JORGE ANDREY WILHELMS GUT

**CONFIGURAÇÕES ÓTIMAS PARA
TROCADORES DE CALOR A PLACAS**

Tese apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Doutor em
Engenharia.

São Paulo

2003

JORGE ANDREY WILHELMS GUT

**CONFIGURAÇÕES ÓTIMAS PARA
TROCADORES DE CALOR A PLACAS**

Tese apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Doutor em
Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Química

Orientador:
Prof. Dr. José Maurício Pinto

São Paulo
2003

FICHA CATALOGRÁFICA

Gut, Jorge Andrey Wilhelms

Configurações ótimas para trocadores de calor a placas.
São Paulo, 2003. - Edição Revisada.
244p.

Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1. Trocadores de Calor a Placas 2. Otimização
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Química II.t.

*“Apologize if I were wrong
Sing the Lowe forever sung
Forever singing Lowe song”*

ANA3STh (Sol Y Niebla, 1999)

Ici KDK12 appelle KDK1...

Aos meus pais,
Jorge Gut e Irene Wilhelms Gut
com muito carinho.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. José Maurício Pinto pela orientação, dedicação e apoio constantes que foram fundamentais para a realização deste trabalho.

À Prof. Dra. Carmen Cecília Tadini pelo grande incentivo e pelas valiosas contribuições e idéias que enriqueceram este trabalho.

Ao Prof. Dr. Tah Wun Song pelas ótimas sugestões e pela grande ajuda no desenvolvimento do projeto.

Ao Engenheiro Renato Fernandes pela importante colaboração na etapa de validação experimental dos modelos.

Ao Prof. Dr. Galo Antonio Carrilo Le Roux e à Sílvia M. Baeder pela constante ajuda para manter o gPROMS rodando.

Ao Engenheiro Adriano Galindo Leal pela ajuda com a programação em Linguagem C.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pela concessão das bolsas de mestrado (98/15808-1) e doutorado (00/13635-4) e pelos recursos da reserva técnica que tornaram possível o desenvolvimento do projeto de pesquisa.

Ao Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pela oportunidade.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram com a execução deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho visa a utilização de técnicas de otimização para a determinação da melhor configuração para trocadores de calor a placas. A configuração de um trocador a placas define a distribuição das correntes quente e fria ao longo dos seus canais e ela é definida pelo seu número de canais, pelos números de passes em cada lado e pelas localizações dos fluidos e das conexões de alimentação. É utilizado um conjunto de seis parâmetros para a caracterização da configuração.

A modelagem estacionária do trocador é desenvolvida na forma de um algoritmo, já que não é possível representá-la como uma função explícita dos seis parâmetros de configuração. O sistema resultante é composto por equações diferenciais ordinárias de valor de contorno e por equações algébricas não-lineares, o qual é resolvido numericamente pelo método de diferenças finitas. Através do estudo de exemplos de simulação, verifica-se que a hipótese de constância do coeficiente global de troca térmica não é limitante para a avaliação global do trocador. A validação experimental da modelagem estacionária é realizada através da estimação de parâmetros de troca térmica para um conjunto de ensaios com diferentes configurações. É ainda apresentada a modelagem dinâmica do trocador a placas para configurações genéricas, visando a análise do seu estado transiente e a simulação de malhas de controle.

É proposto um procedimento de *screening* para a resolução do problema de otimização da configuração do trocador. Neste procedimento, as restrições são aplicadas sucessivamente para a eliminação de elementos inviáveis ou não-ótimos. Através da identificação de configurações equivalentes e da realização de uma busca estruturada, todos os trocadores com a menor área de troca térmica podem ser obtidos com esforço computacional bastante reduzido. O funcionamento e a eficiência do método são analisados em detalhes através de dois casos de otimização.

Para o caso dos processos de pasteurização, que usam trocadores com múltiplas seções, é proposto o método de *branching* para otimização da configuração das seções de aquecimento, resfriamento e regeneração. Este método consiste em um algoritmo de busca muito eficiente, capaz de localizar as configurações que apresentam mínimos custos fixos e operacionais realizando um número extremamente reduzido de avaliações das seções do trocador, em relação às grandes dimensões do problema e sua complexidade.

ABSTRACT

The aim of this work is to develop optimization techniques for determining the best configuration of gasketed plate heat exchangers. The configuration of a plate heat exchanger defines the distribution of the hot and cold streams inside the plate-pack and it is defined by the number of channels, by the number of passes in each side and by the locations of the fluids and feed connections. A set of six parameters is used for the configuration characterization.

The steady-state model of the plate heat exchanger is formulated in an algorithmic form, since it is not possible to represent it explicitly as a function of the six configuration parameters. The resulting system is composed of ordinary differential equations of the boundary value type and non-linear algebraic equations, which is numerically solved with the method of finite differences. The analysis of several simulation examples showed that the assumption of constant overall heat transfer coefficient is not limiting for the overall rating of the heat exchanger. The experimental validation of the steady-state model was accomplished through the estimation of heat transfer parameters for a set of experiments with different configurations. Moreover, the dynamic modeling of the plate heat exchanger is presented intending the simulation of unsteady-state operation and the use of controllers.

A screening procedure is proposed for determining the best configuration of the exchanger. In this procedure, the constraints are successively used to eliminate unfeasible and non-optimal cases. Using a structured search method and identifying the equivalent configurations, all the exchangers with the smallest heat exchange area can be obtained employing the proposed method with very reduced computational effort. The performance of the method is studied thoroughly through two optimization example problems.

For the case of the pasteurization processes, where the plate heat exchangers have multiple sections, it is proposed a branching method for selecting the best configuration for the heating, cooling and regeneration sections. This method consists of a very efficient search algorithm, able to locate the configurations with minimum fixed and operational costs requiring an extremely reduced number of exchanger evaluations, considering the large dimensions of the problem and its complexity.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE ABREVIATURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação e Objetivos	1
1.2 Apresentação do Equipamento	5
1.3 Configuração dos Trocadores a Placas	11
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 Aspectos Gerais	14
2.2 Correlações para Troca Térmica e Perda de Carga	14
2.3 Incrustação	17
2.4 Condensação e Evaporação	20
2.5 Modelagem da Troca Térmica	21
2.6 Modelagem Hidrodinâmica	23
2.7 Simulação Dinâmica e Controle	25
2.8 Dimensionamento e Otimização	27
3. DIMENSÕES E CONFIGURAÇÕES DOS TROCADORES A PLACAS	32
3.1 Principais Dimensões	32
3.2 Caracterização das Configurações	34
3.2.1 Número de Canais	34
3.2.2 Números de Passes	35
3.2.3 Conexões de Alimentação	37
3.2.4 Localização dos Fluidos	37
3.2.5 Tipo de Fluxo nos Canais	38
3.2.6 Exemplo de Configuração	39
3.2.7 Placas Contracorrentes	41
3.3 Configurações Equivalentes	42
4. MODELAGEM DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS	46
4.1 Balanço Material	46
4.2 Balanço Energético	48
4.2.1 Balanço Global de Energia	49
4.2.2 Troca Térmica nos Canais	54
4.2.3 Condições de Contorno para a Troca Térmica	58
4.2.4 Solução dos Modelos de Troca Térmica	59
4.2.5 Exemplo de Solução do Modelo Simplificado	62
4.3 Cálculo da Perda de Carga	65
4.4 Operação com Fluidos Não-Newtonianos	67
4.4.1 Fundamentos	67

4.4.2 Estado da Arte	70
4.4.3 Extensão da Modelagem Matemática do PHE	72
5. SIMULAÇÃO DE TROCADORES A PLACAS COM CONFIGURAÇÕES GENERALIZADAS	74
5.1 Introdução	74
5.2 O Algoritmo de Construção do Modelo	75
5.2.1 A Estrutura do Algoritmo	75
5.3 Exemplo de Simulação 1	83
5.4 Exemplo de Simulação 2	91
5.5 Exemplo de Simulação 3	94
5.6 Exemplo de Simulação 4	98
5.7 Exemplo de Simulação 5	102
5.8 Discussão	104
6. OTIMIZAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR	108
6.1 Formulação do Problema de Otimização	108
6.2 O Método de <i>Screening</i>	110
6.2.1 Estrutura do Algoritmo	115
6.3 Exemplo de Otimização 1	122
6.4 Exemplo de Otimização 2	130
6.5 Discussão	137
7. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO	139
7.1 Análise de Sensibilidade Aplicada ao Exemplo de Otimização 1	139
7.2 Análise de Sensibilidade Aplicada ao Exemplo de Otimização 2	148
7.3 Considerações Finais	154
8. OTIMIZAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DE TROCADORES COM MÚLTIPLAS SEÇÕES	156
8.1 O Processo de Pasteurização	156
8.2 Modelagem Matemática do Pasteurizador	159
8.3 Definição do Problema de Otimização	163
8.3.1 Restrições de Configuração	164
8.3.2 Restrições de Performance Hidráulica	168
8.3.3 Restrições de Performance Térmica	169
8.4 O Método de <i>Branching</i>	169
8.4.1 Estrutura do Algoritmo	175
8.5 Exemplo de Otimização 3	182
8.5.1 Simulação da Configuração Ótima	188
8.6 Discussão	189
9. MODELAGEM DINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS	191
9.1 Equações de Balanço Material e Energético	191
9.1.1 Condições de Contorno e Iniciais	193
9.2 Simulação Dinâmica	194

9.3 Exemplo de Simulação 6	194
9.3.1 Simulação do Cenário 1	195
9.3.2 Simulação do Cenário 2	198
9.4 Exemplo de Simulação 7	199
9.4.1 Simulação do Cenário 1	200
9.4.2 Simulação do Cenário 2	200
9.5 Discussão	201
10. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA MODELAGEM	203
10.1 Introdução	203
10.1.1 Estimação Não-Linear de Parâmetros	203
10.2 Equipamento Experimental	206
10.3 Estimação de Parâmetros para a Troca Térmica	209
10.3.1 Obtenção Experimental do Coeficiente Global de Troca Térmica	209
10.3.2 Cálculo dos Coeficientes Convectivos de Troca Térmica	212
10.3.3 Método Proposto para o Ajuste de Parâmetros de Troca Térmica	214
10.3.4 Resultados Obtidos	216
10.3.5 Estimação de Parâmetros	222
10.4 Discussão	227
11. CONCLUSÕES	229
11.1 Considerações Gerais	229
11.2 Sumário da Tese	229
11.3 Contribuições desta Pesquisa	232
11.4 Divulgação da Pesquisa	233
11.5 Considerações Finais	234
LISTA DE REFERÊNCIAS	236

