

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**MODELAGEM HIERÁRQUICA DE TROCADORES DE CALOR
CASCO E TUBOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

GERSON BALBUENO BICCA

**PORTO ALEGRE, RS
2006**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

MODELAGEM HIERÁRQUICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

GERSON BALBUENO BICCA

Dissertação de Mestrado apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Projeto, Modelagem e Simulação de Processos Químicos

Orientador:

Prof. Argimiro Resende Secchi, D.Sc.

Co-Orientador:

Profa. Dr. Keiko Wadda

**PORTO ALEGRE, RS
2006**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a Dissertação *Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor Casco e Tubos*, elaborada por Gerson Balbuena Bicca como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia.

Comissão Examinadora:

Prof. Horácio Antônio Vielmo, D.Sc.

Profa. Isabel Cristina Tessaro, D.Sc.

Profa. Ligia Damasceno Ferreira Marczack, D.Sc.

*Navegadores antigos tinham uma frase gloriosa:
"Navegar é preciso; viver não é preciso".*

*Quero para mim o espírito desta frase,
transformada a forma para a casar com o que eu sou:
Viver não é necessário; o que é necessário é criar.*

Não conto gozar a minha vida; nem em gozá-la penso.

*Só quero torná-la grande, ainda que para isso tenha de ser o meu corpo e a
minha alma a lenha desse fogo.*

*Só quero torná-la de toda a humanidade; ainda que para isso tenha de a perder
como minha.*

Cada vez mais assim penso.

*Cada vez mais ponho na essência anímica do meu sangue o propósito impessoal
de engrandecer a pátria e contribuir para a evolução da humanidade.*

É a forma que em mim tornou o misticismo da nossa raça.

Fernando Pessoa

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Argimiro Resende Secchi e a Profa. Dra. Keiko Wada, pela orientação, paciência e apoio.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul e ao Departamento de Engenharia Química, pelo suporte e estrutura disponíveis para a realização deste trabalho.

Aos demais colegas do Programa de Pós Graduação pelo convívio e amizade, em especial ao doutorando Rafael de Pelegrini Soares pelas sugestões e auxílio com a linguagem do simulador EMSO.

Ao meu grande amigo e colega de profissão, o engenheiro leandro Colussi pela sua sincera demonstração de amizade.

Resumo

Este trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de procedimentos hierárquicos de cálculo para os parâmetros de avaliação de trocadores de calor tipo casco e tubos com precisão adequada e baixo custo computacional, facilitando a simulação e otimização de processos, implementados dentro do simulador EMSO. Com os recursos da linguagem de programação orientada a objetos disponível no simulador EMSO, foi possível estruturar a modelagem de equipamentos de troca térmica aproveitando ao máximo os conceitos de composição e herança e facilitando o desenvolvimento de novos modelos de trocadores de calor. Os modelos criados foram incorporados à biblioteca de modelos do simulador, atendendo os trocadores do tipo casco simples, casco duplo e trocadores casco e tubos multipasses conforme a designação das normas TEMA para esses equipamentos. O método de avaliação para o lado do casco é o método de Bell-Delaware amplamente descrito na literatura sobre o assunto. Para o lado dos tubos a transferência de calor e a perda de carga foram estimadas usando correlações existentes. Os procedimentos de cálculo também incluem a possibilidade de discretização do trocador para uma maior acurácia na avaliação dos coeficientes de troca térmica e na variação das propriedades físicas dos fluidos dentro do trocador. Para a validação dos modelos, várias simulações foram realizadas em uma bateria de trocadores de calor de uma unidade de destilação atmosférica de uma refinaria de petróleo. Os resultados encontrados foram satisfatórios podendo o usuário ter fácil acesso aos principais parâmetros que influenciam no desempenho do trocador de calor, ou incorporar novos procedimentos para o cálculo destes equipamentos.

Palavras chave: Trocadores de calor, Simulação, EMSO.

Abstract

The aim of this work is the development of hierarchical procedures for computing the performance parameters of shell and tube heat exchangers, with accuracy and low computational cost, facilitating the process simulation and optimization, implemented in the EMSO simulator. With the object oriented programming language resources available in the EMSO simulator, it was possible to structure the thermal exchange equipment modeling in a modular manner, making use of the composition and inheritance concepts. The models created have been incorporated into the library of simulator models, comprehending heat exchangers of type E Shell, F Shell, and multipass, in agreement with the TEMA standards for such equipment. The analysis method used for the shell side was the Bell-Delaware method, well described in the open literature. For the tube side, the heat transfer and pressure drop were estimated using the available correlations. The calculation procedures also include the discretization possibility of the exchanger for a better accuracy in the heat transfer coefficient evaluation for thermal exchange and the physical property variations of fluids inside the exchanger. For model validation, several simulations have been carried out in a series of heat exchangers of an atmospheric distillation unit of an oil refinery. The obtained results were satisfactory and the models also provide to the user an easy access to the main parameters of the heat exchanger and a flexible way to incorporate new procedures for the calculation of these pieces of equipment.

Key-word: Heat exchangers, Simulation, EMSO.

Sumário

Lista de Figuras	xix
Lista de Tabelas	xxii
Lista de Símbolos	xxviii
Lista de Códigos	xxix
1 Introdução	1
1.1 Motivação do Trabalho	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Estrutura da Dissertação	3
2 Trocadores de Calor Casco e Tubos	5
2.1 Descrição	5
2.2 Equação Básica de Projeto	11
2.3 Coeficiente Global de Transferência de Calor	12
2.4 Fatores de Incrustação	14
2.5 Diferença de Temperaturas Média Logarítmica	15
2.6 Fator de Correção da DTML	19
2.6.1 Fator de Correção para Trocadores com Um Passe no Casco	21

2.6.2	Fator de Correção para Trocadores com Dois ou mais Passes no Casco	22
2.6.3	Novas Alternativas para o Cálculo do Fator de Correção F	23
2.7	Efetividade - NUT	27
2.7.1	Efetividade - NUT para Trocadores com um Passe no Casco	30
2.7.2	Efetividade - NUT para Trocadores com N Passes no Casco	30
2.8	Transferência de Calor e Perda de Carga para o Lado dos Tubos	31
2.8.1	Número de Reynolds	31
2.8.2	Número de Prandtl	33
2.8.3	Número de Nusselt	33
2.8.4	Efeitos de Entrada do Tubo	34
2.8.5	Variação das Propriedades Físicas dos Fluidos com a Temperatura	36
2.8.5.1	Correção para a Transferência de Calor	36
2.8.5.2	Correção para a Perda de Carga	38
2.9	Coeficiente de Transferência de Calor	38
2.9.1	Regime Laminar	39
2.9.2	Regime Turbulento	41
2.9.3	Região de Transição	42
2.10	Perda de Carga para o Lado dos Tubos	43
2.10.1	Perda de Carga nos Bocais	43
2.10.2	Perda de Carga no Interior dos Tubos	44
2.10.3	Perda de Carga nos Canais de Distribuição	48
2.11	Métodos de Cálculos Para o Lado do Casco	48
2.11.1	Os Primeiros Desenvolvimentos	49
2.11.2	Os Métodos Integrais	50
2.11.3	Os Métodos Analíticos	51

2.11.4	Método de Análise das Correntes	55
2.12	Descrição do Método de Bell-Delaware	57
2.12.1	Parâmetros Básicos de Entrada	58
2.12.2	Cálculos Auxiliares	66
2.12.3	Regimes de Escoamento para o Lado do Casco	70
2.12.4	Fatores de Correção para a transferência de calor e perda de carga quanto a <i>bypass</i> e vazamento	71
2.12.5	Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais . .	76
2.12.6	Coeficiente de Transferência de Calor Real	78
2.12.7	Perda de Carga Real	78
2.13	Extensão do Método de Bell-Delaware a Trocadores com casco tipo F . .	82
3	Modelos para a Avaliação de Trocadores de Calor Casco e Tubos	87
3.1	Avaliação de Trocadores de Calor	88
3.2	Modelo Completo	91
3.3	Implementação dos Modelos	95
3.3.1	Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor	100
3.3.2	Estrutura dos Modelos	102
3.3.3	Modelagem a Parâmetros Concentrados	103
3.3.4	Modelagem a Parâmetros Distribuídos	115
4	Simulação e Validação dos Modelos	127
4.1	Testes da Implementação dos Modelos	127
4.1.1	Simulação de Trocador Casco e Tubos Tipo E	128
4.1.2	Simulação de Trocador Casco e Tubos Tipo F	135
4.2	Validação dos Modelos	137

4.2.1	Trocador de Calor Tipo E: Simulação a Parâmetros Concentrados e a Parâmetros Distribuídos	138
4.2.2	Trocadores de Calor Tipo E conectados em Série: Simulação a Parâmetros Concentrados e a Parâmetros Distribuídos	142
5	Conclusões	151
	Referências Bibliográficas	157

Lista de Figuras

2.1	Designação TEMA para trocadores casco e tubos (Fonte: Mukherjee (1998)).	7
2.2	Trocador casco e tubos com um passe no casco (<i>TEMA E</i>).	8
2.3	Trocador casco e tubos com dois passes no casco (<i>TEMA F</i>).	9
2.4	Arranjo de trocadores casco e tubos de passe simples conectados em série.	10
2.5	Tipos de defletores (Fonte: Mukherjee (1998)).	10
2.6	Resistências térmicas.	13
2.7	Variações de temperaturas em trocadores de passe simples (Fonte: Lienhard (2003)).	15
2.8	Fator de Correção para um passe no casco (Fonte: Fakheri (2003)).	20
2.9	Fator de Correção para trocadores de calor casco e tubos com N cascos e $2NM$ passes nos tubos (Fonte: Fakheri (2003)).	25
2.10	Perda de carga para o lado dos tubos.	43
2.11	Variação de $K(x)$.	47
2.12	Correntes de fluxos em trocadores casco e tubos (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	51
2.13	Corrente de vazamento E (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	52
2.14	Corrente de vazamento A (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	52
2.15	Correntes de bypass C (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	53
2.16	Modelo esquemático representativo do fluxo de correntes e das resistências através de um espaçamento do defletor (Fonte: Bell (2004)).	56
2.17	Comprimento dos Tubos.	59

2.18	Arranjo dos Tubos (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	60
2.19	Corte do defletor (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	62
2.20	Espaçamentos Terminais de Defletores (Fonte: Bell e Mueller (2001)). . .	63
2.21	Tiras de Selagem (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	64
2.22	Folga casco-feixe (L_{cf}) e diâmetros característicos (D_{otl} e D_{ctl}) (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	66
2.23	Ângulos de intersecção (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	68
2.24	Região da queda de pressão em fluxo cruzado (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	78
2.25	Região da queda de pressão nas janelas dos defletores (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	79
2.26	Região da queda de pressão nas seções de entrada e saída (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	80
2.27	Região da queda de pressão nos bocais de entrada e saída (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	80
2.28	Nomenclatura nos bocais de entrada e saída.	82
3.1	Estrutura lógica básica para o projeto de trocadores de calor (Fonte: Bell (1983)).	89
3.2	Estrutura de um programa de avaliação de trocadores de calor casco e tubos.	90
3.3	Algoritmo simplificado para o programa de avaliação de trocadores de calor.	94
3.4	Hierarquia de modelos para a modelagem de trocadores de calor.	101
3.5	Modelo de uma zona de transferência de calor (Fonte: Tian (2004)).	102
3.6	Representação do trocador de calor na modelagem a parâmetros concentrados.	104
3.7	Representação dos trocadores de calor conectados em série.	104
3.8	Modelos para o cálculo do fator de correção de fluxo.	107

3.9	Opções de escolha das correlações utilizadas para o cálculo do número de Nusselt.	110
3.10	Opções de escolha para a correção das propriedades dos fluidos.	112
3.11	Zonas de transferência de calor para a modelagem a parâmetros distribuídos.	117
3.12	Representação do trocador de calor para a modelagem a parâmetros distribuídos.	117
4.1	Esquema da simulação do trocador de calor com casco simples.	138
4.2	Caso I: Esquema da simulação dos trocadores de calor com casco simples em série.	142
4.3	Caso II: Esquema da simulação dos trocadores de calor com casco simples isolados.	142

Lista de Tabelas

2.1	Histórico do desenvolvimento do Projeto Delaware	54
2.2	Passos Tubular - Normal (P_N) e Paralelo (P_P).	61
2.3	Número máximo de passes nos tubos.	63
2.4	Regimes de escoamento no casco.	71
2.5	Valores das constantes utilizadas para o cálculo da transferência de calor e perda de carga (Fonte: Bell e Mueller (2001)).	77
2.6	Modificações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para trocadores de casco tipo F (Fonte: Saunders (1988)).	83
2.7	Modificações para a perda de carga em fluxo cruzado e nas seções de entrada e saída para trocadores de casco do tipo F (Fonte: Saunders (1988)).	84
3.1	Correntes do processo	93
3.2	Parâmetros geométricos e configuração do trocador de calor.	95
3.3	Correções utilizadas na transferência de calor.	113
3.4	Correções utilizadas na perda de carga.	113
3.5	Cálculo do adimensional K conforme a opção de escolha do acessório quebra jato.	115
4.1	Dados do processo para a simulação do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.	128
4.2	Geometria do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.	129
4.3	Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA E com modelagem a parâmetros concentrados.	132

4.4	Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA E com modelagem a parâmetros distribuídos.	134
4.5	Desvio relativos para o trocador do tipo TEMA E.	134
4.6	Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA F com modelagem a parâmetros concentrados.	136
4.7	Desvios relativos para o trocador do tipo TEMA F.	137
4.8	Dados da geometria do trocador de casco simples.	139
4.9	Dados das correntes de entrada no trocador de casco simples.	140
4.10	Perda de carga nas seções do casco no trocador de calor de casco simples.	140
4.11	Resumo das simulações e comparações do trocador de casco simples.	141
4.12	Dados da geometria dos trocadores de calor.	143
4.13	Dados das correntes de entrada.	144
4.14	Resumo das simulações e comparações: Casco A.	146
4.15	Resumo das simulações e comparações: Casco B.	147
4.16	Resultados para as correntes: Caso II.	148

Lista de Símbolos

α	Difusividade térmica, $\frac{m^2}{s}$
ΔP_c	Perda de carga no fluxo cruzado puro, Pa
ΔP_e	Perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador, Pa
ΔP_w	Perda de carga na janela do defletor, Pa
ΔP_{bocais}	Perda de carga nos bocais do trocador de calor, Pa
ΔP_{canais}	Perda de carga nos canais de distribuição do trocador de calor, Pa
ΔP_{casco}	Perda de carga total para o fluido do lado do casco, Pa
ΔP_{ideal}	Perda de carga ideal no feixe de tubos ideal, Pa
ΔP_{total}	Perda de carga total para o fluido do lado dos tubos, Pa
ΔP_{tubos}	Perda de carga no interior dos tubos devido ao atrito, Pa
ΔT	Diferença de temperatura entre a corrente quente e a fria, K
ΔT_L	Diferença terminal de temperatura na saída do trocador de calor, K
ΔT_o	Diferença terminal de temperatura na entrada do trocador de calor, K
λ_1	Variável da Equação 2.48
λ_N	Variável da Equação 2.48
μ_p	Viscosidade dinâmica do fluido à temperatura da parede, cP
μ	Viscosidade dinâmica do fluido, cP
μ_m	Viscosidade dinâmica do fluido à temperatura média, cP
ν	Difusividade de quantidade de movimento, $\frac{m^2}{s}$
ϕ'	Variável da Equação 2.46

ϕ	Fator de correção para propriedades variáveis com a temperatura
ρ'	Variável da Equação 2.46
ρ	Massa específica, $\frac{kg}{m^3}$
θ_{ctl}	Ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl} , <i>graus</i>
θ_{ds}	Ângulo central formado pela intersecção do corte do defletor com a parede interna do casco, <i>graus</i>
θ	Ângulo característico formado pelo arranjo dos tubos no casco, <i>graus</i>
ε	Efetividade térmica do trocador de calor
ε_1	Correção da efetividade térmica para o trocador de calor multipasse
V_{bocal}	Velocidade do fluido no bocal do trocador de calor, $\frac{m}{s}$
\hat{f}	Fator de atrito de Fanning
\hat{x}	$Graetz^{-1} = \frac{x}{Re \cdot Pr \cdot D}$, Equação 2.81
f_i	Fator de atrito para um feixe de tubos ideal
j_i	Fator j-Colburn para um feixe de tubos ideal
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio
A	Área de troca térmica, m^2
A_e	Área da superfície externa da parede dos tubos, m^2
A_i	Área da superfície interna da parede dos tubos, m^2
A_{bocal}	Área do bocal, m^2
B_c	Porcentagem de corte do defletor
C	Razão entre as capacidades caloríficas mínima e máxima
C_f	Capacidade calorífica da corrente fria, $\frac{W}{K}$
C_q	Capacidade calorífica da corrente quente, $\frac{W}{K}$
C_{max}	Capacidade calorífica máxima, $\frac{W}{K}$
C_{min}	Capacidade calorífica mínima, $\frac{W}{K}$
cp_f	Calor específico a pressão constante da corrente fria, $\frac{J}{kg \cdot K}$

cp_q	Calor específico a pressão constante da corrente quente, $\frac{J}{kg \cdot K}$
D	Diâmetro, m
D_s	Diâmetro interno do casco, m
D_w	Diâmetro equivalente da janela, m
D_{ctl}	Diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos no casco, m
D_{otl}	Diâmetro de limite externo dos tubos no casco, m
D_{te}	Diâmetro externo dos tubos, m
D_{ti}	Diâmetro interno dos tubos, m
dA	Área diferencial, m^2
Di_{bocal}	Diâmetro interno do bocal, m
Do_{bocal}	Diâmetro externo do bocal, m
dQ	Taxa de calor transferido através do elemento de área dA , W
dT_f	Diferencial de temperatura da corrente fria, K
dT_q	Diferencial de temperatura da corrente quente, K
$DTML$	Diferença de temperatura média logarítmica, K
F	Fator de correção para a DTML
f	Fator de atrito
F_c	Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
F_w	Fração de tubos na janela do defletor
f_{app}	Fator de atrito aparente
F_{bp}	Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de <i>bypass</i>
h_e	Coeficiente convectivo de transferência de calor da corrente externa, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
h_i	Coeficiente convectivo de transferência de calor da corrente interna, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
h_{ideal}	Coeficiente convectivo de transferência de calor ideal, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Hi_{bocal}	Altura sobre o casco do bocal de entrada do casco, m
Ho_{bocal}	Altura sobre o casco do bocal de saída do casco, m
J_b	Fator de correção na transferência de calor devido aos efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos

J_c	Fator de correção na transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor
J_l	Fator de correção na transferência de calor devido aos efeitos de vazamento no defletor
J_r	Fator de correção na transferência de calor para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar
J_s	Fator de correção na transferência de calor para o espaçamento entre defletores diferente na entrada e/ou saída
J_{total}	Correção total na transferência de calor para o fluido do casco
k	Condutividade térmica, $\frac{W}{m \cdot K}$
$K(\infty)$	Fator de Hagenbach para a região completamente desenvolvida
$K(x)$	Fator de Hagenbach
L	Comprimento do tubo, m
L_s	Espaçamento central dos defletores, m
L_t	Comprimento efetivo do tubo, m
L_{cd}	Folga entre o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor, m
L_{cf}	Folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe, m
L_{si}	Espaçamento do defletor na entrada do casco, m
L_{so}	Espaçamento do defletor na saída do casco, m
L_{td}	Folga entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor, m
L_{tn}	Comprimento nominal do tubo, m
L_{tp}	Espessura da parede dos tubos, m
M	Taxa mássica de fluido no lado do casco, $\frac{kg}{s}$
m	Fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco, $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$
m_f	Vazão mássica da corrente fria, $\frac{kg}{s}$
m_q	Vazão mássica da corrente quente, $\frac{kg}{s}$
N	Número de passes no casco do trocador de calor
N_B	Número de defletores
N_c	Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor

N_{cw}	Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor
N_{pt}	Número de passes no lado dos tubos
N_{ss}	Número de pares de tiras de selagem
N_{tc}	Número total de fileiras de tubos cruzadas no trocador
N_{tt}	Número total de tubos no trocador de calor
N_{tw}	Número de tubos na janela do defletor
Nu	Número de Nusselt
Nu_x	Número de Nusselt localizado
NUT	Número de unidades de transferência de calor
P	Efetividade térmica
p	Parâmetro da Equação 2.147
P_N	Passo tubular normal no feixe de tubos, m
P_o	Parâmetro de correção da efetividade térmica
P_P	Passo tubular paralelo no feixe de tubos, m
Pr	Número de Prandtl
Q_{max}	Quantidade máxima de calor possível de ser trocada, W
Q_{total}	Taxa de calor total, W
R	Razão entre as capacidades térmicas
R_b	Fator de correção na perda de carga devido aos efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos
r_e	Raio externo, m
r_i	Raio interno, m
R_l	Fator de correção na perda de carga devido aos efeitos de vazamento no defletor
R_s	Razão da área de vazamento casco-defletor
R_t	Resistência térmica total, $\frac{m^2 \cdot K}{W}$
R_{lm}	Razão entre as áreas de vazamento e a área de fluxo cruzado puro
Re	Número de Reynolds

S	Parâmetro da Equação 2.37
S_w	Área de escoamento através da janela do defletor, m^2
S_{cd}	Área de vazamento entre o casco e o defletor (para um defletor), m^2
S_{td}	Área de vazamento entre o tubo e o defletor, m^2
S_{wg}	Área total da janela do defletor, m^2
S_{wt}	Área da janela do defletor ocupada pelos tubos, m^2
SM	Área de fluxo cruzado (dentro de um espaçamento entre defletores), m^2
T_m	Temperatura média, K
T_p	Temperatura da parede, K
T_{fe}	Temperatura da corrente fria na entrada do trocador de calor, K
T_{fs}	Temperatura da corrente fria na saída do trocador de calor, K
T_{qe}	Temperatura da corrente quente na entrada do trocador de calor, K
T_{qs}	Temperatura da corrente quente na saída do trocador de calor, K
U	Coefficiente global de transferência de calor, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
U_l	Coefficiente global de transferência de calor limpo, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
U_s	Coefficiente global de transferência de calor sujo, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
V	Velocidade do fluido, $\frac{m}{s}$
W	Parâmetro da Equação 2.37
x	Comprimento, m
$x_{cd,h}$	Comprimento da entrada hidrodinâmica para o escoamento completamente desenvolvido, m
$x_{cd,t}$	Comprimento da entrada térmica para o escoamento completamente desenvolvido, m
Pr_m	Número de Prandtl à temperatura média
Pr_p	Número de Prandtl à temperatura da parede
W'	Parâmetro da Equação 2.40

Lista de Códigos

3.1	<i>Model</i> de um aquecedor	97
3.2	<i>FlowSheet</i> para a simulação do modelo de aquecedor	98
4.1	<i>FlowSheet</i> para a simulação do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.	130
4.2	Comando utilizado em um <i>FlowSheet</i> para a utilização do método NUT.	132
4.3	Comando utilizado em um <i>FlowSheet</i> para a escolha da correlação de Sieder e Tate.	133
4.4	Comando utilizado em um <i>FlowSheet</i> para a simulação de um trocador do tipo F.	135
4.5	Comando utilizado em um <i>FlowSheet</i> para a inclusão de resistências de incrustação.	135
4.6	<i>FlowSheet</i> para a simulação dos trocadores conectados em série.	145

Capítulo 1

Introdução

Trocadores de calor são equipamentos largamente empregados em indústrias em geral, servindo como um básico componente para muitos processos de engenharia. Entre as muitas possibilidades para esse tipo de equipamento, os trocadores de casco e tubos são os mais versáteis devido às vantagens que apresentam, tais como fabricação, custos, e principalmente, desempenho térmico. A crescente preocupação da indústria em melhorar seus processos, minimizar custos, e fazer uso racional da energia serve como uma motivação em especial para a otimização do projeto desses equipamentos.

1.1 Motivação do Trabalho

Atualmente existem muitos *softwares* comerciais que contém módulos para o projeto e a simulação de diferentes tipos de trocadores de calor. Exemplos que poderiam ser citados são:

- *ASPEN PLUS* e *HETRAN* (Aspentech, 2005);
- *UniSim* (Honeywell-Hyprotech, 2005, anteriormente conhecido como HYSYS);

- *HTRI Xchanger Suite* (HTRI, 2005), entre outros.

Contudo, esses *softwares* possuem custos elevados para a obtenção e manutenção de suas licenças e as metodologias de cálculos e correlações utilizadas não são de completo domínio público, o qual não é apropriado para a pesquisa e o treinamento em trocadores de calor. Estes *softwares* primam pelo uso de interfaces amigáveis aprimoradas para o usuário final onde a modelagem do sistema é simplesmente realizada através da utilização, configuração e conexão de modelos já existentes numa biblioteca estática de modelos. Isto causa um detrimento na flexibilidade da modelagem, pois se o usuário final necessitar desenvolver um novo modelo de equipamento ou tentar fazer qualquer alteração no código existente, isto implicará em alocação do tempo para executar tal tarefa.

1.2 Objetivo

A proposta deste trabalho foi desenvolver numa forma estruturada e hierárquica procedimentos de cálculos para a predição térmica e hidráulica de trocadores de calor casco e tubos com adequada acurácia e com baixo custo computacional, além das informações necessárias que possam servir de guia para uma posterior avaliação e otimização desses equipamentos.

Para atingir esses objetivos fez-se uso dos recursos da linguagem de modelagem orientada a objetos disponíveis no simulador *EMSO* (SOARES; SECCHI, 2003) que permite ao usuário dispor de certas facilidades quando da necessidade de criar novos modelos ou de fazer quaisquer alterações no código sem o compromisso de alocar tempo excessivo para executar tal tarefa.

1.3 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos, arranjados da seguinte forma:

No Capítulo 2 são apresentados uma descrição geral dos diferentes tipos e configurações de trocadores de calor casco e tubos. As diferentes metodologias de análise e as equações básicas para descrever a transferência de calor e a perda de carga são revisadas tanto para o fluido do lado dos tubos como para o fluido do lado do casco.

O Capítulo 3 trata da modelagem matemática dos trocadores de calor, onde um modelo completo para os equipamentos é descrito. Ainda no Capítulo 3 é tratada a questão da implementação dos modelos na linguagem de modelagem do simulador de processos *EMSO* (SOARES; SECCHI, 2003) e a incorporação desses modelos numa biblioteca aberta de modelos de trocadores de calor que estão disponíveis junto com o simulador.

No Capítulo 4 são apresentados testes de simulações com os modelos desenvolvidos tomando como base de comparação um *software* proprietário. Para a validação dos modelos foram realizadas simulações com algumas configurações específicas de uma bateria de trocadores de calor de uma refinaria de petróleo.

No Capítulo 5 são apresentadas as principais conclusões, juntamente com as sugestões para o aperfeiçoamento e extensão dos modelos.

Capítulo 2

Trocadores de Calor Casco e Tubos

Neste Capítulo são revisadas algumas particularidades dos trocadores de calor do tipo casco e tubos e também as técnicas que são utilizadas na análise de trocadores de calor industriais.

2.1 Descrição

Os trocadores de calor casco e tubos são equipamentos constituídos basicamente por um feixe de tubos envolvidos por um casco, normalmente cilíndrico, circulando um dos fluidos externamente ao feixe e o outro pelo interior dos tubos. Os seus componentes principais são representados pelo cabeçote de entrada e o cabeçote de retorno, o casco e o feixe de tubos.

O cabeçote de entrada também chamado de estacionário é ligado ao feixe de tubos e serve para a admissão e/ou descarga do fluido dos tubos e o cabeçote de retorno ou de saída promove o retorno e/ou a descarga do fluido dos tubos e dá acabamento ao casco.

O feixe de tubos pode ser reto ou em forma de U e são presos por suas extremidades a discos metálicos chamados espelhos, que servem para manter os tubos na posição desejada.

Vários tipos de cabeçotes de entrada e de retorno e tipos de cascos foram padronizados pelas normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988), como mostra a Figura 2.1.

De acordo com essas normas, é atribuída uma classificação alfabética correspondente a cada uma das partes e formas construtivas. Os trocadores de calor casco e tubos são identificados através de três letras que correspondem às partes: Tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, H, J, K, X), tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W).

Além disso, requer-se também uma indicação do seu tamanho, que é feita através dos números que medem, respectivamente, o diâmetro interno do casco e o comprimento nominal.

As normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988) são divididas em três classes de trocadores de calor casco e tubos, conforme a aplicação a que se destinam. Para cada classe são especificadas as características de projeto, fabricação, materiais, entre outros. As classes são assim descritas:

- **Classe R** - Aplicáveis aos trocadores de calor utilizados sob condições severas de processamento de petróleo, onde é desejado uma máxima segurança e durabilidade.
- **Classe C** - A esta classe pertencem os trocadores de calor projetados para condições moderadas de operação onde é desejada a máxima economia e o mínimo tamanho condizentes com as necessidades de serviço.

- **Classe B** - Destinada a trocadores de calor utilizados para serviços de processamento químico, onde também é desejada a máxima economia e o mínimo tamanho de acordo com as necessidades de serviço.

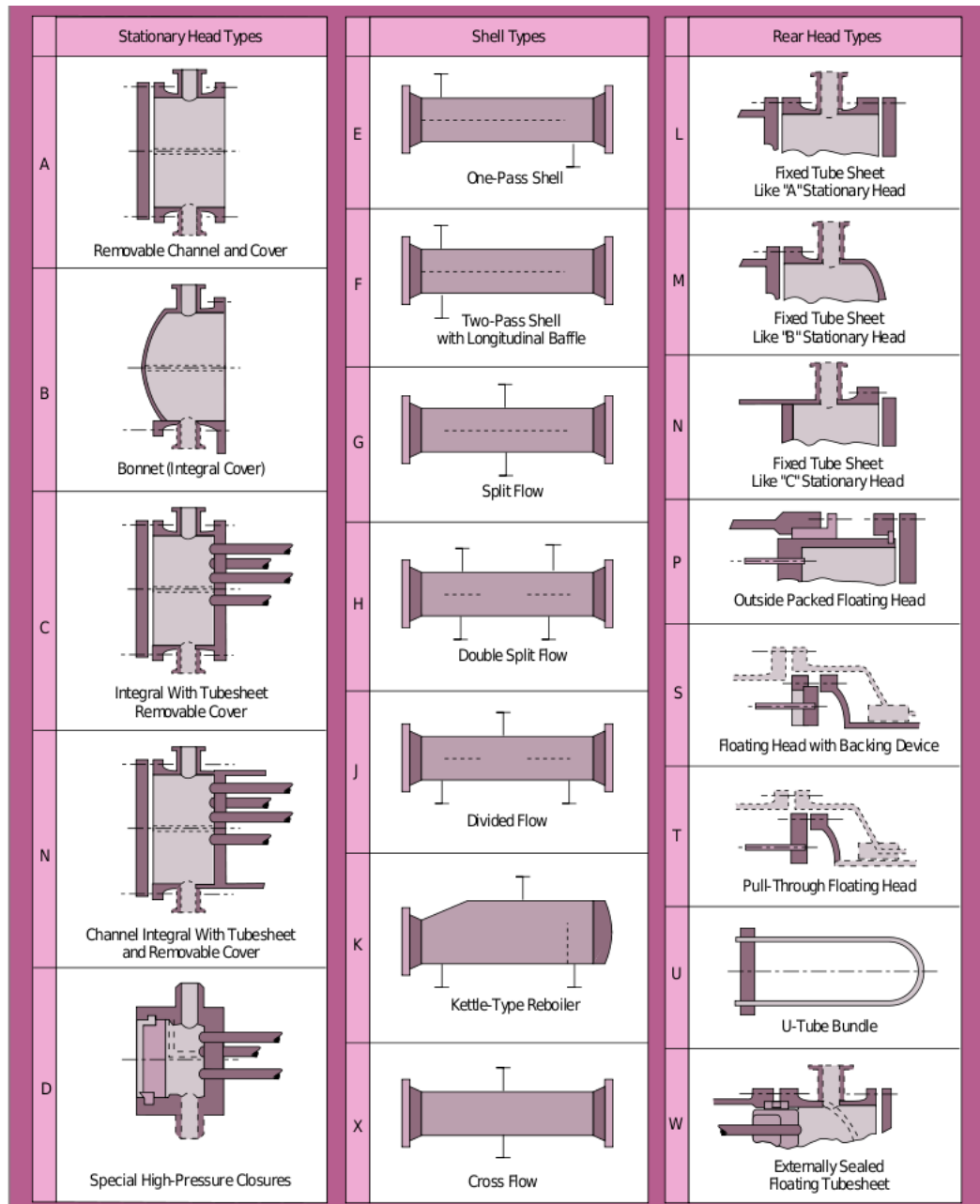


Figura 2.1: Designação TEMA para trocadores casco e tubos (Fonte: Mukherjee (1998)).

Uma enorme variedade de combinações de tipos de cabeçotes e tipos de cascos é possível. A seguir é apresentada uma breve descrição dos tipos de trocadores de calor utilizados no presente trabalho.

Trocador de casco simples tipo TEMA E

O trocador de casco simples do tipo TEMA E é o mais comum dos trocadores casco e tubos devido ao seu baixo custo e simplicidade. Neste tipo de trocador, o fluido do casco entra por uma extremidade e sai na extremidade oposta, existindo apenas um passe no casco. Os tubos podem ter múltiplos passes e são suportados por defletores transversais.

Esta configuração é a mais comum para aplicações onde não há mudança de fases no fluido que escoar no lado do casco. A Figura 2.2 mostra um desenho esquemático desse tipo de trocador.

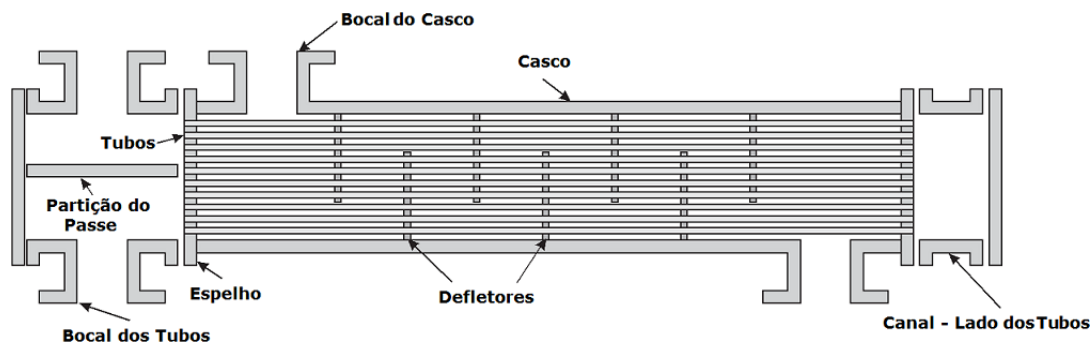


Figura 2.2: Trocador casco e tubos com um passe no casco (TEMA E).

