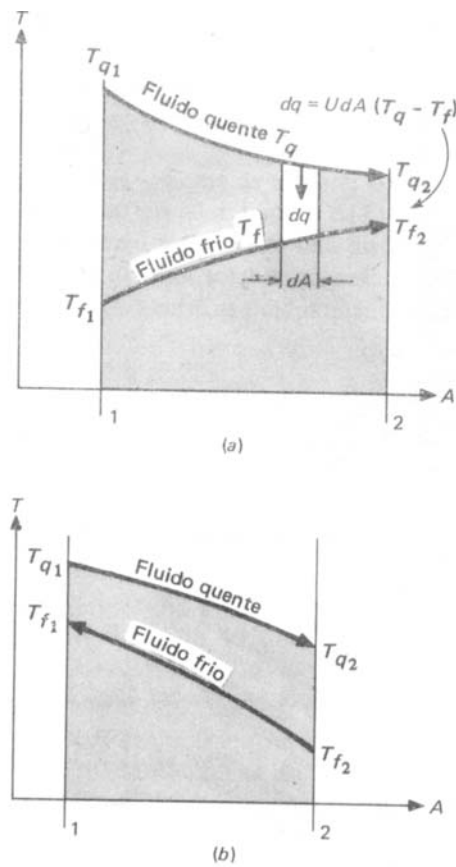


Figura 3.6 – Perfis de temperatura em trocadores de calor de tubo duplo.  
(a) correntes paralelas e (b) contracorrente  
(de Holman, 1983)

Uma inspeção da Fig. 3.6 indica que a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio varia entre a entrada e a saída; logo, um valor médio deve ser determinado para a aplicação da Eq. 3.9. Para o trocador de calor de correntes paralelas mostrado na Fig.3.3, o calor transferido através de um elemento de área  $dA$  pode ser escrito

$$dq = -\dot{m}_q C_q dT_q = \dot{m}_f C_f dT_f \quad (3.10)$$

onde os índices  $q$  e  $f$  designam os fluidos quente e frio. O calor transferido também pode ser dado por

$$dq = U(T_q - T_f) dA \quad (3.11)$$

$$dT_q = \frac{-dq}{\dot{m}_q C_q} \quad (3.12)$$

$$dT_f = \frac{dq}{\dot{m}_f C_f} \quad (3.13)$$

onde  $\dot{m}$  representa a vazão e  $C$  a calor específico do fluido. Desta forma,

$$dT_q - dT_f = d(T_q - T_f) = -dq \left( \frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (3.14)$$

Introduzindo o valor de  $dq$ , dado pela Eq. 3.11, na Eq. 3.14 resulta:

$$\frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) dA \quad (3.15)$$

Esta equação diferencial pode ser agora integrada entre as condições 1 e 2, como indicado na Fig. 3.6. O resultado é

$$\ln \left( \frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (3.16)$$

Retornando à Eq. 3.10, os produtos  $\dot{m}_f C_f$  e  $\dot{m}_q C_q$  podem ser expressos em termos do calor total transferido  $q$  e das diferenças terminais de temperatura dos fluidos quente e frio. Assim,

$$\dot{m}_q C_q = \frac{q}{T_{q1} - T_{q2}} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_f C_f = \frac{q}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (3.18)$$

Substituindo estas relações na Eq. 3.16 resulta

$$q = UA \frac{(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})}{\ln \left( \frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right)} \quad (3.19)$$

Comparando a Eq. 3.19 com a Eq. 3.9 verificamos que

$$\Delta T_m = \frac{(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})}{\ln \left( \frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right)} \quad (3.20)$$

Esta diferença de temperatura é chamada de *diferença média logarítmica de temperatura* (DMLT). É a diferença entre as diferenças de temperatura nas extremidades dividida pelo logaritmo natural da razão entre as duas diferenças de temperatura. Fica como exercício mostrar que esta relação é idêntica à que seria obtida para a condição de contracorrente.

A DMLT obtida acima envolve duas hipóteses importantes:

- (1) os calores específicos dos fluidos não variam com a temperatura,
- (2) os coeficientes de transferência de calor por convecção são constantes ao longo de todo trocador de calor.

A segunda hipótese é em geral a mais séria devido aos efeitos de entrada, variações na viscosidade do fluido e na condutividade térmica etc. Em geral devemos utilizar métodos numéricos para a correção destes efeitos.