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.2.1 Principais vantagens e desvantagens dos trocadores de calor a placas	9
Tabela 1.2.2 Características típicas e limites de operação para trocadores de calor a placas	10
Tabela 2.2.1 Algumas correlações para troca térmica e perda de carga em PHEs	15
Tabela 2.3.1: Resistências de incrustação recomendadas para PHEs	18
Tabela 3.2.1: Parâmetros para caracterização da configuração de um PHE	40
Tabela 3.3.1: Identificação de configurações equivalentes para dados N_C e Y_f	44
Tabela 4.2.1: Parâmetros de troca térmica para PHEs com placas <i>chevron</i>	51
Tabela 4.2.2: Condutibilidade térmica de materiais de placas	53
Tabela 4.2.3: Autovalores, autovetores da matriz e coeficientes obtidos	63
Tabela 4.3.1: Parâmetros para fator de atrito em PHEs com placas <i>chevron</i>	66
Tabela 4.4.1: Exemplos de modelos reológicos	68
Tabela 4.4.2: Parâmetros ν e ξ para diversas geometrias de dutos	71
Tabela 4.4.3: Viscosidades generalizadas para cálculo de Re e Pr (fluidos não-Newtonianos)	73
Tabela 5.2.1: Equações de condições de contorno para o lado I	80
Tabela 5.2.2: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 1$	80
Tabela 5.2.3: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 2$	80
Tabela 5.2.4: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 3$	81
Tabela 5.2.5: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 4$	81
Tabela 5.3.1: Dados para o Exemplo de Simulação 1	84
Tabela 5.3.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 1 (modelo simplificado)	85
Tabela 5.3.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 1)	89
Tabela 5.3.4: Distribuição de variáveis nos modelos (Ex. de Simulação 1)	90
Tabela 5.4.1: Dados para o Exemplo de Simulação 2	91
Tabela 5.4.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 2 (modelo simplificado)	92
Tabela 5.4.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 2)	93
Tabela 5.4.4: Distribuição de variáveis nos modelos (Ex. de Simulação 2)	93
Tabela 5.5.1: Dados para o Exemplo de Simulação 3	95
Tabela 5.5.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 3 (modelo simplificado)	95
Tabela 5.5.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 3)	96
Tabela 5.6.1: Dados para o Exemplo de Simulação 4	99
Tabela 5.6.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 4 (modelo simplificado)	100
Tabela 5.6.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 4)	101
Tabela 5.7.1: Dados para o Exemplo de Simulação 5	102
Tabela 5.7.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 5 (modelo simplificado)	103

Tabela 5.7.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 5)	103
Tabela 6.2.1: Exemplo de determinação do número total de configurações	111
Tabela 6.2.2: Equações para cálculo da perda de carga e velocidade de escoamento	117
Tabela 6.2.3: Conjuntos de números de passes selecionados para $N_C^{(k)}$	119
Tabela 6.3.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 1	122
Tabela 6.3.2: Configurações selecionadas para o Exemplo de Otimização 1	123
Tabela 6.3.3: Redução no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ no Exemplo de Otimização 1	124
Tabela 6.3.4: Eficiência térmica para as configurações selecionadas (Ex. de Otimização 1)	125
Tabela 6.3.5: Redução no número de simulações no Exemplo de Otimização 1	126
Tabela 6.3.6: Verificação da eficiência térmica usando o modelo U-distribuído (Exemplo 1)	128
Tabela 6.3.7: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo de Otimização 1	129
Tabela 6.3.8: Características das configurações ótimas equivalentes do Ex. de Otimização 1	129
Tabela 6.4.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 2	130
Tabela 6.4.2: Configurações selecionadas para o Exemplo de Otimização 2	132
Tabela 6.4.3: Redução no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ no Exemplo de Otimização 2	132
Tabela 6.4.4: Eficiência térmica para as configurações selecionadas (Ex. de Otimização 2)	133
Tabela 6.4.5: Redução no número de simulações no Exemplo de Otimização 2	133
Tabela 6.4.6: Verificação da eficiência térmica usando o modelo U-distribuído (Exemplo 2)	136
Tabela 6.4.7: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo de Otimização 2	136
Tabela 6.4.8: Características das configurações ótimas equivalentes do Exemplo 2	136
Tabela 7.1.1: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 1 para $4,0 < \Delta P^{min} \leq 6,1$	143
Tabela 7.1.2: Configurações ótimas para o Exemplo 1 em função de W_{cold} ($\Delta P^{min} = 5,0$ psi)	144
Tabela 7.1.3 Características das placas <i>chevron</i> consideradas	146
Tabela 7.1.4: Configurações ótimas para o Exemplo 1 em função do tipo de placa	146
Tabela 7.1.5 Tamanho do conjunto RS para os casos analisados	147
Tabela 7.2.1: Configurações ótimas para o Exemplo 2 com $T_{cold,in}=15^\circ\text{C}$ e $E^{min}=82,2\%$	153
Tabela 7.2.2: Configurações ótimas para o Exemplo 2 com $T_{cold,in}=20^\circ\text{C}$ e $E^{min}=91,0\%$	153
Tabela 7.2.3: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 2 com $\beta=45^\circ$	154
Tabela 7.2.4: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 2 com $\beta=65^\circ$	154
Tabela 8.1.1: Condições de processo para pasteurização do leite	157
Tabela 8.4.1: Estrutura de busca para o método de branching	174
Tabela 8.5.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 3	183
Tabela 8.5.2: Características dos fluidos em cada trecho do PHE	184
Tabela 8.5.3: Configurações com mínimo custo global (Ex. de Otimização 3)	185
Tabela 8.5.4: Configuração ótima selecionada para o Exemplo de Otimização 3	186
Tabela 8.5.5: Performance hidráulica para a configuração ótima (Ex. de Otimização 3)	186
Tabela 10.2.1: Arranjos de passes possíveis no PHE do pasteurizador	208

Tabela 10.3.1: Ensaios preliminares para estimação de parâmetros de troca térmica	217
Tabela 10.3.2: Resultados dos ensaios de troca térmica preliminares	218
Tabela 10.3.3: Ensaios de aquecimento para estimação de parâmetros de troca térmica	219
Tabela 10.3.4: Resultados dos ensaios de troca térmica de aquecimento	220
Tabela 10.3.5: Ensaios de regeneração para estimação de parâmetros de troca térmica	221
Tabela 10.3.6: Resultados dos ensaios de troca térmica de regeneração	222
Tabela 10.3.7: Resultados dos ensaios de troca térmica de regeneração	223
Tabela 10.3.8: Resultados de estimação de parâmetros para diferentes correlações	223
Tabela 10.3.9: Melhores ajustes para os ensaios de aquecimento e regeneração	226

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.1: Diferentes modelos de trocadores a placas	1
Figura 1.1.2: Variedade de tamanhos e desenhos das placas	2
Figura 1.1.3: Possíveis desenhos e posições de uma gaxeta	3
Figura 1.1.4: Possibilidades de perfuração para uma placa	3
Figura 1.2.1: Partes principais do trocador de calor a placas e gaxeta	7
Figura 1.2.2: Esquema de uma placa mostrando o canal de escoamento formado pela gaxeta	8
Figura 1.2.3: Alinhamento das placas <i>chevron</i> para formação dos pontos de contato	8
Figura 1.2.4: Quatro configurações possíveis para um PHE com oito canais	10
Figura 3.1.1: Representação do pacote de placas e do escoamento alternado nos canais	32
Figura 3.1.2: Principais dimensões de uma típica placa <i>chevron</i>	33
Figura 3.2.1: Representação de um trocador de calor a placas por um conjunto de canais	35
Figura 3.2.2: Possíveis arranjos de passes para um trocador com 11 canais	37
Figura 3.2.3: Definição do parâmetro ϕ de localização relativa das conexões de alimentação	37
Figura 3.2.4: Tipos de fluxo em um canal	38
Figura 3.2.5: Diferença entre tipos de fluxo em um trocador de quatro canais	39
Figura 3.2.6: Exemplo de configuração para um trocador de calor a placas com 7 canais	40
Figura 3.2.7: Total de configurações regulares possíveis em função do número de canais	41
Figura 3.3.1: Exemplo de equivalência entre quatro configurações distintas	43
Figura 4.2.1: Circuito térmico para a troca de calor no PHE	51
Figura 4.2.2: Volume de controle em um canal genérico i do PHE	54
Figura 4.2.3: Discretização através do método de diferenças finitas	62
Figura 4.2.4: Perfis de temperatura para a resolução analítica do exemplo	64
Figura 4.2.5: Perfis de temperatura para a resolução numérica do exemplo	64
Figura 5.2.1: Estrutura do algoritmo de construção para o modelo simplificado	76
Figura 5.3.1: Trocador a placas para o Exemplo de Simulação 1	84
Figura 5.3.2: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)	85
Figura 5.3.3: Temperatura dos fluidos ao longo do trocador (Ex. de Simulação 1)	85
Figura 5.3.4: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 1)	87
Figura 5.3.5: Distribuição de Reynolds nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)	87
Figura 5.3.6: Distribuição de Prandtl nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)	88
Figura 5.3.7: Distribuição de Nusselt nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)	88
Figura 5.3.8: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 1)	89
Figura 5.3.9: Perfis analítico e numéricos de temperatura no canal 23 (Ex. de Simulação 1)	90
Figura 5.4.1: Trocador a placas para o Exemplo de Simulação 2	91
Figura 5.4.2: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 2)	92
Figura 5.4.3: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 2)	93

Figura 5.5.1: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 3)	96
Figura 5.5.2: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 3)	96
Figura 5.5.3: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 3, $\phi = 2$)	98
Figura 5.5.4: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 3)	98
Figura 5.6.1: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 4)	100
Figura 5.6.2: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 4)	100
Figura 5.6.3: Influência da eficiência assumida sobre os resultados (Ex. de Simulação 4)	101
Figura 5.7.1: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 5)	103
Figura 5.7.2: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 5)	104
Figura 6.2.1: Número total de configurações em IS como função de N_C^{max}	112
Figura 6.2.2: Obtenção da solução ótima pelo método de <i>screening</i>	114
Figura 6.2.3: Estrutura principal do algoritmo de método de <i>screening</i>	115
Figura 6.3.1: Progresso do algoritmo de <i>screening</i> na busca no conjunto RS (Exemplo 1)	126
Figura 6.3.2: Eficiência térmica das configurações do conjunto RS para cada valor de ϕ	127
Figura 6.3.3: Eficiência térmica das configurações do conjunto RS em função de v_{cc}	128
Figura 6.3.4: Desempenho do <i>screening</i> na resolução do Exemplo de Otimização 1	129
Figura 6.4.1: Progresso do algoritmo de <i>screening</i> na busca no conjunto RS (Exemplo 2)	134
Figura 6.4.2: Eficiência térmica das configurações em RS para cada valor de ϕ (Exemplo 2)	135
Figura 6.4.3: Desempenho do <i>screening</i> na resolução do Exemplo de Otimização 2	137
Figura 7.1.1: Efeito de N_C^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1	140
Figura 7.1.2: Efeito de v^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1	141
Figura 7.1.3: Efeito de ΔP^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1	141
Figura 7.1.4: Efeito de ΔP^{min} e v^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1	142
Figura 7.1.5: Efeito da variação de E^{min} sobre a solução do Exemplo 1	144
Figura 7.1.6: Efeito da variação de W_{cold} sobre a solução do Exemplo 1 ($\Delta P^{min} = 5,0$ psi)	145
Figura 7.1.7: Seleção do tipo de placa que proporcione mínima área de troca	148
Figura 7.2.1: Efeito de ΔP_{hot}^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 2	149
Figura 7.2.2: Efeito de v_{cold}^{min} sobre a dimensão de RS para o Exemplo de Otimização 2	150
Figura 7.2.3: Efeito de ΔP_{cold}^{max} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 2	151
Figura 7.2.4: Temperaturas na cidade de São Paulo no ano de 2000	152
Figura 8.1.1: Esquema da unidade de pasteurização HTST destacando as seções do PHE	158
Figura 8.1.2: Linha de pasteurização de leite com PHE de cinco seções	158
Figura 8.1.3: Exemplo de uso de uma grade conectora em um PHE com duas seções	159
Figura 8.2.1: Definição das variáveis para a modelagem do pasteurizador	159
Figura 8.3.1: Número acumulado de configurações possíveis para diferentes casos	165
Figura 8.3.2: Numeração dos canais no PHE com três seções	165
Figura 8.3.3: Diferentes arranjos para o fluido de aquecimento quando $P^{l,H} = 1$	167