Trocador de Casco Simples duplo tipo TEMA F

O trocador de casco simples do tipo TEMA F possui um defletor longitudinal que divide o casco em dois passes. O fluido do casco entra numa extremidade do trocador, atravessa o casco no primeiro passe e retorna pelo segundo passe onde sai pela mesma extremidade de entrada.

Essa configuração de trocador de calor é usada para situações onde há a possibilidade de cruzamento de temperaturas, isto é, onde a temperatura de saída da corrente

fria é mais alta do que a temperatura de saída da corrente quente (MUKHERJEE, 1998). Se o trocador possuir dois passes no casco e dois passes nos tubos, isto se torna um arranjo em verdadeiro fluxo contracorrente onde um largo cruzamento de temperaturas pode ser realizado.

A Figura 2.3 mostra um desenho esquemático do trocador F com dois passes no casco e um defletor longitudinal.

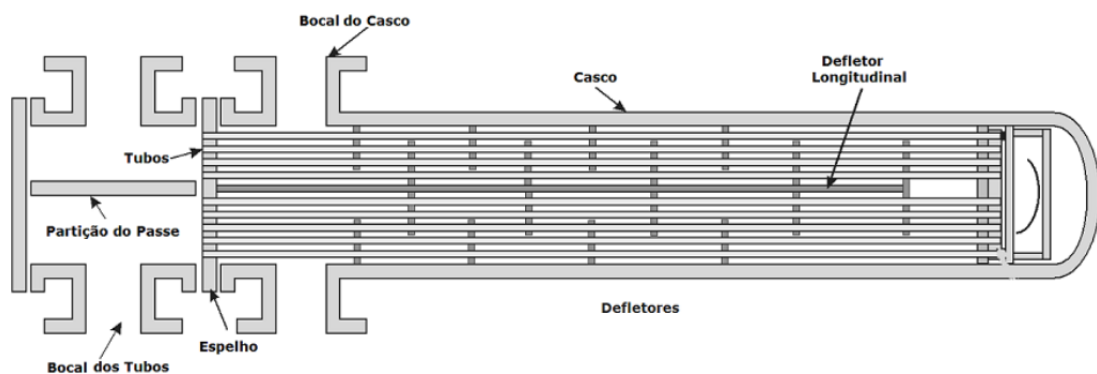


Figura 2.3: Trocador casco e tubos com dois passes no casco (*TEMA F*).

Se um cruzamento de temperaturas existir, um único trocador de calor do tipo E é termodinamicamente incapaz de proporcionar a taxa de calor requerida para o serviço (MUKHERJEE, 2004). Para contornar esse problema, existe a possibilidade de se conectar vários trocadores em série, produzindo assim uma maior velocidade do fluido que escoar no casco e, portanto um maior coeficiente de transferência de calor. A Figura 2.4 mostra dois trocadores do tipo E conectados em série.

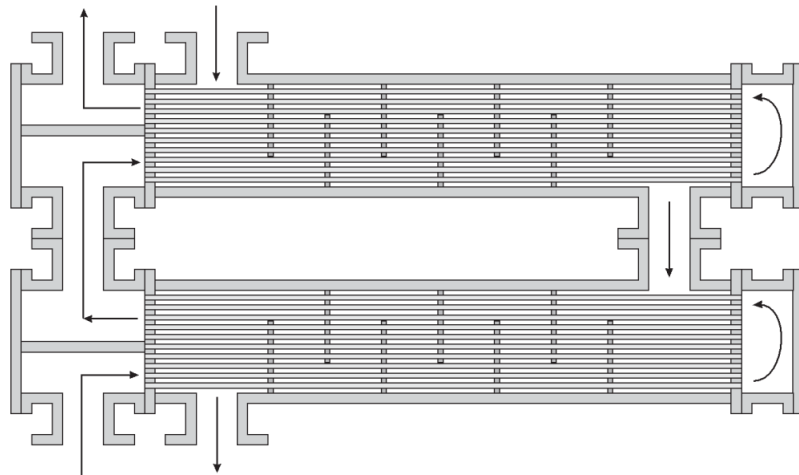


Figura 2.4: Arranjo de trocadores casco e tubos de passe simples conectados em série.

Os defletores, anteriormente citados, possuem a função de conduzir o escoamento do fluido de forma ora cruzado, ora em paralelo o que ocasiona certa turbulência e um maior tempo de residência do fluido no casco, levando a um aumento na transferência de calor. Além disso, auxiliam a suportar os tubos no interior do casco evitando danos causados pela flexão dos mesmos.

Existem dois tipos de defletores: os defletores de hastas (*Rod Baffles*) e os defletores de placas. Os defletores de placas podem ser do tipo segmentos simples, duplos e triplos. A Figura 2.5 mostra os tipos comuns de defletores.

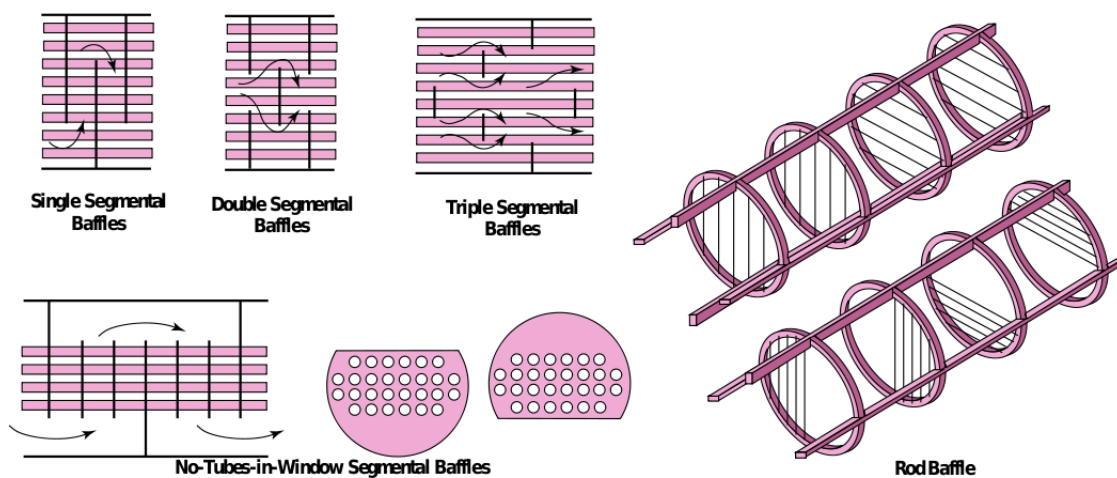


Figura 2.5: Tipos de defletores (Fonte: Mukherjee (1998)).

2.2 Equação Básica de Projeto

A taxa de transferência de calor local em um trocador de calor pode ser escrita na forma da Equação 2.1.

$$dQ = U \cdot dA \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

O problema em geral é determinar a área total do trocador de calor requerida para promover a troca térmica entre os fluidos num determinado tempo. Portanto deve-se integrar a Equação 2.1 ao longo da área total.

$$A = \int_0^{Q_{total}} \frac{dQ}{U \cdot \Delta T} \quad (2.2)$$

Uma simplificação prática em projetos de trocadores de calor é considerar o coeficiente global de transferência de calor U calculado para os fluidos nas temperaturas médias e tratá-lo como constante ao longo de todo o comprimento do trocador de calor. Da equação de balanço de energia pode-se obter a relação entre o calor transferido e a variação de temperatura dos fluidos, permitindo a integração da Equação 2.2.

$$A = \frac{Q_{total}}{U \cdot \Delta T_{medio}} \quad (2.3)$$

onde ΔT_{medio} é uma média apropriada das diferenças de temperaturas para todo o trocador de calor. O seu desenvolvimento é apresentado na Seção 2.5.

2.3 Coeficiente Global de Transferência de Calor

A taxa de calor total pode ser formulada como a razão entre a variação de temperaturas e a soma das resistências térmicas à transferência de calor.

$$Q_{total} = \frac{\Delta T}{\sum R_t} \quad (2.4)$$

Combinando com a Equação 2.3 se obtém:

$$U \cdot A = \frac{1}{\sum R_t} \quad (2.5)$$

As resistências à transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede e sem incrustações podem ser visualizadas através da Figura 2.6 e o somatório dessas resistências é dado pela Equação 2.6.

$$\sum R_t = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (2.6)$$

Onde:

A_i e A_e são as áreas das superfícies interna e externa da parede dos tubos, respectivamente, em m^2 ;

h_i e h_e são os coeficientes convectivos de transferência de calor das correntes interna e externa, respectivamente, em $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$;

k é a condutividade térmica do material do tubo, em $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$;

L é o comprimento efetivo dos tubos, em m ;

r_i e r_e são os raios interno e externo, respectivamente, em m .

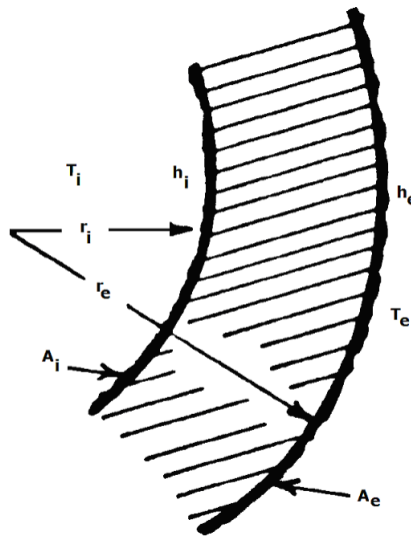


Figura 2.6: Resistências térmicas.

logo,

$$U \cdot A = \left(\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \right) \quad (2.7)$$

Assim, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através do cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor interno e externo. Deve-se salientar que h_i e h_e devem se referir à mesma área de transferência de calor, para isso, deve-se tomar uma área como referência, usualmente a área externa, tor-

nando a Equação 2.7 como segue:

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \cdot D_e}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.8)$$

Os coeficientes convectivos de transferência de calor podem ser calculados por correlações obtidas através da análise dimensional as quais serão detalhadas posteriormente.

2.4 Fatores de Incrustação

Um trocador de calor operando constantemente irá desenvolver, pelos próprios fluidos de utilização, uma película de incrustação sobre a superfície de troca térmica (parte interna e externa do tubo), que pode ser devido à corrosão ou a depósitos do próprio fluido. Esta película atua como uma resistência à transferência de calor e conduz a um decréscimo no desempenho do trocador.

Portanto, deve-se considerar no cálculo do coeficiente global de transferência de calor as resistências de incrustação interna e externa. O coeficiente global de transferência de calor calculado através da Equação 2.8 é denominado coeficiente global limpo (U_l), tendo em vista que não são consideradas as incrustações, enquanto que se considerar as incrustações tem-se o coeficiente global de transferência de calor sujo (U_s) ou de projeto, dado por:

$$\frac{1}{U_s} = \frac{A_e}{h_i \cdot A_i} + R_i \cdot \frac{A_e}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \cdot D_e}{2 \cdot k} + R_e + \frac{1}{h_e} \quad (2.9)$$

Onde R_i é a resistência de incrustação por unidade de área no interior dos tubos e R_e é a resistência de incrustação por unidade de área no exterior. Os valores dessas resistências foram obtidos experimentalmente e são tabelados pelas normas TEMA para uma grande variedade de serviços.

2.5 Diferença de Temperaturas Média Logarítmica

Como num trocador real as temperaturas dos fluidos quente e frio variam de ponto a ponto à medida que o calor é transferido ao longo do trocador de calor, é necessário estabelecer uma diferença de temperaturas apropriada.

A Figura 2.7 ilustra as variações de temperaturas que podem ocorrer nos fluidos de um trocador de calor em fluxo contracorrente ou co-corrente sem mudança de fase.

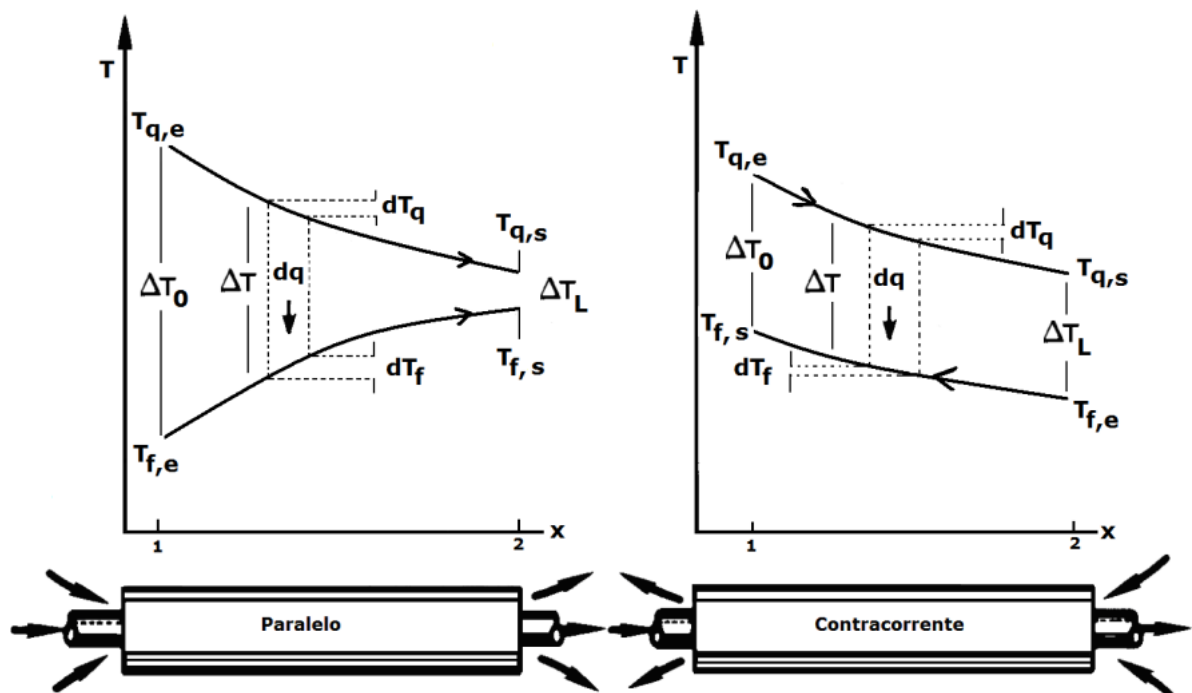


Figura 2.7: Variações de temperaturas em trocadores de passe simples (Fonte: Lienhard (2003)).

A diferença média de temperatura, que pode ser vista na Figura 2.7 é convenientemente deduzida considerando-se as seguintes suposições:

1. a transferência de calor ocorre em estado estacionário;
2. os calores específicos de cada corrente são constantes;
3. o coeficiente global de transferência de calor U é constante ao longo do trocador;
4. as perdas ou ganhos de calor para as vizinhanças são negligenciáveis;
5. o tipo de escoamento é puramente co-corrente ou puramente contracorrente;
6. a história térmica de cada partícula é a mesma;
7. não existe mudança de fase no trocador de calor.

A partir dessas considerações e das equações diferenciais de transferência de calor, realiza-se um balanço de energia num elemento de área do trocador de calor. Considerando o trocador em escoamento co-corrente:

$$dQ = -m_q \cdot cp_q \cdot dT_q = C_q \cdot dT_q \quad (2.10)$$

e

$$dQ = m_f \cdot cp_f \cdot dT_f = C_f \cdot dT_f \quad (2.11)$$

onde a capacidade calorífica total da corrente quente é dada por:

$$C_q = m_q \cdot cp_q \quad (W/K) \quad (2.12)$$

e da corrente fria por:

$$C_f = m_f \cdot cp_f \quad (W/K) \quad (2.13)$$

Essas expressões podem ser integradas sobre o trocador de calor, a fim de se obter os balanços globais de energia, relacionados por:

$$Q = m_q \cdot cp_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) = C_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \quad (2.14)$$

e

$$Q = m_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = C_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.15)$$

A transferência de calor através da área dA pode ser expressa por:

$$dQ = U \cdot dA \cdot \Delta T$$

onde a diferença de temperaturas local entre o fluido quente e frio é dado por:

$$\Delta T = T_q - T_f \quad (2.16)$$

e na forma diferencial:

$$d\Delta T = dT_q - dT_f \quad (2.17)$$

Assim,

$$d\Delta T = -dQ \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (2.18)$$

Com a expressão de dQ da Equação 2.1 e pela integração sobre o trocador de calor, obtém-se:

$$\int_1^2 \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \cdot \int_0^A dA \quad (2.19)$$

ou

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -U \cdot A \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (2.20)$$

Substituindo as expressões de C_q e C_f resulta em:

$$\begin{aligned} \ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) &= -U \cdot A \cdot \left(\frac{T_{qe} - T_{qs}}{Q} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{Q}\right) \\ &= -\frac{U \cdot A}{Q} \cdot [(T_{qe} - T_{fe}) - (T_{qs} - T_{fs})] \end{aligned} \quad (2.21)$$

Pela Figura 2.7, no trocador de calor com escoamento paralelo, as diferenças de temperaturas terminais são dadas por:

$$\Delta T_o = T_{qe} - T_{fe} \quad (2.22)$$

$$\Delta T_L = T_{qs} - T_{fs} \quad (2.23)$$

logo,

$$Q_{total} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_L}\right)} \quad (2.24)$$

Pela comparação dessa expressão com a Equação 2.3, conclui-se que a média apropriada é a das diferenças de temperaturas média logarítmica, dada pela Equação 2.25.

$$DTML = \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_L}\right)} \quad (2.25)$$

A Equação 2.24 e a Equação 2.25 são também válidas para o trocador de calor em escoamento contracorrente. No entanto, as diferenças de temperaturas terminais devem ser definidas por:

$$\Delta T_o = T_{qe} - T_{fs} \quad (2.26)$$

$$\Delta T_L = T_{qs} - T_{fe} \quad (2.27)$$

2.6 Fator de Correção da DTML

Na Seção 2.5 foi apresentada uma equação para o cálculo da diferença de temperaturas média (ΔT_{medio}), resultando que essa diferença era uma média logarítmica, a *DTML*. Porém os fluxos considerados eram puramente contracorrente ou puramente co-corrente. Muitos trocadores de calor casco e tubos possuem mais do que um passe nos tubos, havendo uma combinação desses dois tipos de fluxos. Em um trocador de casco tipo *E* com um passe no casco e dois passes nos tubos, por exemplo, o fluxo estará ora em contracorrente e ora co-corrente. Ainda é possível se ter trocadores com vários passes no casco e nos tubos, os trocadores multipasses.

Portanto, em função da combinação dos fluxos e das diferentes geometrias que possam ocorrer em um trocador de calor, verifica-se que a diferença média de temperaturas real ficará entre a diferença média para o fluxo co-corrente e a diferença média para o fluxo contracorrente. A verdadeira diferença média de temperaturas, que leva em consideração os vários tipos e arranjos de trocadores de calor, será considerada como a *DTML*, calculada como se o fluxo estivesse em contracorrente, multiplicado por um fator de correção designado por *F*, o qual caracteriza o afastamento das condições de contracorrente, ou seja:

$$\Delta T_{medio} = DTML_{contracorrente} \cdot F \quad (2.28)$$

O desenvolvimento das expressões algébricas para o fator de correção *F* para as mais diversas configurações de trocadores de calor casco e tubos, podem ser vistas em Bowman et al. (1940) e Saunders (1988).

A Figura 2.8 mostra o fator de correção para um trocador de calor com um passe

no casco e com um número par de passes nos tubos.

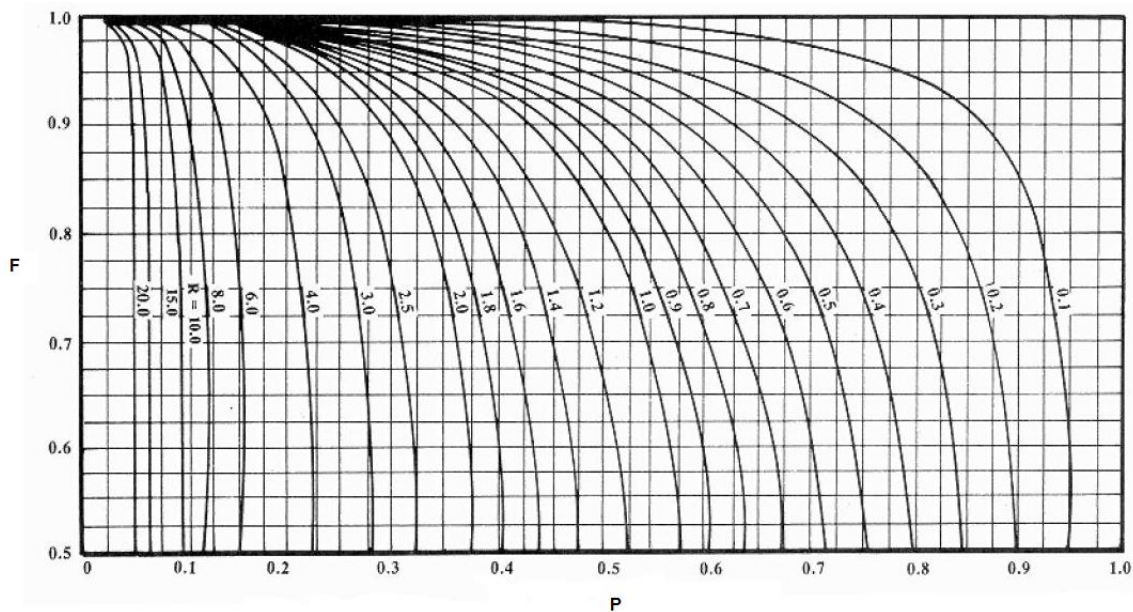


Figura 2.8: Fator de Correção para um passe no casco (Fonte: Fakheri (2003)).

Na Figura 2.8 a abscissa é a efetividade térmica P , que indica o aquecimento ou o resfriamento efetivo, sendo, portanto uma espécie de indicativo do rendimento térmico em relação ao fluido frio e é definida por:

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (2.29)$$

O parâmetro R que aparece nas curvas representa a razão entre os produtos da vazão mássica e o calor específico dos dois fluidos e pode ser definido por:

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.30)$$

Importante salientar que na definição dos parâmetros não importa qual o fluido, se o quente ou o frio, escoa através do casco ou dos tubos. Um limite importante é que se

a variação de temperatura em um dos fluidos for desprezível, P ou R será igual a *zero*, e F será igual à *unidade*. Assim, o comportamento do trocador de calor é independente de sua configuração específica. Tal seria o caso se um dos fluidos estivesse operando em região de mudança de fase.

2.6.1 Fator de Correção para Trocadores com Um Passe no Casco

O trocador designado por 1 : 2, ou seja, um passe no casco e dois passes nos tubos é o mais comum dos trocadores casco e tubos, Bowman et al. (1940) apresentam a equação do fator de correção F para esse trocador como:

Para $R \neq 1$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left(\frac{1 - P_o \cdot R}{1 - P_o} \right)}{(1 - R) \cdot \ln \left(\frac{2 - P_o \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P_o \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)} \quad (2.31)$$

Para $R = 1$

$$F = \frac{\sqrt{2} \cdot P_o}{(1 - P_o) \cdot \ln \left(\frac{2 - P_o \cdot (2 - \sqrt{2})}{2 - P_o \cdot (2 + \sqrt{2})} \right)} \quad (2.32)$$

onde P_o é igual a P na Equação 2.57. O uso de P_o diferente de P acontece no caso de mais de um passe no casco, como será visto a seguir.

Analogamente, se podem obter equações e curvas do fator F para trocadores de calor 1 : 4, 1 : 6, 1 : 8, ..., 1 : 12, as quais diferem muito pouco das anteriores, em torno de 1 a 2% (DODD, 1980), e isto se deve ao fato que um aumento do número de passes nos tubos não influencia significativamente na transferência de calor, mas sim, altera a

perda de carga ao longo do trocador. Sendo assim, segundo Dodd (1980), as equações ou curvas para os trocadores 1 : 2 podem ser usadas genericamente para trocadores de calor com um passe no casco e duas ou múltiplas de duas passagens no lado dos tubos.

2.6.2 Fator de Correção para Trocadores com Dois ou mais Passes no Casco

Para unidades com dois ou mais passes no casco foi desenvolvido por Bowman et al. (1940) um método geral para o cálculo do fator de correção. O método indica que o fator F será calculado através da Equação 2.31e Equação 2.32, mas o parâmetro P_o , a ser utilizado será corrigido da seguinte forma:

Para $R \neq 1$

$$P_o = \frac{\left(\frac{1 - P \cdot R}{1 - P}\right)^{1/N} - 1}{\left(\frac{1 - P \cdot R}{1 - P}\right)^{1/N} - R} \quad (2.33)$$

Para $R = 1$

$$P_o = \frac{P}{P - N \cdot P + N} \quad (2.34)$$

onde N é o número de passes no casco.

Finalmente pode-se indicar a equação geral de projeto como sendo:

$$Q_{total} = U \cdot A \cdot DTML \cdot F \quad (2.35)$$

2.6.3 Novas Alternativas para o Cálculo do Fator de Correção F

A Figura 2.8 mostra o comportamento típico do fator de correção F como uma função dos parâmetros adimensionais P e R , exibindo um súbito decréscimo em F causado por uma mudança relativamente pequena em P , para cada valor de R .

A forma tradicional das equações para o cálculo do fator de correção, sugeridas por Bowman et al. (1940), são bastante não lineares e fortemente dependentes dos parâmetros adimensionais P e R , além da própria dificuldade de leitura em determinadas regiões do gráfico (F próximo a 0,75). Devido a essas dificuldades, alternativas para o cálculo do fator de correção F foram propostas.

Fakheri (2003) mostrou que as diferentes expressões dadas em Bowman et al. (1940) para a determinação do fator de correção F poderiam ser combinadas em uma única e generalizada expressão, como mostrada na Equação 2.36.

$$F_{N,2NM} = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \ln \left[\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right]^{1/N}}{\ln \left[\frac{1 + \left[\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right]^{1/N} - \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} + \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \left[\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right]^{1/N}}{1 + \left[\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right]^{1/N} + \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} - \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \left[\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right]^{1/N}} \right]} \quad (2.36)$$

onde $N = 1, 2, 3, \dots$ passes no casco e $2M = 2, 4, 6, 8, \dots$ passes nos tubos por casco do trocador de calor.

Buscando uma forma mais simples para o cálculo do fator de correção F , Fakheri (2003) introduziu dois novos parâmetros e a Equação 2.36 foi rearranjada como:

$$F_{N,2NM} = \frac{S \cdot \ln[W]}{\ln \left[\frac{1+W-S+S \cdot W}{1+W+S-S \cdot W} \right]} \quad (2.37)$$

onde

$$W = \left[\frac{1-P \cdot R}{1-P} \right]^{1/N} \quad (2.38)$$

e

$$S = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \quad (2.39)$$

Para o caso especial em que R é igual a unidade, a Equação 2.37 se reduz a Equação 2.40.

$$F_{N,2NM} = \sqrt{2} \cdot \left(\frac{1-W'}{W'} \right) \cdot \frac{1}{\ln \left[\frac{\frac{W'}{1-W'} + \frac{1}{\sqrt{2}}}{\frac{W'}{1-W'} - \frac{1}{\sqrt{2}}} \right]} \quad (2.40)$$

onde

$$W' = \frac{N - N \cdot P}{N - N \cdot P + P} \quad (2.41)$$

A Figura 2.9 mostra a representação gráfica do fator de correção F como uma função do parâmetro W ou W' para diferentes valores de R .

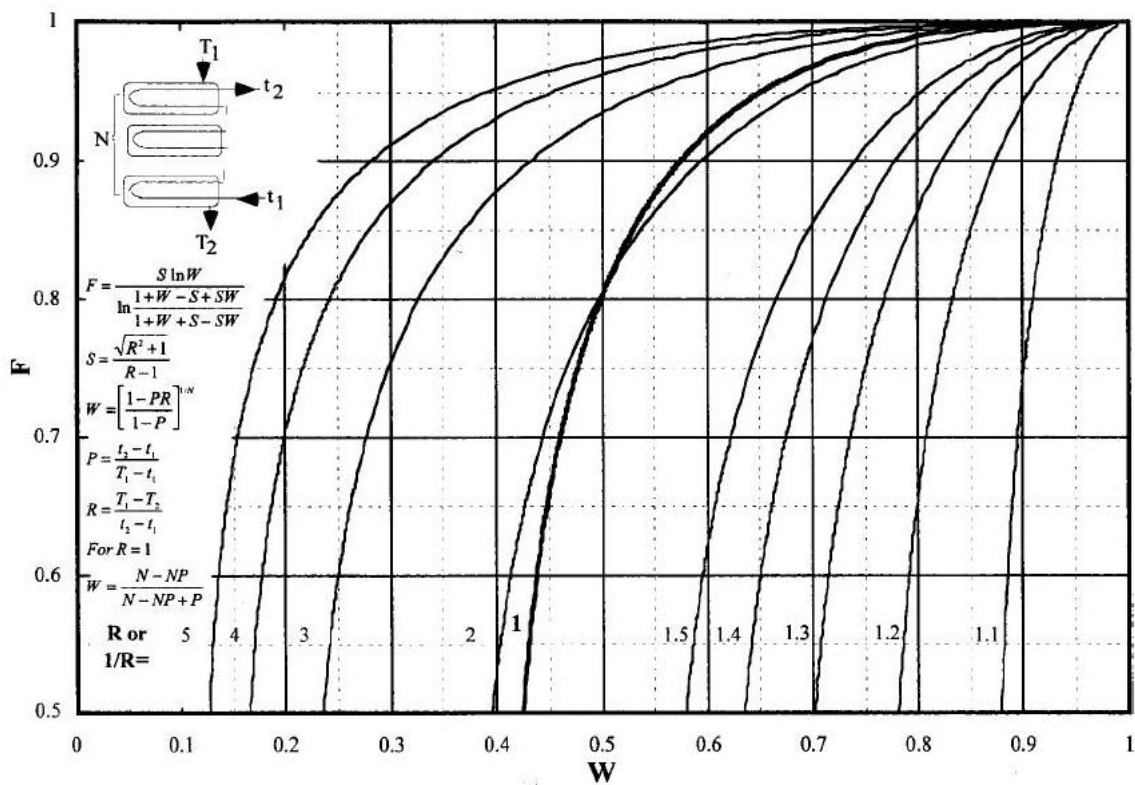


Figura 2.9: Fator de Correção para trocadores de calor casco e tubos com N cascos e $2NM$ passes nos tubos (Fonte: Fakheri (2003)).

Com o intuito de obter uma forma fechada para o cálculo do fator de correção, Fakheri (2003) modificou a Equação 2.40 introduzindo duas novas variáveis adimensionais,

$$\rho' = \frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}} = \frac{1 - P}{1 - P \cdot R} \quad (2.42)$$

e

$$\phi' = \frac{\sqrt{(T_{qe} - T_{qs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{2 \cdot \left((T_{qe} + T_{qs})^2 - (T_{fe} + T_{fs})^2 \right)} \quad (2.43)$$

Através de várias manipulações algébricas e simplificações foi demonstrado que,

$$W = (\rho')^{-1/N} \quad (2.44)$$

e

$$S = 2 \cdot \phi' \cdot \frac{\rho' + 1}{\rho' - 1} \quad (2.45)$$

Combinando a Equação 2.44 e a Equação 2.45 na Equação 2.37, resulta na Equação 2.46:

$$F = \frac{2 \cdot \phi' \cdot \frac{(\rho'^{1/N} - 1)}{(\rho'^{1/N} + 1)} \cdot \frac{(\rho' + 1)}{(\rho' - 1)}}{\ln \left[\frac{1 + 2 \cdot \phi' \cdot \frac{(\rho'^{1/N} - 1)}{(\rho'^{1/N} + 1)} \cdot \frac{(\rho' + 1)}{(\rho' - 1)}}{1 - 2 \cdot \phi' \cdot \frac{(\rho'^{1/N} - 1)}{(\rho'^{1/N} + 1)} \cdot \frac{(\rho' + 1)}{(\rho' - 1)}} \right]} \cdot \frac{(\rho'^{1/N} + 1)}{(\rho'^{1/N} - 1)} \cdot \ln [\rho'^{1/N}] \quad (2.46)$$

Para simplificar a Equação 2.46, uma nova variável foi definida,

$$\lambda_N = \frac{2 \cdot (\rho'^{1/N} - 1)}{(\rho'^{1/N} + 1)} \cdot \frac{1}{\ln [\rho'^{1/N}]} \quad (2.47)$$

e a Equação 2.46 se reduz a,

$$F = \frac{4 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{\ln \left[\frac{1 + 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{1 - 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}} \right]} \cdot \frac{1}{\lambda_N} \quad (2.48)$$

onde λ_1 é a forma da Equação 2.46 para $N = 1$.

$$\lambda_1 = \frac{2 \cdot (\rho' - 1)}{(\rho' + 1)} \cdot \frac{1}{\rho'} \quad (2.49)$$

Multiplicando ambos os lados da Equação 2.48 por λ_N resulta na forma fechada da expressão para o cálculo do fator de correção F como uma função de uma única

variável, $\left(\phi'/N\right) \cdot \left(\lambda_N/\lambda_1\right)$.

$$F \cdot \lambda_N = \frac{4 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{\ln \left[\frac{1 + 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{1 - 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}} \right]} \quad (2.50)$$

Segundo Fakheri (2003), a Equação 2.50 substitui todas as outras equações para o cálculo do fator de correção F .