Para um trocador de calor diferente do de tubo duplo, o calor transferido é calculado usando-se um fator de correção aplicado à DMLT *para um arranjo em contracorrente com as mesmas temperaturas dos fluidos quente e frio*. Neste caso, o calor transferido é calculado através de

$$q = UA F \Delta T_m \quad (3.21)$$

A determinação dos fatores de correção  $F$  é apresentada na seção 3.5.

### 3.5 CORREÇÃO DA MLDT EM TROCADORES COM CORRENTES CRUZADAS E MULTIPASSE

A DTML, desenvolvida na Sec. 3.5, não se aplica à análise da transferência de calor em trocadores de correntes cruzadas e muitos passes. As diferenças efetivas de temperatura foram determinadas nos escoamentos de correntes cruzadas e também multipasse, mas as expressões resultantes são muito complicadas. Por isso, nessas situações, é costume introduzir um *fator de correção*  $F$  de modo que a DTML simples possa ser ajustada para representar a diferença efetiva de temperatura  $\Delta T_{corr}$  para a disposição de correntes cruzada e multipasse na forma

$$\Delta T_{corr} = F(\Delta T_{in} \text{ em contracorrente}) \quad (3.22)$$

onde  $\Delta T_{in}$  deve ser calculada nas condições de contracorrente, de acordo com a Eq. 3.20.

A Fig. 3.7 mostra o fator de correção  $F$  em algumas configurações usualmente empregadas nos trocadores de calor. Nestas figuras, a abscissa é a razão adimensional  $P$ , definida como

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.23)$$

onde  $T$  se refere à *temperatura do lado do casco*,  $t$  é a *temperatura do lado dos tubos*, e os subscritos 1 e 2 se referem, respectivamente, às condições de *entrada* e de *saída*. O parâmetro  $R$  que aparece nas curvas é definido como

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{lado do tubo}}}{(\dot{m}C_p)_{\text{lado do casco}}} \quad (3.24)$$

Observe que os fatores de correção, na Fig. 3.7, podem ser aplicados quer o fluido quente esteja do lado do casco, quer do lado dos tubos. Cartas de fatores de correção, para várias outras disposições das correntes, podem ser encontradas em Kern (1980), Perry (1980), Fraas (1965) e outras obras especializadas.

Em geral,  $F$  é menor do que a unidade nos arranjos de correntes cruzadas e multipasses; é igual à unidade nos trocadores de calor em verdadeira contracorrente. Representa o grau de afastamento da verdadeira diferença média de temperatura em relação à DTML na contracorrente.

Na Fig. 3.7 notamos que o valor do parâmetro  $P$  se situa entre 0 e 1, e representa a eficiência térmica do fluido do lado do tubo. O valor de  $R$  vai de zero até o infinito, com o zero correspondendo à condensação pura do vapor no lado do casco e infinito à evaporação no lado dos tubos.

