

### 5.3.2.3 Diferença Média de Temperatura entre os Fluidos

A equação básica de transferência de calor a ser usada no projeto de trocadores de calor é:

$$U = \int_A U \Delta T dA \quad (5.23)$$

As temperaturas dos fluidos do trocador geralmente não são constantes, variando de ponto para ponto a medida que o calor se transfere do fluido quente para o fluido frio, resultando numa variação da diferença de temperaturas entre os fluidos ao longo do trocador.

Associada às variações de temperaturas dos fluidos quente e frio há variações nas propriedades térmicas dos fluidos e materiais envolvidos, o que implica em variações das resistências térmicas e, conseqüentemente do coeficiente global  $U$ .

Quando se projeta um trocador, porém, costuma-se calcular um valor médio para  $U$ , as propriedades de cada fluido são avaliadas na média aritmética das temperaturas terminais, e se adota o valor obtido como constante:

Desta maneira pode-se escrever:

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m \quad (5.24)$$

onde,

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta T dA \quad (5.25)$$

Conhecendo a variação de  $\Delta T$  ao longo de cada trocador considerado, a expressão 5.25 pode ser integrada, chegando a resultados que podem ser colocados na forma:

$$\Delta T_m = F \times MLDT \quad (5.26)$$

onde  $MLDT$  é a diferença média logarítmica de temperaturas para as condições do trocador, calculada como se o trocador fosse de contracorrente, um só trajeto no casco e um só trajeto nos tubos.

$F$  é um fator de correção calculado para a tipo de trocador em questão:

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (5.27)$$

onde  $\Delta T_a$  e  $\Delta T_b$  são as diferenças de temperaturas dos fluidos, calculadas nas extremidades  $a$  e  $b$  do trocador contracorrente de, referência.

O valor de  $F$  é dado em fórmulas e gráficos. Algumas referências onde pode ser encontrado incluem o livro do Kern, o TEMA, e livros de transferência de calor. A referência original é *Bowmann, R. A. , Mueller, A. C. , Nagle, W. M. , "Mean Difference in Design", Trans. of ASME, -May 1940, pp 283-294.*

A Figura 5.16 traz alguns gráficos para a cálculo de  $F$ .