Figura 8.4.1: Estrutura principal da árvore para o método de <i>branching</i>	170
Figura 8.4.2: Desenvolvimento da árvore para $6 \leq N_C^{total} \leq 7$ sem verificação de performance	171
Figura 8.4.3: Exemplo de configuração de um PHE multi-seção com sete canais (opção 11)	172
Figura 8.4.4: Exemplo de aplicação do <i>branching</i> na solução de um problema	175
Figura 8.4.5: Esquema do processo de solução do problema de otimização	182
Figura 8.5.1: Desempenho do <i>branching</i> na resolução do Exemplo de Otimização 3	184
Figura 8.5.2: Representação da região viável para o Exemplo de Otimização 3	185
Figura 8.5.3: Entradas e saídas para a configuração ótima (Ex. de Otimização 3)	186
Figura 8.5.4: Influência de N_C^{max} no Exemplo de Otimização 3	187
Figura 8.5.5: Variação da temperatura do leite na pasteurização (Ex. de Otimização 3)	189
Figura 9.3.1: Resultados do Exemplo de Simulação 6 indicando problemas numéricos	195
Figura 9.3.2: Comparação de métodos numéricos para discretização espacial	196
Figura 9.3.3: Resultados do Exemplo de Simulação 6 (Cenário 1)	197
Figura 9.3.4: Variação no perfil de temperatura do canal 14 (Ex. de Simulação 6)	197
Figura 9.3.5: Condições de processo para o Exemplo de Simulação 6 (Cenário 2)	198
Figura 9.3.6: Resultados do Exemplo de Simulação 6 (Cenário 2)	198
Figura 9.4.1: Diagrama esquemático da malha de controle para o Exemplo de Simulação 7	199
Figura 9.4.2: Comportamento das variáveis manipulada e controlada (Cenário 1)	200
Figura 9.4.3: Comportamento das variáveis manipulada e controlada (Cenário 2)	201
Figura 9.4.4: Influência da hipótese de propriedades físicas médias constantes	201
Figura 10.2.1: Pasteurizador Armfield FT43	207
Figura 10.2.2: Diagrama esquemático do pasteurizador FT43	207
Figura 10.2.3: Dimensões da placa e disponibilidade de placas e gaxetas	208
Figura 10.2.4: Exemplo de arranjo 3×2/1×6 indicando o uso dos tipos de placas e gaxetas	209
Figura 10.3.1: Circuito térmico para determinação dos valores de temperatura na parede	215
Figura 10.3.2: Sensibilidade de modelo simplificado na obtenção de U para o ensaio Pre14	218
Figura 10.3.3: Gráfico de paridade para o ajuste usando a correlação 3	224
Figura 10.3.3: Distribuição dos resíduos para o ajuste usando a correlação 3	224
Figura 10.3.5: Gráfico de paridade para o ajuste usando a correlação 4	225
Figura 10.3.6: Distribuição dos resíduos para o ajuste usando a correlação 4	225
Figura 10.3.7: Gráfico de paridade para o ajuste dos ensaios de aquecimento	226
Figura 10.3.8: Gráfico de paridade para o ajuste dos ensaios de regeneração	227

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (dinâmica dos fluidos computacional)
eq.	Equação
HTST	<i>High temperature short time</i> (alta temperatura e curto tempo)
LTLT	<i>Low temperature long time</i> (baixa temperatura e longo tempo)
MINLP	<i>Mixed-integer non-linear programming</i> (programação mista-inteira não linear)
MLDT	Média logarítmica da diferença de temperaturas
MPC	<i>Model predictive control</i> (controle preditivo)
NLP	Non-linear programming (programação não linear)
PHE	<i>Plate heat exchanger</i> (trocador de calor a placas)
PI	Proporcional-Integral (controlador PI)
SWG	<i>Standard Wire Gauge</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a_i	parâmetro genérico do modelo de simulação (adimensional)
A	área de troca térmica do trocador (m^2)
A_P	área de troca térmica de uma placa (m^2)
A_e	área de escoamento no canal (m^2)
b	espessura média do canal, distância média entre duas placas (m)
c_i	coeficiente i do perfil analítico de temperatura no canal (adimensional)
cc_1	coeficiente de custo para o pacote de placas (\$/placa.ano)
cc_2	coeficiente de custo para potência de bombeamento (\$/W.ano)
cc_3	coeficiente de custo para utilidade de aquecimento (\$/W.ano)
cc_4	coeficiente de custo para utilidade de resfriamento (\$/W.ano)
C^*	razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos, $C^* \leq 1$ (adimensional)
C_p	calor específico a pressão constante (J/kg.K)
d_i	igual a $s_i \cdot \alpha^{\text{lado}(i)}$ (adimensional)
D	diâmetro interno do tubo (m)
D_e	diâmetro equivalente (m)
D_P	diâmetro do orifício da placa (m)
e	base do logaritmo natural ($e = 2,71828$)
$erro$	variável erro do controlador
E	eficiência de troca térmica (%)
E_j	resíduo de ajuste do modelo para o ensaio j
f	fator de atrito de Fanning (adimensional)
F	função objetivo do problema de otimização
F_T	fator de correção da MLDT, $0 < F_T \leq 1$ (adimensional)
F_{T_0}	tempo de processamento na temperatura T_0 para inativação térmica (s)
g	aceleração da gravidade ($9,8 \text{ m/s}^2$)
G_C	fluxo mássico por canal ($\text{kg/m}^2.\text{s}$)
G_P	fluxo mássico no orifício da placa ($\text{kg/m}^2.\text{s}$)
h	coeficiente convectivo de troca térmica ($\text{W/m}^2.\text{K}$)
i	contador genérico (adimensional)
IS	conjunto inicial de configurações
j	contador genérico (adimensional)
J	perda de carga específica (Pa)

K	parâmetro de consistência da Lei de Potência (Pa.s^n)
k	condutibilidade térmica (W/m.K)
k_P	condutibilidade térmica da placa (W/m.K)
L	comprimento da placa medido entre as bases dos orifícios (m)
L_P	comprimento da placa medido entre os centros dos orifícios (m)
L_{pac}	comprimento do pacote de placas prensado (m)
$\underline{\underline{M}}$	matriz tridiagonal de coeficientes d_i (adimensional)
n	índice de escoamento da Lei de Potência (adimensional)
nc	nível de confiança para a estimação de parâmetros (%)
ne	número de ensaios para a estimação de parâmetros
np	número de parâmetros para ajuste
N	número de canais por passe, número de passagens (adimensional)
N_C	número de canais (adimensional)
N_{conf}	número de configurações possíveis para dado N_C (adimensional)
N_{conf}^{total}	número de configurações possíveis para intervalo de N_C (adimensional)
N_P	número de placas (adimensional)
N_{passes}	número de passes possíveis (adimensional)
NTU	número de unidades de transferência de calor (adimensional)
Nu	número de Nusselt (adimensional)
OC	custo global de pasteurização ($\text{\$/ano}$)
OS	conjunto ótimo de configurações
$\underline{p}, p_i$	parâmetros genéricos de um modelo
P	número de passes (adimensional)
PP	potência de bombeamento (W)
Pr	número de Prandtl (adimensional)
Pr'	número de Prandtl generalizado para tubo (adimensional)
Pr''	número de Prandtl generalizado para placas paralelas (adimensional)
Pr_g	número de Prandtl generalizado (adimensional)
P_W	perímetro molhado (m)
q	modelo matemático genérico para estimação de parâmetros
Q	taxa de calor trocado (W)
R	Constante universal dos gases ($R = 8,3145 \text{ J/mol.K}$)
R^2	coeficiente de correlação (adimensional)
R_f	resistência térmica de incrustação, <i>fouling factor</i> ($\text{m}^2.\text{K/W}$)

Re	número de Reynolds (adimensional)
Re'	número de Reynolds generalizado para tubo (adimensional)
Re''	número de Reynolds generalizado para placas paralelas (adimensional)
Re_g	número de Reynolds generalizado (adimensional)
RR	taxa de recuperação de calor do pasteurizador (%)
RS	conjunto reduzido de configurações
s_i	variável binária de sentido de escoamento no canal i ($s_i = -1$ ou $+1$)
s_y^2	estimativa da variância de y , σ_y^2
t	tempo (s)
ts	função densidade de probabilidade t-Student (adimensional)
T	temperatura (K)
T_{drop}	queda de temperatura no tubo de retenção (K)
T_0	temperatura de referência para o processo térmico (K)
T_{pstr}	temperatura de pasteurização (K)
T_{strg}	temperatura de estocagem do produto (K)
U	coeficiente global de troca térmica ($W/m^2.K$)
v	velocidade média de escoamento no canal (m/s)
v_r	velocidade de escoamento local no duto (m/s)
w	largura da placa medido entre as gaxetas (m)
W	vazão mássica da corrente (kg/s)
W_i	vazão mássica no canal i (kg/s)
$\underline{x}$	vetor de variáveis dependentes de um modelo matemático genérico
x	direção tangencial ao escoamento nos canais (m)
y	variável dependente determinística genérica
y^p	valor de y predito pelo modelo matemático
Y	forma randômica de y , observada no processo
Y_f	parâmetro binário para tipo de fluxo nos canais ($Y_f = 0$ ou 1)
Y_h	parâmetro binário, associa os fluidos aos lados do trocador ($Y_h = 0$ ou 1)
$\underline{z}_i$	autovetor i da matriz $\underline{\underline{M}}$
Z	parâmetro de inativação térmica ($^{\circ}C$)

Símbolos Gregos

α	coeficiente de troca térmica para o modelo simplificado (adimensional)
β	ângulo de inclinação das ranhuras <i>chevron</i> (graus)

β^*	ângulo de inclinação <i>chevron</i> em relação à direção do fluxo (graus)
γ	taxa de deformação (s^{-1})
γ_1, γ_2	parâmetros do modelo de troca térmica (adimensionais)
γ_g	taxa de deformação para o modelo de duto genérico (s^{-1})
γ_{placa}	taxa de deformação no escoamento entre placas planas (s^{-1})
γ_{tubo}	taxa de deformação no escoamento em tubo circular liso (s^{-1})
ΔP	perda de carga (Pa)
ΔT	diferença de temperatura entre canais (K)
ΔT_m	verdadeira diferença de temperaturas (K)
ΔT_{lm}	média logarítmica da diferença de temperaturas (K)
ε	erro randômico de ajuste do modelo
ε_p	espessura da placa metálica (m)
ζ	variável auxiliar
η	direção tangencial ao escoamento nos canais (adimensional)
ϑ	parâmetro do modelo reológico de Carreau (s)
θ	temperatura (adimensional)
Θ	soma dos erros quadráticos para o ajuste de parâmetros
κ	contador da iteração no algoritmo de <i>screening</i> (adimensional)
λ_i	autovalor i da matriz $\underline{\underline{M}}$ (adimensional)
μ	viscosidade (Pa.s)
μ'	viscosidade generalizada para tubo (Pa.s)
μ''	viscosidade generalizada para placas paralelas (Pa.s)
μ_c	parâmetro do modelo reológico de Plástico de Casson (Pa.s)
μ_g	viscosidade generalizada (Pa.s)
μ_0	parâmetro do modelo reológico de Carreau (Pa.s)
μ_∞	parâmetro do modelo reológico de Fluido de Bingham e de Carreau (Pa.s)
v_{cc}	fração de placas térmicas contracorrentes (%)
ξ	parâmetro da viscosidade generalizada (adimensional)
π	constante pi ($\pi = 3,1416$)
ρ	densidade (kg/m^3)
σ_y^2	variância de y
τ	tensão de cisalhamento (N/m^2)