Para o caso particular em que ρ' for igual à unidade, ambos λ_N e λ_1 se aproximam de 1 e a Equação 2.50 se reduz à Equação 2.51:

$$F = \frac{4 \cdot \frac{\phi'}{N}}{\ln \left[\frac{1 + 2 \cdot \frac{\phi'}{N}}{1 - 2 \cdot \frac{\phi'}{N}} \right]} \quad (2.51)$$

2.7 Efetividade - NUT

O método da média logarítmica das diferenças de temperaturas é de simples utilização na análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas de imediato pelas expressões que representam o balanço de energia. Contudo, se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, o uso do método da *DTML* exigirá um processo iterativo, o que torna o processo de cálculo trabalhoso. Tal problema pode ser simplificado com a ajuda do método da **efetividade - NUT**.

O método da **efetividade - NUT** (Número de Unidades de Transferência) foi primeiro desenvolvido em completo detalhe por Kays e London (INCROPERA; DEWITT, 1996).

A efetividade pode ser definida por:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\text{taxa real de transferência de calor}}{\text{máxima troca de calor possível}} \quad (2.52)$$

A taxa real de calor trocada refere-se ao cálculo da energia que foi perdida pelo fluido quente ou ganha pelo fluido frio.

$$Q_{\text{total}} = m_q \cdot cp_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) = m_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.53)$$

A máxima troca de calor é ditada pelo limite termodinâmico, isto é, a transferência de calor em um trocador de calor ideal (escoamento puramente contracorrente com área de troca térmica infinita) onde a variação de temperatura alcançada por um dos fluidos é igual à diferença entre as temperaturas de entrada do casco e de entrada dos tubos. Essa variação é a máxima diferença de temperaturas que pode ser encontrada por um fluido em um trocador de calor. Ao se analisar a Equação 2.53 percebe-se que isto pode ocorrer ao fluido que apresentar o menor valor de capacidade calorífica, então a máxima troca de calor é:

$$Q_{\max} = (m \cdot cp)_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad (2.54)$$

portanto

$$\varepsilon = \frac{C_q \cdot (T_{qe} - T_{qs})}{C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe})} \quad (2.55)$$

$$\varepsilon = \frac{C_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe})} \quad (2.56)$$

onde C_{\min} é a menor das capacidades caloríficas.

Conhecendo-se a efetividade do trocador de calor, a taxa de calor transferida será:

$$Q_{total} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad (2.57)$$

A Equação 2.57 é a relação básica dessa análise porque ela expressa a taxa de calor em termos de efetividade, da menor capacidade calorífica e da diferença das temperaturas de entrada. Por não envolver as temperaturas de saída, o método da efetividade é o método mais adequado para a previsão do desempenho de um trocador de calor já existente.

Quando a menor das capacidades caloríficas é a do fluido quente, tem-se a eficiência do resfriamento do fluido quente:

$$\varepsilon = \frac{(T_{qe} - T_{qs})}{(T_{qe} - T_{fe})} \quad (2.58)$$

Para a menor das capacidades calorífica sendo a do fluido frio, tem-se a eficiência de aquecimento do fluido frio:

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{qe} - T_{fe})} \quad (2.59)$$

Uma segunda definição foi originalmente desenvolvida por Nusselt (INCROPERA; DEWITT, 1996), o **número de unidades de transferência**, NUT :

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.60)$$

$$NUT = \varepsilon \cdot \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\text{medio}}} \quad (2.61)$$

O parâmetro adimensional NUT é uma medida do "**tamanho da transmissão de calor do trocador**", pois quanto maior o seu valor, maior será a efetividade e, portanto, mais próximo o trocador estará do limite termodinâmico.

Kays e London (KAYS; LONDON, 1964) demonstraram através de gráficos a relação existente entre a **efetividade** e o **NUT**, definindo um novo parâmetro adimensional:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.62)$$

Foram deduzidas expressões para os diferentes tipos de arranjos que relacionam a **efetividade** com os dois parâmetros adimensionais **C** e **NUT**. A seguir são apresentadas as relações de **efetividade - NUT** para trocadores casco e tubos.

2.7.1 Efetividade - NUT para Trocadores com um Passe no Casco

Para trocadores com um passe no casco e um número par de passes nos tubos a efetividade pode ser expressa por (INCROPERA; DEWITT, 1996):

$$\varepsilon = 2 \cdot \left(1 + C + \sqrt{1 + C^2} \cdot \frac{1 + \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})}{1 - \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})} \right)^{-1} \quad (2.63)$$

2.7.2 Efetividade - NUT para Trocadores com N Passes no Casco

Para trocadores com N passes no casco e $2N, 4N \dots$ passes nos tubos a efetividade pode ser expressa como segue.

Definindo a Equação 2.63 por ε_1 como sendo uma correção da efetividade para o trocador multipasses no casco:

$$\varepsilon_1 = 2 \cdot \left(1 + C + \sqrt{1 + C^2} \cdot \frac{1 + \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})}{1 - \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})} \right)^{-1} \quad (2.64)$$

Então a efetividade geral do trocador com N passes no casco é dada por (INCROPERA; DEWITT, 1996):

$$\varepsilon = \left(\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C}{1 - \varepsilon_1} \right) - 1 \right) \cdot \left(\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C}{1 - \varepsilon_1} \right) - C \right)^{-1} \quad (2.65)$$

Ocorre uma situação especial quando se trata de evaporadores ou condensadores, os quais operam com um dos fluidos à temperatura constante ao longo de toda a unidade trocadora e, portanto, o calor específico é considerado ter um comportamento tendendo ao infinito. Nessas condições o parâmetro adimensional C tende a zero e a efetividade para qualquer arranjo torna-se:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.66)$$

2.8 Transferência de Calor e Perda de Carga para o Lado dos Tubos

Uma correlação em particular a ser usada para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor dentro de tubos depende do regime de escoamento do fluido dentro do tubo, o qual pode ser laminar, turbulento ou em transição. Nesta seção é apresentada uma revisão dos principais parâmetros que influenciam na transferência de calor e na perda de carga para o lado dos tubos.

2.8.1 Número de Reynolds

O regime de escoamento no interior de tubos pode ser caracterizado através do número de Reynolds, o qual é expresso por:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_i \cdot \rho}{\mu} \quad (2.67)$$

onde V é a velocidade do fluido, D_i é o diâmetro interno do tubo, ρ é a massa específica e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

Os valores do número de Reynolds indicam as características de escoamento do fluido.

Para valores de Re menores que 2300 o escoamento é laminar, a velocidade do fluido no interior do tubo é baixa, não há movimento turbilhonar e, conseqüentemente, não há mistura macroscópica entre as partículas fluidas mais quentes e mais frias, sendo a troca de calor somente por condução. Neste tipo de escoamento os coeficientes de transferência de calor são relativamente baixos, devendo sempre que possível ser evitado.

Para Re entre 2300 e 10000, o coeficiente de transferência de calor está entre os valores do regime laminar e turbulento e não pode ser calculado com precisão. Este regime é denominado regime de transição e é caracterizado por um aumento na velocidade do escoamento, uma maior turbulência das partículas fluidas, e, portanto um aumento nos coeficientes de transferência de calor, quando comparado ao regime laminar.

Para valores de Re maior que 10000 o fluido encontra-se em regime turbulento, exceto em uma fina subcamada próxima à parede do tubo em que os turbilhões são amortecidos em conseqüência das forças viscosas que predominam próximas à superfície. Nesta subcamada viscosa, o calor é transmitido por condução e atua como controladora da taxa de calor. A partir da subcamada, o calor é transportado e misturado ao seio do fluido rapidamente devido à grande turbulência da massa fluida.

2.8.2 Número de Prandtl

O número de Prandtl é um parâmetro adimensional muito importante na transferência de calor e relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica. É relacionado por:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.68)$$

ou

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (2.69)$$

onde ν é a difusividade de quantidade de movimento (viscosidade cinemática) e α a difusividade térmica, k e C_p são, respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico. O número de Prandtl é uma função somente das propriedades físicas do fluido e relaciona a distribuição de velocidade com a distribuição de temperaturas.

2.8.3 Número de Nusselt

O projeto e a análise de qualquer trocador de calor exigem o conhecimento do coeficiente convectivo de transferência de calor entre a parede do conduto e o fluido que escoar no seu interior. Este coeficiente está relacionado com o número de Nusselt através da expressão dada pela Equação 2.70.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad (2.70)$$

onde h_i é o coeficiente convectivo de transferência de calor, D_i é o diâmetro interno do tubo e k é a condutividade térmica.

Através da análise dimensional demonstra-se que o número de Nusselt é uma função dos números adimensionais de Reynolds e de Prandtl, pois o processo de troca térmica depende tanto do campo de escoamento dado pelo número de Reynolds, quanto das propriedades físicas do fluido representadas pelo número de Prandtl.

2.8.4 Efeitos de Entrada do Tubo

Os efeitos de entrada no tubo dizem respeito ao desenvolvimento das camadas limite hidrodinâmica e térmica no interior do tubo, fazendo com que a perda de carga e a transferência de calor variem de ponto a ponto até que as camadas atinjam o desenvolvimento pleno. Quando um fluido entra num duto com uma velocidade uniforme, o fluido imediatamente adjacente à parede do tubo é trazido ao repouso. Forma-se uma camada laminar ao longo da parede do tubo, numa região próxima a entrada e se a turbulência na corrente fluida que entra for alta, a camada limite se torna rapidamente turbulenta.

Independente do fato de a camada limite permanecer laminar ou tornar-se turbulenta, ela aumentará de espessura até preencher todo o conduto. Desse ponto em diante, o perfil de velocidades através do duto permanece essencialmente inalterado.

O desenvolvimento da camada limite térmica em um fluido aquecido ou resfriado num duto é qualitativamente semelhante ao da camada limite hidrodinâmica. Na entrada, a distribuição de temperatura é em geral transversalmente uniforme, porém, quando o fluido escoar ao longo do duto, a camada aquecida ou resfriada aumenta de espessura até que o calor é transmitido para ou do fluido no centro do duto. Adiante desse ponto o perfil de temperaturas permanecerá constante, se o perfil de velocidades for plenamente estabelecido.

A camada limite térmica e hidrodinâmica não se desenvolvem, necessariamente, ao mesmo tempo, em geral primeiro se desenvolve a camada hidrodinâmica e depois a térmica. Para o problema do comprimento das entradas combinadas (térmica e cinética), correspondente ao caso do desenvolvimento simultâneo dos perfis de temperaturas e de velocidades, existem soluções analíticas disponíveis na literatura espe-

cializada, como por exemplo, nos trabalhos de Shah e London (1978) e Bejan e Kraus (2003).

Para número de Reynolds menor que 2300, ou seja, escoamento laminar, os efeitos de entrada podem ser apreciáveis em comprimentos dados pelas equações (INCROPERA; DEWITT, 1996):

Na transferência de calor

$$\left(\frac{x_{cd,t}}{D}\right)_{lam} \cong 0,05 \cdot Re \cdot Pr \quad (2.71)$$

Na perda de carga

$$\left(\frac{x_{cd,h}}{D}\right)_{lam} \cong 0,05 \cdot Re \quad (2.72)$$

Para o escoamento turbulento, o comprimento da entrada térmica é aproximadamente independente do número de Prandtl e pode ser estimado por (INCROPERA; DEWITT, 1996),

$$\left(\frac{x_{cd,t}}{D}\right)_{turb} \cong 10 \forall Re \geq 10000 \quad (2.73)$$

Enquanto que o comprimento da entrada hidrodinâmica é também aproximadamente independente do número de Reynolds e pode ser expressa por (INCROPERA; DEWITT, 1996),

$$10 \leq \left(\frac{x_{cd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \quad (2.74)$$

Quando as camadas limite térmica e hidrodinâmica estiverem se desenvolvendo as equações para a transferência de calor e perdas de carga expressam esse desenvolvimento. As equações serão vistas a seguir nas seções referentes ao cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga.

2.8.5 Variação das Propriedades Físicas dos Fluidos com a Temperatura

As propriedades físicas dos fluidos são avaliadas a uma temperatura média, isto é, a média entre as temperaturas de entrada e saída do tubo. Se o fluido for muito viscoso ou se as diferenças de temperatura no escoamento forem muito grandes, pode haver uma variação significativa nas propriedades do fluido ao longo do trocador de calor e conseqüentemente uma simples avaliação dessas propriedades a uma temperatura média conduziria a erros bem significativos.

O procedimento usual em trocadores de calor consiste em avaliar todas as propriedades à temperatura média de mistura e após fazer correções nas relações de transferência de calor e perda de carga, devido à variação das propriedades físicas com a variação de temperatura. As correções indicadas na literatura são apresentadas a seguir.

2.8.5.1 Correção para a Transferência de Calor

Em função do número de Prandtl

É considerada a correção mais geral já que o número de Prandtl relaciona todas as propriedades físicas do fluido (GNIELINSKI, 1983).

$$\phi = \left(\frac{Pr_m}{Pr_p} \right)^{0,11} \quad (2.75)$$

Onde:

Pr_m é o número de Prandtl à temperatura média.

Pr_p é o número de Prandtl avaliado à temperatura da parede.

Essa indicação é independente do regime de escoamento do fluido.

Em função da viscosidade

A viscosidade é a propriedade mais afetada pela variação da temperatura, as correções em função da viscosidade são as mais utilizadas, na forma:

$$\phi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n \quad (2.76)$$

onde μ_p é a viscosidade do fluido à temperatura média e μ_m é a viscosidade do fluido à temperatura da parede.

O expoente n varia conforme o autor:

1. Sieder e Tate (1936):

$$n = 0,14$$

2. Petukhov (HOLMANN, 1976):

- Para regime turbulento e transição:

$$T_p > T_m \Rightarrow (\text{aquecendo}) \Rightarrow n = 0,11$$

$$T_p < T_m \Rightarrow (\text{resfriando}) \Rightarrow n = 0,25$$

Sendo T_p a temperatura da parede e T_m a temperatura média.

2.8.5.2 Correção para a Perda de Carga

Em função da viscosidade

A correção mais comum se dá sob a forma da Equação 2.76 e nesse caso, o valor do expoente n depende da relação entre as temperaturas da parede e média.

- Para regime turbulento e transição:

$$T_p < T_m \Rightarrow (\text{resfriando}) \Rightarrow n = 0,24$$

$$T_p > T_m \Rightarrow (\text{aquecendo}) \Rightarrow n = 0,14$$

- Para regime laminar:

$$T_p < T_m \Rightarrow (\text{resfriando}) \Rightarrow n = 0,50$$

$$T_p > T_m \Rightarrow (\text{aquecendo}) \Rightarrow n = 0,58$$

Em função do número de Prandtl

- Para regime turbulento e transição a correção tem a forma:

$$\phi = \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_m} \right)^{1/3} \quad (2.77)$$

2.9 Coeficiente de Transferência de Calor

O cálculo do coeficiente de transferência de calor para o fluido dos tubos é realizado utilizando o número de Nusselt, o qual é função do tipo de regime de escoamento do

fluido. Pode-se escrever a Equação 2.70 com o coeficiente de transferência de calor para o fluido no interior dos tubos na seguinte forma:

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{k_t}{D_i} \quad (2.78)$$

Onde Nu_t é o número de Nusselt para o fluido nos tubos, k_t é a condutividade térmica do fluido no tubo e D_i o diâmetro interno do tubo.

2.9.1 Regime Laminar

Incropera e Dewitt (1996) apresentam uma relação empírica atribuída a Hausen, para o escoamento laminar em tubos e para a condição de temperatura de superfície constante:

$$\overline{Nu} = 3,665 + \frac{0,19 \cdot \left(\left(\frac{D_i}{L} \right) \cdot Re \cdot Pr \right)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot \left(\left(\frac{D_i}{L} \right) \cdot Re \cdot Pr \right)^{0,467}} \quad (2.79)$$

Os resultados da Equação 2.79 desviam muito pouco da correlação proposta por Schlunder (GNIELINSKI, 1983):

$$\overline{Nu} = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{D_i}{L} \right)} \quad (2.80)$$

A Equação 2.79 e a Equação 2.80 não apresentam valores locais para o coeficiente de transferência de calor o que impossibilita a discretização do trocador. Porém, para os casos de camada limite térmica não desenvolvida, é conveniente que a análise seja realizada pela discretização do trocador de calor para que se possa melhor acompanhar o desenvolvimento da camada limite.

Shah e London (1978) apresentam equações para o cálculo dos coeficientes locais de

transferência de calor na região de escoamento laminar e que consideram os efeitos da região de entrada no tubo sobre a troca térmica. Segundo os autores deve-se primeiro considerar uma condição de contorno adequada conforme o caso que se está analisando e testar a influência dos efeitos de entrada no tubo através da relação:

$$\hat{x} = \frac{x}{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D} \quad (2.81)$$

Para trocadores de calor casco e tubos têm-se duas condições de contorno:

Condição de temperatura de parede constante

$$\begin{aligned} \text{Se } \hat{x} \leq 0,01 \\ Nu_x = 1,077 \cdot \hat{x} - 0,7 \end{aligned} \quad (2.82)$$

$$\begin{aligned} \text{Se } \hat{x} > 0,01 \\ Nu_x = 3,65 + 6,874 \cdot (10^3 \cdot \hat{x})^{-0,488} \cdot \exp(-57,2 \cdot \hat{x}) \end{aligned} \quad (2.83)$$

Condição de fluxo de calor constante na parede

$$\begin{aligned} \text{Se } \hat{x} \leq 0,00005 \\ Nu_x = 1,302 \cdot (\hat{x})^{-1/3} - 1 \end{aligned} \quad (2.84)$$

$$\begin{aligned} \text{Se } 0,00005 < \hat{x} \leq 0,0015 \\ Nu_x = 1,302 \cdot (\hat{x})^{-1/3} - 0,5 \end{aligned} \quad (2.85)$$

$$\begin{aligned} \text{Se } \hat{x} > 0,0015 \\ Nu_x = 4,364 + 8,68 \cdot (10^3 \cdot \hat{x})^{-0,506} \cdot \exp(-41 \cdot \hat{x}) \end{aligned} \quad (2.86)$$

2.9.2 Regime Turbulento

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos, a mais recomendada equação é a de Petukhov (1970), que apresenta uma expressão para o número de Nusselt dada por:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{K_1(f) + K_2(Pr) \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.87)$$

onde f é o fator de atrito calculado por:

$$f = (1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (2.88)$$

Os parâmetros $K_1(f)$ e $K_2(Pr)$ são dependentes do fator de atrito e do número de Prandtl, respectivamente, e são dados por:

$$K_1(f) = 1 + 3,4 \cdot f \quad (2.89)$$

$$K_2(Pr) = 11,7 + 1,8 \cdot Pr^{-1/3} \quad (2.90)$$

Se os parâmetros K_1 e K_2 são tomados como constantes e iguais a 1,07 e 12,7, respectivamente, a Equação 2.87 se torna mais simples:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.91)$$

A Equação 2.87 e a Equação 2.91 são válidas para $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$.

Gnielinski (1976) demonstrou mais tarde que o intervalo de validade poderia ser estendido para números de Reynolds menores e propôs uma expressão na forma:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.92)$$

Onde o fator de atrito é dado por:

$$f = (0,79 \cdot \ln \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad (2.93)$$

A Equação 2.92 é válida para $3000 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$.

Para escoamentos caracterizados por grandes variações das propriedades, a correlação de Sieder e Tate (1936) pode ser utilizada.

$$Nu = 0,027 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \phi \quad (2.94)$$

2.9.3 Região de Transição

Segundo Gnielinski (1976), a Equação 2.92 pode ser utilizada dentro do intervalo para a região de transição.

Gnielinski (1976) também propôs que a Equação 2.92 fosse multiplicada por um fator de correção que considerasse os efeitos de entrada no tubo, resultando na Equação 2.95

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_i}{L}\right)^{2/3}\right) \quad (2.95)$$

2.10 Perda de Carga para o Lado dos Tubos

A perda de carga para o fluido no lado dos tubos é composta de vários termos: a perda de carga nos bocais, as perdas nos canais de distribuição, as perdas devido ao retorno e as perdas através dos tubos. A Figura 2.10 mostra um desenho esquemático dos diferentes termos associados à perda de carga.

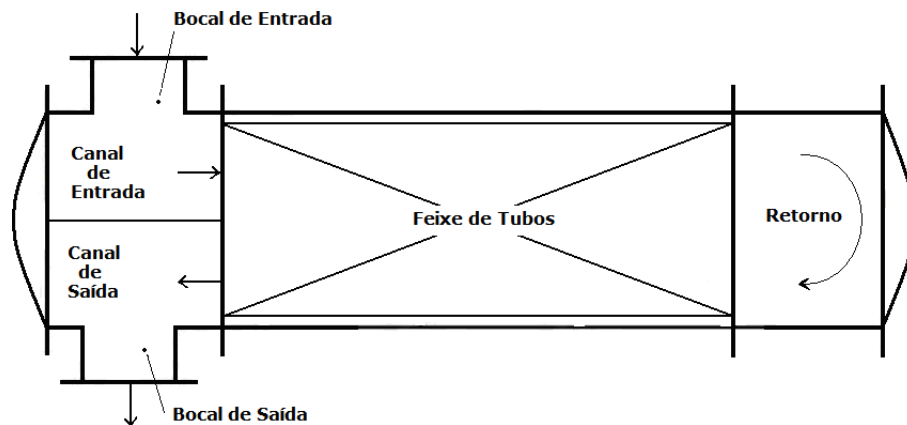


Figura 2.10: Perda de carga para o lado dos tubos.

2.10.1 Perda de Carga nos Bocais

A perda de carga nos bocais de entrada e saída é baseada na velocidade do fluido nos bocais. Essas perdas são expressas em termos do adimensional K (SAUNDERS, 1988):

$$\Delta P_{bocais} = K \cdot \frac{\rho \cdot V_{bocal}^2}{2} \quad (2.96)$$

$$K = 1,1 \Rightarrow \text{bocal de entrada} \quad (2.97)$$

$$K = 0,7 \Rightarrow \text{bocal de saída} \quad (2.98)$$

2.10.2 Perda de Carga no Interior dos Tubos

A queda de pressão do fluido percorrendo vários passes nos tubos pode ser calculada por (SAUNDERS, 1988):

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot \hat{f} \cdot L \cdot N_{pt} \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot Di \cdot \phi} \quad (2.99)$$

Onde:

ϕ é o fator de correção para propriedades variáveis com a temperatura;

L é o comprimento do tubo;

N_{pt} é o número de passes no lado dos tubos;

ρ é a massa específica do fluido no interior do tubo;

V é a velocidade do fluido nos tubos;

\hat{f} é o fator de atrito de Fanning;

Para o escoamento laminar o coeficiente de atrito é dado por (SAUNDERS, 1988):

$$\hat{f} = \frac{16}{Re} \quad (2.100)$$

Para o escoamento turbulento (SAUNDERS, 1988):

$$\hat{f} = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (2.101)$$

Para o regime de transição (SAUNDERS, 1988):

$$\hat{f} = 0,0122 \quad (2.102)$$

Para o caso em que o regime de escoamento for laminar ($Re < 2300$), os efeitos de entrada no tubo devem ser considerados para o cálculo da perda de carga na região da entrada hidrodinâmica. Kakac et al. (1981), relatam a perda de carga em tubos para a região de entrada no escoamento laminar por um fator de atrito aparente como pode ser visto na Equação 2.103.

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot (f_{app} \cdot Re) \cdot \mu \cdot V \cdot x}{2 \cdot Di^2} \quad (2.103)$$

onde f_{app} é o fator de atrito aparente, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, e x é a posição axial de interesse. Se o comprimento total do tubo for considerado, x pode ser relacionado ao comprimento total do tubo, ou seja:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot (f_{app} \cdot Re) \cdot \mu \cdot V \cdot L}{2 \cdot Di^2} \quad (2.104)$$

O *fator de atrito aparente* consiste de dois componentes. O primeiro é o fator de atrito a partir da teoria do escoamento completamente desenvolvido, *fator de atrito de Fanning*, e o segundo é uma perda de carga adicional devido aos efeitos de entrada no tubo:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot (\hat{f} \cdot Re) \cdot \mu \cdot V \cdot L}{2 \cdot Di^2} + K(x) \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (2.105)$$

onde $K(x)$ é o *fator de Hagenbach*, dado por:

$$K(x) = (f_{app} - \hat{f}) \cdot \frac{4 \cdot x}{Di} \quad (2.106)$$

$K(x)$ é também referido como um incremento na perda de carga e cresce monotonicamente a partir de zero em $x = 0$ até um valor constante na região completamente desenvolvida o qual é referenciado na literatura por $K(\infty)$.

Shah (SHAH; LONDON, 1978) correlacionou o fator $f_{app} \cdot Re$ pela seguinte equação:

$$f_{app} \cdot \text{Re} = \frac{3,44}{(\hat{x})^{0,5}} + \frac{\left(\frac{1,25}{4 \cdot \hat{x}}\right) + 16 - \left(\frac{3,44}{(\hat{x})^{0,5}}\right)}{1 + 0,00021 \cdot (\hat{x})^{-2}} \quad (2.107)$$

onde:

$$\hat{x} = \frac{x}{\text{Re} \cdot Di} \quad (2.108)$$

Shah (SHAH; LONDON, 1978) recomenda o uso da Equação 2.107 para todo o intervalo de \hat{x} .

O presente trabalho incorpora essas modificações para a perda de carga no regime laminar em trocadores de calor casco e tubos da forma apresentada a seguir.

Se o escoamento for turbulento ou de transição, utiliza-se a Equação 2.99 com o *fator de atrito* dado pela Equação 2.101 ou 2.102.

Se o escoamento for laminar, a perda de carga toma a forma da Equação 2.109:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot \hat{f} \cdot L \cdot N_{pt} \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot Di \cdot \phi} + K(x) \frac{\rho \cdot V^2 \cdot N_{pt}}{2 \cdot \phi} : \quad (2.109)$$

onde o *fator de atrito* a ser utilizado é dado pela Equação 2.100.

A Equação 2.106 pode ser reformulada para se obter a variação de $K(x)$ com \hat{x} da seguinte forma:

$$K(x) = \left(f_{app} - \frac{16}{\text{Re}} \right) \cdot \frac{4 \cdot x}{Di} \quad (2.110)$$

e

$$K(x) = (f_{app} \cdot \text{Re} - 16) \cdot 4 \cdot \hat{x} \quad (2.111)$$

A Figura 2.11 é uma representação gráfica da Equação 2.111.

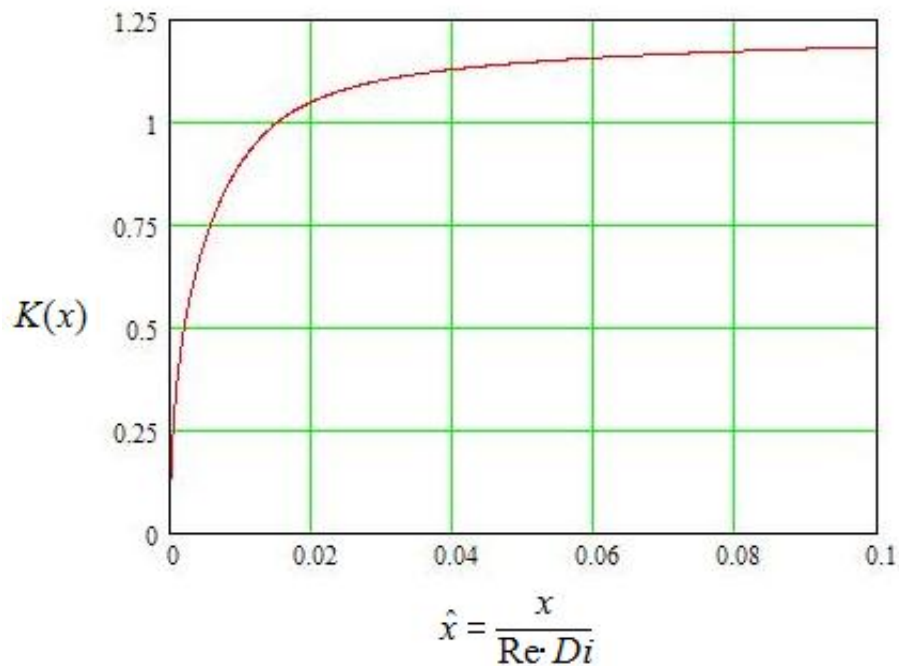


Figura 2.11: Variação de $K(x)$.

Como se pode observar na Figura 2.11, $K(x)$ tende a um valor constante igual a 1,25 com o aumento de \hat{x} . Portanto, para se obter a perda de carga incremental no regime laminar levando em conta os efeitos de entrada, as seguintes equações se aplicam:

Se $\hat{x} \geq 0,05$ (Equação 2.72) significa que o escoamento atingiu o pleno desenvolvimento hidráulico e então:

$$K(x) = K(\infty) = 1,25 \quad (2.112)$$

Caso contrário, a camada limite hidrodinâmica está se desenvolvendo e $K(x)$ varia conforme a Equação 2.111.

2.10.3 Perda de Carga nos Canais de Distribuição

A função desses canais é distribuir a corrente fluida uniformemente nos tubos que compõem o feixe e também de recombinar a mesma no canal de saída. As perdas nos canais são devido a uma desaceleração do fluido no canal de entrada e a uma aceleração na saída mais as perdas associadas quando o fluido muda bruscamente de direção (180°) se houver mais do que um passe nos tubos.

Saunders (1988) mostra que similarmente à perda de carga nos bocais, as perdas nos canais podem ser expressas por um coeficiente adimensional K :

$$\Delta P_{canais} = K \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot N_{pt} \quad (2.113)$$

com

$$K = 0,9 \Rightarrow \text{um passe nos tubos} \quad (2.114)$$

$$K = 1,6 \Rightarrow \text{dois ou mais passes nos tubos} \quad (2.115)$$

A perda de carga total para o lado dos tubos é computada pela Equação 2.116

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_{bocais} + \Delta P_{canais} \quad (2.116)$$

2.11 Métodos de Cálculos Para o Lado do Casco

Em contraste com a transferência de calor em fase simples no interior de tubos, o escoamento do fluido no lado do casco do trocador de calor é muito mais difícil de ser analisado devido aos inúmeros fatores geométricos que estão envolvidos e aos vários caminhos que o fluido pode tomar no interior do casco. Devido a essas dificuldades,

muitos métodos foram desenvolvidos ao longo dos anos para a análise da transferência de calor e perda de carga.

Taborek (1983) apresenta uma revisão dos principais métodos existentes para a análise do fluido no casco. O autor dividiu esses métodos em vários grupos:

- **Os primeiros desenvolvimentos**, que foram baseados no fluxo sobre um feixe ideal de tubos.
- **Os métodos integrais**, que propuseram a análise do fluido do casco através de defletores colocados ao longo do trocador de calor, porém sem considerar os efeitos das correntes de vazamento e *bypass*.
- **Os métodos analíticos**, baseados na teoria das correntes de Tinker (1958) e seu método simplificado.
- **O método de análise das correntes**, o qual utiliza um processo iterativo de cálculo baseado nos trabalhos de Tinker (1958).

2.11.1 Os Primeiros Desenvolvimentos

Os primeiros estudos que surgiram para a análise térmica e a perda de carga para o lado do casco não obtiveram muito êxito. Foram baseados no fluxo sobre um feixe ideal de tubos, porém sem o uso de defletores e o regime de escoamento foi considerado quase que somente em regime turbulento. Muitos artigos foram publicados durante esse período e uma boa revisão histórica está nos trabalhos de Colburn (1942) e Short (1943).

2.11.2 Os Métodos Integrais

Donohue (1949) apresentou um método simples para a transferência de calor para o lado do casco. Um procedimento similar foi apresentado também por Kern (1950) e, assim, surgiam **os métodos integrais** de cálculo.

Esses métodos permitiram a análise do fluxo sobre defletores colocados ao longo do trocador de calor, porém não consideravam os efeitos de correntes de *bypass* e vazamentos que se formavam nas folgas existentes no equipamento sobre a transferência de calor e perda de carga.

Na década de 1940, os dados disponíveis referentes a trocadores de calor com defletores eram tão limitados que foram realizadas variações insuficientes nos parâmetros geométricos (espaçamento entre os defletores, percentagem de corte do defletor, arranjo dos tubos). Assim, os estudos foram realizados em torno de dados pouco usuais e restritos a pequenos trocadores.

Mais tarde, Palen e Taborek (1969) compararam resultados de Donohue (1949) e Kern (1950) a dados experimentais desenvolvidos pela empresa norte americana HTRI. As conclusões foram que esses métodos não eram suficientemente precisos em muitos casos e que os erros na predição do coeficiente de transferência de calor e perda de carga eram elevados.

O método de Kern (1950) é restrito a defletores que possuam um percentual de corte na janela de 25% e não é aplicável no escoamento laminar onde o número de Reynolds é menor do que 2000, contudo, o método permite uma rápida estimativa da queda de pressão e do coeficiente de transferência de calor (TABOREK, 1983).

Apesar do insucesso, a análise integral melhorava substancialmente a proposta da análise sobre um feixe de tubos ideal e a perda de carga levava em consideração os efeitos da janela do defletor.

2.11.3 Os Métodos Analíticos

Os métodos analíticos surgiram devido à necessidade de expressar de uma maneira mais geral e realista o fluxo através do casco. Dois métodos surgiram durante esse período e foram importantes ao desenvolvimento do estado da arte na transferência de calor e perda de carga para o lado do casco: O método de Tinker (1958) e o método de Bell (1960).