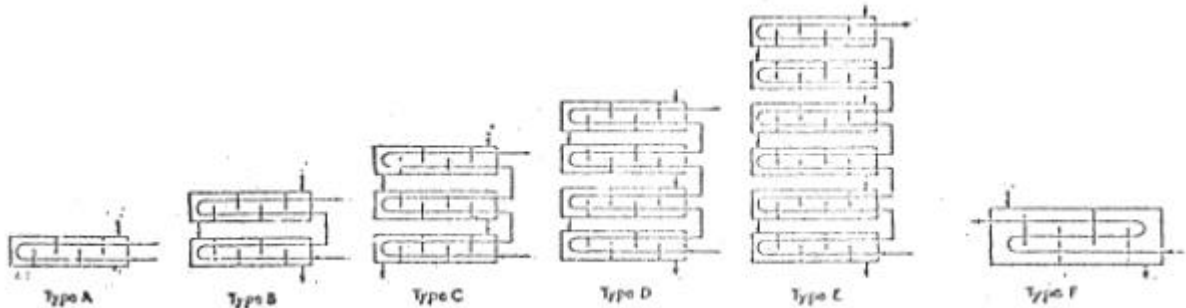
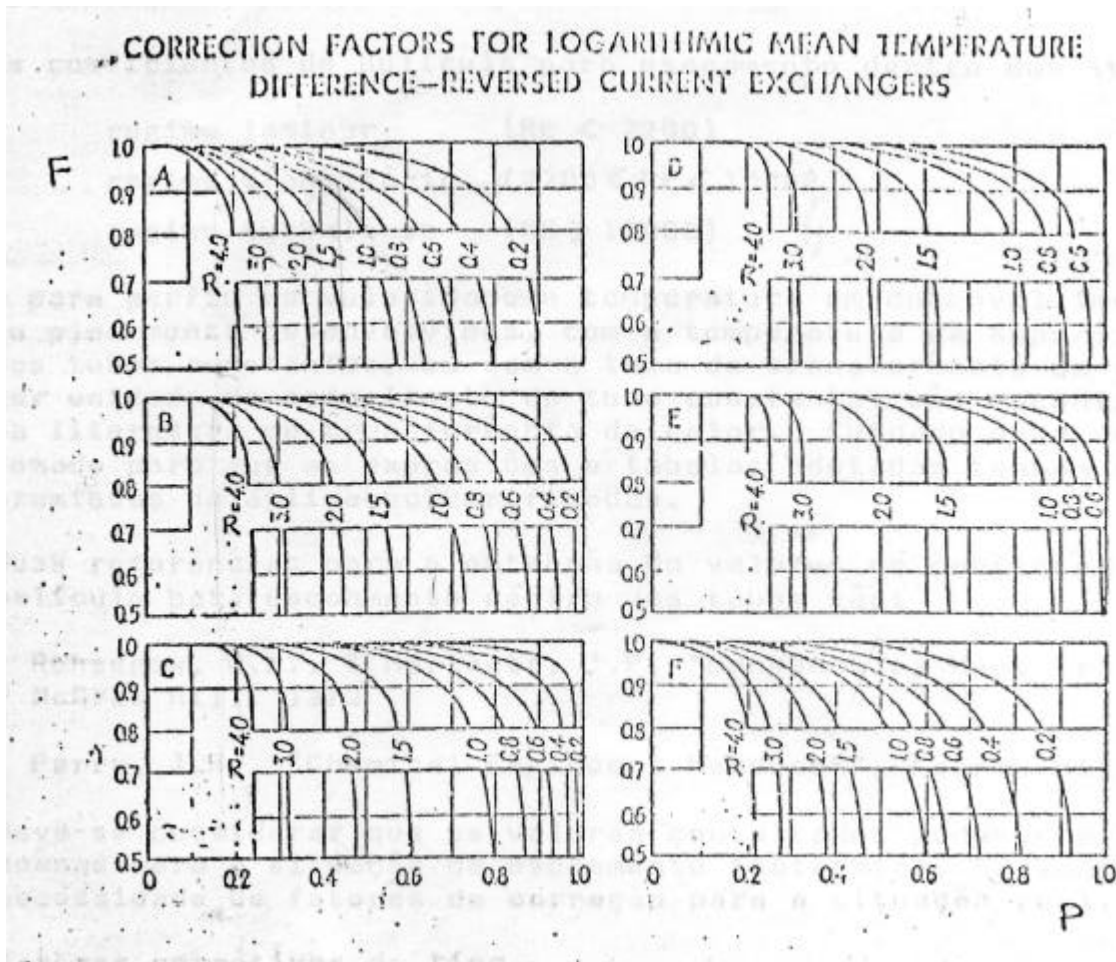


Figura 5.16 – Fator de correção para a média logarítmica das diferenças de temperatura.

### OBSERVAÇÕES

O valor de  $F$  obtido nos gráficos para cada geometria de escoamento dos fluídos é dado em função dos parâmetros  $P$  e  $R$ , definidos abaixo,

$$P = \frac{T_{i2} - T_{i1}}{T_{c1} - T_{i1}} \quad R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{i2} - T_{i1}} \quad (5.28)$$

Não se recomenda empregar um trocador para condições nas quais  $F$  é menor do que 0,8.

Recomenda-se, também, que um outro trocador seja empregado quando as condições de temperatura são tais que os valores correspondentes de  $P$  e  $R$  não permitem solução para  $F$ .

### 5.3.2.4 Coeficiente de Película

#### 5.3.2.4.1 Escoamento nos tubos

Os coeficientes de película para escoamento dentro dos tubos em:

- regime laminar ( $Re < 2200$ )
- regime transitório ( $2200 < Re < 10000$ )
- regime turbulento ( $Re > 10000$ )

e para perfis de velocidade e temperatura em desenvolvimento ou plenamente desenvolvidos, com a temperatura da superfície dos tubos constante, ou com a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento de tubo constante, são encontrados na literatura de transferência de calor. Cuidado deve ser tomado para que as expressões e tabelas adotadas tenham suas premissas de aplicação verificadas.