τ_c	parâmetro do modelo reológico de Plástico de Casson (N/m ²)
τ_R	tempo de residência médio no canal (s)
τ_0	parâmetro do modelo reológico de Fluido de Bingham (N/m ²)
ν	parâmetro da viscosidade generalizada (adimensional)
ϕ	parâmetro para a posição das conexões de alimentação ($\phi = 1, 2, 3$ ou 4)
Φ	fator de alargamento da área da placa (adimensional)
ψ	variável auxiliar
ω_i	variável auxiliar i na modelagem do pasteurizador
Ω	parâmetro do modelo reológico de Carreau (adimensional)

Subscritos

ap	aparente
c^*	referente ao ponto $*$ no diagrama do processo (linha de resfriamento)
$cold$	fluido frio ou de resfriamento
CC	em condições de fluxo puramente contracorrente ($F_T = 1$)
h^*	referente ao ponto $*$ no diagrama do processo (linha de aquecimento)
hot	fluido quente ou de aquecimento
i	elemento genérico i
in	entrada
$inicial$	condição inicial
j	elemento genérico j
m	médio
out	saída
p^*	referente ao ponto $*$ no diagrama do processo (linha do produto)
p^{**}	referente ao trecho $*-*$ no diagrama do processo (linha do produto)
$prod$	produto processado
w	parede

Sobrescritos

C	seção de resfriamento do pasteurizador
H	seção de aquecimento do pasteurizador
I	lado I do trocador (conjunto dos canais ímpares)
II	lado II do trocador (conjunto dos canais pares)
max	máximo

<i>min</i>	mínimo
<i>R</i>	seção de regeneração do pasteurizador
<i>total</i>	valor total para o equipamento

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação e Objetivos

A crescente competitividade entre as indústrias de processamento químico tem incentivado a otimização de processos e o desenvolvimento de novos equipamentos objetivando a redução de custos operacionais ou a maximização de receitas. Atenção especial é reservada para a conservação de energia (em virtude da necessidade do seu uso racional e eficiente), e para os processos de recuperação de calor. Através de políticas de melhora contínua, as indústrias vêm aperfeiçoando e inovando processos e princípios de operação (Bejan et al., 1996). Neste sentido, são fundamentais o projeto e a operação de unidades de transferência de calor visando a minimização de custos fixos e operacionais e a maximização de sua eficiência termodinâmica.

Trocadores de calor mais econômicos, compactos e eficientes vêm sendo desenvolvidos para atender às crescentes exigências da indústria e nesta área o trocador de calor a placas tem um grande destaque. Devido a contínuos aperfeiçoamentos, o seu uso vem se intensificando desde a década de 30, não só na indústria alimentícia e farmacêutica mas também em áreas onde a escolha tradicional para processos de aquecimento ou resfriamento era o robusto trocador casco-e-tubos (Pearce, 2001). Atualmente, os trocadores de calor a placas são extensamente empregados em operações líquido-líquido com temperaturas e pressões moderadas e que exijam flexibilidade e alta eficiência térmica (Hewitt et al., 1994).

Figura 1.1.1: Diferentes modelos de trocadores a placas (APV/Invensys, 2002)

Este tipo de trocador de calor consiste basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas comprimido por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas. Na Figura 1.1.1 são apresentados alguns modelos de trocadores a placas e na Figura 1.1.2 pode-se ver algumas das possibilidades de tamanhos e desenhos para as placas.

Figura 1.1.2: Variedade de tamanhos e desenhos das placas (SEC Heat Exchangers, 2002)

As maiores vantagens dos trocadores a placas são a flexibilidade, versatilidade, economia de espaço, grande facilidade de limpeza e manutenção, alto rendimento térmico e bom controle de temperatura. Entretanto, como este equipamento faz um uso extensivo de gaxetas, ele possui limitações de pressão e temperatura de operação. Outra importante desvantagem é a alta perda de carga devido aos estreitos canais corrugados por onde os fluidos escoam. Entretanto, a turbulência gerada provoca também uma melhora significativa dos coeficientes convectivos.

São inúmeras as possibilidades de configuração de um trocador a placas levando em conta o número de canais de escoamento e a distribuição dos fluidos quente e frio através deles. Uma corrente pode seguir sequencialmente pelos canais (arranjo em série), realizando diversos passes no trocador, ou pode ser dividida entre eles para realizar apenas um passe pelo trocador (arranjo em paralelo). Existem ainda diversas combinações possíveis de escoamento série/paralelo que tornam o trocador a placas um equipamento muito versátil. A distribuição das correntes ao longo do trocador é determinada pelos tipos e posições das gaxetas usadas,

pela perfuração das placas e pela localização dos bocais de alimentação dos fluidos. Respectivamente nas Figuras 1.1.3 e 1.1.4 são mostradas as opções de tipos e posições de gaxetas e as possibilidades de perfuração de uma placa. O número de possíveis combinações de placas e gaxetas é elevado.

Figura 1.1.3: Possíveis desenhos e posições de uma gaxeta

Figura 1.1.4: Possibilidades de perfuração para uma placa (Dryden Aqua, 2002)

Considerando que os lados quente e frio do trocador podem ser configurados de uma maneira quase independente, as combinações das possibilidades geram uma quantidade muito grande de configurações para o trocador. Por exemplo, para um trocador com 121 placas são

possíveis 2.304 configurações distintas, tendo ainda como restrição que o número de canais por passe de cada corrente não varie na configuração.

Os cálculos de desempenho térmico e de perda de carga dos trocadores a placas muitas vezes são baseados em hipóteses simplificadoras como a de escoamento puramente contracorrente, a de constância do coeficiente global de troca térmica ou a de fluidos com comportamento Newtoniano. Os métodos de cálculos são também restritos a certos tipos de configurações. Simplificações como estas comprometem o correto dimensionamento do trocador e a escolha de sua melhor configuração. Os métodos rigorosos de dimensionamento ainda são propriedade dos fabricantes do equipamento e são especializados nos modelos comercializados (Raju e Bansal, 1983b; Kakaç e Liu, 2002). Para novos projetos ou modificações no projeto original, é sempre necessário recorrer ao fabricante ou distribuidor.

Desta forma, o problema de otimização da configuração de trocadores de calor a placas torna-se um desafio, tanto por exigir uma modelagem mais completa da operação do equipamento, como por envolver diversas variáveis de caráter discreto (número de placas, de passes e de canais por passe, tipos e posições das gaxetas ou locais das conexões de entrada e saída).

Este trabalho tem como objetivo principal a utilização de técnicas de otimização para a determinação da melhor configuração de operação para trocadores de calor a placas. Este problema de otimização, por envolver variáveis discretas e equações não-lineares (como as equações de troca térmica e de cálculo de perda de carga), gera um modelo de otimização que a princípio teria a forma de um problema de programação mista-inteira não linear (MINLP). No entanto, verifica-se que não é possível expressar o modelo de simulação do trocador como uma função explícita de sua configuração. É então proposto um procedimento alternativo de otimização baseado na técnica de *screening*, onde as restrições de perda de carga, velocidade de escoamento e eficiência térmica são sequencialmente aplicadas para a eliminação gradual de casos inviáveis ou sub-ótimos até a obtenção da solução do problema. A análise detalhada de dois exemplos de problemas de otimização demonstra a eficiência do método de otimização proposto na obtenção da solução ótima.

O modelo de simulação estacionária para configurações generalizadas é desenvolvido em forma algorítmica, visando o estudo da influência da configuração sobre a operação do equipamento. A influência da hipótese de coeficiente global de troca térmica constante ao longo do trocador é analisada através de exemplos de simulação. Para atender os casos de fluidos com comportamento não-Newtoniano, é proposta uma adaptação da modelagem através do uso de adimensionais generalizados nas correlações de troca térmica e perda de

carga considerando o modelo reológico de lei de potência. Neste trabalho, é também desenvolvido e testado um modelo dinâmico para os trocadores a placas com configurações generalizadas.

O modelo de simulação estacionário para configurações generalizadas é validado experimentalmente através da estimação de parâmetros de troca térmica para um trocador com placas lisas. Esta etapa foi realizada com o auxílio do Laboratório de Engenharia de Alimentos da Escola Politécnica da USP.

Como uma das principais aplicações dos trocadores a placas é no tratamento térmico de produtos alimentícios, em especial em processos de pasteurização, é desenvolvido um método de otimização de configuração específico para estes casos, denominado *branching*. Este método permite a minimização dos custos fixos e operacionais do processo através da seleção da configuração das três seções de troca térmica.

Tendo em vista que os tipos convencionais de trocadores, tais como o casco-e-tubos ou o duplo-tubo já possuem uma vasta bibliografia de estudos de dimensionamento ou otimização, e que o trocador de calor a placas é um equipamento cada vez mais usado em detrimento dos outros tipos, estima-se que o presente trabalho contribuirá de forma significativa para o projeto e/ou a operação deste tipo de equipamento e ao mesmo tempo fará uso dos mais recentes avanços na área de simulação e otimização de processos químicos.

Na Seção 1.2, o trocador de calor a placas será apresentado em detalhes, ressaltando os pontos principais sobre sua construção e condições de operação. No Capítulo seguinte é desenvolvida uma extensa revisão bibliográfica sobre os trocadores a placas compreendendo diversas linhas de pesquisa exploradas deste 1959 até a época atual.

1.2 Apresentação do Equipamento

Geralmente o termo “trocador de calor a placas” é utilizado para representar um dos trocadores do tipo placa mais comuns, o “trocador de calor a placas com gaxeta” (*gasketed plate heat exchanger* ou *plate and frame heat exchanger*). Entretanto, existem outras três classes de trocadores do tipo placa: espiral, lamela e circuito impresso (Rohsenow et al., 1998). Como características comuns, todos têm placas paralelas que formam canais para o escoamento alternado dos fluidos e a troca térmica acontece através das finas chapas metálicas.

Neste trabalho serão considerados os trocadores de calor a placas com gaxeta, usualmente designados pela sigla PHE (*plate heat exchanger*). Os trocadores a placas podem também ser brazados ou soldados, entretanto estes tipos não são tão empregados quanto o de

gaxetas pois não podem ser abertos para limpeza interna ou redimensionamento. Desta forma, este trabalho é desenvolvido tendo como enfoque principal os PHEs do tipo gaxeta. Entretanto, é possível a extrapolação dos resultados obtidos neste trabalho para os PHEs soldados e brazados devido às suas grandes semelhanças de construção e de operação.