Teoria das Correntes de Tinker

O conceito que considera várias correntes através do trocador foi originalmente proposto por Tinker (1958). Ele sugeriu a divisão do fluxo global em correntes individuais, representadas na Figura 2.12 e denominadas:

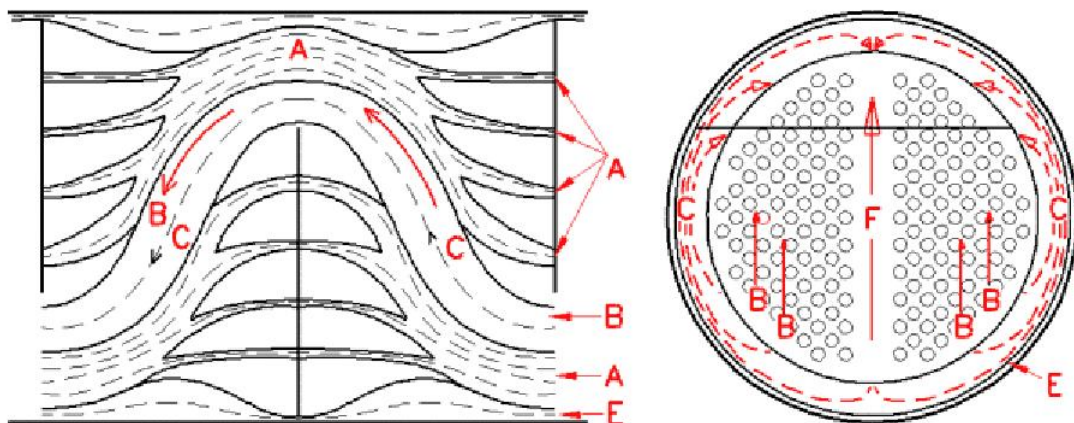


Figura 2.12: Correntes de fluxos em trocadores casco e tubos (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Corrente de fluxo cruzado puro (B):** corrente de fluxo cruzado efetiva, a qual pode ser relacionada ao fluxo ideal sobre o feixe de tubos. Esta corrente age forçando parte do fluxo através de folgas de vazamento e *bypass*.
- **Corrente de vazamento entre a parede do casco e a extremidade do defletor (E):** refere-se ao fluxo através da folga entre o defletor e a parede interna do casco (Figura 2.13).

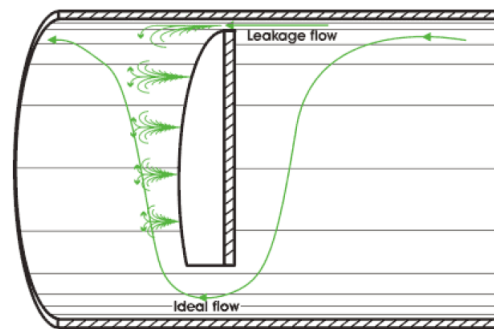


Figura 2.13: Corrente de vazamento E (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Corrente de vazamento entre tubos e defletor (A):** é formada devida à folga entre a parede do tubo e o orifício do defletor (Figura 2.14).

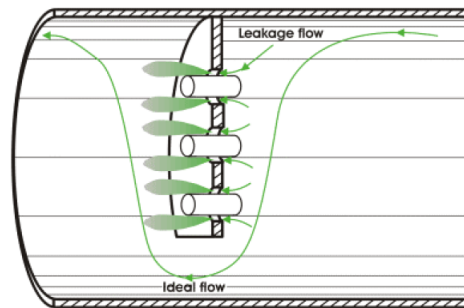


Figura 2.14: Corrente de vazamento A (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Corrente de bypass (C):** formada entre a parede do casco e o feixe de tubos (Figura 2.15).
- **Corrente de bypass formada na partição dos tubos devido à omissão de alguns tubos (F):** essa corrente foi adicionada ao modelo original de Tinker (1958) por Palen e Taborek (1969). O seu comportamento é similar a corrente C, mas estando presente somente em alguns arranjos de tubos.

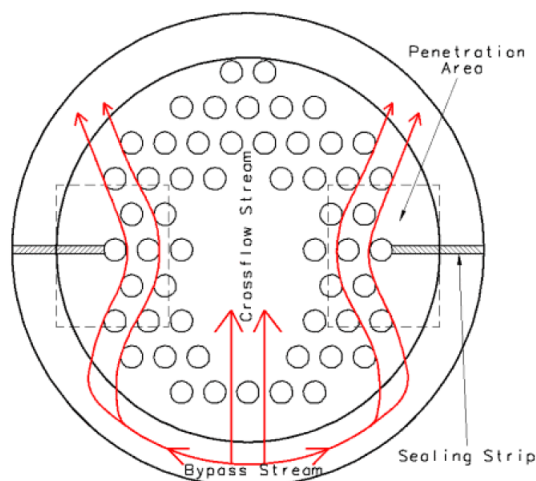


Figura 2.15: Correntes de bypass C (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

Tinker (1958) foi o pioneiro no desenvolvimento de um sistema comercial de avaliação (*rating*) de trocadores de calor. Ele demonstrou fórmulas para computar a queda de pressão e a transferência de calor características de trocadores de calor casco e tubos. Essas fórmulas foram baseadas em dados disponíveis de pesquisas sobre o escoamento cruzado em feixes de tubos e em trocadores de calor casco e tubos. O comportamento prático de algumas unidades comerciais foi utilizado para corrigir as correlações do feixe ideal de tubos. A queda de pressão total no trocador de calor foi a soma das perdas em fluxo cruzado, janela dos defletores e nas seções de entrada e de saída do casco. Fórmulas para a fração de fluxo e perda de carga das várias correntes foram dadas por Tinker. Estas foram usadas para computar a distribuição de fluxo e a perda de carga dentro do trocador de calor.

O método proposto por Tinker (1958) é dito ser um método analítico, pois se resumia na solução de equações referentes à perda de carga e transferência de calor dessas correntes de fluxo. Contudo, devido às dificuldades encontradas em obter dados para as correntes individuais bem como a falta de recursos computacionais que eram necessários à solução iterativa exigida levaram a simplificações na análise.

Segundo Palen e Taborek (1969), a apresentação do método não foi considerada muito clara, envolvendo cálculos muito complexos e por isso nunca se tornou amplamente aceito, mas foi a base para o **método de análise das correntes**.

Método de Bell-Delaware

De 1947 até 1963, o Departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware realizou extensivas pesquisas sobre o fluxo de fluido no lado do casco e a transferência de calor em trocadores de casco e tubos, levando em consideração os estudos de Tinker (1958) de distribuição de correntes. Em 1947, o projeto iniciou com o patrocínio da *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) a qual usou fundos provenientes da TEMA e de outras empresas do ramo de processos petroquímicos.

Os principais investigadores foram os professores Olaf Bergelin e Allan Colburn da Universidade de Delaware. A Tabela 2.1 mostra uma ordem cronológica durante aquele período do projeto que foi denominado Projeto Delaware.

Tabela 2.1: Histórico do desenvolvimento do Projeto Delaware

1947	Início do projeto com fundos da ASME
1947-1959	Programa experimental
1950	Primeiro relatório (Boletim n° 2)
1958	Segundo relatório (Boletim n° 4)
1960	Método de projeto publicado
1963	Relatório final (Boletim n° 5)

Em 1960, um método preliminar de cálculo de trocadores de calor casco e tubos do tipo *E* foi publicado e somente em 1963 o relatório final foi publicado.

Bell (1960) formulou um método a partir dos estudos da Universidade de Delaware, porém, buscando não usar um processo iterativo, o qual não é conveniente para o cál-

culo manual. Recorreu a simplificações resultando um método dito semi-analítico que mesmo respeitando os efeitos das correntes individuais de fluxo, vazamento e *bypass*, não faz uma interação rigorosa entre elas.

2.11.4 Método de Análise das Correntes

Com a necessidade da indústria em melhorar os métodos de projetos de trocadores de calor, a *Heat Transfer Research Inc.* (HTRI) foi estabelecida nos Estados unidos em 1962 com a finalidade de promover pesquisas nas áreas de transferência de calor e escoamento de fluidos.

Baseados no trabalho pioneiro de Tinker (1958), no banco de dados experimentais da HTRI e da Universidade de Delaware, Palen e Taborek (1969) desenvolveram um método proprietário de análise das correntes para calcular a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor casco e tubos. O método de análise das correntes desenvolvido pela HTRI foi uma rigorosa aplicação dos princípios de Tinker (1958) e da sua teoria das correntes individuais. Nesse método, o objetivo da análise foi determinar as quantidades relativas do fluxo de cada corrente através do casco, de tal maneira que as correlações para um feixe ideal de tubos pudessem ser utilizadas.

Para uma melhor compreensão do mecanismo físico do método, o modelo de distribuição de fluxo da Figura 2.12 foi convenientemente esquematizado como mostra a Figura 2.16. As correntes de fluxo são representadas por setas e designadas de acordo com a nomenclatura utilizada no trabalho de Tinker (1958), enquanto que as resistências ao fluxo para cada corrente são representadas por uma válvula e a letra K com o subscrito apropriado.

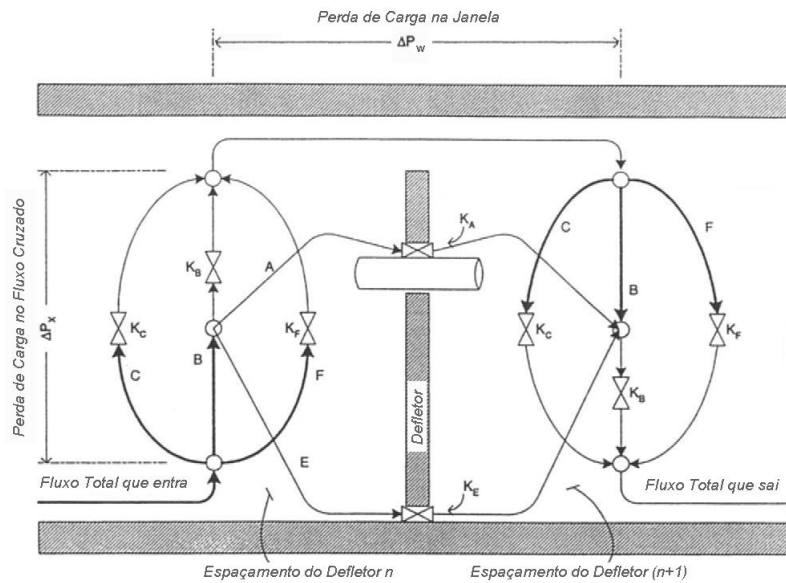


Figura 2.16: Modelo esquemático representativo do fluxo de correntes e das resistências através de um espaçamento do defletor (Fonte: Bell (2004)).

No método de análise das correntes, a perda de carga associada às correntes é expressa na forma da Equação 2.117.

$$\Delta P_j = f(K_j, S_j, W_j) \quad (2.117)$$

onde o subscrito j indica a corrente. A perda de carga é expressa como uma função do coeficiente de resistência de fluxo K para a corrente, a área de fluxo S disponível para a corrente, e a taxa mássica W .

As expressões para os coeficientes K_j foram obtidas a partir de dados experimentais por Palen e Taborék (1969). As frações para as correntes foram expressas na forma:

$$FF_j = \frac{Q_j(K_j, S_j, z_r)}{\sum_j Q_j} \quad (2.118)$$

onde z_r é a razão entre a perda de carga na janela e na região de fluxo cruzado.

A partir de um processo iterativo de cálculos o método permite determinar as frações de contribuição de cada corrente dentro do casco do trocador de calor. O

método resultou em um programa de computador denominado *Shell and Tube Heat Exchanger Computer Program* e permitiu a análise de uma grande quantidade de dados relativos às diferentes configurações de trocadores de calor casco e tubos em escala industrial.

Palen e Taborek (1969) apresentam comparações entre os resultados encontrados pelos métodos de Tinker (1958) e de Bell (1960) e o programa desenvolvido pela HTRI. Os erros encontrados em relação à transferência de calor e perda de carga, chegam a atingir valores de até 100% em relação aos da HTRI.

Salienta-se também que o método de análise das correntes não é de completo domínio público, sendo o seu acesso de uso exclusivo dos membros e associados da empresa HTRI.

2.12 Descrição do Método de Bell-Delaware

Segundo Palen e Taborek (1969), o método de Bell-Delaware (BELL, 1960) ainda é considerado o mais adequado dos métodos analíticos para os cálculos de trocadores casco e tubos para o lado do casco, pois se encontra ampla e claramente descrito na bibliografia e apresenta resultados dentro de uma faixa razoável de precisão.

O método se baseia no cálculo de fatores que descrevem a transferência de calor e a perda de carga em um feixe de tubos ideal modificado pela presença de defletores que introduzem distorções no escoamento devido aos vazamentos e *bypass* através de folgas.

2.12.1 Parâmetros Básicos de Entrada

Para o cálculo de um trocador de calor, é necessário que os dados de entrada sejam completamente especificados. Nesta seção são apresentados os parâmetros básicos para a análise do lado do casco num trocador casco e tubos, considerando a geometria do trocador conhecida, ou seja, sem haver a necessidade de uma pré-estimativa:

- **Diâmetro interno do casco (D_s):** é padronizado e encontra-se tabelado nas normas TEMA.
- **Diâmetro externo dos tubos (D_{te}):** é padronizado e encontra-se tabelado nas normas TEMA.
- **Espessura da parede dos tubos (L_{tp}):** a norma TEMA sugere a espessura da parede dos tubos de acordo com o tipo de material, pressão e temperatura.
- **Diâmetro interno dos tubos (D_{ti}):** pode ser calculado conhecendo-se o diâmetro externo e a espessura da parede do tubo. As tabelas referidas para o diâmetro externo do tubo também apresentam o diâmetro interno.
- **Número total de tubos no trocador de calor (N_{tt}):** o número total de tubos no trocador de calor pode ser conhecido por contagem direta ou através de tabelas de contagem de tubos (*Tube Counts*) onde se encontra N_{tt} em função de D_{out} (Diâmetro de limite externo dos tubos no casco), P (Passo) e do ângulo θ (Ângulo do arranjo dos tubos).

Além desses, existem outros parâmetros que afetam a contagem total de tubos, entre eles o diâmetro interno do casco, o tipo de feixe de tubos, o diâmetro externo do tubo e o número de passes nos tubos.

Deve-se considerar na contagem do número total de tubos os casos em que há a necessidade de se retirar algumas fileiras de tubos como, por exemplo, quando se tem

partições de passes nos tubos, ou quando se usa um acessório de proteção denominado de "quebra jato", que é uma placa de metal colocada logo abaixo do bocal de entrada e que tem por função a proteção do feixe de tubos contra os efeitos da velocidade excessiva do fluido.

- **Comprimento nominal e efetivo do tubo (L_{tn} e L_t):** A Figura 2.17 mostra as definições para os comprimentos de tubo.

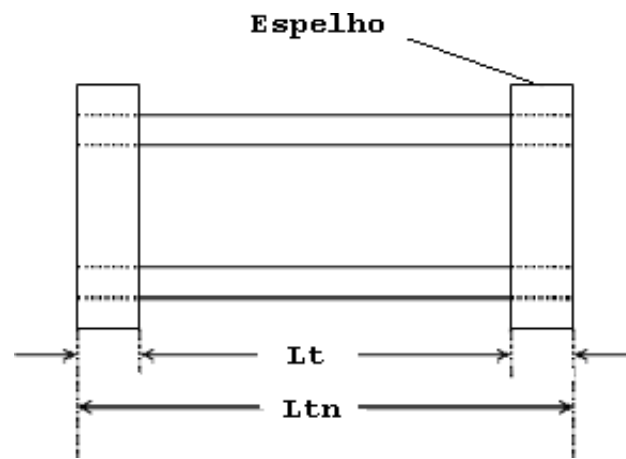


Figura 2.17: Comprimento dos Tubos.

O comprimento efetivo (L_t) é considerado nos cálculos de transferência de calor e depende do conhecimento da espessura dos espelhos, que pode ser estimada através das recomendações das normas TEMA dependendo se for espelho fixo ou de cabeçote flutuante. Os valores dos comprimentos devem ser multiplicados pelo número de passes nos tubos (N_{pt}) para a determinação do comprimento efetivo de fluxo nos tubos.

- **Ângulo característico formado pelo arranjo dos tubos no casco (θ):** o arranjo dos tubos é definido pelo ângulo característico e determina o número de tubos que podem ser colocados dentro do casco. Além de desejar acomodar o maior número possível de tubos numa dada seção transversal, deve-se prover espaço suficiente para o escoamento do fluido e uma boa limpeza. A Figura 2.18 mostra os possíveis arranjos de tubos e seus parâmetros.

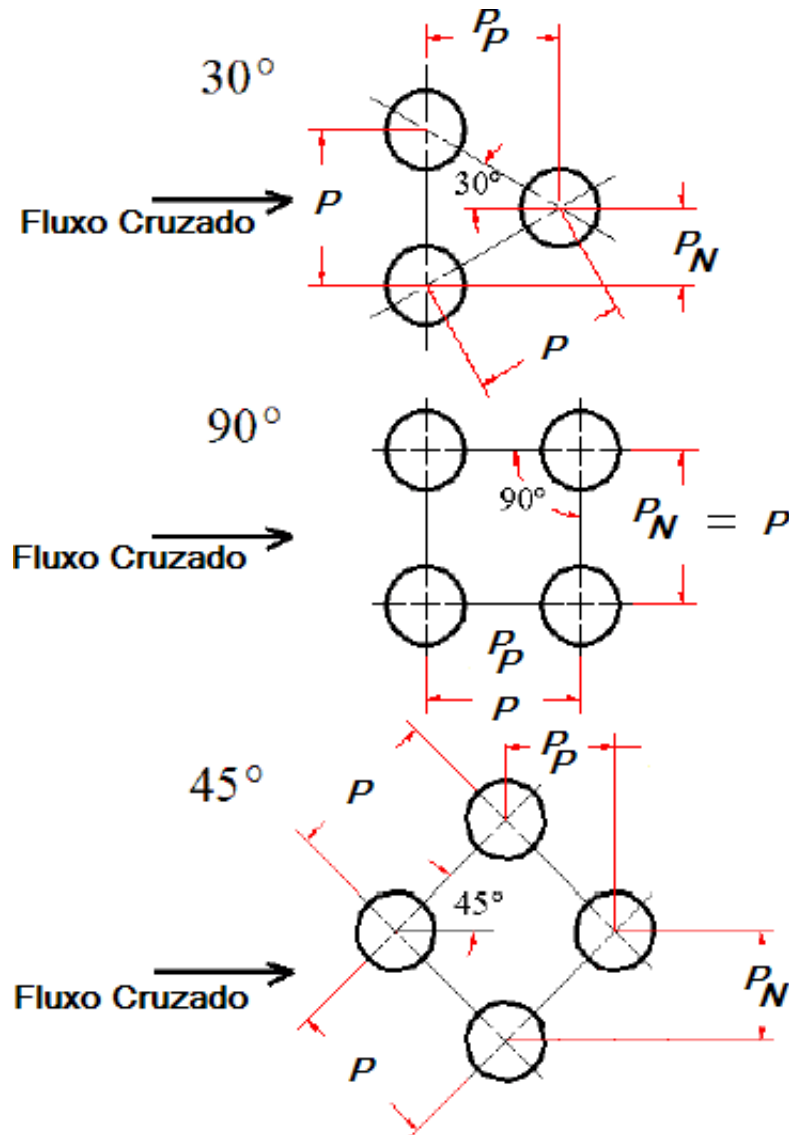


Figura 2.18: Arranjo dos Tubos (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

O arranjo de 30° ou passo triangular é usado geralmente quando o fluido do casco é limpo ou quando as incrustações podem ser removidas por tratamento químico. Proporciona melhores coeficientes de transferência de calor que o arranjo quadrado (45°), porém maior perda de carga. Seu uso é indicado para trocadores de espelhos fixos.

O passo quadrado alternado (45°) é de fácil limpeza mecânica externa, mas conduz a coeficientes de transferência de calor menores que o passo triangular.

O arranjo de 90° é indicado para regimes de escoamento turbulento, quando uma baixa perda de carga é desejada.

- **Distância de centro a centro de tubos adjacentes (P):** essa distância é usada na determinação do cálculo da área de fluxo cruzado. Quanto menor for essa distância, mais tubos serão alocados em um determinado casco. A norma TEMA sugere que a relação P/D_{te} mantenha-se entre o mínimo de 1,25 e o máximo de 1,5. A Tabela 2.2 apresenta os valores dos passos tubulares para os arranjos mostrados na Figura 2.18.

Tabela 2.2: Passos Tubular - Normal (P_N) e Paralelo (P_P).

Arranjo	P_N	P_P
30°	$0,5 \cdot P$	$0,866 \cdot P$
45°	$0,707 \cdot P$	$0,707 \cdot P$
90°	P	P

- **Porcentagem de corte do defletor (B_c):** é a relação existente entre a altura da janela do defletor e o diâmetro interno do casco (Figura 2.19).

$$B_c = \frac{\text{altura da janela}}{D_s} \cdot 100 \quad (2.119)$$

O corte de 25% é um valor médio que serve aproximadamente para todas as situações, por isso é largamente utilizado. Porém, é preferível empregar o valor correto do percentual de corte, dado pela Equação 2.119, fazendo com que a velocidade na janela seja aproximadamente igual à velocidade na corrente cruzada.

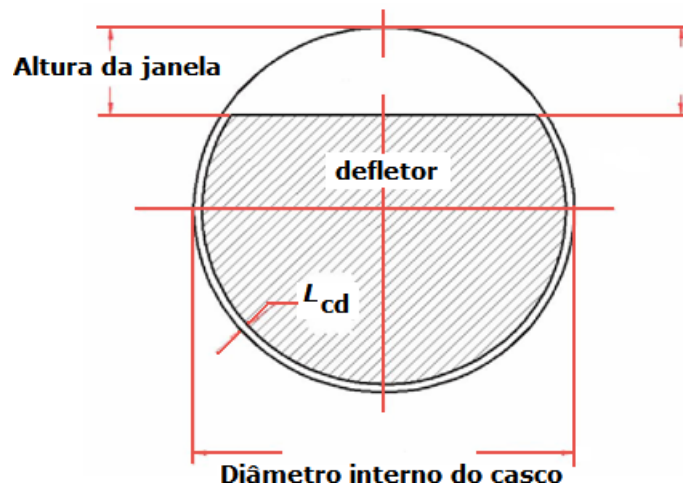


Figura 2.19: Corte do defletor (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Espaçamento entre defletores (L_s):** Considerando somente o espaçamento uniforme entre os defletores, isto é, retirando-se espaçamentos de entrada e saída, que podem diferir dos centrais, a norma TEMA sugere que para uma boa distribuição de fluxo o espaçamento mínimo deve ser em torno de 20% do diâmetro interno do casco, não menor que 50 *mm*.

O máximo espaçamento permissível deve considerar além da adequada distribuição de fluxo, suporte suficiente para os tubos.

Com relação à adequada distribuição de fluxo, o espaçamento máximo não deve exceder ao diâmetro interno do casco e para a segunda consideração, suporte suficiente para os tubos. Existe uma medida que se chama máxima distância não suportada e que é recomendada pelas normas TEMA como função do tipo de tubo (liso ou aletado), do diâmetro do tubo e do tipo de material do tubo. Uma precaução deve ser tomada nesta especificação, pois se o espaçamento for muito grande o fluxo tende a ser longitudinal, o que não é desejável.

- **Espaçamentos terminais de defletores (L_{si} e L_{so}):** em muitos trocadores de calor são utilizados grandes bocais de entrada e de saída fazendo com

que os espaçamentos dos defletores adjacentes a estes bocais sejam maiores do que na região central onde o espaçamento é uniforme (Figura 2.20). Essa diferença entre espaçamentos prejudica o desempenho térmico do trocador, pois nesta região a velocidade do fluxo decresce.

O método de Bell-Delaware prevê uma correção para o efeito de espaçamento de entrada e de saída diferentes dos centrais.

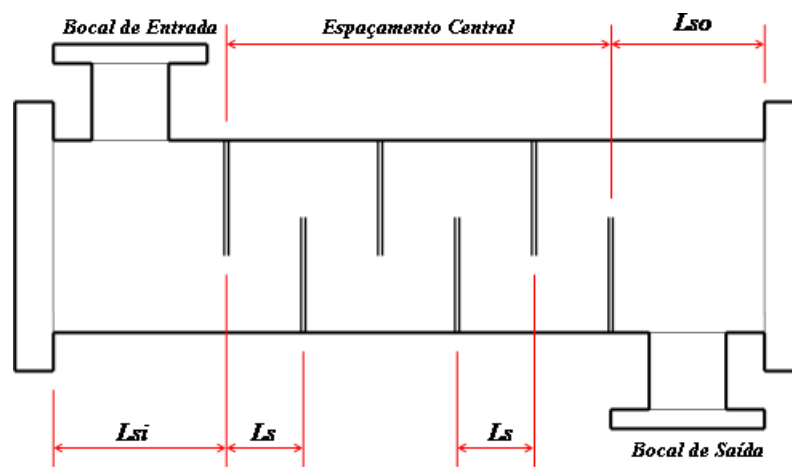


Figura 2.20: Espaçamentos Terminais de Defletores (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Número de passes nos tubos (N_{pt}):** para o cálculo do lado do casco, N_{pt} é usado somente para estimar a contagem dos tubos quando alguns tubos são omitidos devido a partições de passes nos tubos.

A Tabela 2.3 mostra valores aproximados do número máximo de passes nos tubo de acordo com diferentes valores de diâmetros do casco.

Tabela 2.3: Número máximo de passes nos tubos.

D_s (mm)	200	400 – 800	800 – 1200	> 1200
N_{pt} máximo	2	4 – 6	6 – 8	8 – 10

- **Número de tiras de selagem (N_{ss}):** quando a diferença entre o diâmetro interno do casco e do feixe de tubos excederem um valor de aproximadamente 30 mm , devem ser colocados pares de tiras de selagem (Figura 2.21) com a finalidade de evitar o decréscimo na eficiência da transferência de calor provocada por escoamento preferencial surgido na folga casco-feixe de tubos (*corrente C*). Essas tiras forçam o fluxo de volta ao feixe de tubos e é uma prática comum indicar um par de tiras de selagem para cada quatro a seis fileiras de tubos cruzados.

Os projetos de trocadores de calor com espelhos fixos e tubos em U usualmente não requerem tiras de selagem, ao contrário dos projetos com uso de cabeçotes flutuantes.

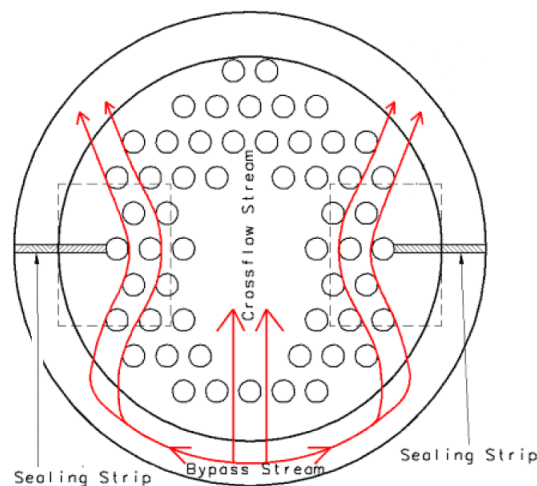


Figura 2.21: Tiras de Selagem (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

- **Folgas (L_{td}, L_{cd}, L_{cf}):** existem folgas entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor (L_{td}), o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor (L_{cd}) e o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos (L_{cf}). Através dessas folgas surgem correntes de vazamento e de *bypass* as quais afetam a transferência de calor.

O método de Bell-Delaware prevê correções para os efeitos dessas correntes e para isso as dimensões dessas folgas devem ser conhecidas.

A folga tubo-defletor (L_{td}) é recomendada pelas normas TEMA e deve ser $1/32$ polegadas acima do diâmetro externo do tubo (D_{te}) quando o comprimento máximo dos tubos sem apoio (L_s) for menor ou igual a 36 polegadas e $1/64$ polegadas acima do diâmetro externo dos tubos quando L_s for maior que 36 polegadas.

A folga casco-defletor (L_{cd}) é dada em função do diâmetro do casco, o qual é uma dimensão sujeita às tolerâncias de fabricação, assim como o diâmetro externo do defletor. A norma TEMA especifica uma folga média entre a parede do casco e o defletor dada pela Equação 2.120.

$$L_{cd} = 1,6 + 0,004 \cdot D_s \quad (2.120)$$

A folga casco-feixe (L_{cf}) (Figura 2.22) depende do tipo de feixe empregado, é encontrada a partir do diâmetro interno do casco e do diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos e pode ser equacionada como:

$$L_{cf} = D_s - D_{otl} \quad (2.121)$$

O diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos, D_{ctl} é dado por:

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{te} \quad (2.122)$$

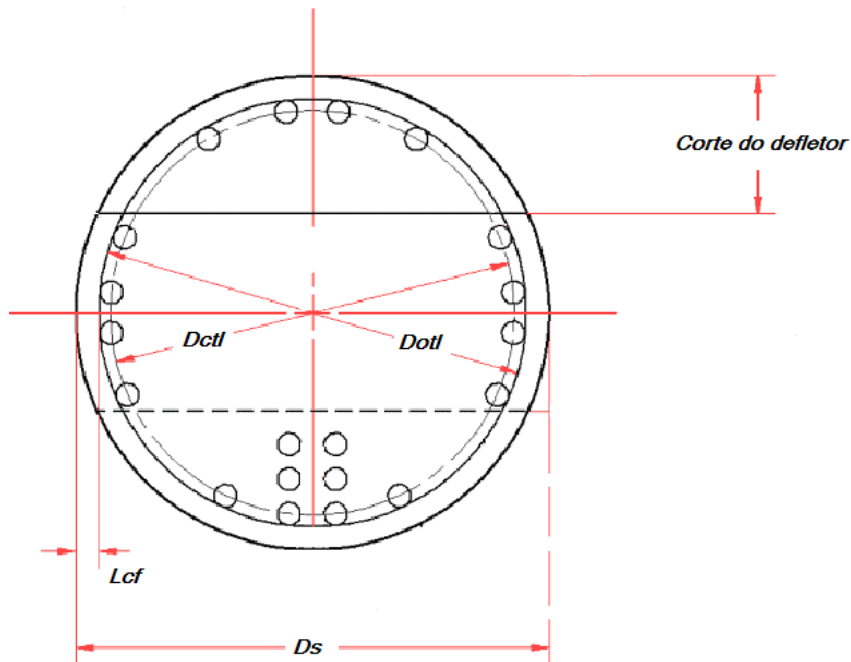


Figura 2.22: Folga casco-feixe (L_{cf}) e diâmetros característicos (D_{otl} e D_{ctl}) (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

2.12.2 Cálculos Auxiliares

Baseado nos dados de entrada requerido para a análise do trocador de calor, existe um número de cálculos requeridos para computar os vários fatores de correção, áreas de fluxo, etc., com a finalidade de calcular o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão para o lado casco. Estes são definidos nesta seção.

- **Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor (N_c):** é um parâmetro essencial para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga, é função do arranjo dos tubos e do passo e é calculado por:

$$N_c = \frac{D_s}{P_P} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (2.123)$$

- **Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor (N_{cw}):** é calculado por:

$$N_{cw} = \frac{0,8}{F_P} \cdot \left(D_s \cdot \frac{B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (2.124)$$

- **Áreas de fluxo na janela do defletor:** a área de escoamento através da janela (S_w) é a diferença entre a área total da janela (S_{wg}) e a área ocupada pelos tubos (S_{wt}).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (2.125)$$

onde

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ds})}{2 \cdot \pi} \right) \quad (2.126)$$

O ângulo θ_{ds} é o ângulo central formado pela intersecção do corte do defletor com a parede interna do casco (Figura 2.23).

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (2.127)$$

e

$$S_{wt} = N_{tt} \cdot F_w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{te}^2 \quad (2.128)$$

onde F_w é a fração de tubos na janela do defletor e é dado por:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (2.129)$$

θ_{ctl} é o ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl} , como pode ser visto na Figura 2.23.

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (2.130)$$

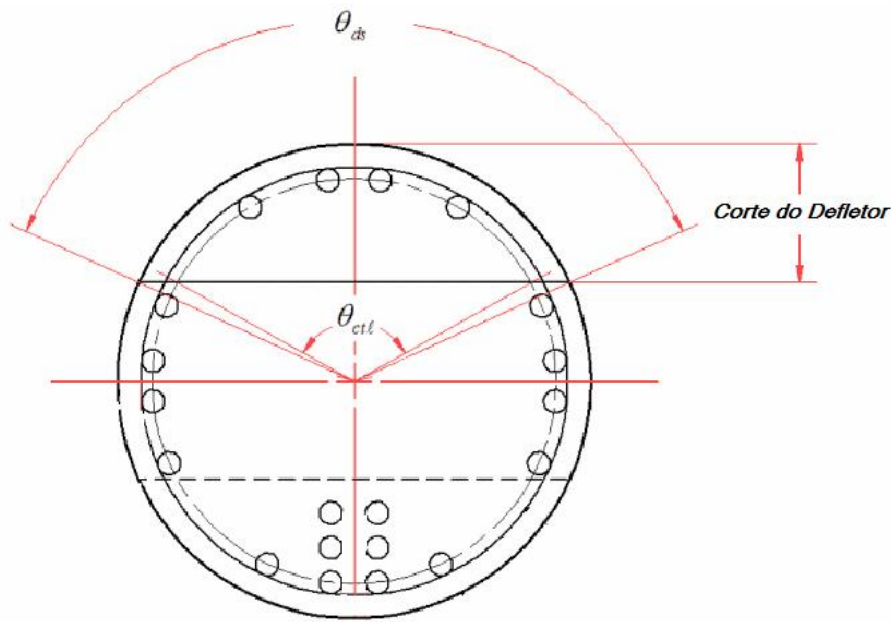


Figura 2.23: Ângulos de intersecção (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

O número de tubos na janela do defletor (N_{tw}) pode ser determinado por:

$$N_{tw} = N_{tt} \cdot F_w \quad (2.131)$$

- **Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro (F_c):** é dado por:

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (2.132)$$

- **Área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela numa seção reta do fluxo (dentro de um espaçamento entre defletores)(SM):** é a mínima área na direção do fluxo no lado do casco. É dependente do arranjo dos tubos e da folga entre o feixe de tubos e o diâmetro do lado do casco.

Para arranjos de 30° e 90° é dada por:

$$SM = L_s \cdot \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad (2.133)$$

Para arranjos de 45° é dada por:

$$SM = L_s \cdot \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P_N} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad (2.134)$$

onde P_N é o passo normal dado pela Tabela 2.2.