Deve-se considerar que os valores consultados podem ser válidos apenas para a situação de escoamento isotérmico, havendo necessidade de fatores de correção para a situação real.

Fatores corretivos do tipo  $\left(\frac{m_t}{m_i}\right)^n$  são comuns, sendo  $m$  a viscosidade dinâmica do fluido escoando dentro dos tubos.

#### 5.3.2.4.2 Escoamento no casco

O coeficiente de película para o escoamento no casco é obtido a partir do Método da Análise de Correntes de Tinker, que considerou o escoamento dividido numa série de correntes separadas, conforme a Figura 5.12. Cada uma destas correntes tem um peso diferente quanto à transferência de calor, permitindo levar em conta o efeito das chicanas, vazamentos e desvios.

Para simplificar os cálculos Tinker adotou proporções geométricas características para os trocadores:

$$\frac{D_i}{D_f} = 1,075$$

$$\frac{d_o}{d_e} = 1,0045$$

$$\frac{D_i}{D_c} = 1,008$$

Tinker também sugeriu uma relação de corte nas chicanas em correspondência com o espaçamento entre as chicanas, isto é,  $H/D_i$  como uma função exclusiva de  $D_i/l$ , sendo  $H$  a altura da janela da chicana, conforme Tabela 5.8

Tabela 5.8- Relações de corte das chicanas.

$D_i/l$	$l/D_i$ (%)	$H/D_i$ (%)
1	100	46
1,5	67	34
2	50	25
3	33	20
4	25	16
5	20	16

Os resultados para  $h_e$  são dados nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15 em função do número de Reynolds  $Re_h$  e da relação  $s/de$ .

$$Re_h = \frac{G_{ch} de}{m_c} \quad (5.29)$$

A parte do feixe de tubos que fica entre a chicana extrema e a espelho costuma ser maior do que o espaçamento entre as chicanas intermediárias. O coeficiente de película costuma ser corrigido para este efeito:

$$h_e = E_c h_{eb} \quad (5.30)$$

onde

$$E_c = \frac{l_B + (L - l_B) \left( \frac{2l}{L - l_B} \right)^{0,6}}{L} \quad (5.31)$$

$l_B$  : comprimento de tubo situado entre as duas chicanas extremas  $l_B = l(N_B - 1)$ .

O comprimento mínimo de tubo entre a chicana extrema e o espelho, na região onde se situa a bocal de entrada ou de saída do casco, pode ser estimado a partir de expressões:

$$l_{1mín} = D_{bc1} + l_{1f} \quad (5.32)$$

$$l_{1mín} = D_{bc1} + l_{1f} \quad (5.33)$$

$D_{bc1}$  e  $D_{bc2}$  são os diâmetros internos dos bocais de entrada e de saída do casco, e  $l_{1f}$  e  $l_{2f}$  são fatores obtidos das Figuras 5.17 e 5.18