O primeiro PHE, datado de 1923, utilizava placas de bronze fundido e suportava uma pressão máxima de apenas 2 bar (PHE Ltda, 2002). Existem também relatos da patente de um equipamento similar em 1878 na Alemanha (Lawry, 1959). Mesmo assim, foi na década de 30, com o desenvolvimento das placas prensadas de aço inoxidável com ranhuras do tipo *washboard* (tábua de lavar), que os PHEs foram introduzidos comercialmente para atender às exigências de higiene e limpeza das indústrias alimentícias e farmacêuticas. Contínuos aperfeiçoamentos, como o desenvolvimento das placas tipo *chevron* (espinha de peixe), tornaram os PHEs mais compactos e eficientes e intensificaram o seu uso, tornando-os uma alternativa aos tradicionais trocadores do tipo casco-e-tubos. Atualmente os PHEs são extensamente empregados em processos que exijam alta eficiência e flexibilidade com temperaturas inferiores a 250°C e pressões menores que 25 bar (Hewitt et al., 1994). Também é crescente o uso de PHEs em processos de condensação, como em refrigeradores (Yan et al, 1999); ou processos de evaporação, como em concentradores de polpa de frutas (Tribbe e Müller-Steinhagen, 2001).

Os trocadores de calor tipo casco-e-tubos ou tipo duplo-tubo são robustos e conseguem operar sob altas pressões e temperaturas, entretanto exigem um grande espaço físico para instalação e não são fáceis de serem adaptados a mudanças de demanda térmica. Já os PHEs são bastante compactos e flexíveis, podendo ser usados para diversos tipos de fluidos, incluindo aqueles de maior viscosidade, respeitando suas limitações de temperatura e pressão.

Uma das principais aplicações dos PHEs é na pasteurização de produtos alimentícios, como leite ou sucos. Eles também são muito usados em operações de resfriamento com água, que pode ser direto ou indireto (com PHEs conectados em circuito fechado a uma torre de resfriamento). São diversas as aplicações de resfriamento como por exemplo o resfriamento do óleo de turbinas a vapor, resfriamento da água de geradores ou de plantas nucleares (Bond, 1981) e resfriamento de banhos de acabamento de metais (Alfa-Laval, 1981). Devido ao bom desempenho térmico, os PHEs também são muito usados em processos de regeneração de calor.

A construção típica de um PHE é mostrada na Figura 1.2.1. De uma forma geral, o PHE consiste de um pacote de placas corrugadas de aço inoxidável, agrupadas e comprimidas em um pedestal de aço carbono. As placas são seladas nas extremidades por gaxetas (também

chamadas de juntas) e possuem orifícios de passagem nos quatro cantos. O conjunto de placas seladas forma uma sequência de canais paralelos por onde os fluidos quente e frio circulam alternadamente. A troca de calor ocorre através das finas placas metálicas.

Figura 1.2.1: Partes principais do trocador de calor a placas e gaxeta

O pedestal é composto por uma placa fixa, uma placa de aperto móvel, barramentos inferior e superior e parafusos de aperto (Alfa-Laval, 1981). As placas fixa e móvel possuem bocais para conexões para a tubulação. É comum configurar o PHE para que a placa de aperto fique livre de tubulações facilitando assim a desmontagem do trocador para limpeza.

Através do uso de grades conectoras, um pedestal pode hospedar mais de uma seção de troca térmica, recebendo diferentes fluidos. O uso de diferentes seções é bastante vantajoso para os processos de pasteurização pois um único pedestal pode comportar as seções de aquecimento, regeneração e resfriamento do produto (Shah e Focke, 1988).

As placas são de metal laminado, normalmente aço inoxidável AISI-316, mas outros metais dúcteis podem ser empregados como Titânio, Hastelloy C-276™, Incoloy 825™, Níquel 200, Cobre/Níquel, Monel 400™, Inconel 600™, Alumínio-latão ou Tântalo (APV, 1977; Saunders, 1988). Elas possuem ranhuras que aumentam a turbulência do escoamento no canal (e conseqüentemente os coeficientes convectivos) e criam pontos de contato entre placas vizinhas, evitando o curvamento das placas.

São dois os principais tipos de corrugação das placas: *chevron* ou *herringbone* (espinha de peixe) e *intermating* ou *washboard* (tábua de lavar). Na Figura 1.1.2, a primeira e terceira placas do lado esquerdo tem corrugações *chevron* e *washboard* respectivamente. O tipo de corrugação e o ângulo de inclinação das ranhuras têm grande influência no desempenho térmico e hidráulico do equipamento (Focke et al., 1985). As ranhuras elevam a turbulência

do escoamento e reduzem o valor do número de Reynolds crítico (transição para o regime turbulento) para valores entre 10 e 400 (Leuliet, 1987), enquanto que para um tubo liso de seção circular a transição ocorre em Reynolds de 2.100.

A Figura 1.2.2 apresenta detalhes de uma placa *chevron*, o tipo mais utilizado comercialmente. Estas placas são enfileiradas alternando-se o sentido vertical das ranhuras para que se formem diversos pontos de contato entre elas na compressão do pacote de placas, como pode ser visto na Figura 1.2.3. Estes pontos de contato elevam consideravelmente a resistência mecânica do pacote.

Figura 1.2.2: Esquema de uma placa mostrando o canal de escoamento formado pela gaxeta

Figura 1.2.3: Alinhamento das placas chevron para formação dos pontos de contato

As gaxetas são feitas usualmente de borrachas butílicas ou nitrílicas, mas uma grande variedade de materiais compressíveis são disponíveis, dependendo das condições de operação e dos fluidos empregados (Usher, 1992b). O uso de gaxetas impõe limitações de temperatura para o equipamento. Normalmente a temperatura máxima permitida é de 150°C, mas com o

uso de gaxetas especiais é possível operar até 250°C. Existe a possibilidade das placas serem soldadas umas as outras para operações em altas pressões (como nos PHEs “brazados” ou “soldados”), mas este procedimento resulta numa série de inconvenientes, em especial a impossibilidade de limpeza interna e a perda da flexibilidade.

Existem respiros nas gaxetas que impedem a mistura dos fluidos no caso de vazamento (ver Figura 1.2.2) e também facilitam a detecção dos pontos de vazamento. Em alguns processos é costume operar inicialmente o trocador com água, deixando uma folga nos parafusos de aperto e permitindo o vazamento. Desta forma os canais são preenchidos com líquido e possíveis bolsas de ar são eliminadas.

A Tabela 1.2.1 apresenta as principais vantagens e desvantagens dos PHEs. O uso de placas com gaxetas eleva a eficiência do trocador e o torna compacto, entretanto há um aumento nos riscos de vazamento, o que impõe restrições para a pressão e a temperatura de operação. As características típicas dos PHEs e os seus limites de operação, segundo quatro fontes, são mostradas na Tabela 1.2.2.

Tabela 1.2.1 Principais vantagens e desvantagens dos trocadores de calor a placas

Vantagens	Desvantagens
<p><u>Grande flexibilidade</u>: adicionando ou removendo placas é possível redimensionar o trocador para novas exigências de troca térmica.</p> <p><u>Construção modular e econômica</u>: os PHEs são bastante compactos e de construção econômica. Um pedestal pode até receber vários fluidos em diferentes seções.</p> <p><u>Facilidade de limpeza</u>: Como o trocador é desmontável, é possível limpar eficientemente todas as partes em contato com os fluidos, auxiliando a higienização, manutenção e inspeção do trocador.</p> <p><u>Elevado rendimento térmico</u>: é possível obter diferenças de temperatura de até 2 °C entre as correntes, com alta eficiência de troca.</p> <p><u>Bom controle de temperatura</u>: a distribuição mais uniforme da temperatura, sem zonas de estagnação ou de sobre-aquecimento, é uma vantagem para o processamento de produtos termosensíveis.</p> <p><u>Respiros nas gaxetas</u>: impedem a mistura de fluidos no caso de vazamento, e facilita a sua detecção.</p>	<p><u>Alta perda de carga</u>: devido às placas corrugadas, e ao pequeno espaço de escoamento entre elas, a perda de carga por atrito é elevada, o que encarece o bombeamento dos fluidos.</p> <p><u>Limitação de pressão</u>: o extensivo uso de gaxetas propicia vazamentos, por este motivo pressões maiores que 25 bar não são toleradas.</p> <p><u>Limitação de temperatura</u>: o uso de gaxetas elastoméricas impõe limites máximos para temperatura de operação. Entretanto, gaxetas de materiais especiais podem ser utilizadas se necessário.</p> <p><u>Somente aplicações líquido-líquido</u>: os PHEs podem ser usados para operações de condensação ou evaporação em casos especiais, mas não são indicados para gases e vapores.</p> <p><u>Restrito a materiais não fibrosos e pouco viscosos</u>: materiais fibrosos e viscosos podem ocasionar má distribuição de fluxo, alta perda de carga ou entupimento dos canais.</p> <p><u>Vazamentos nas placas</u>: como as placas são finas, erosão ou corrosão podem provocar pequenos furos de difícil localização.</p>

fontes: APV do Brasil (1977); Shah e Focke (1988); Hewitt et al. (1994); Kakaç e Liu (2002)

Tabela 1.2.2 Características típicas e limites de operação para trocadores de calor a placas

	Shah e Focke (1988)	Usher (1992b)	Hewitt et al. (1994)	Kakaç e Liu (2002)
Pressão (bar)	1 a 25	até 20	até 16 ou 25*	até 25 ou 30*
Temperatura (°C)	-40 a 260	até 177 ou 250*	-25 a 175 ou -40* a 200*	até 160 ou 250*
Vazão de líquido (m ³ /h)	até 2.500	até 2.500	até 2.700	até 3.600
Área – troca térmica (m ²)	até 2.500	até 1.500	1 a 1.200	0,1 a 2.200
Número de placas	3 a 700	-	até 700	até 700
Coef. – troca térmica (W/m ² .K)	3.000 a 7.000 (água)	-	171 a 4.171 (geral)	3.500 a 7.500 (água)

* para construção especial

O espaço compreendido entre duas placas forma um canal de escoamento. O fluido entra e sai de um canal através dos orifícios de passagem da placa, sendo o escoamento direcionado pela gaxeta, como mostra Figura 1.2.2. Quando as placas são alinhadas e comprimidas, os orifícios de passagem formam dutos de distribuição e de coleta. Estes dutos estão conectados à tubulação externa através das placas fixa e móvel (ver Figura 1.2.1).

São muitas as possibilidades de distribuição das correntes quente e fria pelos canais do PHE. A Figura 1.2.4 mostra como exemplo quatro configurações possíveis para um PHE com 8 canais. Um conjunto de canais no qual o fluxo principal é distribuído, escoando em um único sentido, é denominado “passe”. Cada vez que ocorre uma mudança de sentido, muda-se de passe. Na Figura 1.2.4 são mostrados dois arranjos de passes bastante comuns que são o arranjo em paralelo, onde cada corrente faz um passe único, e o arranjo em série onde o fluxo segue por cada um dos canais seqüencialmente. Os diferentes arranjos são obtidos usando placas especiais com orifícios fechados que segmentam os dutos de distribuição e coleta.

Figura 1.2.4: Quatro configurações possíveis para um PHE com oito canais

1.3 Configuração dos Trocadores a Placas

São inúmeras as possibilidades de configuração de um PHE considerando o número de canais, o arranjo de passes (número de passes e número de canais por passe), a localização das conexões de entrada e saída dos fluidos quente e frio e o tipo de escoamento dentro dos canais (as duas opções são mostradas no quadro da Figura 1.2.2). O arranjo de passes mais convencional é o paralelo tipo U (ver Figura 1.2.4 para um exemplo) pois é um arranjo de alta eficiência térmica (devido ao escoamento contracorrente nos canais) em que todas as conexões de tubulação localizam-se na placa fixa, deixando a placa móvel livre. O arranjo Paralelo tipo Z não tem esta última vantagem, mas a distribuição do fluxo dentro do passe é melhor neste caso (Saunders, 1988).