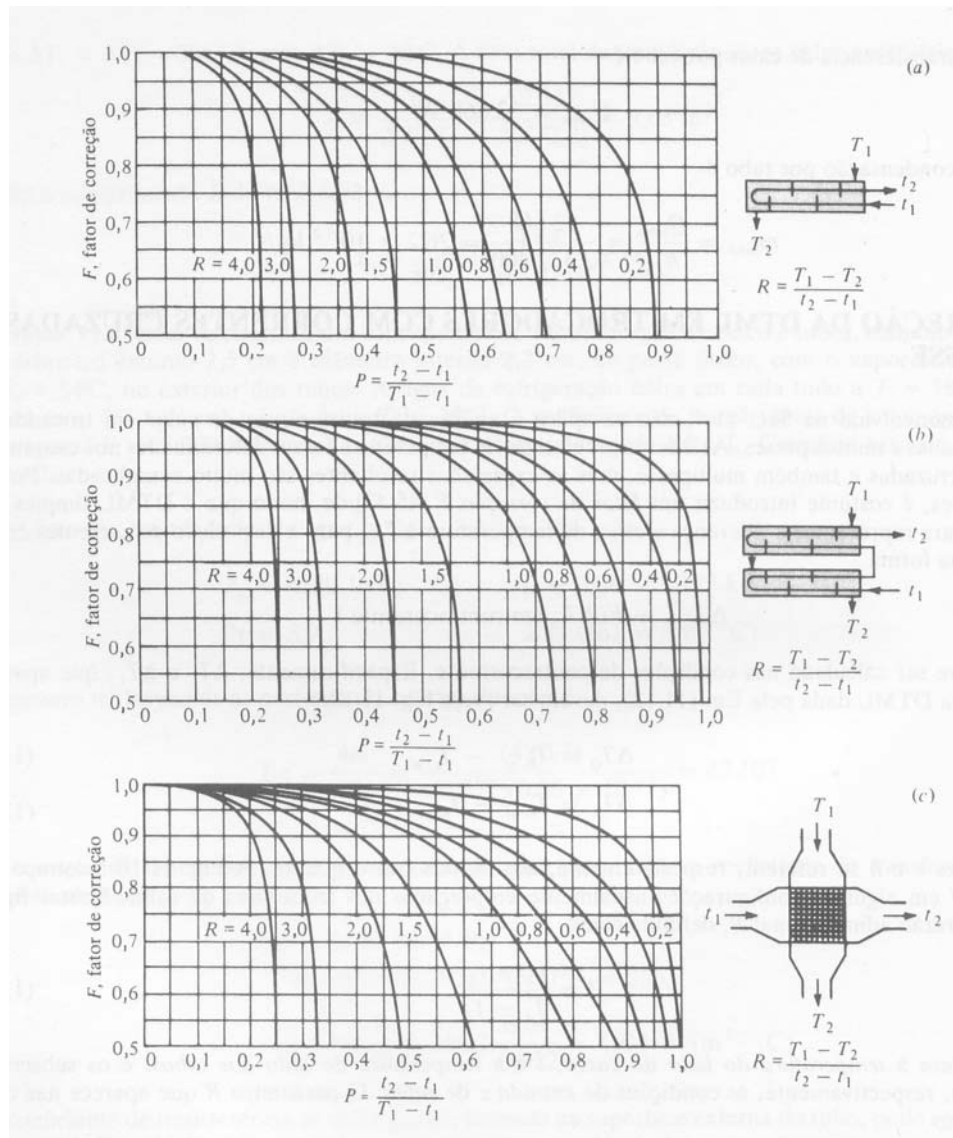


Figura 3.7 – Fator de correção  $F$  para o cálculo de  $\Delta T_{\text{corrigida}}$  em trocadores multipasse com correntes cruzadas.

- (a) Um passe no casco e dois passes nos tubos, ou um múltiplo de dois passes nos tubos.
- (b) Dois passes no casco e quatro passes nos tubos, ou um múltiplo de quatro passes nos tubos.
- (c) Correntes cruzadas, um só passe, os dois fluidos sem mistura.

(de Ozisik, 1985)

### 3.6 TEMPERATURA DA PAREDE DO TUBO

A temperatura da parede do tubo pode ser calculada pelas temperaturas médias dos fluidos quando conhecemos  $h_i$  e  $h_o$ . Observando a Figura 3.8, é usual desprezar a diferença de temperatura através do tubo metálico  $t_w - t_p$  e considerar o tubo inteiro como estando na temperatura da superfície externa da parede  $t_w$ . Se a temperatura média externa for  $T_m$  e se a temperatura média interna for  $t_m$  e  $1/R_{io} = h_{io} = h_i(A_i/A_o) = h_i(D_i/D_o)$ , onde o índice inferior  $io$  se refere ao valor do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo tomando-se como referência a superfície externa do tubo.



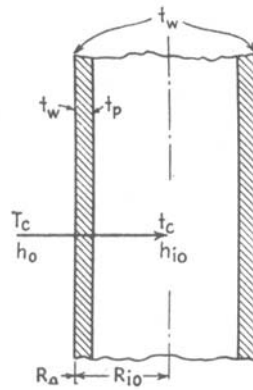


Figura 3.8 – Temperatura na parede do tubo.  
(de Kern, 1980) fig 5.3 pág 72

O fluxo de calor é expresso por:

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{T_c - t_c}{R_o + R_{io}} = \frac{t_w - t_c}{R_{io}} \quad (3.25)$$

Trocando-se as resistências dos dois últimos termos pelos coeficientes de transferência de calor por convecção,

$$\frac{T_c - t_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}}} = \frac{t_w - t_c}{\frac{1}{h_{io}}} \quad (3.26)$$

Explicitando  $t_w$ ,

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (3.27)$$

e

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (3.28)$$

Quando o fluido quente está no interior do tubo, estas relações se tornam

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (3.29)$$

e

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (3.30)$$