FIGURA C.2-6

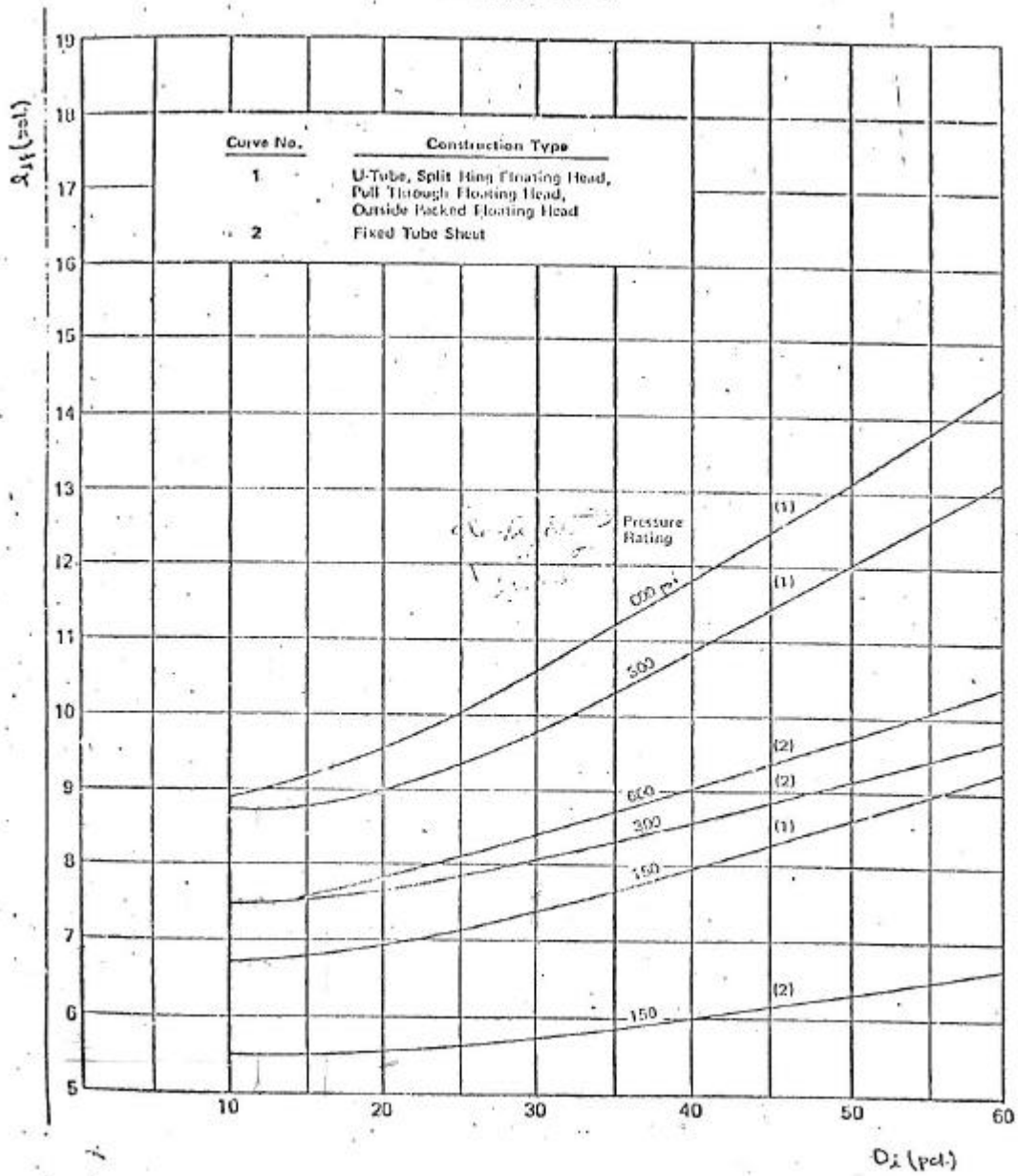


Figura 5.17 – Comprimento mínimo na entrada.