Os arranjos em paralelo são normalmente empregados para vazões altas e os arranjos em série são preferidos para os processos com baixas vazões em que deseja-se obter uma reduzida diferença de temperatura entre as correntes. Os arranjos complexos multipasse são empregados nos casos intermediários (Shah e Focke, 1988) e normalmente opta-se por um arranjo simétrico de passes, ou seja, ambas as correntes têm o mesmo número de passes. Desta forma o fluxo contracorrente é predominante no PHE. Arranjos assimétricos de passes são usados em operações em que as capacidades térmicas das correntes diferem muito e um arranjo simétrico não é viável devido à alta perda de carga.

A seleção da configuração de um trocador é uma questão complexa pois a configuração tem grande influência sobre o desempenho térmico e sobre a perda de carga. Quanto menor for o número de canais por passe, maior será a velocidade de escoamento nos canais (já que a corrente será dividida em menos canais) e maiores serão a perda de carga e o coeficiente convectivo de troca térmica. Usualmente o arranjo de passes é selecionado antes do dimensionamento do PHE, tendo como base a perda de carga disponível para as correntes. Em seguida a carga térmica desejada é usada para o cálculo da área total requerida, resultando no número de placas necessárias. Entretanto, é preciso escolher um arranjo de passes que seja viável e compatível com o número de placas. Neste trabalho, verifica-se que a regra de maximizar a utilização das perdas de carga disponíveis visando obter a maior eficiência de troca térmica (Polley et al., 1991; Wang e Sundén, 2003) não se aplica aos trocadores a placas quando a sua configuração é uma variável.

Os fatores ligados à configuração são de grande importância para os cálculos de desempenho térmico e hidrodinâmico do PHE. Estes cálculos, que têm como objetivos avaliar um trocador existente ou dimensionar um novo equipamento, normalmente são baseados nas seguintes hipóteses:

- processo em regime permanente;
- perdas de calor desprezíveis;
- sem mudanças de fase;
- sem troca de calor no sentido do fluxo (dispersão);
- perfil achatado de escoamento nos canais
- distribuição uniforme de fluxo dentro dos passes;
- coeficiente global de troca térmica constante ao longo do PHE;
- fluido com comportamento Newtoniano;
- configuração do trocador conhecida.

Hipóteses como estas podem ser restritivas para corretos dimensionamento ou avaliação de um trocador e comprometem os resultados obtidos (Buonopane et al., 1963). Desta forma faz-se necessário o desenvolvimento de modelos mais completos que permitam um dimensionamento rigoroso e a escolha da configuração ótima para a operação do trocador.

A modelagem desenvolvida neste trabalho tem como principal objetivo a eliminação da hipótese de configuração do trocador conhecida. A influência da consideração de coeficiente global constante é testada usando uma modelagem distribuída de simulação e a consideração de regime permanente é descartada utilizando um modelo de simulação dinâmico. Finalmente, através do uso de adimensionais generalizados, os modelos e métodos desenvolvidos são estendidos para o caso de fluidos não-Newtonianos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trocadores de calor a placas (PHEs) foram introduzidos comercialmente na década de 30 devido à sua grande facilidade de higienização, mas este equipamento somente tornou-se popular nos anos 60 como uma alternativa aos trocadores de calor tipo casco-e-tubos (Kakaç e Liu, 2002). Até então os fabricantes dos PHEs eram os detentores de toda a tecnologia relacionada a este tipo de trocador.

Grande parte das primeiras publicações sobre o assunto foram de autoria de engenheiros ligados aos principais fabricantes de PHEs como APV (Usher, 1970; Cowan, 1975a, 1975b; Bond, 1981) e Alfa-Laval (Lawry, 1959; Marriott, 1971, 1977). Estes trabalhos apresentavam o PHE, sua construção e operação e principalmente as suas vantagens. Foram também apresentados métodos bastante simplificados para cálculo da área de troca, do coeficiente global de troca térmica e da perda de carga.

Dentre as primeiras publicações, destacam-se também os trabalhos desenvolvidos na *Northeastern University*, Boston, envolvendo métodos simplificados de dimensionamento (Buonopane et al., 1963; Jackson e Troupe, 1966), o estudo do escoamento laminar de produtos viscosos em PHEs (Jackson e Troupe, 1964) e o estudo dos efeitos das ranhuras das placas (Buonopane e Troupe, 1969). De igual importância são as pesquisas sobre distribuição de tempos de residência nos canais de PHEs e cálculo de perda de carga (Watson et al., 1960) e sobre modelagem matemática da troca térmica em PHEs (McKillop e Dunkley, 1960) desenvolvidas na *University of California*, Davis. Outro grupo de pesquisa de destaque é o do GRETh (*Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques*), Grenoble. Thonon (1995) e Thonon e Mercier (1996) apresentam as linhas de pesquisa e os principais resultados obtidos no campo dos PHEs desenvolvidos pelo grupo desde 1984.

A complexidade e quantidade das publicações evoluíram muito deste a década de 50 com o desenvolvimento de novas correlações de troca térmica e perda de carga, modelos de simulação estacionária e dinâmica, métodos para dimensionamento ou avaliação e estudos sobre incrustação ou sobre escoamento bifásico em PHEs. Os principais avanços em cada área de pesquisa sobre os PHEs entre 1959 e 2002 são sintetizados neste capítulo.

A revisão bibliográfica apresentada neste capítulo não está limitada aos trabalhos de modelagem e otimização de PHEs, já que um dos objetivos deste trabalho foi o de desenvolvimento de uma extensa revisão da literatura sobre os PHEs que possa servir como base para futuros trabalhos na área.

2.1 Aspectos Gerais

Atualmente já é possível encontrar extensos capítulos dedicados aos PHEs em livros sobre troca térmica (Cooper e Usher, 1992, Usher, 1992b; Hewitt et al., 1994; Rohsenow et al., 1998; Kakaç e Liu, 2002), o que era raro há alguns anos atrás (Bell, 1981; Raju e Bansal, 1983a; Saunders, 1988; Shah e Focke, 1988). Estes textos trazem informações importantes e condensadas sobre características, aplicações, vantagens e desvantagens, materiais de construção, montagem e correlações para cálculos de coeficiente de troca térmica e fator de atrito.

Publicações originárias dos fabricantes do equipamento também são ricas fontes de informações, mesmo que tendenciosas. Artigos de profissionais da APV (Usher, 1970; Cowan, 1975a, 1975b; Bond, 1981) e da Alfa-Laval (Lawry, 1959; Marriott, 1971, 1977; Pearce, 2001) trazem, além da apresentação do PHE e de suas vantagens, importantes informações sobre velocidade de escoamento, espaçamento entre placas, diâmetro hidráulico, incrustação, materiais de construção, fator de atrito ou coeficiente convectivo. Material publicitário de fabricantes, impresso ou hospedado na *internet*, normalmente apresenta uma descrição detalhada do trocador e várias de suas aplicações industriais (APV do Brasil, 1977; Alfa-Laval, 1981; APV/Invensys, 2002, PHE, 2002).

Os trabalhos de Shah e Focke (1988), Saunders (1988), Hewitt et al. (1994) e Kakaç e Liu (2002) são os mais recomendados para um estudo geral sobre os PHEs pela grande quantidade de informações condensadas que trazem.

2.2 Correlações para Troca Térmica e Perda de Carga

Grande parte dos trabalhos científicos publicados sobre os PHEs apresentam correlações para determinação do coeficiente convectivo de troca térmica e/ou do fator de atrito de escoamento nos canais. Nas abordagens tradicionais o número de Nusselt (troca térmica convectiva) é correlacionado com os números de Prandtl (propriedades do fluido) e Reynolds (escoamento), enquanto que o fator de atrito é correlacionado apenas com o número de Reynolds. Os parâmetros estimados para estas correlações são específicos para cada tipo de placa pois o padrão das ranhuras está fortemente ligado ao desempenho térmico e hidrodinâmico do PHE. Na Tabela 2.2.1 são apresentados alguns exemplos de correlações extraídas de diversas fontes. Como são muitos os padrões de ranhuras nas placas, existe uma grande variedade de correlações e parâmetros disponíveis. Nos trabalhos de Shah e Focke (1988) e Saunders (1988) são compiladas correlações para diversas geometrias de placas.

Tabela 2.2.1 Algumas correlações para troca térmica e perda de carga em PHEs

Correlação para troca térmica	Correlação para perda de carga	Fonte (em ordem cronológica)
$Nu = 0,15 Re^{0,8}$	$f = \frac{0,29}{Re^{3,2}}$	Placa com ranhura wash-board 1.000 < Re < 10.000 (aproximado) McKillop e Dunkley (1960) Watson et al. (1960)
$Nu = 0,3116 Re^{0,59} Pr^{0,4}$	$Eu = \frac{1831,8}{Re^{0,5116}}$	Ranhuras semicilíndricas diagonais 3.000 ≤ Re ≤ 50.000 Buonopane e Troupe (1969)
$\frac{10^4}{h} = 1,384 W^{-2/3}$	$\Delta P = 11,25 W^{1,9}$	Placa Alva-Laval Low-θ, <i>chevron</i> β=60° Regime Turbulento, unidades S.I. Marriott (1971)
$Nu = 0,298 Re^{0,646} Pr^{0,316}$	$f = \frac{36}{Re} + 0,2$	Trocador APV HX 150 < Re < 3.500 Changal-Vaie (1975) apud Edwards (1983)
$Nu = 0,2799 Re^{0,668} Pr^{0,4}$	–	Placa Schmidt Sigma-27H, padrão ziguezague 0 < NTU < 3 (aproximado) Bassiouny e Martin (1985)
$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14}$	$f = \frac{0,1268}{Re^{0,3}}$	Placa lisa Re > 4.000 (para Nu); Re > 2.000 (para f) Kakaç et al. (1987) apud Muley e Manglick (1999)
$Nu = 0,380 Re^{2/3} Pr^{1/3}$	$f = \frac{0,581}{Re^{0,10}}$	Placa Alfa-Laval P31, ranhura <i>chevron</i> Re > 7 (para Nu); Re > 855 (para f) Shah e Focke (1988)
$Nu = 1,68 \left(Re Pr \frac{D_e}{L} \right)^{0,4} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,1}$	$f = \frac{38}{Re}$	Placas APV com ranhuras <i>intermating</i> Regime Laminar Cooper e Usher (1992)
$Nu = 0,214 (Re^{0,662} - 3,2) Pr^{0,4}$	$\frac{f}{2} = \frac{50}{Re} + \frac{1,30}{Re^{0,10}}$	Placa Vicarb V7, padrão ziguezague 0,64 < Re < 3.100 (para f); Re > 22 (para Nu) Leuliet et al. (1990) e Delplace et al. (1997)
$Nu = 0,2910 Re^{0,7} Pr^{0,33}$	–	Placa com ranhura <i>chevron</i> β=60° 50 < Re < 2.700 Grandgeorge et al. (1998)
$Nu = 1,12 \cdot 10^{-5} Re^{1,39} Pr^{1,63}$	–	Placa DeLaval P5-VRB, ranhura <i>intermating</i> 156 < Re < 567; 41 < Pr < 98 Kim et al. (1999)
$Nu = 0,0078 Re^{1,003} Pr^{0,659}$	–	Pasteurizador Armfield FT43A, placas lisas 152 < Re < 215; 5,84 < Pr < 6,25 Tadini et al. (2000)

OBS: As definições dos adimensionais podem variar entre as publicações

Estudos sobre troca térmica e perda de carga para escoamento laminar de fluidos viscosos em PHEs foram realizados por Jackson e Troupe (1964) usando soluções de dextrose (comportamento Newtoniano) e por Crozier et al. (1964), Edwards et al. (1974) e Leuliet et al. (1987) usando diversas soluções de comportamento não-Newtoniano. Lalande et al. (1979) e Grandi e Tadini (1991) estudaram o coeficiente global de troca térmica em um PHE operando na pasteurização de leite. Muley et al. (1999) estudaram a influência do ângulo de inclinação das ranhuras da corrugação tipo *chevron* sobre Nu e f em PHEs usando óleo vegetal (comportamento Newtoniano) em escoamento laminar (2 < Re < 400; 130 < Pr < 290).