- **Diâmetro equivalente da janela (D_w):** requerido para o cálculo da perda de carga em regime de escoamento laminar, é dado por:

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{\pi \cdot D_{te} \cdot N_{tw} + \pi \cdot D_s \cdot \frac{\theta_{ds}}{360}} \quad (2.135)$$

- **Número de defletores (N_B):** calculado conforme os espaçamentos entre os defletores, como segue:

Para espaçamentos centrais e terminais iguais:

$$NB = \frac{L_t}{L_s} - 1 \quad (2.136)$$

Para espaçamentos terminais diferente dos centrais:

$$NB = \frac{L_t - L_{si} - L_{so}}{L_s} + 1 \quad (2.137)$$

- **Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de bypass (F_{bp}):** considerando apenas o fluxo de bypass que ocorre entre o feixe de tubos e a parede do casco:

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl}) \cdot L_s}{SM} \quad (2.138)$$

- **Área de vazamento (S_{cd}) entre o casco e o defletor (para um defletor):** conhecida a folga existente entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro do defletor (L_{cd}) a área circular formada será:

$$S_{cd} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{cd}}{2} \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad (2.139)$$

- **Área de vazamento (S_{td}) entre o tubo e o defletor (para um defletor):** dada por:

$$S_{td} = \frac{\pi}{4} \cdot ((L_{td} + D_{te})^2 - D_{te}^2) \cdot N_{tt} \cdot (1 - F_w) \quad (2.140)$$

2.12.3 Regimes de Escoamento para o Lado do Casco

O regime de escoamento do fluido no lado do casco é definido pelo número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{D_{te} \cdot m}{\mu} \quad (2.141)$$

onde D_{te} é o diâmetro externo do tubo e m é o fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco, dado por:

$$m = \frac{M}{SM} \quad (2.142)$$

onde M é a taxa mássica de fluido no lado do casco, em kg/s e SM é a área dada pela Equação 2.133 ou Equação 2.134. O regime de escoamento situa-se nas seguintes faixas de número de Reynolds:

Tabela 2.4: Regimes de escoamento no casco.

Intervalo	Regime
$Re > 100$	Turbulento e Transição
$Re \leq 100$	Laminar
$Re \leq 20$	Profundamente Laminar

O número de Prandtl para o lado do casco é dado pela Equação 2.69, onde as propriedades físicas são avaliadas à temperatura média do fluido do casco.

2.12.4 Fatores de Correção para a transferência de calor e perda de carga quanto a *bypass* e vazamento

O método de Bell-Delaware prevê correções para o coeficiente de transferência de calor e para a perda de carga devido a efeitos de vazamento e *bypass*. Essas correções podem ser calculadas como segue:

J_1 e R_1 - Fatores de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente: a diferença de pressão entre dois compartimentos de defletores adjacentes força parte do fluxo a penetrar nas folgas existentes entre a parede do casco e a extremidade do defletor (*corrente E*), o diâmetro do tubo e o orifício do defletor (*corrente A*). Isso causa um decréscimo na corrente de fluxo cruzado puro e conseqüentemente afeta o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga. Essas duas correntes de vazamento podem alcançar valores acima de 40% e são os fatores mais importantes no cálculo das correções.

Um dos parâmetros usados para o cálculo das correções é dado por:

$$R_{lm} = \frac{S_{cd} + S_{td}}{SM} \quad (2.143)$$

que é a razão entre ambas as áreas de vazamento e a área de fluxo cruzado puro. O

outro parâmetro utilizado é a razão da área de vazamento casco-defletor e a soma das áreas de vazamento e é expresso por:

$$R_s = \frac{S_{cd}}{S_{cd} + S_{td}} \quad (2.144)$$

Assim obtêm-se gráficos de J_l e R_l com uma série de curvas para diferentes valores de R_s e de R_{lm} as quais podem ser aproximadas por:

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - R_s) + (1 - 0,44 \cdot (1 - R_s)) \cdot \exp(-2,2 \cdot R_{lm}) \quad (2.145)$$

e

$$R_l = \exp(-1,33 \cdot (1 + R_s) \cdot R_{lm}^p) \quad (2.146)$$

onde

$$p = -0,15 \cdot (1 + R_s) + 0,8 \quad (2.147)$$

A mais severa correção acontece para o parâmetro $R_s = 1$, e deve-se somente à área de vazamento casco-defletor. Uma correção menos rigorosa quando $R_s = 0$.

Um projeto ótimo de trocador de calor deve possuir valores de J_l não menos do que 0,6 e preferencialmente entre 0,7 a 0,9.

J_b e R_b - Fatores de correção para os efeitos de *bypass* no feixe de tubos na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente: para a determinação dos fatores J_b e R_b devem-se conhecer os parâmetros F_{bp} (razão de *bypass* para a área de fluxo cruzado), N_{ss} (número de pares de tiras de selagem) e N_c (número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor).

Na transferência de calor:

$$J_b = \exp \left(-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}} \right) \right) \quad (2.148)$$

onde:

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (2.149)$$

O parâmetro C_{bh} depende do regime de escoamento no casco como segue:

Para fluxo laminar:

$$C_{bh} = 1,35 \quad (2.150)$$

Para fluxo turbulento e transição:

$$C_{bh} = 1,25 \quad (2.151)$$

Na perda de carga:

$$R_b = \exp \left(-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}} \right) \right) \quad (2.152)$$

e o parâmetro C_{bh} pode ser:

Para fluxo laminar:

$$C_{bh} = 4,5 \quad (2.153)$$

Para fluxo turbulento e transição:

$$C_{bh} = 3,7 \quad (2.154)$$

J_c - Fator de correção para a transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor: o fator de correção J_c é usado para expressar os efeitos do fluxo na janela do defletor, este fator é função do diâmetro D_{ctl} e do corte do defletor B_c , os quais estão relacionados ao número de tubos na janela do defletor e, sendo assim, podem ser expressos unicamente através do parâmetro F_c .

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (2.155)$$

J_r - Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar: quando o fluido está em escoamento profundamente laminar há a formação de uma camada limite na qual se desenvolve um gradiente adverso de temperatura e este, opondo-se a transferência de calor, causa um decréscimo nos coeficientes de transferência de calor local e médio. Quando o número de Reynolds é maior do que 20 a camada limite é sujeita a perturbações diminuindo seu efeito sobre a transferência de calor e assim continua diminuindo até que atinja o fluxo turbulento, quando o efeito da camada limite sobre a transferência de calor desaparece por completo.

Para $Re \leq 20$,

$$J_r = \left(\frac{10}{N_{tc}} \right)^{0,18} \quad (2.156)$$

onde N_{tc} é o número total de fileiras de tubos cruzadas no trocador, dado pela Equação 2.157:

$$N_{tc} = (N_c + N_{cw}) \cdot (NB + 1) \quad (2.157)$$

Para $20 < Re \leq 100$

Reescrevendo a Equação 2.156 como:

$$J_{r1} = \left(\frac{10}{N_{tc}} \right)^{0,18} \quad (2.158)$$

então

$$J_r = J_{r1} + \left(\frac{20 - \text{Re}}{80} \right) \cdot (J_{r1} - 1) \quad (2.159)$$

Para $\text{Re} > 100$

$$J_r = 1 \quad (2.160)$$

J_s e R_s - Fatores de correção para o espaçamento entre defletores diferente na entrada e/ou saída para a transferência de calor e para a perda de carga, respectivamente: quando os espaçamentos de entrada e saída forem diferentes dos centrais devido a exigências construtivas, causarão uma diminuição no fluxo mássico e, conseqüentemente, mudanças no coeficiente de transferência de calor médio do lado do casco.

O método de Bell-Delaware prevê correções na seguinte forma:

Para a transferência de calor:

$$J_s = \frac{NB - 1 + (\hat{L}_i)^{1-n} + (\hat{L}_o)^{1-n}}{NB - 1 + \hat{L}_i + \hat{L}_o} \quad (2.161)$$

onde o índice n é igual a 0,6 para o fluxo turbulento e igual a 0,3 no fluxo laminar. As outras definições são complementadas por:

$$\hat{L}_i = \frac{L_{si}}{L_s} \quad (2.162)$$

e

$$\hat{L}_o = \frac{L_{so}}{L_s} \quad (2.163)$$

Quando os espaçamentos forem iguais,

$$L_s = L_{si} = L_{so} = \hat{L}_i = \hat{L}_o \quad (2.164)$$

e

$$J_s = 1 \quad (2.165)$$

Na perda de carga:

$$R_s = \left(\frac{L_s}{L_{so}} \right)^{2-n} + \left(\frac{L_s}{L_{si}} \right)^{2-n} \quad (2.166)$$

onde o índice n é igual a 0, 2 para o fluxo turbulento e igual a 1, 0 no fluxo laminar.

A correção total na transferência de calor é dada pela Equação 2.167.

$$J_{total} = J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (2.167)$$

Para valores de J_{total} muito baixo, menor que 0, 4, deve-se reavaliar o projeto inicial quanto aos parâmetros construtivos.

2.12.5 Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais

A transferência de calor e a perda de carga para o fluxo ideal sobre um feixe de tubos dependem de dois fatores, j_i e o fator de atrito f_i , respectivamente.

$$j_i = a_1 \cdot \left(1,33 \cdot \frac{D_{te}}{P} \right)^a \cdot Re^{a_2} \quad (2.168)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot Re^{a_4}} \quad (2.169)$$

$$f_i = b_1 \cdot \left(\frac{1,33 \cdot D_{te}}{P} \right)^b \cdot Re^{b_2} \quad (2.170)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot Re^{b_4}} \quad (2.171)$$

onde todas as constantes são retiradas da Tabela 2.5.

Tabela 2.5: Valores das constantes utilizadas para o cálculo da transferência de calor e perda de carga (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

Arranjo	Reynolds	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
30°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519	0,372	-0,123	7,000	0,500
	10 ⁴ – 10 ³	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10 ³ – 10 ²	0,593	-0,477			4,570	-0,476		
	10 ² – 10	1,360	-0,657			45,100	-0,973		
	10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
45°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500	0,303	-0,126	6,590	0,520
	10 ⁴ – 10 ³	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	10 ³ – 10 ²	0,730	-0,500			3,500	-0,476		
	10 ² – 10	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	10	1,550	-0,667			32,000	-1,000		
90°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370	0,391	-0,148	6,300	0,378
	10 ⁴ – 10 ³	0,107	-0,266			0,082	0,022		
	10 ³ – 10 ²	0,408	-0,460			6,090	-0,602		
	10 ² – 10	0,900	-0,631			32,100	-0,963		
	10	0,970	-0,667			35,000	-1,000		

Uma vez encontrado os valores de j_i e f_i pode-se então, calcular o coeficiente de transferência de calor (Equação 2.172) e a perda de carga ideais (Equação 2.173).

$$h_{ideal} = j_i \cdot Cp \cdot m \cdot Pr^{-2/3} \cdot \phi \quad (2.172)$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 \cdot f_i \cdot N_c \cdot m^2}{\rho \cdot \phi} \quad (2.173)$$

2.12.6 Coeficiente de Transferência de Calor Real

A partir do conhecimento do coeficiente de transferência de calor ideal este é corrigido através dos fatores de correção:

$$h_e = h_{ideal} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s = h_{ideal} \cdot J_{total} \quad (2.174)$$

2.12.7 Perda de Carga Real

A perda de carga real para o lado do casco é composta pela soma dos seguintes componentes:

ΔP_c - **Perda de carga no fluxo cruzado puro:** esta perda de carga ocorre entre as extremidades do defletor (Figura 2.24), ficando sujeita às correções dos efeitos de vazamento e *bypass*.

$$\Delta P_c = \Delta P_{ideal} \cdot (NB - 1) \cdot R_b \cdot R_l \quad (2.175)$$

onde NB é o número de defletores, R_l é o fator de correção para os efeitos de vazamento (*correntes A e E*), R_b é o fator de correção para os efeitos de *bypass*.

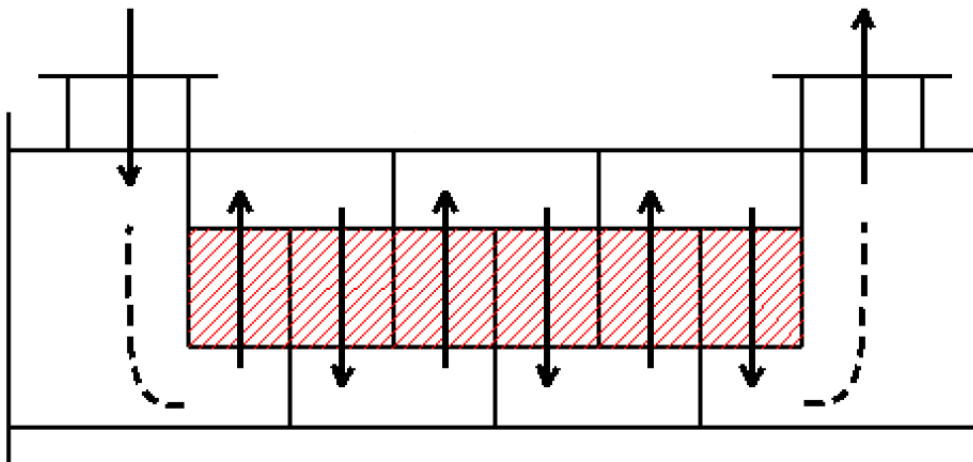


Figura 2.24: Região da queda de pressão em fluxo cruzado (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

ΔP_w - **Perda de carga nas janelas dos defletores:** esta perda de carga é afetada pelos vazamentos, mas não por efeitos de *bypass* (Figura 2.25). O método de Bell oferece duas correlações diferentes, uma para escoamento turbulento e outra para escoamento laminar. Ambas as correlações empregam para o cálculo do fluxo mássico m_w , a média geométrica da área de fluxo cruzado SM e a área de fluxo na janela do defletor S_w .

$$m_w = \frac{M}{\sqrt{SM \cdot S_w}} \quad (2.176)$$

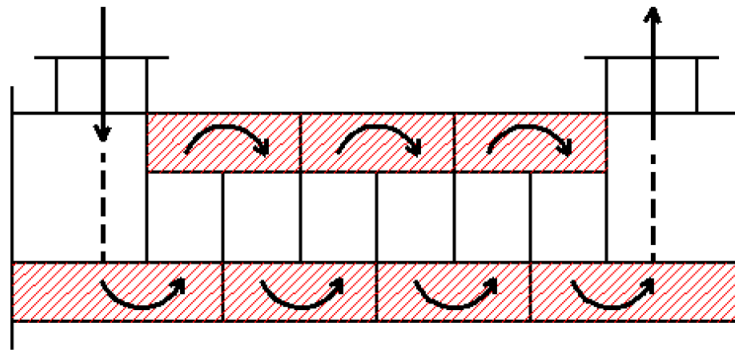


Figura 2.25: Região da queda de pressão nas janelas dos defletores (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

Portanto a perda de carga nas janelas dos defletores pode ser calculada como segue:

Para escoamento turbulento:

$$\Delta P_w = NB \cdot \left((2 + 0,6 \cdot N_{cw}) \cdot \frac{m_w^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot R_l \quad (2.177)$$

Para escoamento laminar:

$$\Delta P_w = NB \cdot \left(26 \cdot \frac{m_w}{\rho} \cdot \mu \cdot \left[\frac{N_{cw}}{P - D_{te}} + \frac{L_s}{D_w^2} \right] + 2 \cdot \frac{m_w^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot R_l \quad (2.178)$$

ΔP_e - **Perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador:** esta perda de carga é afetada por *bypass*, mas não por efeitos de vazamento (Figura 2.26) e é dada por:

$$\Delta P_e = \Delta P_{ideal} \cdot \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (2.179)$$

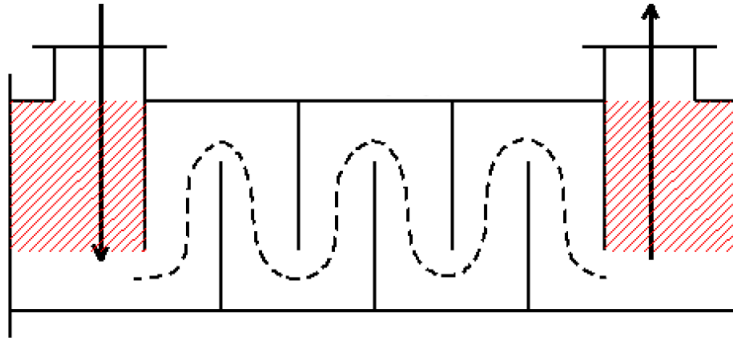


Figura 2.26: Região da queda de pressão nas seções de entrada e saída (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

ΔP_{bocais} - **Perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador:** esta perda de carga é baseada na velocidade do fluido nos bocais (Figura 2.27) e são expressas em termos do adimensional K ((SAUNDERS, 1988)):

$$\Delta P_{bocais} = K \cdot \frac{\rho \cdot V_{bocal}^2}{2} \quad (2.180)$$

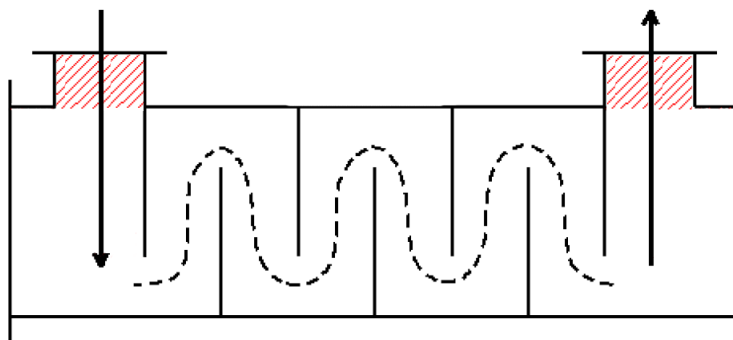


Figura 2.27: Região da queda de pressão nos bocais de entrada e saída (Fonte: Bell e Mueller (2001)).

O adimensional K que caracteriza essas perdas é calculado da seguinte forma:

Com uso de quebra jato:

$$K = 1 + \left(\frac{A_{bocal}}{A_{escape}} \right)^2 \quad (2.181)$$

Sem o uso de quebra jato:

$$K = 1 + \frac{1}{\left(\left(\frac{A_{escape}}{A_{bocal}} \right) + 0,6 \cdot \left(P - \frac{D_{te}}{P} \right) \right)^2} \quad (2.182)$$

onde para o bocal de entrada:

$$A_{bocal} = \frac{\pi \cdot Di_{bocal}^2}{4} \quad (2.183)$$

e

$$A_{escape} = \pi \cdot Di_{bocal} \cdot Hi_{bocal} \quad (2.184)$$

para o bocal de saída:

$$A_{bocal} = \frac{\pi \cdot Do_{bocal}^2}{4} \quad (2.185)$$

e

$$A_{escape} = \pi \cdot Do_{bocal} \cdot Ho_{bocal} \quad (2.186)$$

A Figura 2.28 mostra a nomenclatura nos bocais do trocador de calor para o lado do casco.

Finalmente, a perda de carga total no lado casco é computada pela Equação 2.187.

$$\Delta P_{casco} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_{bocais} \quad (2.187)$$

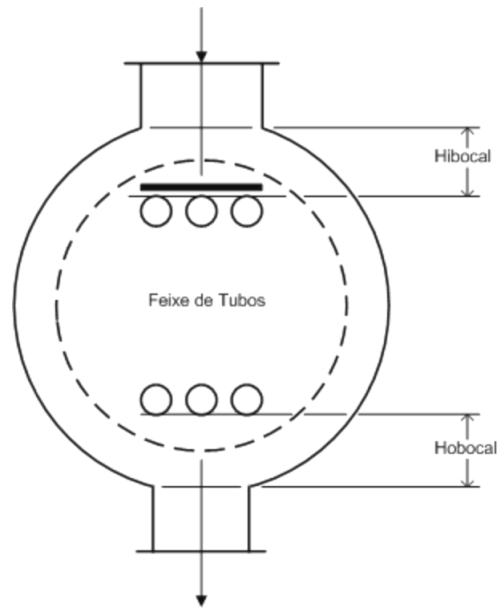


Figura 2.28: Nomenclatura nos bocais de entrada e saída.

2.13 Extensão do Método de Bell-Delaware a Trocadores com casco tipo F

O método de Bell-Delaware foi inicialmente derivado para trocadores de calor casco e tubos com apenas um passe no casco. Contudo, Saunders (1988) mostra que o método pode ser usado para obter uma solução aproximada para um trocador do tipo TEMA F se for considerado que não existem correntes de vazamentos entre o defletor longitudinal e o casco.

Um trocador com casco tipo F pode ser considerado como um trocador de casco tipo E na qual a área de fluxo cruzado e nas janelas dos defletores é dividida pela presença do defletor longitudinal no casco. Para espaçamentos idênticos entre os defletores e mesma vazão de entrada, as velocidades no fluxo cruzado e nas janelas são duas vezes àquelas para um trocador tipo E.

Essa mudança na geometria do trocador afeta a transferência de calor e a perda de

carga no lado do casco e o método de Bell-Delaware é modificado da seguinte forma para o trocador de casco tipo F:

- A partir do conhecimento do número de Reynolds, calculado pela Equação 2.141, este deve ser multiplicado por um valor igual a dois, em razão da velocidade no trocador de casco tipo F ser duas vezes àquela de um trocador de casco tipo E.

$$Re_{\text{modificado}} = 2 \cdot Re \quad (2.188)$$

- O coeficiente de transferência de calor h_e calculado pela Equação 2.174 é multiplicado por um fator Ω_1 conforme a Tabela 2.6.

Tabela 2.6: Modificações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para trocadores de casco tipo F (Fonte: Saunders (1988)).

Arranjo	Reynolds Modificado	Ω_1
30°	> ou = 300	1,55
	< 300	1,28
45°	> ou = 300	1,55
	< 300	1,28
90°	> ou = 300	1,57
	< 300	1,35

Ressalta-se que para o trocador de casco tipo F, o número total de defletores no casco é duas vezes aquele para um trocador do tipo E, em consequência disto, o fator de correção J_s (Equação 2.161) deve ser calculado pela Equação 2.189.

$$J_s = \frac{2 \cdot NB - 1 + (\hat{L}_i)^{1-n} + (\hat{L}_o)^{1-n}}{2 \cdot NB - 1 + \hat{L}_i + \hat{L}_o} \quad (2.189)$$

onde todos os outros termos foram definidos na Subseção 2.12.4.

Assim, o coeficiente de transferência de calor para o trocador tipo F é estimado pela Equação 2.190.

$$h_{e_{Fshell}} = h_e \cdot \Omega_1 \quad (2.190)$$

- Para a perda de carga em fluxo cruzado e nas seções de entrada e saída do trocador tipo F, o procedimento consiste em multiplicar as equações 2.175 e 2.179 por um fator Ω_2 (Tabela 2.7), obtendo-se as equações 2.191 e 2.192.

$$\Delta P_{c_{Fshell}} = \Delta P_c \cdot \Omega_2 \quad (2.191)$$

$$\Delta P_{e_{Fshell}} = \frac{\Delta P_e \cdot \Omega_2}{2} \quad (2.192)$$

Tabela 2.7: Modificações para a perda de carga em fluxo cruzado e nas seções de entrada e saída para trocadores de casco do tipo F (Fonte: Saunders (1988)).

Arranjo	Regime de escoamento no casco	Ω_2
30°	laminar	4,00
	turbulento	6,73
45°	laminar	4,00
	turbulento	3,73
90°	laminar	4,00
	turbulento	8,00

- A perda de carga nas janelas do defletor é calculada conforme o regime de escoamento.

No regime laminar:

$$\Delta P_{w_{Fshell}} = 4 \cdot \Delta P_w \quad (2.193)$$

No regime turbulento:

$$\Delta P_{w_{Fshell}} = 8 \cdot \Delta P_w \quad (2.194)$$

Capítulo 3

Modelos para a Avaliação de Trocadores de Calor Casco e Tubos

No Capítulo 2, uma descrição geral dos diferentes tipos e configurações de trocadores de calor casco e tubos foi apresentada, as diferentes metodologias de análise e as equações básicas para descrever a transferência de calor e a perda de carga foram revisadas tanto para o lado dos tubos como para o lado do casco.

Neste capítulo, a aplicação dos métodos revisados constitui a base para o desenvolvimento de modelos matemáticos para a avaliação do desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor casco e tubos implementados no simulador *EMSO*.

O capítulo está dividido em três seções. A primeira seção trata das diferenças existentes entre os termos relacionados ao projeto e à avaliação de trocadores de calor.

A segunda seção trata da modelagem matemática dos trocadores de calor onde um modelo completo para os equipamentos é descrito.

A terceira seção discorre da implementação dos modelos no simulador de uma

forma estruturada e hierárquica.

3.1 Avaliação de Trocadores de Calor

Bell (1983) identifica alguns termos usados em problemas de trocadores de calor os quais são geralmente confundidos. Estes são: o projeto (*Design Method*) e a avaliação (*Rating Method*). O termo projeto refere-se ao dimensionamento do trocador de calor sendo conhecidas as temperaturas de entrada e de pelo menos uma das temperaturas de saída das correntes quente ou fria. O problema envolve a determinação do tipo de trocador de calor, a alocação das correntes, material do casco e dos tubos e o tamanho físico do equipamento que venha satisfazer a taxa de calor total e a perda de carga admissível para o processo.

Outros critérios também são especificados, tais como a máxima ou a mínima velocidade dos fluidos, facilidade de limpeza e manutenção, limitações no peso e comprimento, vibrações nos tubos, etc. Cada problema em projeto possui uma grande variedade de potenciais soluções, porém somente algumas específicas terão a melhor combinação que envolve as características do equipamento e os custos a ele associados.

O termo avaliação refere-se à determinação do desempenho térmico e hidráulico de um trocador de calor completamente definido, isto é, são conhecidas as temperaturas de entrada para ambas as correntes quente e fria, a configuração e a geometria do trocador. Assim, o problema consiste em determinar as temperaturas de saída, a taxa de calor total e a queda de pressão do fluido dos tubos e do casco. A Figura 3.1 mostra uma estrutura lógica para o processo de dimensionamento (projeto) de um trocador de calor conforme sugerido por Bell (1983).

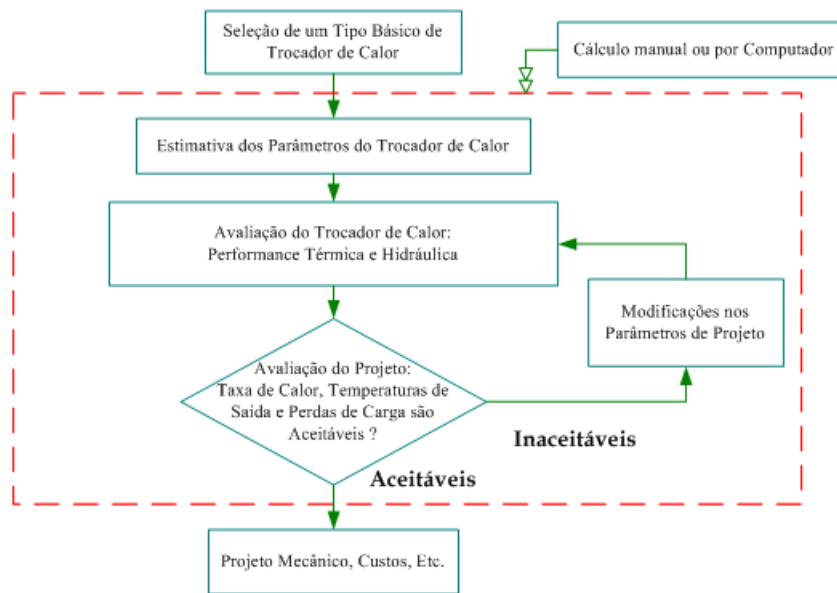


Figura 3.1: Estrutura lógica básica para o projeto de trocadores de calor (Fonte: Bell (1983)).

A Figura 3.1 mostra claramente que a avaliação do trocador de calor está diretamente ligada ao seu projeto. Isto significa dizer que se a configuração do trocador de calor selecionado para a etapa de avaliação atender às necessidades do serviço requerido com uma aceitável performance térmica e com a queda de pressão em ambos os fluidos abaixo da máxima permitida, esta configuração pode ser considerada uma solução para o problema. Ao contrário do exposto acima, se a avaliação demonstrar ser deficiente em alguma das restrições, uma modificação nos parâmetros essenciais do projeto se faz necessário.

Considerações a respeito da modificação nos parâmetros geométricos de trocadores de calor casco e tubos e a sua subsequente influência no desempenho térmico e hidráulico podem ser encontradas na literatura especializada sobre o assunto, como o *Heat Exchanger Design Handbook* (HEWITT, 1983) e o livro de Saunders (1988), por exemplo.

Nesse contexto, torna-se de extrema importância ao engenheiro de processos um entendimento básico da influência de cada um desses parâmetros sobre o desempenho

do trocador, bem como a correta seleção do método de análise a ser empregado na etapa de avaliação.

Na Figura 3.2 é ilustrada a função de um programa computacional para a etapa de avaliação (*Rating Program*) do projeto de trocadores de calor casco e tubos:

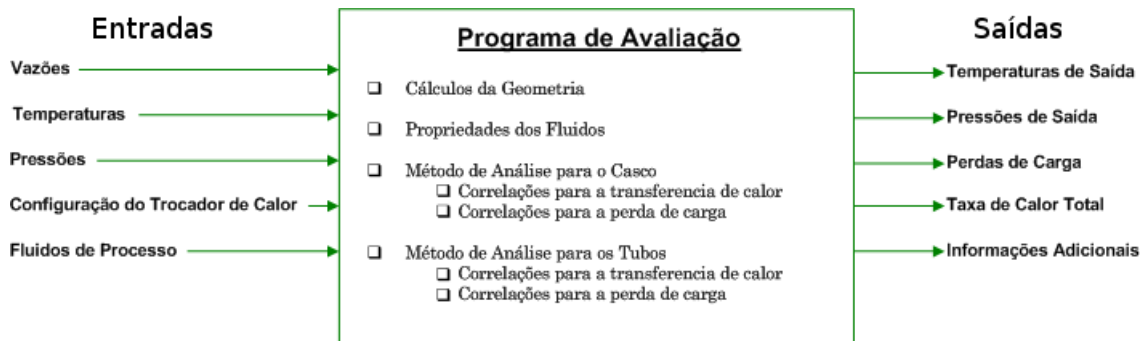


Figura 3.2: Estrutura de um programa de avaliação de trocadores de calor casco e tubos.

Nesse programa, as especificações para o problema são as informações das correntes do processo (temperaturas, vazões, pressões, composições, etc.), os fluidos de trabalho e a configuração do trocador de calor. O programa de avaliação realiza basicamente três tipos de cálculos. Primeiro, são calculados os parâmetros geométricos internos do equipamento, tais como áreas de fluxo, áreas de vazamentos e *bypass* e as propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos. Os outros dois cálculos básicos - transferência de calor e queda de pressão - são avaliados para ambas as correntes na configuração especificada.

Os resultados gerados pelo programa são as temperaturas e pressões de saída para ambas as correntes, a taxa de calor total transferida durante o processo e as perdas de carga. As informações adicionais que também são computadas pelo programa consistem em relatar os principais parâmetros que afetam o desempenho do trocador de calor.

Na seção seguinte é apresentado um modelo completo para a avaliação de troca-

dores de calor casco e tubos em forma de um algoritmo com diferentes metodologias de cálculos e modelagem. Este modelo constitui a base para o desenvolvimento de modelos computacionais para a avaliação do desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor casco e tubos implementados no simulador *EMSO*.

3.2 Modelo Completo

Um modelo matemático para a avaliação de trocadores de calor deve ser tal que possa prever o comportamento térmico e hidráulico do equipamento com eficácia e que produza como resultados as informações necessárias para uma posterior otimização do projeto.

Além disso, deve ter a habilidade de poder tratar com os diferentes tipos de configurações comumente encontradas para esses equipamentos na indústria, e estar apto a utilizar diferentes metodologias de cálculos e correlações. É desejável também que o usuário possa dispor de certas facilidades para editar os modelos e que possa acrescentar qualquer informação adicional ou procedimentos que o mesmo tenha acesso e que venha cobrir as limitações, e simplificações nas correlações utilizadas.

A revisão bibliográfica, descrita no Capítulo 2 desta dissertação, mostra que para a análise do trocador de calor para o lado dos tubos uma enorme variedade de correlações existe para a predição da transferência de calor e a perda de carga. Porém, para o lado do casco esta se torna mais complexa devido à não idealidade da corrente fluida dentro do casco do trocador de calor.

O estudo comparativo entre os diversos métodos existentes para a análise do casco mostrou que o método de Bell-Delaware (BELL, 1960) se torna a melhor opção, devido

às limitações dos outros métodos e da ausência de uma completa descrição do método de análise das correntes.

O método de Bell (1960) também possui algumas restrições quanto à sua aplicabilidade, é restrito aos trocadores de calor casco e tubos operando em regime estacionário, sem mudança de fases e com defletores segmentados.

Além disso, na literatura aberta, há pouca ou quase nenhuma informação a respeito do uso do método de Bell (1960) para outras configurações de trocadores de calor, exceto aquelas descritas no Capítulo 2, é encontrada.

Em vista do exposto acima e em função dos objetivos propostos para este trabalho, foram desenvolvidos procedimentos hierárquicos de cálculos para a avaliação dos trocadores de calor casco e tubos descritos no Capítulo 2 e identificados por:

- **Trocador TEMA E** - um passe no casco e um número par de passes nos tubos;
- **Trocador TEMA F** - dois passes no casco e um número par de passes nos tubos com um defletor longitudinal ao longo do casco;
- **Trocador Multipasses** - consistem de vários trocadores do tipo TEMA E conectados em série. Cada unidade trocadora contém o mesmo número de passes no casco e nos tubos e a mesma configuração geométrica;

Dois tipos de modelagem foram considerados para os equipamentos: uma modelagem a parâmetros concentrados, onde as propriedades dos fluidos são avaliadas em seus valores médios e uma modelagem a parâmetros distribuídos, onde o trocador de calor é dividido em partes e cada parte é avaliada separadamente como sendo uma unidade trocadora.

Para o lado dos tubos, a transferência de calor e a perda de carga são avaliadas pelas correlações e equações vistas na Seção 2.8 do Capítulo 2. Para o lado do casco, o método de Bell-Delaware (BELL, 1960) é aplicado com algumas modificações propostas conforme o tipo de modelagem considerada. Ao final da análise, o programa de avaliação disponibiliza em detalhes os principais parâmetros que influenciam na transferência de calor e na perda de carga do trocador de calor.

Independentemente do tipo de modelagem utilizada é necessário estabelecer quais os parâmetros geométricos básicos de entrada, alocação dos fluidos, tipo de trocador de calor e as informações das correntes materiais que devem ser conhecidas para a completa caracterização do equipamento e do processo a ser simulado.