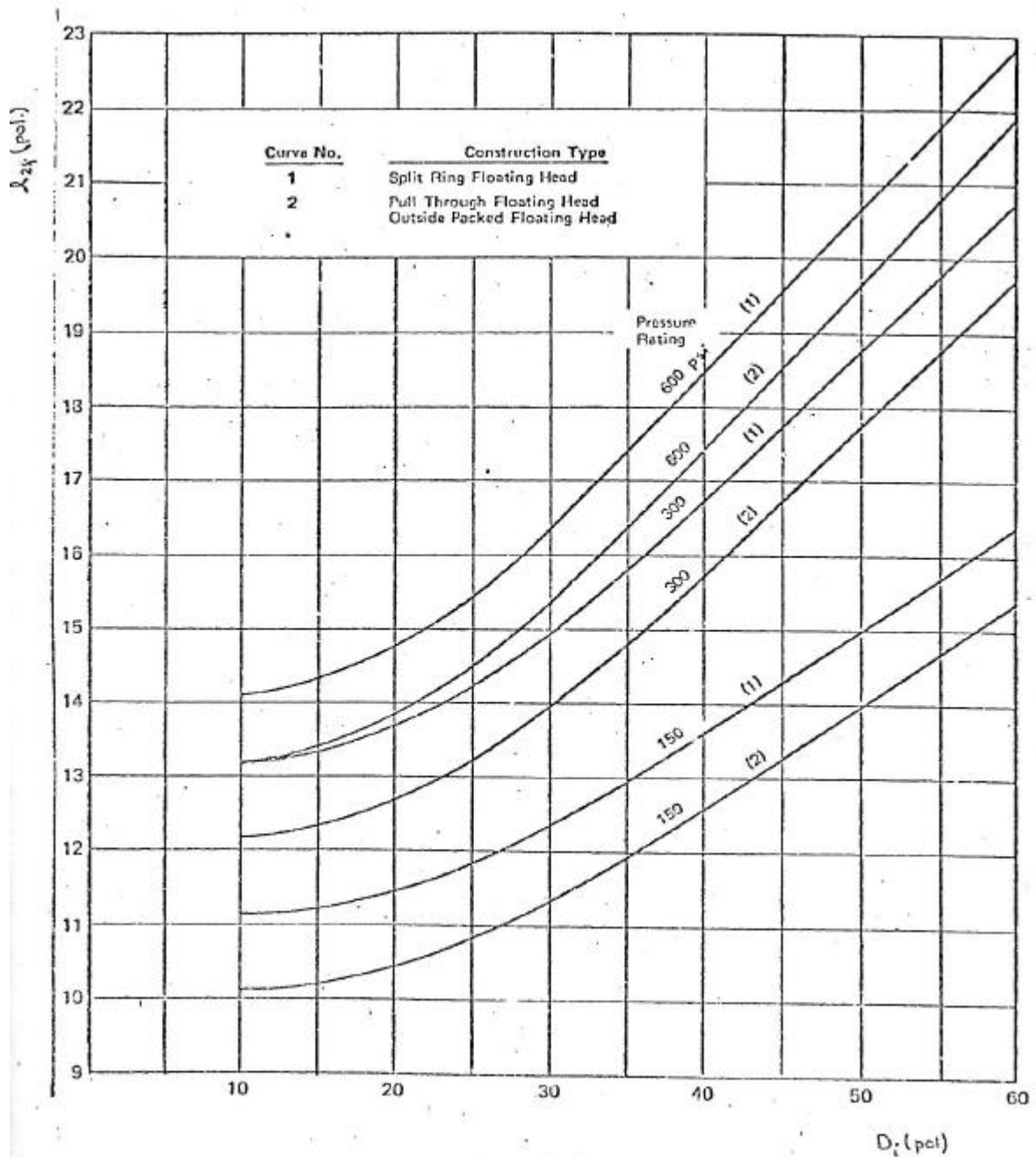


Figura 5.18 – Comprimento mínimo na saída.

### 5.3.3 PERDA DE CARGA

#### 5.3.3.1 Introdução

A perda do carga de um trocador de calor é constituída por duas parcelas:

- perdas por atrito
- perdas em contrações, expansões, mudanças de direção, etc.

Haverá uma perda de carga para o escoamento através dos tubos e uma perda para o escoamento através do casco. Perdas de carga típicas se situam na faixa de 0,7 a 1,7 bar para líquidos.

Os cálculos de perda de carga costumam ser feitos para escoamento isotérmico e, posteriormente, corrigidos com fatores de correção.

No caso de escoamento dentro dos tubos:

$$f = f_{\text{isotérmico}} \left( \frac{m_i}{m_t} \right)^n$$

onde os valores de  $n$  estão na tabela 5.9

Tabela 5.9- Valores de  $n$ .

$\frac{m_i}{m_t}$	Escoamento	
	Laminar	Turbulento
< 1	0,34	0,14
> 1	0,23	0,14

Deve-se procurar utilizar a perda de carga disponível para minimizar as dimensões do trocador. De nada adianta, porém, especificar uma perda de carga mais elevada para um dos fluidos se o coeficiente de película do outro lado da superfície de troca é apreciavelmente menor e constitui a resistência térmica dominante.

### 5.3.3.2 Perda de carga por atrito dentro dos tubos

A perda de carga para a escoamento dentro dos tubos é dada por expressão do tipo:

$$P_1 - P_2 = f_D \frac{L}{d_i} \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (5.34)$$

onde

$P_1 - P_2$  = perda de carga ao longo do comprimento  $L$  de tubo

$f_D$  = coeficiente de atrito de Darcy

Outros coeficientes de atrito são definidos como os de Fanning e Churchill.