Embora os PHEs sejam muito empregados para processamento de alimentos líquidos, são poucos os trabalhos que estudam a sua operação com fluidos viscosos ou não-Newtonianos.

Buonopane e Troupe (1969) estudaram a perda de carga em PHEs com padrão *washboard*. Foram analisados 24 tipos diferentes de canais para a obtenção de uma equação generalizada para cálculo de perda de carga no canal que leva em conta diversos parâmetros geométricos da placa e do desenho das ranhuras transversais. Foram também obtidas correlações para cálculo de Nu para sete trocadores comerciais com diferentes padrões de corrugação. É proposta uma correlação única entre o coeficiente convectivo h e a perda de carga, ΔP , por área de troca térmica, A , válida para os sete PHEs estudados, mostrada na eq.(2.2.1).

$$h = 360,7 \left(\frac{\Delta P}{A} \right)^{0,3544} \quad (h: \text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}; \Delta P: \text{lbf/ft}^2; A: \text{ft}^2) \quad (2.2.1)$$

A analogia entre troca térmica (Nu) e dissipação de energia por atrito (f) é também explorada por Focke (1983) e por Shah e Focke (1988), que correlacionam dados coletados em 22 trocadores diferentes obtendo um desvio médio de 7 % nos resultados de correlação.

Outra forma de generalizar as correlações para diversos modelos de PHEs é o uso de parâmetros geométricos, como o ângulo de inclinação das ranhuras *chevron* usado por Martin (1996), Muley e Manglik (1999) e Muley et al. (1999). Como exemplo são apresentadas as correlações propostas por Muley e Manglik (1999) para cálculo de Nu , eq.(2.2.2a), e f , eq.(2.2.2b), que têm como novas variáveis o ângulo de inclinação chevron β^* (medido em relação ao sentido do fluxo, ou seja, $\beta^* = 90^\circ - \beta$ mostrado na Figura 1.2.3) e o fator de alargamento da placa, Φ , para $Re \geq 1.000$, $30 \leq \beta^* \leq 60$ e $1 \leq \Phi \leq 1,5$. O fator de alargamento foi tratado como uma variável com o objetivo de generalizar estas correlações para as placas *chevron* produzidas por diferentes fabricantes, para os quais difere a forma dos sulcos das ranhuras.

$$Nu = [0,2668 - 0,006967\beta^* + 7,244 \cdot 10^{-5}\beta^{*2}] \cdot [20,78 - 50,94\Phi + 41,16\Phi^2 - 10,51\Phi^3] Re^{\left[0,728 + 0,0543 \sin\left(\frac{\pi\beta^*}{45} + 3,7\right)\right]} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.2.2a)$$

$$f = \frac{[2,917 - 0,1277\beta^* + 2,016 \cdot 10^{-3} \beta^{*2}][5,474 - 19,02\Phi + 18,93\Phi^2 - 5,341\Phi^3]}{Re^{\left[0,2 + 0,05773 \sin\left(\frac{\pi\beta^*}{45} + 2,1\right)\right]}} \quad (2.2.2b)$$

No trabalho de Focke et al. (1985) foi analisada a influência do ângulo de inclinação das ranhuras *chevron* sobre o desempenho térmico e hidráulico do trocador. Verificou-se que com um ângulo de 80° em relação à direção do escoamento ($\beta = 10^\circ$) atingem-se valores máximos para o fator de atrito e para o coeficiente convectivo de troca térmica, indicando a inclinação que causa maior turbulência no escoamento. Foram também identificados os diferentes padrões de escoamento desenvolvidos para cada ângulo testado e apresentadas correlações para obtenção do fator j de Colburn (troca térmica) e do fator de atrito (perda de carga) para cada ângulo de inclinação considerado.

O estudo de Martin (1996) além de analisar a influência do ângulo de inclinação, também considera os efeitos da amplitude e do comprimento de onda das corrugações sobre o coeficiente convectivo e o fator de atrito. Através de uma analogia entre transferência de calor e de massa, são desenvolvidas novas formulações teóricas para cálculo de Nu e f . Heggs et al. (1997) também analisaram os efeitos do ângulo de inclinação, mas utilizam uma técnica eletroquímica para avaliar experimentalmente a troca térmica na superfície de uma pequena unidade constituinte do canal formado entre duas placas *chevron*.

O efeito da força aplicada aos parafusos de aperto e da pressão total dos fluidos sobre o espaçamento entre as placas foi estudado por Leuliet et al. (1990). O espaçamento influi diretamente sobre o número de Reynolds e portanto sobre o coeficiente convectivo e o fator de atrito. Verificou-se que variações no aperto dos parafusos e na pressão dos fluidos podem provocar variações de até 52% no espaçamento entre as placas tipo *chevron*, evidenciando a importância destas variáveis sobre os cálculos de troca térmica e perda de carga.

2.3 Incrustação

O problema da incrustação em PHEs foi tema de diversos trabalhos. A determinação dos coeficientes de resistência térmica de incrustação R_f (*fouling factors*) para os PHEs é de grande importância pois estes coeficientes são fundamentais para o correto dimensionamento de uma nova unidade. Além disto, os valores de R_f para os PHEs são muito inferiores aos utilizados para os trocadores casco-e-tubos e duplo-tubo pois a incrustação dentro dos canais é reduzida devido à alta turbulência, ao acabamento liso do metal e à boa distribuição de fluido no canal. Os altos coeficientes convectivos diminuem a temperatura de parede no canal, o que

reduz a incrustação de materiais termosensíveis ou de sais com solubilidade inversa (Bansal et al., 2001).

Marriott (1971) apresenta uma tabela de valores recomendados de R_f para processos envolvendo água, óleos lubrificantes, solventes orgânicos e vapor (ver Tabela 2.3.1). Esta tabela é até hoje amplamente utilizada (APV do Brasil, 1977; Bond, 1981; Raju e Bansal, 1983a; Kakaç e Liu, 2002) e são raras as atualizações. É interessante observar que, devido a algum erro de conversão de unidades, as tabelas apresentadas por Raju e Bansal (1983a) e Kakaç e Liu (2002) contêm valores incorretos de R_f quando comparadas à original de Marriott (1971).

Tabela 2.3.1: Resistências de incrustação recomendadas para PHEs (Marriott, 1971)

Fluido	R_f (m².K/W)
Água destilada / desmineralizada	$8,6 \cdot 10^{-6}$
Água mole	$1,7 \cdot 10^{-5}$
Água dura	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água de resfriamento (tratada)	$3,4 \cdot 10^{-5}$
Água do mar (costa) / Estuário	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água do mar (oceano)	$2,6 \cdot 10^{-5}$
Água de rio, canal ou poço	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água de cilindro de motores	$5,2 \cdot 10^{-5}$
Óleos de lubrificação	$1,7 \cdot 10^{-5}$ a $4,3 \cdot 10^{-5}$
Óleos Vegetais	$1,7 \cdot 10^{-5}$ a $5,2 \cdot 10^{-5}$
Solventes Orgânicos	$8,6 \cdot 10^{-6}$ a $2,6 \cdot 10^{-5}$
Fluidos de Processo, geral	$8,6 \cdot 10^{-6}$ a $5,2 \cdot 10^{-5}$

Se os valores de R_f recomendados para trocadores casco-e-tubos ou duplo-tubo forem utilizados, o PHE certamente será superdimensionado. Cooper e Usher (1992) recomendam o uso de no máximo 20 % do valor de R_f válido para trocadores tubulares. Já Burley (1991) apud Bansal et al. (2001) recomenda o uso de 10 % do valor de R_f para trocadores casco-e-tubos. Cross (1979) apud Bansal et al. (2001) recomenda valores de R_f entre $2,0 \cdot 10^{-5}$ e $7,5 \cdot 10^{-5}$ m².K/W para operações água/água. Para outras aplicações é sugerido um acréscimo de no máximo 25 % na área de troca calculada para o trocador limpo. Marriott (1977) também sugere um valor típico de R_f para água de resfriamento em PHEs de $5 \cdot 10^{-5}$ m².K/W.

A incrustação é muito importante na operação de pasteurização do leite pois a desnaturação de proteínas forma rapidamente uma camada aderente sobre as placas. Lalande et al. (1979) realizaram um estudo da incrustação nas diferentes seções de um pasteurizador de leite e verificaram que a seção mais susceptível é a de aquecimento, que sofre uma queda

de 50 % no coeficiente global de troca térmica em quatro horas de operação contínua sem limpeza.

Delplace et al. (1997) estudaram a desnaturação de proteínas do soro do leite em um PHE de 12 canais com arranjo assimétrico $6 \times 1/1 \times 6$ (água quente/soro pré-aquecido) que corresponde à seção de aquecimento do pasteurizador. Através de um modelo matemático para a troca térmica no PHE e de um modelo cinético de segunda ordem para a desnaturação, foi possível prever satisfatoriamente a concentração de proteína na saída de cada um dos seis canais por onde escoava leite. Medidas de massa de depósito mostraram que a incrustação é maior nos canais próximos à entrada da água quente.

Um sofisticado modelo de troca térmica e desnaturação de proteínas é proposto por Georgiadis et al. (1998a) e Georgiadis e Macchietto (2000) para a simulação dinâmica de PHEs com arranjos complexos operando com leite. Através do modelo é possível prever a massa de depósito em cada placa e a redução no coeficiente global de troca térmica ao longo do tempo, o que é importante para a determinação da política de limpeza do equipamento.

Grandegeorge et al. (1998) estudaram a incrustação de material particulado em PHEs com o objetivo de modelar a queda assintótica de R_f ao longo do tempo de operação e de analisar a influência da velocidade de escoamento e do pH do fluido sobre a incrustação. Na continuação deste trabalho, Thonon et al. (1999) estudaram o efeito de outros fatores como o ângulo de inclinação das ranhuras *chevron* e a concentração do material particulado. Verificou-se que o ângulo β tem forte influência sobre R_f (seu valor aumenta em seis vezes mudando de $\beta = 30^\circ$ para $\beta = 60^\circ$) e que a concentração tem pouca importância.

Um trocador com placas lisas foi usado para estudar os efeitos de diferentes distribuidores de fluxo sobre a incrustação no canal por Kho e Müller-Steinhagen (1999). Verificou-se que os distribuidores criam áreas adicionais de baixa velocidade e consequentemente aumentam os depósitos sobre a placa.