Na Tabela 3.1 são mostradas as informações das correntes do processo e na Tabela 3.2 são mostrados os parâmetros geométricos e a configuração do trocador de calor que devem ser conhecidos.

Tabela 3.1: Correntes do processo

Seção	Informação	Descrição
Corrente Quente	T	Temperatura de entrada da corrente
	P	Pressão de entrada da corrente
	F	Vazão molar da corrente
	z	Composição molar da corrente
Corrente Fria	T	Temperatura de entrada da corrente
	P	Pressão de entrada da corrente
	F	Vazão molar da corrente
	z	Composição molar da corrente

A Figura 3.3 mostra o algoritmo simplificado para o programa de avaliação de trocadores de calor, as informações de entrada que são requeridas para a simulação e as opções disponíveis para os métodos de cálculo e para a análise do equipamento.

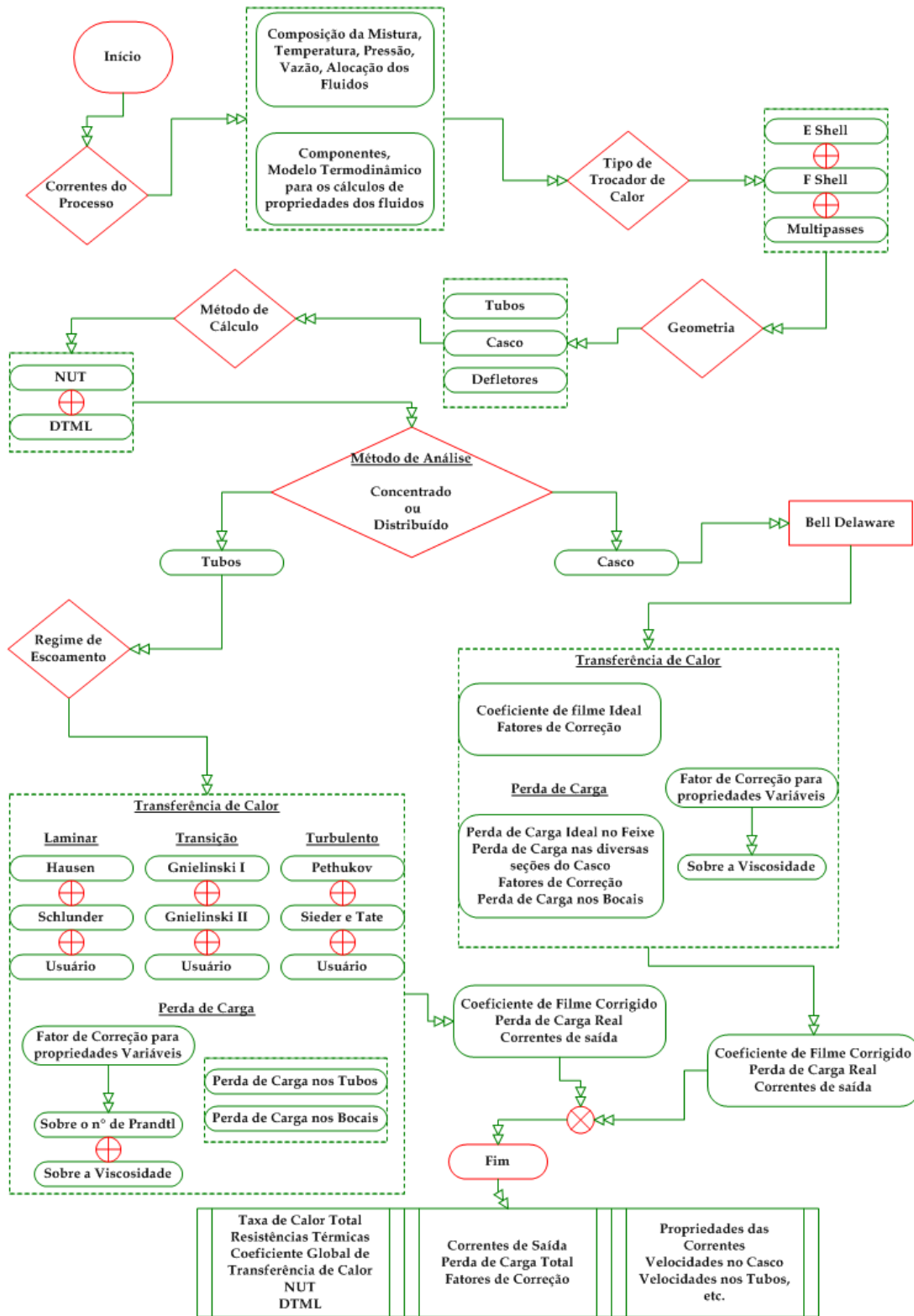


Figura 3.3: Algoritmo simplificado para o programa de avaliação de trocadores de calor.

Tabela 3.2: Parâmetros geométricos e configuração do trocador de calor.

Seção	Parâmetro	Descrição
Configuração do trocador de calor	Tipo	Tipo de trocador de calor (nomenclatura TEMA)
	Alocação da Corrente Quente	Alocação da corrente quente no trocador de calor (corrente quente no casco ou nos tubos)
Casco	D_s	Diâmetro interno do casco
	N_{ss}	Número de pares de tiras de selagem
	$D_{i_{bocal}}$	Diâmetro interno do bocal de entrada
	$D_{o_{bocal}}$	Diâmetro interno do bocal de saída
	$H_{i_{bocal}}$	Altura sobre o casco do bocal de entrada do casco
	$H_{o_{bocal}}$	Altura sobre o casco do bocal de saída do casco
	N_{tt}	Número total de tubos no trocador de calor
Tubos	θ	Ângulo característico do arranjo dos tubos
	P	Distância de centro a centro de tubos adjacentes
	L	Comprimento efetivo dos tubos
	D_e	Diâmetro externo dos tubos
	D_i	Diâmetro interno dos tubos
	N_{pt}	Número de passes nos tubos
	k	Condutividade do material dos tubos
Defletores	B_c	Porcentagem do corte do defletor
	NB	Número de defletores
	L_{cd}	Folga entre o casco e o defletor
	L_{td}	Folga entre os tubos e o defletor
	L_{cf}	Folga entre o casco e o feixe de tubos
	L_{si}	Espaçamento do defletor na entrada do casco
	L_{so}	Espaçamento do defletor na saída do casco
	L_s	Espaçamento central dos defletores

3.3 Implementação dos Modelos

A ferramenta computacional utilizada para a implementação dos modelos foi o simulador de processos *EMSO* (SOARES; SECCHI, 2003). O objetivo desta implementação é a incorporação dos modelos de trocadores de calor à biblioteca de modelos de equipamentos do simulador. Este trabalho também é parte integrante do projeto *ALSOC* (Ambiente Livre para a Simulação, Otimização e Controle de Processos) que prevê dentre outros objetivos o desenvolvimento de uma biblioteca aberta de mode-

los de equipamentos escritas na linguagem de modelagem do simulador *EMSO*. A linguagem, a biblioteca e o *software* serão distribuídos gratuitamente às instituições de ensino e pesquisa do País.

Nos tópicos seguintes são abordadas as características gerais do simulador para, em seguida, especificar a metodologia utilizada na implementação dos modelos.

Linguagem de modelagem

O simulador foi inteiramente desenvolvido na linguagem C++ possuindo um alto nível de utilização de conceitos derivados da programação orientada a objetos (*OOP*), tais como a composição e herança.

A composição permite que na construção do modelo do equipamento, este seja composto de um ou mais sub-modelos pré-existentes. Por exemplo, um trocador de calor do tipo casco e tubo exibe um comportamento diferenciado para o fluido que escoar nos tubos e para o fluido que escoar no lado do casco. Pode-se criar um modelo para o casco e outro para os tubos e combiná-los ao modelo final do trocador de calor através da composição.

Por outro lado, a reutilização do código é a palavra chave no conceito de herança, pois permite que os diferentes tipos de trocadores de calor sejam derivados de um modelo base. Quando um novo modelo precisa ser criado, este pode herdar todas as características do modelo base através da herança. O simulador *EMSO* possui uma linguagem de modelagem descritiva e é composta por três entidades principais: *Model*, *Device* e *FlowSheet*.

Soares (2003) definiu essas entidades da seguinte forma:

- Um *Model* consiste na abstração matemática de algum equipamento ou dispositivo real, parte do processo ou até mesmo de um *software*. Cada *Model* pode ter parâmetros, variáveis, equações, condições iniciais, condições de fronteira e *Models* internos (modelagem hierárquica ou composição) os quais por sua vez podem ter *Models* internos também. *Models* podem ser baseados em outros pré-existentes e novas características podem ser adicionadas (novas equações, variáveis, etc). Desta forma os principais conceitos do paradigma orientado a objetos de composição e herança são contemplados pela linguagem.
- Um *Device* é a instância de um *Model* e representa uma peça real do processo em análise. Desta forma, um único *Model* pode ser utilizado como base para diversos *Devices* os quais tem a mesma estrutura, mas diferem em alguns aspectos (valores dos parâmetros, conexões ou especificações). *Devices* podem ser conectados uns aos outros para formar um *FlowSheet* o qual é a abstração da linguagem do problema que se quer resolver.

O conceito de *Model* é ilustrado através do Código 3.1, que apresenta a modelagem matemática de um aquecedor, enquanto que no Código 3.2 pode ser visualizado a simulação do equipamento através da descrição do *FlowSheet* do processo pelo usuário.

Código 3.1: *Model* de um aquecedor

```

1 Model Heater
2 PARAMETERS
3 ext PP as CalcObject (Brief = "Physical Properties");
4 ext NComp as Integer (Brief = "Number of Components");
5 Ninlet as Integer (Brief = "Number of Inlet Streams", Lower = 1);

7 VARIABLES
8 in Inlet(Ninlet) as stream (Brief = "Inlet Streams");
9 out Outlet as stream_therm (Brief = "Outlet Stream");
10 Q as power (Brief = "Heat Transfer");
11 Vfrac as fraction (Brief = "Vapour Fraction Outlet Stream");
12 Lfrac as fraction (Brief = "Liquid Fraction Outlet Stream");

14 EQUATIONS

```

```

15 "Flow"
16     Outlet.F = sum(Inlet.F);

18 for j in [1:NComp]
19     "Composition"
20     Outlet.F*Outlet.z(j) = sum(Inlet.F*Inlet.z(j));
21 end

23 "Outlet Vapourisation Fraction"
24     Outlet.v = PP.VapourFraction(Outlet.T,Outlet.P,Outlet.z);

26 "Heat Duty"
27     Q = Outlet.F*Outlet.h-sum(Inlet.F*Inlet.h);
28 end

```

Código 3.2: FlowSheet para a simulação do modelo de aquecedor

```

1 FlowSheet Heater_Test
2 DEVICES
3 heater as Heater;
4 Feed as stream_therm;

6 CONNECTIONS
7 Feed to heater.Inlet(1);

9 PARAMETERS
10 PP as CalcObject (Brief = "Physical Properties", File = "vrpp");
11 NComp as Integer (Brief = "Number of Components");

13 SET
14 PP.LiquidModel = "PR";
15 PP.VapourModel = "PR";
16 PP.Components = ["water"];
17 NComp = PP.NumberOfComponents;
18 heater.Ninlet = 1;

20 SPECIFY
21 "Feed Flow Mol" Feed.F = 100*"kmol/h";

23 "Feed Pressure" Feed.P = 1*"atm";

25 "Feed Temperature" Feed.T = 343*"K";

27 "Feed Composition" Feed.z = [1];

29 "Heater Outlet Temperature" heater.Outlet.T = 363*"K";

31 "Heater Outlet Pressure" heater.Outlet.P = 1*"atm";

33 OPTIONS
34 mode = "steady";
35 end

```

Estrutura Baseada em Equações

A estrutura baseada em equações é uma importante característica do simulador que permite escrever as equações na forma desejada pelo usuário. Nenhum tratamento especial é necessário para a ordem em que as equações aparecem nos modelos e a expressão de igualdade pode ser escrita diretamente, independentemente de qual a variável que se deseja determinar. O simulador converte o sistema de equações descrito nos modelos em um único sistema de equações que será solucionado diretamente. No caso presente, o sistema formado será um sistema algébrico não-linear e o simulador contém solvers próprios para a solução de sistemas com álgebra esparsa ou densa.

Análise de Consistência

A análise de consistência das unidades de medidas verifica se uma ou mais equações do modelo são consistentes, além disso, o simulador efetua automaticamente as conversões para outros sistemas de unidades quando necessário. Uma outra análise de consistência verifica os graus de liberdade do sistema e se todos os parâmetros necessários para a simulação foram especificados.

Interfaces Externas

O simulador *EMSO* contém mecanismos de interfaces que possibilitam ao usuário utilizar rotinas de cálculos externamente ao simulador. Isto permitiu o uso de diferentes pacotes de avaliação de propriedades termo-físicas e o desenvolvimento de rotinas para os cálculos mais complexos envolvidos nas diferentes metodologias de análise do trocador de calor.

Um detalhamento mais completo das funcionalidades do simulador pode ser visto em Soares (2003) ou no manual do *EMSO*.

3.3.1 Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor

Para tratar a modelagem matemática dos diferentes tipos de trocadores de calor e as diferentes metodologias de cálculos utilizadas, é necessário estabelecer uma estratégia na construção dos modelos que representam os trocadores de calor.

Com os modernos conceitos da programação orientada a objetos disponíveis no simulador (composição e herança), é possível definir uma estrutura que possa descrever os trocadores de calor e as metodologias de cálculos utilizadas a partir de uma classe/modelo base (Figura 3.4).

O bloco na Figura 3.4, nomeado *Trocador de Calor*, é um modelo básico que contém as características comuns a todos os tipos de trocadores de calor. Essas características são traduzidas pelas variáveis, parâmetros e equações que compõem o modelo básico.

Primeiramente, deve-se considerar quais informações são necessárias para descrever qualquer tipo de trocador de calor. Os itens requeridos são: a área de troca térmica, a taxa de calor, as correntes do processo e as propriedades dos fluidos. Esses itens são descritos como variáveis no modelo. O modelo básico contém ainda as equações de balanços de massa e de energia e os cálculos das propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos.

Cada tipo diferente de trocador de calor pode ser incluído na estrutura, tornando-a muito flexível. O novo modelo criado herda as características (variáveis, parâmetros e equações) do modelo base sem que haja a necessidade de reescrever o código.

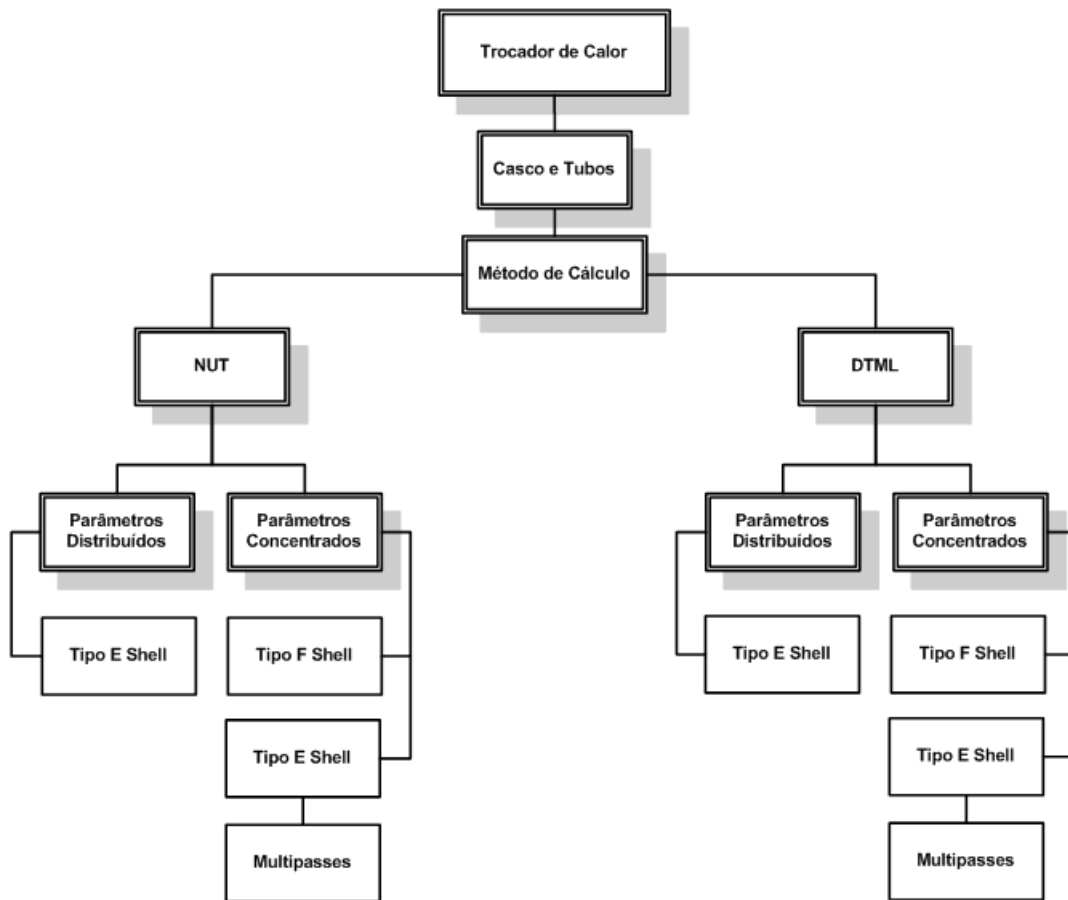


Figura 3.4: Hierarquia de modelos para a modelagem de trocadores de calor.

O bloco nomeado *Casco e Tubos* é uma classe particular de trocadores de calor. Essa classe contém as características peculiares dos trocadores de calor casco e tubos além daquelas herdadas do bloco *Trocador de calor*. Essas características são as informações da geometria do trocador de calor e podem ser vistas na Tabela 3.2 da Seção 3.2 excetuando-se o tipo de equipamento.

Para diferenciar no método de cálculo e tipo de modelagem, o procedimento consistiu em criar modelos para os métodos, nomeados *DTML* e *NUT*. O primeiro contém as equações para a transferência de calor baseado na diferença de temperaturas média logarítmica e no fator de correção de fluxo, enquanto que o segundo faz uso das relações de efetividade e do número de unidades de transferência (*NUT*) do trocador de calor.

O tipo de modelagem é descrito pelos modelos a *Parâmetros Concentrados* e a *Parâmetros Distribuídos* onde estão incluídos os modelos finais para os trocadores de calor.

3.3.2 Estrutura dos Modelos

Os modelos desenvolvidos foram baseados na estrutura proposta por Tian (2004) que descreve fisicamente o trocador de calor como sendo composto de uma ou mais zonas de transferência de calor.

Dentro de cada zona individual existem somente duas correntes, uma corrente quente e outra fria, separadas por uma parede sólida entre elas. O trocador de calor pode ser composto de zonas em séries ou em paralelo. A Figura 3.5 mostra o modelo de uma zona simples de transferência de calor conforme proposta por Tian (2004).

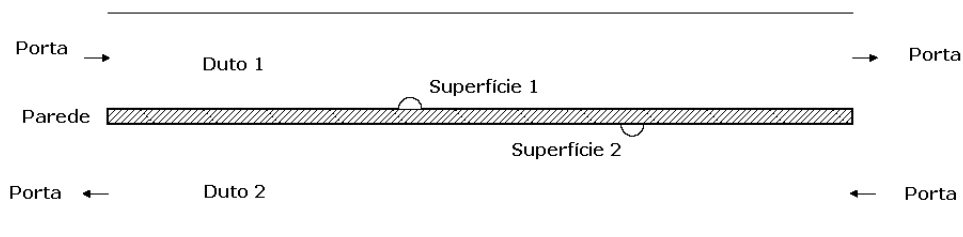


Figura 3.5: Modelo de uma zona de transferência de calor (Fonte: Tian (2004)).

Uma zona consiste numa parede sólida e dois dutos. Cada duto contém duas portas, uma de entrada e outra de saída que são pontos de conexão das informações que entram e que saem do equipamento e são associadas ao modelo de correntes que carregam as informações do processo (temperatura, vazão, pressão, composição, entalpias, etc.). Dessa maneira é possível conectar o trocador de calor a qualquer outro equipamento através das suas portas.

O calor é transferido através da parede e não existe transferência de massa. Isto sugere que uma zona de transferência de calor pode ser representada como uma com-

posição de correntes materiais, portas de conexão entre as correntes, dutos, superfícies e parede.

Nesse modelo idealizado para representar o trocador de calor, a complexidade no equacionamento matemático diminui, pois torna os cálculos mais simples e flexíveis. Dessa forma é possível descrever o comportamento de qualquer trocador de calor de uma forma generalizada, o que é adequado para o desenvolvimento de um programa computacional.

Nas seções que seguem são apresentados os dois tipos de modelagem.

3.3.3 Modelagem a Parâmetros Concentrados

Na modelagem a parâmetros concentrados as propriedades físicas das correntes são avaliadas em um valor médio de temperatura, isto é, a média entre as temperaturas de entrada e saída do equipamento.

Esse tipo de procedimento é usual quando se tem pouca variação das propriedades ao longo do trocador de calor. Os coeficientes de filme são avaliados em seus valores médios e conseqüentemente obtém-se um valor médio para o coeficiente global de troca térmica U .

A Figura 3.6 mostra um esquema simplificado de como o trocador de calor foi considerado, consistindo de uma única zona de transferência de calor. O volume de controle engloba todo o trocador de calor para a modelagem a parâmetros concentrados.

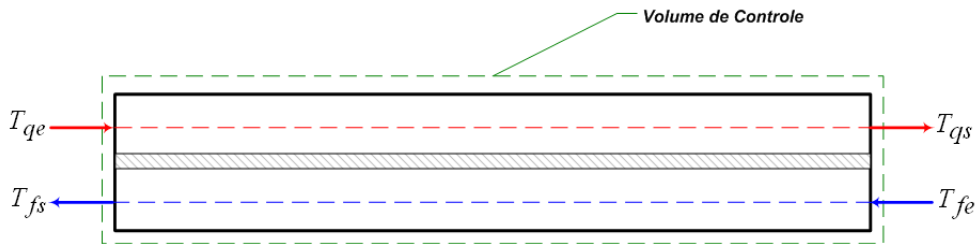


Figura 3.6: Representação do trocador de calor na modelagem a parâmetros concentrados.

Para os trocadores conectados em série, o volume de controle envolve separadamente cada uma das unidades que compõe a série de equipamentos, como mostra a Figura 3.7.

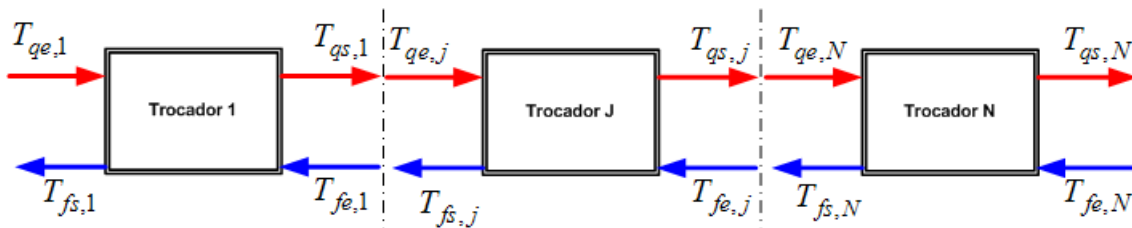


Figura 3.7: Representação dos trocadores de calor conectados em série.

Balço de Energia

Considerando que a transferência de calor entre o trocador e as vizinhanças é desprezível e desconsiderando as modificações na energia potencial e cinética, a aplicação de um balanço de energia para ambas as correntes produz:

Para a corrente Quente:

$$Q = F_q \cdot (h_{qe} - h_{qs}) \tag{3.1}$$

Para a corrente Fria:

$$Q = -F_f \cdot (h_{fe} - h_{fs}) \tag{3.2}$$

onde F e h são, respectivamente, a vazão molar e a entalpia molar das correntes do processo e os índices q e f se referem à corrente quente e fria, respectivamente.

Para a determinação das temperaturas de saída é necessário estabelecer uma equação que as relacione. Para isto, o modelo permite utilizar os métodos vistos no Capítulo 2 - *Método da DTML e Método NUT*.

Método da DTML

Para o trocador de calor em escoamento contracorrente, a diferença de temperaturas terminais entre o fluido do casco e dos tubos é dada pelas equações 2.25, 2.26 e 2.27:

$$DTML = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_L} \right)}$$

$$\Delta T_0 = T_{qe} - T_{fs}$$

$$\Delta T_L = T_{qs} - T_{fe}$$

onde T_{qe} e T_{qs} são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída da corrente quente e T_{fe} e T_{fs} as temperaturas de entrada e saída da corrente fria.

A taxa de calor total transferida pelo processo é calculada pela Equação 2.35.

$$Q_{total} = U \cdot A \cdot DTML \cdot F$$

Onde:

U é o coeficiente global de transferência de calor sujo:

$$U_s = \frac{1}{\frac{D_e}{h_i \cdot D_i} + R_i \cdot \frac{D_e}{D_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) \cdot D_e}{2 \cdot k} + R_e + \frac{1}{h_e}} \quad (3.3)$$

R_i e R_e são as resistências por incrustações no interior e exterior dos tubos, respectivamente, m^2K/W ;

h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor para o lado do casco e dos tubos, respectivamente, $W/(m^2K)$;

k é a condutividade térmica do material do tubo, $W/(mK)$;

D_i e D_e são os diâmetros interno e externo dos tubos, respectivamente, m .

A área superficial de transferência de calor é baseada na área externa dos tubos e calculada pela Equação 3.4.

$$A = \pi \cdot D_e \cdot N_{tt} \cdot L \quad (3.4)$$

onde N_{tt} e L , são, respectivamente, o número total de tubos e o comprimento efetivo dos tubos no trocador de calor;

O fator de correção F é calculado conforme a escolha do usuário. Para tanto estão disponíveis as equações tradicionais propostas por Bowman et al. (1940) e aquelas sugeridas por Fakhri (2003).

A Figura 3.8 mostra as opções de escolha para o cálculo do fator de correção.

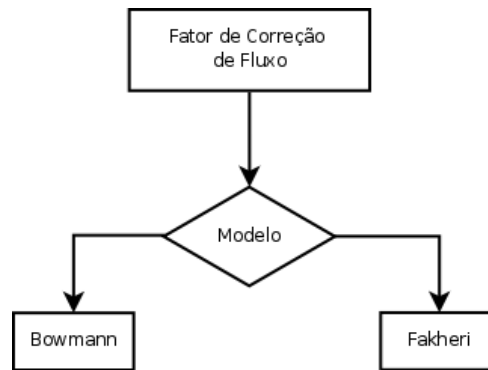


Figura 3.8: Modelos para o cálculo do fator de correção de fluxo.

Para o modelo denominado *Bowman*, os procedimentos de cálculos são computados pelas equações 2.31 e 2.32. Onde para o trocador do tipo E, o parâmetro P_o é dado pela Equação 3.5.

$$P_o = P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (3.5)$$

e para o trocador do tipo F, as equações 2.33 e 2.34 são utilizadas com N sendo igual a *dois* (dois passes no casco).

Para o modelo denominado *Fakeri*, os procedimentos tomam a forma do algoritmo mostrado pelo conjunto de equações abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho' = \frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}} \\ \phi' = \frac{\sqrt{(T_{qe} - T_{qs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{2 \cdot ((T_{qe} + T_{qs})^2 - (T_{fe} + T_{fs})^2)} \\ \lambda_1 = \frac{2 \cdot (\rho' - 1)}{\rho' + 1} \cdot \frac{1}{\ln[\rho']} \\ \lambda_N = \frac{2 \cdot (\rho'^{1/N} - 1)}{\rho'^{1/N} + 1} \cdot \frac{1}{\ln[\rho'^{1/N}]} \\ F = \frac{4 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{\ln \left[\frac{1 + 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}}{1 - 2 \cdot \frac{\phi'}{N} \cdot \frac{\lambda_N}{\lambda_1}} \right]} \cdot \frac{1}{\lambda_N} \end{array} \right. \quad (3.6)$$

onde para o trocador do tipo E, N é igual a *um* e para o trocador do tipo F, N é igual a *dois*. Para o caso em que ρ' for igual à *unidade*, a Equação 2.51 é utilizada.

Método NUT

No método *NUT*, a expressão da taxa total de transferência de calor depende do conhecimento da efetividade do trocador de calor. Para o trocador do tipo E a efetividade é expressa pela Equação 2.63.

$$\varepsilon = 2 \cdot \left(1 + C + \sqrt{1 + C^2} \cdot \frac{1 + \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})}{1 - \exp(-NUT \cdot \sqrt{1 + C^2})} \right)^{-1}$$

e para o trocador do tipo F:

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 - C \right]^{-1} \quad (3.7)$$

onde ε_1 é a correção da efetividade para o trocador multipasses no casco dada pela Equação 2.63.

A taxa de calor total em termos da efetividade é calculada pela Equação 2.57:

$$Q_{total} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe})$$

Coefficiente de Transferência de Calor para o lado dos Tubos

O coeficiente de transferência de calor, h_i , depende das propriedades do fluido, fluxo mássico e geometria do trocador de calor. Os métodos encontrados na literatura expressam o coeficiente de transferência de calor como uma correlação entre os números adimensionais de Reynolds, Nusselt e Prandtl (Re , Nu , Pr). Esse pode ser determinado através da Equação 2.78.

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{k_t}{D_i}$$

Similarmente à escolha dos modelos para o cálculo do fator de correção de fluxo, o modelo permite a escolha da correlação a ser utilizada para o cálculo do número de Nusselt conforme o regime de escoamento dado pelo número de Reynolds (Equação 2.67).

Isto permite testar a influência de uma correlação em particular sobre o cálculo do coeficiente e assim, sobre a transferência de calor.

O procedimento consistiu em determinar quais as correlações são disponíveis para o modelo e que podem ser utilizadas conforme a escolha do usuário. A Figura 3.9 mostra as possibilidades de escolha nas correlações.

Para o regime laminar a correlação de Hausen (Equação 2.79) é usada como padrão (*default*) para o modelo e uma segunda escolha permite o uso da equação de Schlunder (Equação 2.80).

Para o regime de transição a equação de Gnielinski (Equação 2.92) que considera os

efeitos de entrada no tubo é a correlação padrão e a Equação 2.95 se torna uma segunda opção.

Para o regime turbulento a equação de Petukhov (Equação 2.87) e a equação de Sieder e Tate (Equação 2.94) são utilizadas, sendo a primeira o padrão para o modelo.

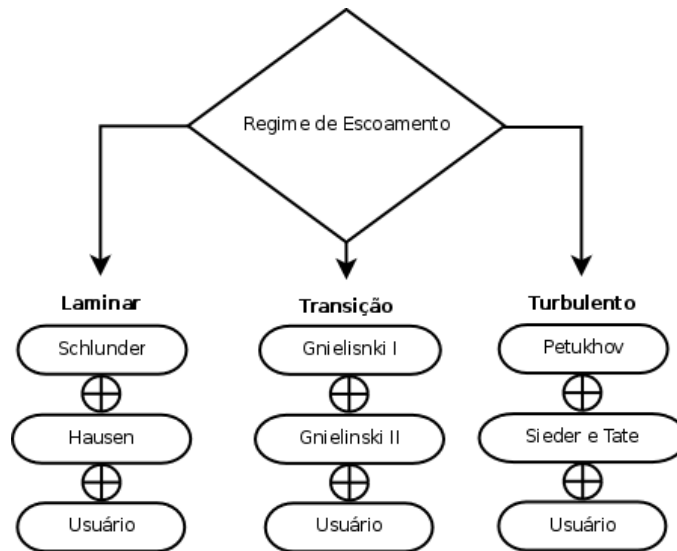


Figura 3.9: Opções de escolha das correlações utilizadas para o cálculo do número de Nusselt.

Na Figura 3.9 o termo denominado usuário indica a possibilidade de inclusão de novas correlações para o cálculo do número de Nusselt e o modelo contém rotinas e interfaces próprias para executar tal serviço.

Perda de Carga para o lado dos Tubos

No Capítulo 2 foi mostrado que a perda de carga total para o lado dos tubos era calculada pela Equação 2.116. Essas perdas são baseadas na velocidade do fluido em determinadas seções do trocador de calor como segue:

Velocidade do fluido nos bocais:

$$V_{bocal} = \frac{F w_t}{A_{bocal} \cdot \rho} \tag{3.8}$$

onde Fw_t é a vazão mássica do fluido escoando no lado dos tubos e ρ a sua massa específica.

Para o bocal de entrada, ρ é avaliado na temperatura de entrada do trocador de calor e a área do bocal é dada pela Equação 3.9.

$$A_{bocal} = \frac{\pi \cdot Di_{bocal}^2}{4} \quad (3.9)$$

Para o bocal de saída, ρ é avaliado na temperatura de saída do trocador de calor e a área do bocal é dada pela Equação 3.10.

$$A_{bocal} = \frac{\pi \cdot Do_{bocal}^2}{4} \quad (3.10)$$

Velocidade do fluido nos tubos:

$$V = \frac{Fw_t}{A_{tubo} \cdot \rho \cdot \frac{N_{tt}}{N_{pt}}} \quad (3.11)$$

onde ρ é avaliado na temperatura média do fluido no lado dos tubos e a área de cada tubo é dada pela Equação 3.12.

$$A_{tubo} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (3.12)$$

A velocidade do fluido nos canais de distribuição é calculada pela Equação 3.11 e o adimensional K é dado pela Equação 2.115 (para dois ou mais passes nos tubos).

Fator de Correção para Propriedades Variáveis

Tendo sido calculados o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga para os tubos, estes serão corrigidos devido às variações das propriedades do fluido com a

temperatura. Para tanto é necessário o conhecimento dessas propriedades avaliadas na temperatura da parede para se poder utilizar as correções vistas no Capítulo 2.

A temperatura média da parede é calculada pela Equação 3.13 negligenciando a resistência da parede do tubo e as resistências por incrustações.

$$T_p = T_{m,t} + \left(\frac{T_{m,c} - T_{m,t}}{1 + \frac{h_i}{h_e}} \right) \tag{3.13}$$

onde $T_{m,t}$ e $T_{m,c}$ são as temperaturas médias nos tubos e no casco, respectivamente.