O coeficiente de atrito de Fanning  $f_F$  é definido por:

$$\tau_{ii} = f_F \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (5.35)$$

e o de Churchill por:

$$\tau_{ii} = f_C \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (5.36)$$

onde  $\tau_{ii}$  é a tensão cisalhante na parede do tubo.

Para um escoamento plenamente desenvolvido:

$$f_D = 4f_F = 8f_C \quad (5.37)$$

Encontram-se na literatura expressões e gráficos, como o mostrado na Figura 5.19, para os coeficientes de atrito referentes a tubos lisos e rugosos, aos diversos regimes de escoamento: laminar, de transição e turbulento, e aos escoamentos plenamente desenvolvidos ou em desenvolvimento.

Deve-se tomar cuidado para verificar qual dos fatores de atrito é o considerado.

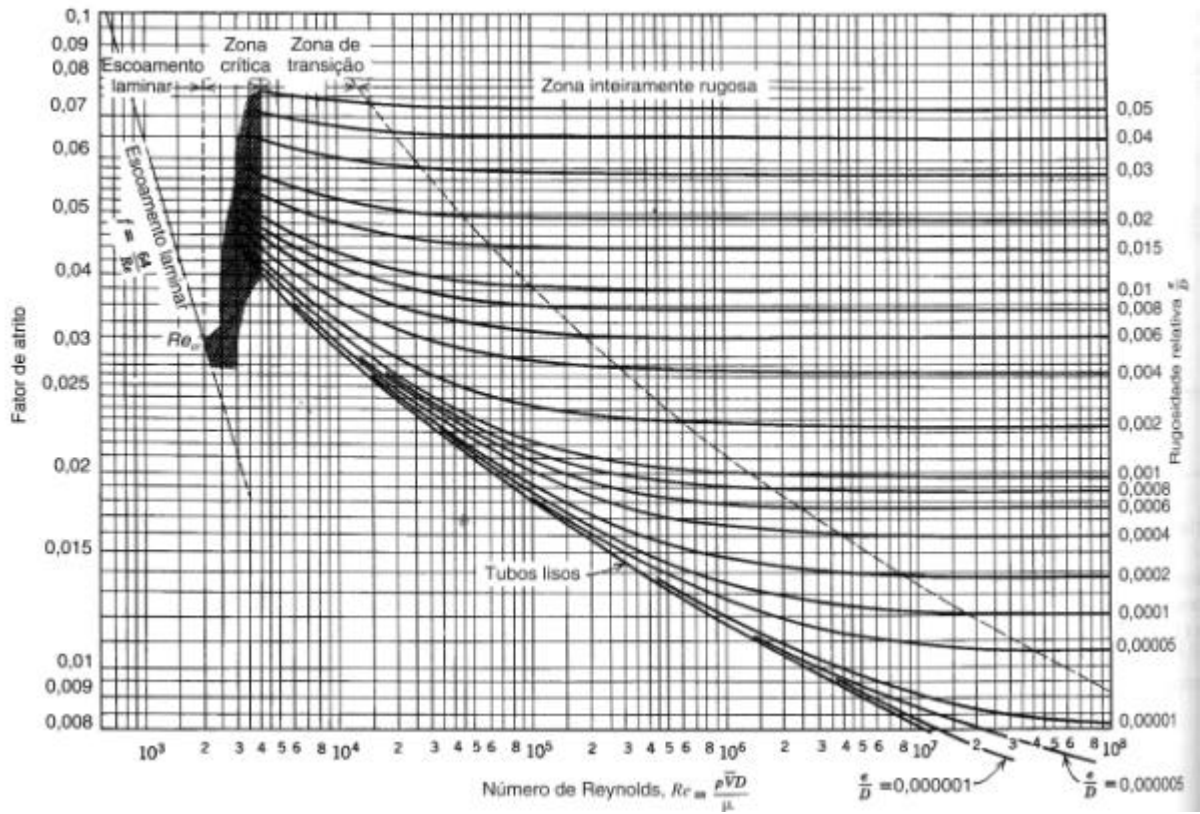


Figura 5.19 – Fator de atrito para escoamento isotérmico em tubos.

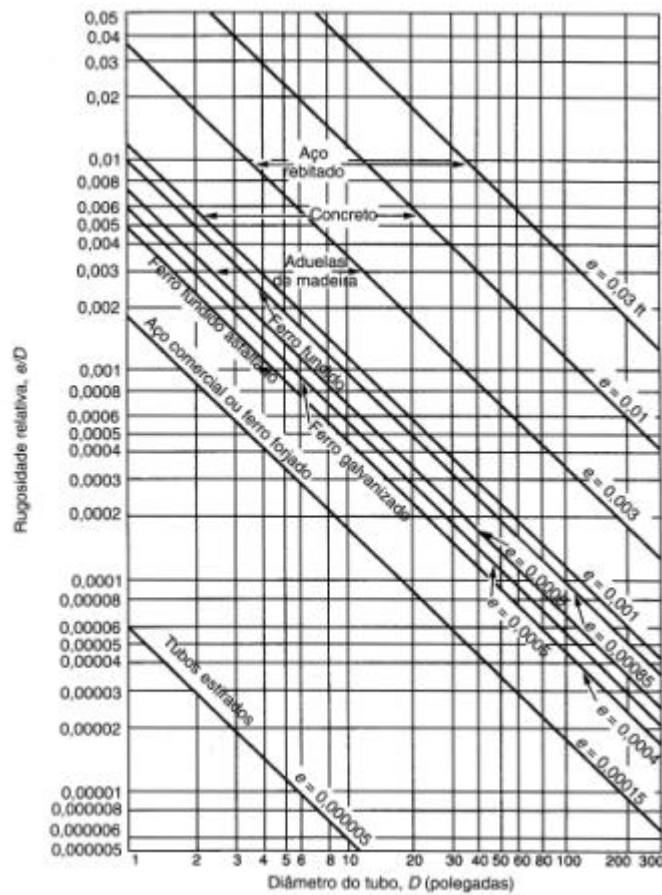


Figura 5.20 – Rugosidade de tubos.



As equações são mais convenientes que tabelas e gráficos em projetos e cálculos envolvendo computador. Churchill desenvolveu para  $f$ , a equação 5.38, válida para qualquer regime de escoamento em tubos lisos ou rugosos

$$f_c = \left( \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right)^{1/2} \quad (5.38)$$

onde

$$A = \left( 2,457 \ln \left( \frac{1}{\left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27E}{di}} \right) \right)^{16} \quad (5.39)$$

e

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (5.40)$$

onde  $E$  é a altura média das asperezas da superfície interna dos tubos.

Para tubo de ferro galvanizado  $E = 0,0005$  pés, para aço  $E = 0,00085$  pés, para cobre e ligas  $E = 0,000005$  pés. A Figura 5.20 apresenta a rugosidade para tubos de diversos materiais.

Para escoamento em tubos lisos, o fator de atrito de Darcy pode ser determinado pela equação 5.41, de acordo com Fox&McDonalds,

$$f_D = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (5.41)$$

Para escoamento em tubos rugosos, o fator de atrito de Darcy pode ser calculado com a equação 5.42

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2,0 \log \left( \frac{E/di}{3,7} + \frac{2,51}{Re f_D^{0,5}} \right) \quad (5.42)$$

A equação 5.42 é transcendente, e deve ser resolvida iterativamente. Recomenda-se utilizar na primeira iteração o valor de  $f_0$  dada pela equação 5.43.

$$f_0 = 0,25 \left[ \log \left( \frac{E/di}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,5}} \right) \right]^{-2} \quad (5.43)$$

### 5.3.3.3 Perdas de carga localizadas no escoamento dentro dos tubos

As perdas de carga por expansão, contração e mudanças de direção que ocorrem no escoamento do fluido dos tubos não são facilmente calculáveis com a informação disponível na literatura aberta, situando-se entre 0,5 e 2,0  $\frac{r_t V_t^2}{2}$  para cada uma das singularidades constatadas.