As opções de escolha para as correções são mostradas esquematicamente na Figura 3.10 e descritas a seguir.

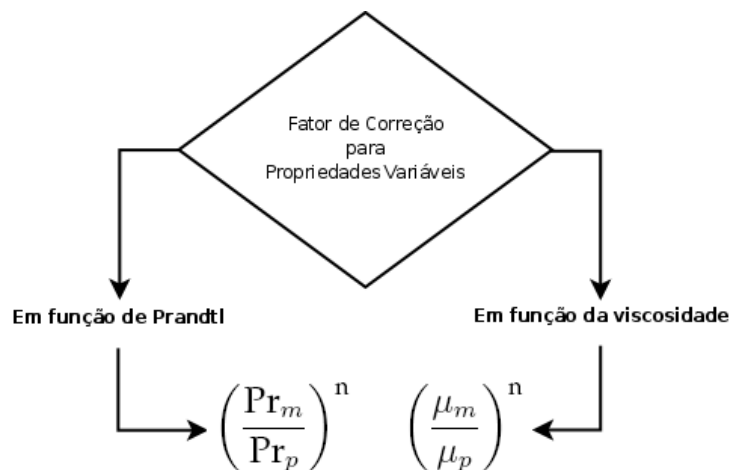


Figura 3.10: Opções de escolha para a correção das propriedades dos fluidos.

- Fator de correção na transferência de calor:** a opção de correção em função do número de Prandtl é da forma da Equação 2.75 e é independente do regime de escoamento do fluido. Para as correções em função da viscosidade, a Equação 2.76 é utilizada e o expoente n varia conforme o regime. A Tabela 3.3 mostra as correções que são utilizadas na transferência de calor conforme o regime de escoamento dado pelo número de Reynolds (Equação 2.67).

Tabela 3.3: Correções utilizadas na transferência de calor.

Opção	Laminar	Turbulento	Transição
Prandtl	$n = 0, 11$	$n = 0, 11$	$n = 0, 11$
Viscosidade	$n = 0, 14$	$T_p > T_m$ (aquecendo) $\Rightarrow n = 0, 11$ $T_p < T_m$ (refriando) $\Rightarrow n = 0, 25$	

- **Fator de correção na perda de carga:** a opção de correção em função do número de Prandtl é da forma da Item 2.77, porém, é indicada somente para o regime turbulento e de transição. Para o regime laminar o procedimento consiste em assumir a correção indicada pela Equação 2.76 (sobre a viscosidade). A Tabela 3.4 mostra as correções que são utilizadas na perda de carga conforme o regime de escoamento dado pelo número de Reynolds (Equação 2.67).

Tabela 3.4: Correções utilizadas na perda de carga.

Opção	Laminar	Turbulento e Transição
Viscosidade	$T_p > T_m \Rightarrow n = 0, 58$ $T_p < T_m \Rightarrow n = 0, 50$	$T_p > T_m \Rightarrow n = 0, 14$ $T_p < T_m \Rightarrow n = 0, 24$
Prandtl	$T_p > T_m \Rightarrow n = 0, 58$ $T_p < T_m \Rightarrow n = 0, 50$	$\phi = \left(\frac{Pr_p}{Pr_m} \right)^{1/3}$

Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga para o lado do Casco

Para a análise no lado do casco, o método de Bell-Delaware é utilizado. A partir dos dados de entrada mostrados nas tabelas 3.1 e 3.2, o roteiro de cálculos para o lado do casco, conforme indicado no Capítulo 2, é resumido da seguinte forma.

Para o trocador do tipo E e os trocadores conectados em série:

- Calculam-se todos os parâmetros geométricos referentes à geometria do casco.
- Cálculo do número de Reynolds (Equação 2.141).
- Cálculo do fator J_i (Equação 2.168).
- Cálculo do fator f_i (Equação 2.170).
- Cálculo dos fatores de correção (Subseção 2.12.4).
- O coeficiente de transferência de calor para o lado do casco é estimado através da Equação 2.174. Onde o fator de correção ϕ é dado pela Equação 2.76 com n igual a 0, 14.
- Cálculo da perda de carga ideal (Equação 2.173) com o fator de correção ϕ dado pela Equação 2.76 com n igual a 0, 14.
- Cálculo da perda de carga em fluxo cruzado puro (Equação 2.175).
- Cálculo da perda de carga nas janelas dos defletores conforme o regime de escoamento no casco (Equação 2.177 ou Equação 2.178).
- Perda de carga nas seções de entrada e de saída do trocador (Equação 2.179).
- Perda de carga nos bocais de entrada e de saída do trocador de calor (Equação 2.180) onde o adimensional K é calculado de acordo com a opção do uso ou não do acessório de proteção do feixe de tubos (Tabela 3.5).

Tabela 3.5: Cálculo do adimensional K conforme a opção de escolha do acessório quebra jato.

Opção	Adimensional K
com placa de proteção	$K = 1 + \left(\frac{A_{bocal}}{A_{escape}} \right)^2$
sem placa de proteção	$K = 1 + \frac{1}{\left(\left(\frac{A_{escape}}{A_{bocal}} \right) + 0,6 \cdot \left(P - \frac{D_{te}}{P} \right) \right)^2}$

- Cálculo da perda de carga total (Equação 2.187).

Para o trocador do tipo F:

Conforme descrito na Seção 2.13 do Capítulo 2, o método de Bell-Delaware pode ser usado para se obter uma solução aproximada para um trocador do tipo F se for considerado que não existem correntes de vazamentos entre o defletor longitudinal e o casco. Os procedimentos de cálculos acima descritos para o trocador do tipo E em conjunto com as modificações apresentadas na Seção 2.13, fornecem a modelagem matemática para esse equipamento.

3.3.4 Modelagem a Parâmetros Distribuídos

A avaliação do trocador de calor baseado em valores médios implica em considerar o coeficiente de transferência de calor global U como sendo uniforme ao longo do comprimento do trocador de calor. Porém, quando as propriedades físicas dos fluidos

variam substancialmente com a mudança de temperatura, o coeficiente de transferência de calor global pode sofrer variações não-lineares entre a entrada e a saída do trocador de calor e dessa forma não pode ser mais considerado constante (SAUNDERS, 1988).

Mukherjee (1998) também trata dessa questão como sendo uma hipótese verdadeira para os casos em que o fluido que escoar nos tubos encontra-se na região de transição ou em regime de escoamento laminar.

Saunders (1988) sugere que o intervalo entre as temperaturas de entrada e de saída seja dividido em pequenos incrementos de tal forma que em cada incremento o coeficiente de transferência de calor U possa ser tratado como constante ou variando linearmente com a temperatura.

Este procedimento implica em realizar a análise térmica com o trocador de calor submetido a divisões onde a variação nas propriedades é mínima e têm-se a possibilidade de observar os efeitos dos regimes de escoamento do fluido e considerar suas respectivas formas de cálculo.

Portanto para melhorar a precisão dos resultados, foi desenvolvida uma modelagem a parâmetros distribuídos que consiste em aumentar o número de zonas de transferência de calor. O número de zonas em que o trocador é dividido coincide com o número de compartimentos em que o casco é dividido devido ao uso dos defletores. Essas zonas são mostradas na Figura 3.11:

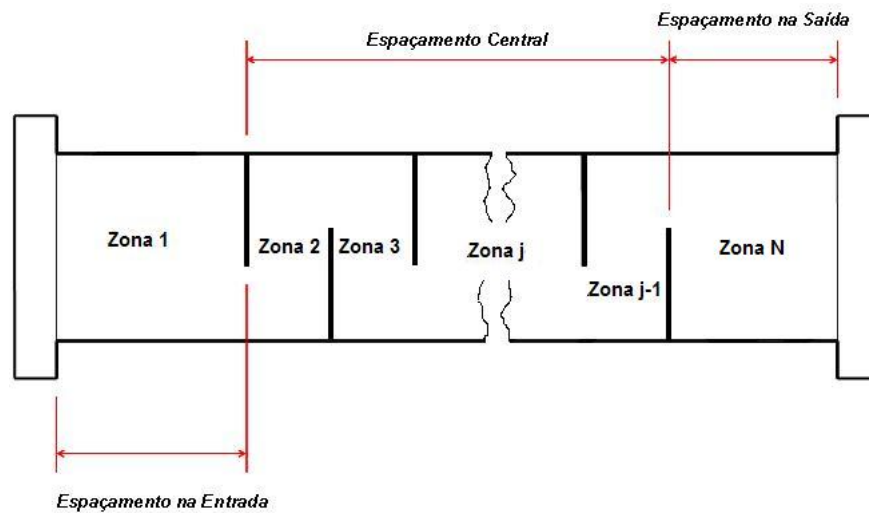


Figura 3.11: Zonas de transferência de calor para a modelagem a parâmetros distribuídos.

O número de zonas é, portanto, dependente do número de defletores (NB) dentro do casco e são determinadas pela Equação 3.14.

$$Zonas = NB + 1 \quad (3.14)$$

O volume de controle considerado para esse caso envolve separadamente cada uma das partes em que o trocador foi dividido (Figura 3.12). Cada zona é considerada uma pequena unidade trocadora e os cálculos visam obter as temperaturas de entrada e de saída nesta unidade.

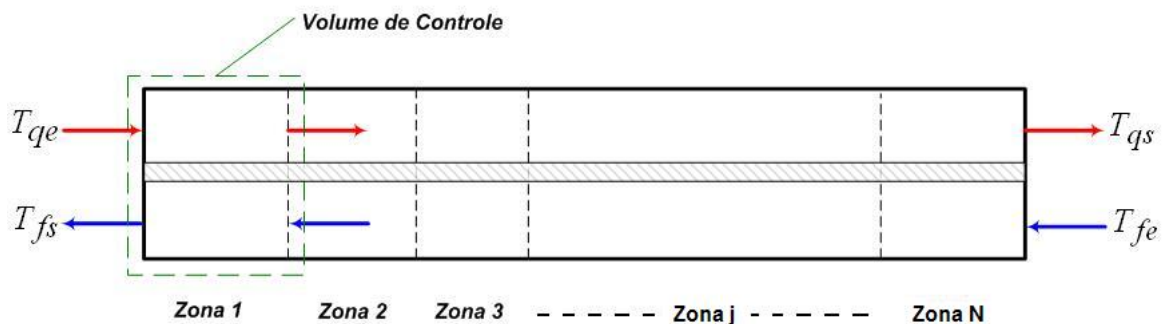


Figura 3.12: Representação do trocador de calor para a modelagem a parâmetros distribuídos.

Este procedimento permite que as equações para a transferência de calor e para a

perda de carga sejam calculadas individualmente para cada zona.

A modelagem a parâmetros distribuídos compreende apenas os trocadores do tipo E devido às limitações do método de Bell-Delaware quando aplicado a outras configurações.

Balanço de Energia

O balanço de energia aplicado em ambas as correntes em cada zona j produz:

$$Q_j = \begin{cases} F_{q,j} \cdot (h_{qe,j} - h_{qs,j}) \Rightarrow \text{para a corrente quente} \\ -F_{f,j} \cdot (h_{fe,j} - h_{fs,j}) \Rightarrow \text{para a corrente fria} \end{cases} \quad (3.15)$$

$$j = 1 \dots N$$

onde $F_{q,j}$ e $F_{f,j}$ são, respectivamente, as vazões molares das correntes do processo em cada zona j onde os índices q e f se referem à corrente quente e fria respectivamente. As entalpias molares que entram e que saem da zona j são denotadas, respectivamente, para a corrente quente por $h_{q,e}$ e $h_{q,s}$ e para a corrente fria por $h_{f,e}$ e $h_{f,s}$.

Método da DTML

O uso do método neste caso consiste em obter a diferença de temperaturas média logarítmica (DTML) entre o fluido do casco e dos tubos em cada zona j , conforme segue:

$$\left\{ \begin{array}{l} DTML_j = \frac{\Delta T_{0,j} - \Delta T_{L,j}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{0,j}}{\Delta T_{L,j}} \right)} \\ \Delta T_{0,j} = T_{qe,j} - T_{fs,j} \\ \Delta T_{L,j} = T_{qs,j} - T_{fe,j} \end{array} \right. \quad (3.16)$$

$$j = 1 \dots N$$

onde $T_{qe,j}$ e $T_{qs,j}$ são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluido do

casco na zona j e $T_{fe,j}$ e $T_{fs,j}$ as temperaturas de entrada e saída do fluido dos tubos na zona j .

A taxa de calor total transferida pelo processo em cada zona j é calculada pela Equação 3.17.

$$Q_{total,j} = U_j \cdot A_j \cdot DTML_j \cdot F_j \quad (3.17)$$

$$j = 1 \dots N$$

Onde:

U_j é o coeficiente global de transferência de calor sujo dentro da zona j :

$$U_j = \frac{1}{\frac{D_e}{h_{i,j} \cdot D_i} + R_i \cdot \frac{D_e}{D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) \cdot D_e}{2 \cdot k} + R_e + \frac{1}{h_{e,j}}} \quad (3.18)$$

$$j = 1 \dots N$$

R_i e R_e são as resistências por incrustações no interior e exterior dos tubos, respectivamente, $(m^2 K/W)$;

$h_{i,j}$ e $h_{e,j}$ são os coeficientes de transferência de calor para o lado do casco e dos tubos na zona j , respectivamente, $W/(m^2 K)$;

k é a condutividade térmica do material do tubo, $W/(mK)$;

D_i e D_e são os diâmetros interno e externo dos tubos, respectivamente, m ;

A área superficial de transferência de calor em cada zona é baseada na área externa

dos tubos e calculada pela Equação 3.19.

$$A_j = \pi \cdot D_e \cdot N_{tt} \cdot L_j \quad (3.19)$$

$$j = 1 \dots N$$

onde L_j é o comprimento efetivo dos tubos em cada zona j .

Na primeira zona, o comprimento do tubo coincide com o espaçamento de entrada do defletor, e é dado por:

$$L_j|_{j=1} = L_{si} \quad (3.20)$$

Na zona N , o comprimento do tubo é dado por:

$$L_j|_{j=N} = L_{so} \quad (3.21)$$

e para as zonas intermediárias:

$$L_j|_{j=2 \dots N-1} = L_s \quad (3.22)$$

O comprimento total do tubo e a área superficial total de transferência de calor para todo o trocador de calor são dados por:

$$L = \sum_{j=1}^N L_j = L_{si} + L_s \cdot (NB - 1) + L_{so} \quad (3.23)$$

$$A = \sum_{j=1}^N A_j \quad (3.24)$$

A taxa total de transferência de calor para todo o trocador de calor é obtida somando-se as parcelas individuais da taxa em cada zona.

$$Q_{total} = \sum_{j=1}^N Q_j = \sum_{j=1}^N Q_{total,j} \quad (3.25)$$

O fator de correção F é calculado em cada zona de acordo com as opções de escolha mostradas na Figura 3.8.

Método NUT

No método *NUT*, a expressão da efetividade do trocador de calor, dentro de cada zona j , é expressa pela Equação 3.26.

$$\varepsilon_j = 2 \cdot \left(1 + C_j + \sqrt{1 + C_j^2} \cdot \frac{1 + \exp\left(-NUT_j \cdot \sqrt{1 + C_j^2}\right)}{1 - \exp\left(-NUT_j \cdot \sqrt{1 + C_j^2}\right)} \right)^{-1} \quad (3.26)$$

$$j = 1 \dots N$$

A taxa de calor total em cada zona é calculada pela Equação 3.27:

$$Q_j = \varepsilon_j \cdot C \min_j \cdot (T_{qe,j} - T_{fe,j}) \quad (3.27)$$

$$j = 1 \dots N$$

Coefficiente de Transferência de Calor para o lado dos Tubos

O coeficiente de transferência de calor, h_i , é avaliado individualmente dentro de cada zona, conforme o regime de escoamento dado pelo número de Reynolds dentro daquela zona.

O procedimento consiste primeiro em determinar os números adimensionais de Reynolds e Prandtl (Re_j , Pr_j) para cada zona j , como segue:

$$Re_j = \frac{V_j \cdot D_i \cdot \rho_j}{\mu_j} \quad (3.28)$$

$$j = 1 \dots N$$

$$\text{Pr}_j = \frac{Cp_j \cdot \mu_j}{k_j} \quad (3.29)$$

$$j = 1 \dots N$$

onde todas as propriedades do fluido que são envolvidas nos cálculos são avaliadas à temperatura média do fluido dos tubos dentro da zona j . A velocidade média do fluido nos tubos para cada zona é avaliada pela Equação 3.30.

$$V_j = \frac{Fw_t}{A_{tubo} \cdot \rho_j \cdot \frac{N_{tt}}{N_{pt}}} \quad (3.30)$$

$$j = 1 \dots N$$

A partir do conhecimento do número de Reynolds dado pela Equação 3.28, e consequentemente do regime de escoamento em que o fluido se encontra em cada zona j , o usuário pode optar pela escolha das correlações para o cálculo do número de Nusselt (Nu_j) dentro de cada zona de acordo com os procedimentos representados pela Figura 3.9. O coeficiente de transferência de calor, $h_{i,j}$, é avaliado dentro de cada zona por:

$$h_{i,j} = Nu_j \cdot \frac{k_j}{D_i} \quad (3.31)$$

$$j = 1 \dots N$$

Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga para o lado do Casco

A divisão do trocador em um número fixo de zonas de transferência de calor (Equação 3.14) possui um propósito geral para este tipo de modelagem. Conforme apresentado no Capítulo 2, o método de Bell-Delaware se baseia no cálculo de fatores de correção para a transferência de calor e perda de carga em um feixe ideal de tubos.

Para a determinação desses fatores é considerada a presença dos defletores. Contudo, o método original de Bell-Delaware deve ser reformulado para que seja conside-

rada a divisão do trocador de calor em pequenas partes.

O roteiro de cálculos para o lado do casco, conforme indicado no Capítulo 2, é resumido da seguinte forma para a modelagem a parâmetros distribuídos:

- **Cálculo das áreas de fluxo cruzado em cada zona do trocador de calor**

Para arranjos de 30° e 90° é dada por:

$$SM = L_{zona} \cdot \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad (3.32)$$

Para arranjos de 45°:

$$SM = L_{zona} \cdot \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P_N} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad (3.33)$$

onde L_{zona} é o comprimento de cada zona conforme indicado na Figura 3.11.

Na zona 1, o comprimento da zona coincide com o espaçamento de entrada do defletor, e é dado por:

$$L_{zona} = L_{si} \quad (3.34)$$

Na zona N , o comprimento é dado por:

$$L_{zona} = L_{so} \quad (3.35)$$

e para as zonas intermediárias

$$L_{zona} = L_s \quad (3.36)$$

- **Cálculo do número de Reynolds em cada zona do trocador de calor**

O número de Reynolds é calculado para cada zona pela Equação 3.37.

$$Re_j = \frac{D_{te} \cdot m_j}{\mu_j} \quad (3.37)$$

$$j = 1 \dots N$$

onde a viscosidade μ é avaliada à temperatura média do fluido do casco dentro de cada zona.

- Cálculo do fator j_i (Equação 2.168).
- Cálculo do fator f_i (Equação 2.170).
- Cálculo dos fatores de correção em cada zona do trocador de calor (Subseção 2.12.4).
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do casco em cada zona.
- Cálculo da perda de carga ideal (Equação 2.173)

O cálculo da perda de carga ideal é computado para cada zona do trocador de calor com o fator de correção ϕ dado pela Equação 2.76 com o expoente n sendo igual a 0,14 (correção de Sieder e Tate).

$$\Delta P_{ideal,j} = 2 \cdot N_c \cdot \left(\frac{f_i \cdot m^2}{\rho \cdot \phi} \right)_j \quad (3.38)$$

$$j = 1 \dots N$$

- Cálculo da Perda de carga no fluxo cruzado puro

Como esta perda de carga ocorre entre as extremidades do defletor (ver Figura 2.24), somente as zonas situadas entre as extremidades do trocador de calor ficam sujeitas a essas perdas.

$$\Delta P_{c,j} = \Delta P_{ideal,j} \cdot R_{b,j} \cdot R_{l,j} \quad (3.39)$$

$$j = 2 \dots N - 1$$

- Cálculo da perda de carga nas janelas dos defletores

O cálculo da perda de carga nas janelas dos defletores é computado conforme o regime de escoamento no casco (Equação 2.177 ou Equação 2.178).

Para escoamento turbulento:

$$\Delta P_{w,j} = \left[(2 + 0,6 \cdot N_{cw}) \cdot \frac{m_w^2}{2 \cdot \rho} \right] \cdot R_l \quad (3.40)$$

Para escoamento laminar:

$$\Delta P_{w,j} = \left(26 \cdot \frac{m_w}{\rho} \cdot \mu \cdot \left[\frac{N_{cw}}{P - D_{te}} + \frac{L_s}{D_w^2} \right] + 2 \cdot \frac{m_w^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot R_l \quad (3.41)$$

$$j = 1 \dots N$$

- **Perda de carga nas seções de entrada e de saída do trocador**

Como esta perda de carga ocorre somente na entrada e na saída do trocador de calor (ver Figura 2.26), somente as zonas situadas nas extremidades do trocador de calor ficam sujeitas a essas perdas.

$$\Delta P_{e,j} = \Delta P_{ideal,j} \cdot \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \cdot R_{b,j} \cdot R_{s,j} \quad (3.42)$$

$$j = \{1, N\}$$

- **Perda de carga nos bocais de entrada e de saída do trocador de calor**

Similar às perdas nas seções de entrada e de saída esta perda de carga é calculada para cada bocal, o que ocorre somente nas zonas situadas na entrada e na saída do trocador de calor (ver Figura 2.27).

- **Cálculo da perda de carga total**

A perda de carga total para o lado do casco é computada como sendo a soma de todas as perdas através das zonas, ou seja:

$$\Delta P_{casco} = \sum_{j=2}^{N-1} \Delta P_{c,j} + \sum_{j=1}^N \Delta P_{w,j} + \Delta P_e + \Delta P_{bocais} \quad (3.43)$$

Capítulo 4

Simulação e Validação dos Modelos

*Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com as simulações dos modelos desenvolvidos de trocadores de calor casco e tubos implementados no simulador **EMSO**. Os testes da implementação dos modelos foram comparados com uma ferramenta comercial onde se utilizou o simulador de processos **ASPEN PLUS** e os seus modelos de trocadores de calor. Para a validação dos modelos foram realizadas simulações em uma bateria de trocadores de calor de uma refinaria de petróleo. As estratégias de simulação e os resultados obtidos são apresentados na Seção 4.2.*

4.1 Testes da Implementação dos Modelos

Para testar os modelos desenvolvidos e ilustrar ao leitor a forma de interação entre o simulador e o usuário foram realizadas simulações com um trocador de calor hipotético de geometria conhecida. Esta é uma etapa normal no ciclo de desenvolvimento de qualquer produto de *software*, pois, permite testar se o modelo é capaz de prever o comportamento do equipamento com certo nível de acurácia e detalhamento.

Como padrão a ser tomado na verificação dos resultados obtidos foram feitas comparações com modelos similares de trocadores de calor e para tal tarefa utilizou-se o módulo *Heatex* do simulador de processos *ASPEN PLUS* (*Advanced System for Process Engineering Plus*). *ASPEN PLUS* é um determinístico e estático simulador de processos que possui uma interface gráfica de interação com o usuário e é desenvolvido por uma empresa proprietária (ASPEN TECHNOLOGY INC., 2005).

A estratégia consistiu de especificar uma geometria para o trocador de calor que pudesse ser utilizada tanto para a configuração de casco simples (TEMA E) como para a de casco duplo (TEMA F). Para a predição das propriedades físicas dos fluidos utilizou-se o pacote termodinâmico *VRTherm* (VRTECH, 2006).

4.1.1 Simulação de Trocador Casco e Tubos Tipo E

Os dados do processo e da geometria do trocador de calor podem ser vistas nas tabelas 4.1 e 4.2, respectivamente.

Tabela 4.1: Dados do processo para a simulação do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.

Item	Tubos	Casco
Fluido	Tolueno	Benzeno
Temperatura de Entrada (K)	363,35	419,25
Pressão de Entrada (kPa)	2210,26	733,06
Vazão Molar ($mol \cdot s^{-1}$)	121,698	40,476

Tabela 4.2: Geometria do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.

Seção	Parâmetro		Valor
Configuração do trocador	Trocador TEMA Fluido quente		AES casco
Casco	Diâmetro interno do casco - D_s	mm	914
	Pares de tiras de selagem - N_{ss}	mm	2
	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	mm	387,35
	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	mm	387,35
	Altura sobre o feixe de entrada - $H_{i_{bocal}}$	mm	22,50
	Altura sobre o feixe de saída - $H_{o_{bocal}}$	mm	21,55
Tubos	Número total de tubos - N_{tt}		775
	Arranjo dos tubos no feixe - θ		90°
	Distância dentro a centro - P	mm	25,40
	Comprimento efetivo do tubo - L	m	6,70
	Diâmetro externo - D_e	mm	19,05
	Diâmetro interno - D_i	mm	14,83
	Número de passes - N_{pt}		4
	Condutividade térmica do material - k	$kW/m \cdot K$	0,057
	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	mm	154,05
	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	mm	154,05
Defletores	Corte do defletor - B_c	%	30
	Número de defletores de segmentos - NB		8
	Folga tubo-defletor - L_{cd}	mm	4,763
	Folga casco-feixe - L_{td}	mm	0,397
	Folga casco-defletor - L_{cf}	mm	43,09
	Espaçamento inicial do defletor - L_{si}	mm	807,813
Espaçamento central do defletor - L_s	mm	622	

As características da linguagem de modelagem orientada a objetos suportadas pelo simulador *EMSO* podem ser visualizadas através do Código 4.1 que descreve o *Flow-Sheet* do processo onde estão incluídas as correntes materiais e o trocador de calor casco e tubos.

Código 4.1: FlowSheet para a simulação do trocador casco e tubos do tipo TEMA E.

```

FlowSheet Aspen_Eshell
DEVICES
exchanger          as E_Shell_LMTD_Det;
streamhot_in       as streamTP;
streamcold_in      as streamTP;
CONNECTIONS
streamhot_in       to exchanger.Inlet.Hot;
streamcold_in      to exchanger.Inlet.Cold;
PARAMETERS
PP          as CalcObject (Brief="External Physical Properties",File="vrpp");
NComp      as Integer    (Brief="Number Of Components");
SET
PP.LiquidModel      = "PR";
PP.VapourModel      = "PR";
PP.Components       = ["benzene", "toluene"];
NComp               = PP.NumberOfComponents;
exchanger.HE.HotSide      = "Shell";
exchanger.HE.LMTDcorrection = "Fakeri";
exchanger.Tpass          = 4;
exchanger.Dishell        = 914 * "mm";
exchanger.Lcf            = 43.09 * "mm";
exchanger.Nss            = 2;
exchanger.Donozzle_Shell = 387.35 * "mm";
exchanger.Dinozzle_Shell = 387.35 * "mm";
exchanger.Honozzle_Shell = 22.50 * "mm";
exchanger.Hinozzle_Shell = 21.55 * "mm";
exchanger.Ntt            = 775;
exchanger.Pattern        = 90;
exchanger.pitch          = 25.40 * "mm";
exchanger.Ltube          = 6.7 * "m";
exchanger.Ditube         = 14.834 * "mm";
exchanger.Dotube         = 19.05 * "mm";
exchanger.Kwall          = 0.057 * "kW/m/K";
exchanger.Donozzle_Tube  = 154.05 * "mm";
exchanger.Dinozzle_Tube  = 154.05 * "mm";
exchanger.Lcd            = 4.763 * "mm";
exchanger.Bc             = 30;
exchanger.Ltd            = 0.397 * "mm";
exchanger.Nb             = 8;
SPECIFY
"inlet flow hot stream"   streamhot_in.F      = 40.476 * "mol/s";
"inlet temperature hot stream" streamhot_in.T      = 419.25 * "K";
"composition hot stream"  streamhot_in.z      = [1,0];
"inlet pressure hot stream" streamhot_in.P      = 733.06 * "kPa";
"inlet flow cold stream"  streamcold_in.F      = 121.698 * "mol/s";
"inlet temperature cold stream" streamcold_in.T      = 363.35 * "K";
"composition cold stream" streamcold_in.z      = [0,1];
"inlet pressure cold stream" streamcold_in.P      = 2210.26 * "kPa";
"central baffle spacing"  exchanger.Baffles.Ls      = 622 * "mm";
"inlet baffle spacing"    exchanger.Baffles.Lsi     = 807.813 * "mm";
OPTIONS
mode = "steady";
end

```

Na linha 3 do Código 4.1 está indicado que o tipo de trocador a ser avaliado é um trocador de calor casco e tubos do tipo TEMA E com metodologia de cálculo dado pela média logarítmica das diferenças de temperatura (*DTML*) e com uma modelagem a parâmetros concentrados.

Na linha 18 do Código 4.1 está ilustrado uma das opções de escolha que o usuário pode utilizar para o cálculo do fator de correção de fluxo da *DTML*, no caso está representada a opção pela Equação de Fakeri. As demais opções de escolha vistas no Capítulo 3 foram omitidas com o intuito de economizar espaço, porém, poderiam ser utilizadas na simulação do modelo.

A Tabela 4.3 mostra um sumário dos principais resultados que podem ser obtidos com o modelo desenvolvido no *EMSO* e mostra também as comparações com o modelo do simulador *ASPEN PLUS*.

Como pode ser observado na Tabela 4.3 tanto o modelo do *EMSO* como o modelo do *ASPEN PLUS* indicam a existência de um cruzamento de temperaturas e um baixo valor do fator de correção da *DTML*, evidenciando que o equipamento não é adequado para o processo.

Tabela 4.3: Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA E com modelagem a parâmetros concentrados.

Descrição		EMSO		ASPEN PLUS	
		Entrada	Saída	Entrada	Saída
C A S C O	Temperatura (K)	419,25	371,59	419,25	371,85
	Pressão (kPa)	733,06	733,03	733,06	732,98
	Perda de Carga (kPa)	0,0260		0,0206	
	Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)	0,159		0,164	
	Fração de vapor	0	0	0	0
	Prandtl médio	3,7537		3,7528	
	Reynolds Médio	1667,66		1377,12	
	Correção da viscosidade	0,984			
	Perda de carga nos bocais (kPa)	0,007349		0,000717	
T U B O S	Temperatura	363,35	377,55	363,35	377,50
	Pressão (kPa)	2210,26	2205,54	2210,26	2205,57
	Perda de carga (kPa)	4,7221		4,4326	
	Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)	0,915		0,886	
	Fração de vapor	0	0	0	0
	Prandtl médio	4,46593		4,498	
	Reynolds médio	18063,4		18114,2	
	Correção da viscosidade	1,01957			
	Velocidade média (km/s)	0,41762		0,4246	
Perda de carga nos bocais (kPa)	0,407023		0,346744		
Taxa de calor (kW)		300,497		298,60	
Coefficiente global U ($W/m^2 \cdot K$)		129,355		130,203	
NUT		6,38109		6,5407	
Efetividade térmica		0,8533		0,8436	
DTML (K)		20,639		21,30	
Fator de correção da DTML		0,3901		0,3469	

Para uma melhor caracterização dos resultados e também para testar outra metodologia de cálculo fez-se a simulação do mesmo tipo de equipamento, porém, com a modelagem a parâmetros distribuídos e o método da **Efetividade - NUT**. O *FlowSheet* para a simulação no *EMSO* é similar ao apresentado no Código 4.1 porém na linha 3 deve ser feita a seguinte substituição mostrada no Código 4.2.

Código 4.2: Comando utilizado em um *FlowSheet* para a utilização do método NUT.

```
exchanger as E_Shell_NTU_Disc;
```

O comando acima identifica o tipo de trocador de calor, o método de cálculo e a modelagem utilizada.

Uma característica marcante de qualquer ferramenta que utilize o paradigma baseado em equações é a necessidade de uma boa estimativa inicial para que o sistema de equações formado caminhe para a solução. A modelagem do trocador de calor a parâmetros distribuídos é um sistema altamente acoplado que, dependendo das condições do processo, é de difícil convergência e para isso é necessária uma estratégia que auxilie o usuário na simulação.

Uma facilidade que o *EMSO* possui é a capacidade de carregar resultados obtidos em uma determinada condição como estimativa inicial para outra condição de difícil convergência. Dessa forma fez-se a simulação para o trocador discretizado carregando resultados de uma condição em que houve convergência e, com o auxílio dos resultados para o número de Reynolds anterior, utilizou-se a correlação de Sieder e Tate para a transferência de calor no regime turbulento. O Código 4.3 mostra como deve ser utilizada dentro da seção *SET* do *FlowSheet* a opção para a mudança de correlação.

Código 4.3: Comando utilizado em um *FlowSheet* para a escolha da correlação de Sieder e Tate.

```
Exchanger.HE.TurbulentFlow = "SiederTate";
```

A Tabela 4.4 mostra alguns resultados obtidos com a simulação do modelo e na Tabela 4.5 os desvios relativos para os principais parâmetros de avaliação do trocador de calor, tomando os resultados dados pelo simulador *ASPEN PLUS* como sendo o padrão.

Tabela 4.4: Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA E com modelagem a parâmetros distribuídos.

Descrição		EMSO	ASPEN PLUS
		Saída	Saída
Casco	Temperatura (K)	369,45	371,85
	Pressão (kPa)	733,032	732,98
	Perda de carga (kPa)	0,0276	0,0206
	Coeficiente convectivo médio ($kW/m^2 \cdot K$)	0,162	0,164
Tubos	Temperatura	379,62	377,50
	Pressão (kPa)	2205,91	2205,57
	Perda de carga (kPa)	4,3447	4,4326
	Coeficiente convectivo médio ($kW/m^2 \cdot K$)	0,891	0,886
Taxa de calor (kW)		300,112	298,60
Coeficiente global U ($W/m^2 \cdot K$)		130,568	130,203

Tabela 4.5: Desvio relativos para o trocador do tipo TEMA E.

Descrição		EMSO - Desvios Relativos %	
		Concentrado	Distribuído
Casco	Temperatura	0,07	0,65
	Pressão	0,007	0,007
	Perda de carga	26,00	33,98
	Coeficiente convectivo médio	3,00	1,22
Tubos	Temperatura	0,13	0,56
	Pressão	0,0014	0,015
	Perda de carga	6,53	1,98
	Coeficiente convectivo médio	3,27	0,56
Taxa de calor		0,64	0,51
Coeficiente global U		0,65	0,28

A partir da Tabela 4.5 pode-se verificar que o modelo de trocador de calor com a modelagem a parâmetros concentrados fornece as melhores predições para a temperatura e a pressão das correntes de saída do que o modelo a parâmetros distribuídos.

4.1.2 Simulação de Trocador Casco e Tubos Tipo F

Para a simulação de um trocador do tipo F se fez necessário modificar o *FlowSheet* dado pelo Código 4.1. O procedimento consistiu em alterar o nome do modelo a ser utilizado e também algumas características do trocador de calor. O tipo de trocador de calor e o método de cálculo são ajustados através do comando mostrado no Código 4.4, indicando a modelagem a parâmetros concentrados e o método da **Efetividade - NUT**.

Código 4.4: Comando utilizado em um *FlowSheet* para a simulação de um trocador do tipo F.

```
exchanger as F_Shell_NTU_Det;
```

Considerou-se também uma resistência de incrustação para os fluidos interno e externo. O Código 4.5 exemplifica esse procedimento.

Código 4.5: Comando utilizado em um *FlowSheet* para a inclusão de resistências de incrustação.

```
Exchanger.Resistances.Rfi = 0.00026* "m^2 *K/W";  
Exchanger.Resistances.Rfo = 0.00026* "m^2 *K/W";
```

Na Tabela 4.6 são mostradas as comparações com o modelo do simulador *ASPEN PLUS* enquanto que na Tabela 4.7 são mostrados os desvios relativos em relação aos principais parâmetros de avaliação do trocador de calor.

Apesar das incertezas na modelagem do trocador do tipo TEMA F, os resultados para os dois modelos possuem poucas diferenças significativas para as correntes de saída. Segundo o manual do *ASPEN PLUS* a modelagem utilizada para descrever os trocadores de calor em fase simples é o método de Bell-Delaware, porém sem nenhuma informação adicional a respeito da aplicabilidade do método para um trocador do tipo F.

Tabela 4.6: Sumário da simulação do trocador casco e tubos TEMA F com modelagem a parâmetros concentrados.

Descrição		EMSO		ASPEN PLUS	
		Entrada	Saída	Entrada	Saída
Casco	Temperatura (K)	419,25	364,96	419,25	364,35
	Pressão (kPa)	733,06	733,03	733,06	732,93
	Perda de carga (kPa)	0,0265		0,0677	
	Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)	171		192	
	Fração de vapor	0	0	0	0
	Prandtl médio	3,80		3,81	
	Reynolds médio	2621,34		2674,56	
	Correção da viscosidade	0,987		não informado	
	Perda de carga nos bocais (kPa)	0,007316		0,000709	
	Tubos	Temperatura	363,35	379,35	363,35
Pressão (kPa)		2210,26	2209,28	2210,26	2209,10
Perda de carga (kPa)		0,9755		0,8583	
Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)		472		481	
Fração de vapor		0	0	0	0
Prandtl médio		4,44		4,54	
Reynolds médio		9115,65		9149,23	
Correção da viscosidade		1,016		não informado	
Velocidade média (km/s)		0,209		0,211	
Perda de carga nos bocais (kPa)		0,4076		0,34772	
Taxa de calor (kW)		339,31		342,44	
Coefficiente global U sujo ($W/m^2 \cdot K$)		109,73		115,32	
Coefficiente global U limpo ($W/m^2 \cdot K$)		116,29		122,59	
NUT		5,16		5,00	
DTML (K)		11,9272		10,9670	
Fator de correção da DTML		1		1	

Tabela 4.7: Desvios relativos para o trocador do tipo TEMA F.

Descrição		EMSO - Desvios Relativos %
Casco	Temperatura	0,17
	Pressão	0,013
	Perda de carga	60,86
	Coeficiente convectivo médio	10,94
Tubos	Temperatura	0,05
	Pressão	0,008
	Perda de carga	13,65
	Coeficiente convectivo médio	1,87
Taxa de calor		0,91
Coeficiente global sujo U		4,85
Coeficiente global limpo U		5,14

4.2 Validação dos Modelos

Para a validação dos modelos, foram realizadas várias simulações em uma bateria de trocadores de calor de uma unidade de destilação atmosférica de uma refinaria de petróleo. Os equipamentos selecionados para as simulações foram trocadores de calor casco e tubos de passe simples no casco e com defletores de segmento.

Por se tratar de uma indústria petroquímica os fluidos de trabalho são compostos oriundos do petróleo cru e foram originalmente caracterizados por pseudo-componentes. A partir de informações do banco de dados fornecidos pela refinaria, as propriedades físicas dos fluidos e suas dependências com a mudança de temperatura foram correlacionadas por ajuste de curvas e calculadas por uma rotina externa ao simulador.

Ressalta-se que a mesma bateria havia sido objeto de estudo por parte da refinaria, onde o principal objetivo foi o de avaliar o desempenho da bateria como um todo para uma posterior otimização energética de um determinado setor da unidade. Dessa forma, ficou evidente de que a instrumentação em relação às medições de vazão, tem-

peraturas e pressão eram suficientemente confiáveis. Um outro critério adotado em relação aos resultados obtidos foi comparar os dados de simulações realizadas no *software XIST*, um programa do *Heat Transfer Research Institute (HTRI)* para a simulação de modelos rigorosos de trocadores calor. Os resultados gerados pelo *XIST* foram baseados nas condições reais da planta.

A seguir são apresentados os resultados gerados pelos modelos implementados no *EMSO* de alguns trocadores de calor da bateria. Estes equipamentos foram selecionados nos ramais onde não houve mudança de fase dos fluidos de trabalho.

4.2.1 Trocador de Calor Tipo E: Simulação a Parâmetros Concentrados e a Parâmetros Distribuídos

Foi selecionado um trocador de casco simples (TEMA E) e realizadas duas simulações independentes: a primeira com o modelo a parâmetros concentrados e a segunda com o modelo a parâmetros distribuídos. A Figura 4.1 representa de forma esquemática a configuração para o trocador de calor em estudo onde estão indicadas a corrente quente (*Hot Stream*) e a corrente fria (*Cold Stream*) de acordo com a nomenclatura utilizada nos modelos do *EMSO*.

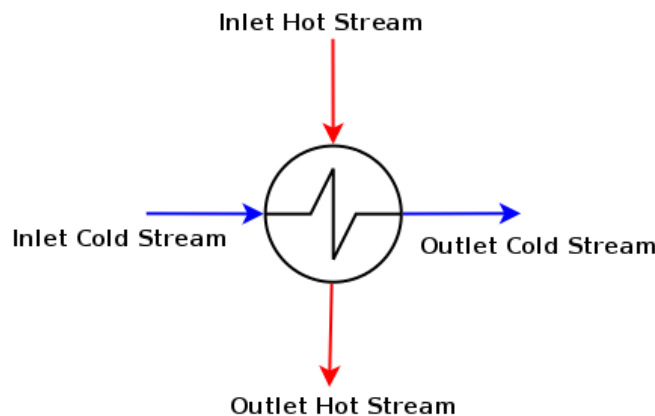


Figura 4.1: Esquema da simulação do trocador de calor com casco simples.

Os principais dados referentes à geometria do trocador de calor e às correntes do processo, são mostrados na Tabela 4.8 e na Tabela 4.9, respectivamente.

Tabela 4.8: Dados da geometria do trocador de casco simples.

Seção	Parâmetro	Valor
Configuração do trocador	Trocador TEMA Fluido quente	AES tubos
Casco	Diâmetro interno do casco - D_s	1300 mm
	Pares de tiras de selagem - N_{ss}	3 mm
	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	387,35 mm
	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	387,35 mm
	Altura sobre o feixe de entrada - $H_{i_{bocal}}$	46,43 mm
	Altura sobre o feixe de saída - $H_{o_{bocal}}$	46,43 mm
Tubos	Número total de tubos - N_{tt}	1814
	Arranjo dos tubos no feixe - θ	90°
	Distância dentro a centro - P	25,00 mm
	Comprimento efetivo do tubo - L	5,914 m
	Diâmetro externo - D_e	19,05 mm
	Diâmetro interno - D_i	14,83 mm
	Número de passes - N_{pt}	2
	Condutividade térmica do material - k	0,057 kW/m · K
	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	307,09 mm
	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	307,09 mm
Defletores	Corte do defletor - B_c	35%
	Número de defletores de segmentos - NB	8
	Folga tubo-defletor - L_{cd}	6,35 mm
	Folga casco-feixe - L_{td}	0,3969 mm
	Folga casco-defletor - L_{cf}	50,325 mm
	Espaçamento inicial do defletor - L_{si}	856,829 mm
	Espaçamento central do defletor - L_s	600 mm

Tabela 4.9: Dados das correntes de entrada no trocador de casco simples.

Dados	Tubos (lado quente)	Casco (lado frio)
Fluido	cru	mistura
Temperatura de entrada (K)	393,97	335,53
Pressão de entrada (kPa)	784,53	2229,25
Vazão molar ($kmol/h$)	461,4	435,2
Estado físico	líquido	líquido

Os resultados das simulações estão contidos nas Tabelas 4.10 e 4.11 a seguir. Estão incluídos também os resultados obtidos com o *software XIST* da HTRI.

Tabela 4.10: Perda de carga nas seções do casco no trocador de calor de casco simples.

Seção	Perda de Carga (%)	
	XIST	EMSO
Janelas do defletor	19,34	19,47
Fluxo cruzado	43,19	39,10
Seção de entrada e saída	12,38	21,31
Bocais	25,10	20,11
Perda de carga total	100	100

Tabela 4.11: Resumo das simulações e comparações do trocador de casco simples.

Descrição		EMSO		XIST
		Concentrado	Distribuído	Saída
C A S C O	Temperatura de saída (K)	362,02	363,76	363,95
	Pressão de saída (kPa)	2211,41	2207,96	2219,75
	ΔP total (kPa)	17,84	21,29	19,00
	Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)	402,09	419,87	508,74
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	188,23	189,42	180,73
	Reynolds médio	1012	1040	1004
	Correção da viscosidade	1,062	1,071	1,078
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	2,12	2,12	2,50
	ΔP no bocal de saída (kPa)	2,16	2,16	2,27
	Velocidade no bocal de entrada (m/s)	1,15	1,15	1,15
	Velocidade no bocal de saída (m/s)	1,17	1,17	1,18
	Bocal de entrada: $\rho \cdot V^2$ ($kg/m \cdot s^2$)	1182	1186	1183
	Bocal de saída: $\rho \cdot V^2$ ($kg/m \cdot s^2$)	1205	1204	1208
T U B O S	Temperatura de saída (K)	372,78	371,37	371,25
	Pressão de saída (kPa)	768,96	770,51	776,49
	ΔP total (kPa)	11,69	14,01	16,08
	Coefficiente convectivo ($kW/m^2 \cdot K$)	1962,22	1960,45	1765,67
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	6,02	6,08	6,09
	Reynolds médio	43609	42625	42845
	Correção da viscosidade	0,981	0,984	0,997
	Velocidade média (m/s)	1,18	1,18	-
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	2,34	2,34	2,41
	ΔP no bocal de saída (kPa)	1,53	1,53	1,49
	Velocidade no bocal de entrada (m/s)	2,53	2,53	2,53
Velocidade no bocal de saída (m/s)	2,46	2,46	2,46	
Taxa de calor (MW)		6,3806	6,8051	6,8462
Coefficiente global U ($W/m^2 \cdot K$)		314,14	324,57	365,65
ΔT para o fluido frio (K)		26,49	28,23	28,42
ΔT para o fluido quente (K)		21,19	22,60	22,72

4.2.2 Trocadores de Calor Tipo E conectados em Série: Simulação a Parâmetros Concentrados e a Parâmetros Distribuídos

Uma nova configuração foi selecionada para a simulação de dois trocadores interligados em série. A primeira simulação considerou os trocadores de calor isolados e uma segunda simulação considerou o sistema como um todo. Dessa forma é possível fazer comparações com as soluções obtidas para os dois casos, uma vez que o *EMSO* é um sistema baseado em equações e o aumento no número de variáveis pode tornar o sistema mais difícil de ser resolvido.

As Figuras 4.2 e 4.3 mostram os desenhos esquemáticos para os dois casos.

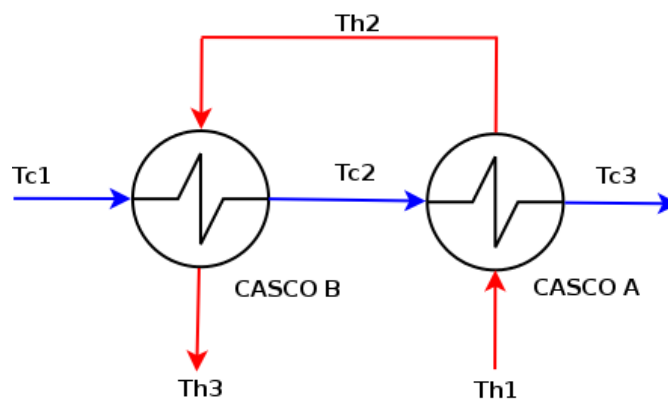


Figura 4.2: Caso I: Esquema da simulação dos trocadores de calor com casco simples em série.

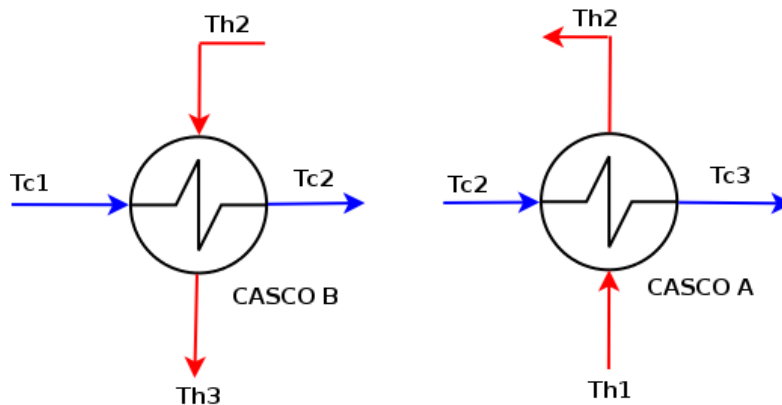


Figura 4.3: Caso II: Esquema da simulação dos trocadores de calor com casco simples isolados.

Caso I - Trocadores de casco simples interligados em série

Os dados referentes à geometria dos trocadores de calor e às correntes do processo são mostrados na Tabela 4.12 e na Tabela 4.13, respectivamente.

Tabela 4.12: Dados da geometria dos trocadores de calor.

Item	Parâmetro		Casco A	Casco B
	Trocador TEMA		AES	AES
	Fluido quente		Tubos	Tubos
C	Diâmetro interno do casco - D_s	<i>mm</i>	914	914
A	Pares de tiras de selagem - N_{ss}	<i>mm</i>	2	2
S	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	<i>mm</i>	387,35	387,35
C	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	<i>mm</i>	387,35	387,35
O	Altura sobre o feixe de entrada - $H_{i_{bocal}}$	<i>mm</i>	21,95	21,55
	Altura sobre o feixe de saída - $H_{o_{bocal}}$	<i>mm</i>	47,50	22,50
T	Número total de tubos - N_{tt}		775	775
	Arranjo dos tubos no feixe - θ		90°	90°
U	Distância dentro a centro - P	<i>mm</i>	25,40	25,40
B	Comprimento efetivo do tubo - L	<i>mm</i>	5,974	5,970
O	Diâmetro externo - D_e	<i>mm</i>	19,05	19,05
S	Diâmetro interno - D_i	<i>mm</i>	14,83	14,83
	Número de passes - N_{pt}		2	2
	Condutividade térmica do material - k	<i>kW/m K</i>	0,057	0,057
	Diâmetro do bocal de entrada - $D_{i_{bocal}}$	<i>mm</i>	154,05	154,05
	Diâmetro do bocal de saída - $D_{o_{bocal}}$	<i>mm</i>	154,05	154,05
D	Corte do defletor - B_c	%	30	30
E	Número de defletores de segmentos - NB		8	8
F	Folga tubo-defletor - L_{cd}	<i>mm</i>	4,763	4,763
L	Folga casco-feixe - L_{td}	<i>mm</i>	0,397	0,397
E	Folga casco-defletor - L_{cf}	<i>mm</i>	43,90	43,09
T	Espaçamento inicial do defletor - L_{si}	<i>mm</i>	810,169	807,813
O	Espaçamento central do defletor - L_s	<i>mm</i>	622	622
R				

Tabela 4.13: Dados das correntes de entrada.

Dados	Casco A		Casco B	
	Tubos lado quente	Casco lado frio	Tubos lado quente	Casco lado frio
Corrente de entrada	Th1	Tc2	Th2	Tc1
Temperatura de entrada (K)	486,85	374,65	419,25	363,35
Pressão de entrada (kPa)	746,20	2175,30	733,06	2210,26
Vazão molar ($kmol/h$)	145,714	438,113	145,714	438,113
Estado físico	líquido	líquido	líquido	líquido

O Código 4.6 (apresentado de forma reduzida por simplicidade) representa o esquema da Figura 4.2 na linguagem do *EMSO*. Note que apenas as correntes extremas do processo são conhecidas.

As Tabelas 4.14 e 4.15 apresentam os resultados obtidos com os dois tipos de modelos.

Código 4.6: FlowSheet para a simulação dos trocadores conectados em série.

FlowSheet Cascos_em_Series

DEVICES

```
CascoA          as E_Shell_LMTD_Det;
CascoB          as E_Shell_LMTD_Det;
Th1    as stream_therm;
Tc1    as stream_therm;
```

CONNECTIONS

```
Th1    to CascoA.Inlet.Hot;
CascoA.Outlet.Hot    to CascoB.Inlet.Hot;
Tc1    to CascoB.Inlet.Cold;
CascoB.Outlet.Cold    to CascoA.Inlet.Cold;
```

PARAMETERS

```
PP    as CalcObject (Brief="Physical Properties",File="Petroleum");
NComp    as Integer    (Brief="Number Of Components");
```

SET

```
PP.Components          = ["crude", "blend"];
NComp                  = PP.NumberOfComponents;
CascoB.HE.HotSide      = "Tubes";
CascoA.HE.HotSide      = "Tubes";
CascoB.HE.LMTDcorrection = "Fakeri";
CascoA.HE.LMTDcorrection = "Fakeri";

CascoA.Tpass = 2;
CascoA.Dishell = 0.914* "m";
CascoA.Lcf = 43.90* "mm";
CascoA.Nss = 2;
CascoA.Donozzle_Shell = 387.35* "mm";
CascoA.Dinozzle_Shell = 387.35* "mm";
CascoA.Honozzle_Shell = 47.50* "mm";
CascoA.Hinozzle_Shell = 21.95* "mm";

CascoB.Tpass = 2;
CascoB.Dishell = 0.914* "m";
CascoB.Lcf = 43.09* "mm";
CascoB.Nss = 2;
CascoB.Donozzle_Shell = 387.35* "mm";
CascoB.Dinozzle_Shell = 387.35* "mm";
CascoB.Honozzle_Shell = 21.55* "mm";
CascoB.Hinozzle_Shell = 22.50* "mm";
```

end

Tabela 4.14: Resumo das simulações e comparações: Casco A.

Descrição		EMSO		XIST
		Concentrado	Distribuído	Saída
Corrente Tc3	Temperatura de saída (K)	398,24	398,93	399,95
	Pressão de saída (kPa)	2141,43	2133,07	2158,06
CASCO	ΔP total (kPa)	33,09	36,95	34,48
	Coeficiente h (kW/m ² · K)	835,08	835,99	1120,07
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	74,60	75,89	89,61
	Reynolds médio	3795	3699	3951
	Correção da viscosidade	1,04	1,04	1,05
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	4,96	4,96	2,93
	ΔP no bocal de saída (kPa)	2,16	2,16	2,12
	Veloc. no bocal de entrada (m/s)	1,19	1,19	1,19
	Veloc. no bocal de saída (m/s)	1,22	1,22	1,22
	Bocal de entrada: $\rho \cdot V^2$ (kg/m · s ²)	1232	1232	12,33
Bocal de saída: $\rho \cdot V^2$ (kg/m · s ²)	1255	1255	12,57	
Corrente Th2	Temperatura de saída (K)	418,03	416,15	419,25
	Pressão de saída (kPa)	733,54	734,19	739,63
TUBOS	ΔP total (kPa)	12,66	12,01	13,13
	Coeficiente h (kW/m ² · K)	924,20	887,32	829,62
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	18,20	18,38	19,55
	Reynolds médio	12366	12255	11597
	Correção da viscosidade	0,95	0,95	0,97
	Velocidade média (m/s)	0,76	0,76	
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	3,16	3,16	3,35
	ΔP no bocal de saída (kPa)	2,13	2,13	2,01
	Veloc. no bocal de entrada (m/s)	2,80	2,80	2,81
Veloc. no bocal de saída (m/s)	2,64	2,64	2,65	
Taxa de calor (MW)		6,62	6,39	6,61
Coeficiente global U (W/m ² · K)		380,39	371,81	402,30
ΔT para o fluido frio (K)		23,59	24,28	25,30
ΔT para o fluido quente (K)		68,82	70,70	67,60

Tabela 4.15: Resumo das simulações e comparações: Casco B.

Descrição		EMSO		XIST
		Concentrado	Distribuído	Saída
Corrente Tc2	Temperatura de saída (K)	373,83	373,85	374,65
	Pressão de saída (kPa)	2174,52	2170,66	2192,78
CASCO	ΔP total (kPa)	35,74	39,61	34,96
	Coeficiente h (kW/m ² · K)	769,37	773,47	1133,19
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	84,29	84,19	78,01
	Reynolds médio	3178	3184	4202
	Correção da viscosidade	1,03	1,03	1,03
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	5,02	5,05	2,85
	ΔP no bocal de saída (kPa)	4,83	4,83	2,76
	Veloc. no bocal de entrada (m/s)	1,18	1,18	1,18
	Veloc. no bocal de saída (m/s)	1,19	1,19	1,19
	Bocal de entrada: $\rho \cdot V^2$ (kg/m · s ²)	1223	1223	1223
	Bocal de saída: $\rho \cdot V^2$ (kg/m · s ²)	1233	1233	1233
Corrente Th3	Temperatura de saída (K)	388,49	386,55	387,25
	Pressão de saída (kPa)	720,47	721,77	726,27
TUBOS	ΔP total (kPa)	13,07	12,43	13,58
	Coeficiente h (kW/m ² · K)	644,65	663,46	614,22
	Fração de vapor	0	0	0
	Prandtl médio	27,45	27,87	28,30
	Reynolds médio	6948	6807	6751
	Correção da viscosidade	0,97	0,96	0,97
	Velocidade média (m/s)	0,73	0,73	
	ΔP no bocal de entrada (kPa)	3,08	3,08	3,16
	ΔP no bocal de saída (kPa)	2,01	2,01	1,96
	Veloc. no bocal de entrada (m/s)	2,65	2,65	2,65
Veloc. no bocal de saída (m/s)	2,58	2,58	2,58	
Taxa de calor (MW)		2,67	2,68	2,89
Coeficiente global U (W/m ² · K)		299,96	305,34	330,66
ΔT para o fluido frio (K)		10,48	10,50	11,30
ΔT para o fluido quente (K)		30,76	32,70	32,00

Caso II - Trocadores de casco simples isolados

Para este caso fez-se a simulação dos trocadores isoladamente sendo conhecidas as correntes de entrada. Os dados referentes à geometria dos trocadores de calor e às correntes do processo são aquelas mostradas na Tabela 4.12 e na Tabela 4.13, respectivamente.

Na Tabela 4.16 são mostrados os resultados das simulações para as correntes.

Tabela 4.16: Resultados para as correntes: Caso II.

	Casco A			
Correntes	Th1	Th2	Tc2	Tc3
Temperatura (<i>K</i>)	486,85	418,47	374,65	398,90
Pressão (<i>kPa</i>)	746,20	733,54	2175,30	2142,19
	Casco B			
Correntes	Th2	Th3	Tc1	Tc2
Temperatura (<i>K</i>)	419,25	387,31	363,35	374,68
Pressão (<i>kPa</i>)	733,06	720,47	2210,26	2177,15

É possível fazer comparações entre os resultados obtidos no caso I e no caso II e comprovar que os modelos não divergem muito na solução apresentada, algumas discrepâncias encontradas para os diferentes valores dos coeficientes de transferência de calor são devido às diferentes equações utilizadas entre os modelos.

A metodologia utilizada no *XIST* para descrever a transferência de calor e perda de carga para o fluido do casco é a versão completa do método de análise das correntes. Como descrita no Capítulo 2, esta metodologia fornece um método de calcular a fração das várias correntes que surgem no casco e a sua efetividade em relação à transferência de calor e perda de carga. Para o fluido dos tubos são utilizadas correlações próprias desenvolvidas experimentalmente pela HTRI.

No caso I e II, o Casco A encontra-se com o fluido do lado dos tubos no regime turbulento e foi utilizada no *EMSO* a correlação de Petukhov (Equação 2.87) para a predição do coeficiente convectivo. Para o casco B, o fluido nos tubos encontra-se na região de transição e a equação de Gnielinski (Equação 2.95) que considera os efeitos de entrada no tubo foi utilizada. Para a variação das propriedades físicas dos fluidos com a temperatura adotaram-se as correlações em função da viscosidade por serem estas as que mais se aproximam dos cálculos da HTRI.

Capítulo 5

Conclusões

No cenário atual a avaliação térmica e hidráulica de trocadores de calor é feita por sofisticados *softwares* de simulação. Estes são geralmente produzidos por empresas especializadas que oferecem soluções tanto para a avaliação como para o projeto de um novo trocador de calor.

Apesar da facilidade de uso e aprendizagem dessas ferramentas, algumas limitações são impostas ao usuário final, entre elas caminham:

- O fator econômico agregado ao produto final devido ao elevado custo para o licenciamento do *software*;
- A falta de informação detalhada acerca das metodologias utilizada na modelagem dos equipamentos criando uma mentalidade do tipo "**caixa preta**" no usuário;
- A dificuldade em estender ou criar um novo modelo de trocador de calor quando este não é contemplado na biblioteca de modelos.

Em vista disso, este trabalho buscou contribuir com o desenvolvimento de mode-

los de trocadores de calor casco e tubos utilizando o paradigma da programação orientada a objetos disponíveis no simulador de processos *EMSO*. Nos parágrafos que seguem, são feitas as considerações finais a respeito deste trabalho e a sua subsequente evolução.

No Capítulo 2 foram revisadas as equações básicas de cálculos de trocadores de calor e os métodos de análise tanto para o lado dos tubos como para o lado do casco. Para os tubos a transferência de calor e a perda de carga são avaliadas pelas diversas correlações existentes na literatura clássica sobre o assunto, enquanto que para a análise do casco a melhor opção disponível publicamente é o método de Bell-Delaware (BELL, 1960). Novas equações encontradas na literatura para o cálculo do fator de correção de fluxo foram apresentadas em substituição às tradicionais dadas por Bowman et al. (1940).

No Capítulo 3, foi abordada a importância de se avaliar o desempenho térmico e hidráulico dentro do projeto do trocador de calor e um modelo completo para a etapa de avaliação foi proposto baseado nas metodologias revisadas. Ainda no Capítulo 3 foi adotada uma estrutura hierárquica de modelos para a modelagem de trocadores de calor segundo os conceitos de composição e herança provenientes da linguagem de modelagem do simulador. Com a criação desta estrutura, torna-se mais simples a construção de novos modelos para outros tipos de trocadores de calor ou a modificação das correlações existentes. Além disso, a descrição conceitual do trocador de calor ser composto por diversas zonas de transferência de calor demonstrou ser uma maneira eficiente de se reduzir a complexidade de equacionamento do equipamento.

Algumas facilidades também foram incorporadas aos modelos além daquelas provenientes da estrutura interna do *EMSO*, tais como, seleção de correlações e opções características do equipamento através de um parâmetro textual e a possibilidade de inclusão de novos tipos de trocadores de calor dentro da estrutura de modelos.

No Capítulo 4, a utilização dos modelos foi ilustrada através de algumas estratégias de simulação tomando como base para comparação um *software* proprietário. Os resultados obtidos com as simulações de dados de planta foram em geral satisfatórios, os modelos conseguem reproduzir o comportamento esperado dos equipamentos e fornecem uma boa base de informações para uma posterior avaliação do projeto do trocador de calor.

Como sugestão para o aperfeiçoamento dos modelos, ressalta-se que a idéia contida neste trabalho foi a de dar início a uma ampla biblioteca genérica de modelos de trocadores de calor que gradativamente, devido a sua estrutura hierárquica estar bem definida, será expandida e aperfeiçoada. O tratamento matemático para a mudança de fase e a inclusão de novos tipos de trocadores de calor (placas, duplo tubo, etc.) já está previsto para a segunda etapa do projeto ALSOC, porém é necessário um estudo acerca de novas metodologias relacionadas a trocadores de calor, por exemplo: módulos para a otimização do projeto (*Design*), análise de vibração nos tubos, modelagem dinâmica, etc.

Por conter modelos abertos e não conter nenhuma característica da mentalidade "**caixa preta**" presente nos demais pacotes comerciais, espera-se que o simulador e a biblioteca de modelos contribuam para o ensino e o desenvolvimento da engenharia.

Referências Bibliográficas

ASPEN TECHNOLOGY INC. *ASPEN PLUS Manual*. [S.l.], 2005.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. *Heat Transfer Handbook*. [S.l.]: Wiley-Interscience, 2003. 1496 p.

BELL, K. J. Exchangers design based on the delaware research program. *Petroleum Engineering*, v. 32, n. 11, p. C26–36 and C40a–C40c, 1960.

BELL, K. J. Logic of the design process. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corp., 1983. v. 3, cap. Thermal and hydraulic design, p. 3.1.3.

BELL, K. J. Heat exchanger design for the process industries. *Journal of Heat Transfer*, v. 126, p. 877–885, December 2004.

BELL, K. J.; MUELLER, A. C. *Wolverine Engineering Data Book II*. [S.l.], 2001. Disponível em: <www.wlv.com>.

BOWMAN, R. A.; MUELLER, A. C.; NAGLE, W. M. Mean temperature difference in design. *Transactions of the ASME*, v. 62, p. 283–294, May 1940.

COLBURN, A. P. Heat transfer by natural and forced convection. *Eng. Bull. Purdue Univ. Res. Ser.*, v. 26, p. 47–50, 1942.

DODD, R. Temperature efficiency of heat exchangers with one shell pass and even number of tube passes. *Proc. 2nd World Congress in Chemical Engineering*, v. 4, p. 463–467, 1980.

DONOHUE, D. A. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. *Industrial and engineering chemistry*, v. 41, n. 11, p. 2499–2511, November 1949.

FAKHERI, A. Alternative approach for determining log mean temperature difference correction factor and number of shells of shell and tube heat exchangers. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, v. 10, p. 407–420, 2003.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, p. 359–368, 1976.

GNIELINSKI, V. Forced convection in ducts. In: SCHLUNDER, E. U. (Ed.). *Heat Exchanger Design Handbook*. Washington: Hemisphere Publishing Corp., 1983. v. 2, cap. 2.

- HEWITT, G. F. (Ed.). *Heat Exchanger Design Handbook*. New York, NY: Hemisphere Pub. Co., 1983. 2080 p.
- HOLMANN, J. P. *Heat transfer*. 4. ed. [S.l.: s.n.], 1976. 530 p.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1996.
- KAKAC, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. [S.l.]: McGraw Hill, 1981.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. *Compact Heat Exchangers*. 2. ed. New York, NY, U.S.A.: McGraw-Hill, 1964.
- KERN, D. Q. *Process Heat Transfer*. New York: MacGraw-Hill, 1950.
- LIENHARD, J. H. *A Heat Transfer Textbook*. 3. ed. Cambridge, Massachusetts, U.S.A.: Phlogiston Press, 2003. Eletronic Book. Disponível em: <<http://web.mit.edu/lienhard/www/ahtt.html>>.
- MUKHERJEE, R. Effectively design shell-and-tube heat exchangers. *Chem. Eng. Prog.*, p. 21–37, February 1998.
- MUKHERJEE, R. Does your application call for an f-shell heat exchanger? *Chem. Eng. Prog.*, v. 100, p. 40–54, April 2004.
- PALEN, J. W.; TABOREK, J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. *Chem. Eng. Prog.Symp. Ser.*, v. 65, n. 92, p. 53–63, 1969.
- PETUKHOV, B. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: IRVINE, T.; HARTNETT, J. (Ed.). *Advances in Heat Transfer*. New York: Academic Press, 1970. v. 6, p. 503–564.
- SAUNDERS, E. A. D. *Heat exchangers : selection, design and construction*. New York, NY: Longman Scientific & Technical, 1988.
- SHAH, R.; LONDON, A. L. Laminar flow forced convection in ducts. In: IRVINE, T.; HARTNETT, J. (Ed.). *Advances in Heat Transfer*. New York: Academic Press, 1978. p. 477. Suppl. 1.
- SHORT, B. E. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. *Austin, University of Texas*, 1943.
- SIEDER, E.; TATE, G. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 28, p. 1429–1435, 1936.
- SOARES, R. P. *Desenvolvimento de um Simulador Generico de Processos Dinamicos*. Dissertação (Mestrado) — DEQUI/UFRGS, Porto Alegre, Brasil, fev. 2003.
- SOARES, R. P.; SECCHI, A. R. EMSO: A new environment for modelling, simulation, and optimisation. In: *ESCAPE 13th*. [S.l.]: Elsevier Science Publishers, 2003. v. 1, p. 947–952.
- TABOREK, J. Survey of shell-side flow correlations. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. Washington: Hemisphere Publishing Corp., 1983. v. 3, cap. 3.
- TIAN, Y. A conceptual description of heat exchanger for programming. *Applied thermal engineering*, v. 24, p. 1171–1178, 2004.

TINKER, T. Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers: a simplified rating system for commercial heat exchangers. *Transactions of the ASME*, v. 80, p. 36–52, January 1958.

Tubular Exchanger Manufacturers Association. *Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 7th. ed. New York: TEMA, 1988.

VRTECH. *VRTherm User's Manual*. [S.l.], 2006. Disponível em: <<http://www.vrtech.com.br>>.