Bansal et al. (2001) apresentaram um estudo comparativo da incrustação por cristalização em PHEs e trocadores duplo-tubo com e sem sistema de filtração. Verificou-se que para uma mesma velocidade de escoamento, a incrustação é cerca de 20 vezes maior nos trocadores duplo-tubo. Os efeitos do desenho da placa do PHE e do tipo de escoamento no canal (os tipos vertical e diagonal são mostrados na Figura 1.2.2) são também analisados experimentalmente usando dois trocadores diferentes.

2.4 Condensação e Evaporação

Em casos especiais os PHEs podem ser usados para operações de condensação, como no caso de sistemas de refrigeração ou de aquecimento por vapor, e de evaporação, que são menos comuns. Entretanto, devido ao volume reduzido dos canais e ao uso extensivo de gaxetas de material elastomérico, o uso dos PHEs para operações bifásicas é restrito (Hewitt et al., 1994).

Lawry (1959) apresenta como exemplo um PHE de três seções usado para esterilização de meio de cultura de fermentação para fabricação de antibióticos. Na seção de aquecimento, o meio de cultura é aquecido usando vapor a 148 °C em um passe único. Nos pasteurizadores de leite é comum o uso de água aquecida diretamente com vapor para a seção de aquecimento, mas o fluido entra no PHE na fase líquida (Lalande et al., 1979; Grandi e Tadini, 1991; Khadir et al., 2000)

Marriott (1971) sugere que os PHEs sejam economicamente viáveis apenas para as operações de condensação a pressões moderadas (6 a 60 psia), mas não recomendados para grandes volumes de vapor a baixa pressão. APV do Brasil (1977) implica que os PHEs possam ser aplicados para evaporação de fluidos de alta viscosidade, para o resfriamento de gases e para a condensação de vapores (quando a perda de carga não é excessivamente restritiva).

Segundo Usher (1970), as primeiras tentativas do uso de PHEs como evaporadores flash falharam pois não era possível operar com as altas vazões volumétricas envolvidas. É necessário um desenho especial para que o PHE possa ser usado para evaporação de líquidos, incluindo orifícios e espaçamento entre placas maiores (para receber o vapor) e placas lisas (para reduzir a perda de carga). O novo equipamento apresentado por Usher (1970), próprio para a concentração de leite ou de sucos de frutas, é denominado “evaporador a placas” e é conceitualmente semelhante aos PHEs, embora de construção e desenho alternativos.

Thonon (1995) apresenta alguns resultados sobre estudos de condensação e evaporação em PHEs e métodos de avaliação do desempenho térmico e da perda de carga. A condensação do fluido refrigerante R-134a em um PHE com placas *chevron* é analisada por Yan et al. (1999) na busca de correlações para troca térmica e perda de carga. Um estudo semelhante é apresentado por Wang et al. (1999) para a condensação de vapor.

Tribbe e Müller-Steinhagen (2001a, 2001b) investigam experimentalmente a perda de carga no escoamento adiabático bifásico gás/líquido em canais com corrugação *chevron* com diferentes ângulos de inclinação das ranhuras e espessuras de canal. Verificou-se que a perda de carga no sistema de distribuição é tão significativa quanto a perda dentro dos canais,

podendo ser até dominante para altos valores de β . Através da visualização do escoamento em um canal de placas transparentes, foi possível identificar os diferentes padrões de escoamento bifásico.

2.5 Modelagem da Troca Térmica

O modelo básico para simulação de um PHE em regime estacionário é apresentado por McKillop e Dunkley (1960) para uma dada configuração. Esta modelagem compreende um sistema linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem (constituído pelos balanços de energia em cada canal) e equações de condição de contorno para a temperatura nos canais. São adotadas as hipóteses de constância do coeficiente global de troca térmica ao longo do trocador, perfil achatado de velocidade no canal, perdas de calor desprezíveis, sem troca de calor no sentido do escoamento e distribuição uniforme do fluxo nos canais. O método usado para solução do sistema é uma adaptação da variação de Gill do método de integração de Kutta de quarta ordem.

Esta modelagem é usada por Jackson e Troupe (1966) para obter correlações entre eficiência térmica e número de unidades de transferência de calor (na forma de gráficos $E-NTU$) para arranjos em série e paralelo. Para cada configuração e condições de processo o modelo foi resolvido através do método de integração de Runge-Kutta em um processo iterativo para convergir as condições de contorno de temperatura nos extremos superior e inferior dos canais.

Como a resolução deste sistema de equações diferenciais não é trivial, já que as condições de contorno são especificadas nos dois extremos do comprimento do canal, Settari e Venart (1972) apresentaram um método aproximado de solução em que a temperatura em cada canal (função do seu comprimento) é aproximada por um polinômio. Dividindo os canais em intervalos é possível integrar o sistema e resolvê-lo como um sistema linear de equações para obtenção dos coeficientes dos polinômios. Os resultados obtidos foram próximos aos da solução analítica do problema original.

Bassiouny e Martin (1985) empregaram a solução analítica para trocadores com apenas quatro canais, em fluxo contracorrente ou paralelo, e verificaram que é possível a ocorrência de troca térmica no sentido contrário ao desejado nas placas centrais, ou mesmo de não ocorrer troca térmica em alguns casos.

Nos trabalhos de Zaleski e Jarzebski (1973; 1974), Jarzebski (1984) e Zaleski (1984; 1985; 1992) é desenvolvido um modelo matemático para trocadores genéricos compostos por canais paralelos, abrangendo os PHEs com arranjos paralelo tipo Z e arranjos em série (ver

Figura 1.2.4 para exemplos). O sistema de equações diferenciais resultante é resolvido na forma matricial através de cálculo de autovalores e autovetores. Verifica-se que a matriz de coeficientes possui um autovalor nulo, mas pode apresentar dois autovalores nulos em casos especiais, sendo necessária uma solução alternativa. Os métodos de formulação e solução propostos são complexos, e o conjunto dos artigos, complementos e erratas publicadas torna um tanto confuso o seu total entendimento.

Um método aproximado de solução da referida equação matricial foi proposto por Zaleski e Klepacka (1992a). A solução analítica para o perfil de temperatura em um canal é uma combinação linear de exponenciais, com número de termos igual ao número de canais do PHE. Neste novo método proposto, a temperatura em cada canal é aproximada por uma função exponencial com cinco coeficientes de ajuste. A integração do sistema de equações fornece os valores dos coeficientes para cada canal. Este método de aproximação mostrou-se mais eficiente do que o proposto por Settari e Venart (1972), porém ambos não fornecem bons ajustes nos casos onde há grande diferença entre as capacidades caloríficas dos fluidos (considerando diversos tipos de arranjos de passes) ou PHEs com poucos canais e altos valores de NTU (número de unidades de transferência de calor).

A configuração do PHE determina o formato e as dimensões do sistema de equações diferenciais e do conjunto de equações de condição de contorno. Cada configuração tem um modelo matemático específico. Por este motivo a modelagem é normalmente desenvolvida para alguma configuração usual. O trabalho de Pignotti e Tamborenea (1988) representa um passo importante por parametrizar a configuração de um PHE. Uma configuração genérica pode ser caracterizada através de cinco parâmetros, o que possibilita uma melhor comparação entre a eficiência de diferentes trocadores e o estudo de arranjos de passe complexos. Uma parametrização similar é apresentada por Zaleski e Keplacka (1992b).

Pignotti e Tamborenea (1988) verificaram ainda que os canais das extremidades e aqueles próximos às mudanças de passe têm desempenho térmico reduzido, o que influi na eficiência total do trocador. Mas se o número de placas for elevado estes efeitos podem ser desprezados, possibilitando o uso de um método aproximado para o cálculo da eficiência térmica.

Diferentes configurações também foram comparadas por Shah e Kandlikar (1988) e Kandlikar e Shah (1989a). O método numérico de diferenças finitas “para trás” de segunda ordem foi empregado para a resolução da modelagem térmica. Como muitos trabalhos de modelagem se limitam aos PHEs com pequeno número de placas, enquanto que os trocadores comerciais normalmente têm mais de 40 placas, foram considerados números maiores para os

casos de avaliação. A eficiência do trocador pode ser calculada através da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT), assim como no caso dos trocadores casco-e-tubos, adotando um fator de correção adequado. Através de diversas simulações foram construídas tabelas que relacionam este fator de correção ao número de placas, à configuração do trocador, à razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos (C^*) e ao número de unidades de transferência de calor (NTU). Estas tabelas compreendem os arranjos de passes mais usuais e podem ser usadas para o dimensionamento de PHEs (Shah e Focke, 1988; Hewitt et al., 1994)

Kandlikar e Shah (1989b) apresentam também um método aproximado para resolução da modelagem térmica onde, para elevado número de placas, os efeitos das mudanças de passe e das placas das extremidades podem ser desprezados. O PHE é então dividido em trocadores menores de fluxo puramente contracorrente ou paralelo (cuja eficiência térmica é conhecida) associados em série ou em paralelo. Este método fornece uma boa estimativa da eficiência para configurações complexas para as quais o fator de correção da MLDT não é disponível.

Das e Roetzel (1998) propuseram um modelo de troca térmica mais complexo, levando em conta os efeitos da dispersão axial de calor. Foi analisado um trocador com arranjo paralelo tipo U, utilizado em aplicações criogênicas (onde o efeito da dispersão é significativo), e verificou-se uma melhora no ajuste do novo modelo aos dados experimentais, quando comparado ao modelo convencional de perfil chato de velocidade no canal, sem troca de calor no sentido do escoamento.

2.6 Modelagem Hidrodinâmica

O padrão de escoamento e a distribuição de tempos de residência dentro de um canal, assim como a distribuição do fluxo entre os canais de um passe, foram temas de alguns trabalhos sobre os PHEs. As características do escoamento dentro dos canais de um PHE foram estudadas por Watson et al. (1960) através do método colorimétrico (fluidos com corantes escoando entre placas transparentes). Foi observada a formação de zonas de baixa velocidade e de bolsas de ar entre as placas. Métodos condutimétricos foram usados para estudo do tempo de residência no canal, em função da vazão e do tipo de placa. A ocorrência de bolsas estagnadas de ar reduziu o tempo de residência, prejudicando a troca térmica. Em operações de pasteurização, estas bolsas de ar devem ser evitadas pois comprometem o tratamento térmico e propiciam a contaminação por bactérias.

Lalande et al. (1979) analisaram a distribuição de tempos de residência em um PHE usado para pasteurização do leite alternando a passagem de água e de uma solução de sal em

um arranjo em série. Foi observada pouca dispersão no perfil de concentração de sal na saída do PHE, confirmando a hipótese de perfil achatado de escoamento (*plug-flow*).

A distribuição do fluido dentro do canal foi tema do trabalho de Cave et al. (1983). Um método experimental, baseado em termografia por infravermelho, foi usado para comparar o desempenho de cinco tipos de canais quanto ao tempo de residência, presença de áreas de estagnação e distribuição do fluxo. Um método termográfico, usando cristal líquido, também foi usado por Thonon et al. (1993) para estudo do escoamento nos canais PHEs e por Stasiak et al. (1996) para o estudo experimental do escoamento e da troca térmica em canais corrugados genéricos, utilizando ar como fluido de trabalho.

Bassiouny e Martin (1984a; 1984b) apresentaram um estudo teórico sobre a distribuição de pressões e vazões em um PHE com arranjos paralelos tipo U e Z. Nestes arranjos a vazão de entrada de um fluido é dividida entre diversos canais paralelos, e usualmente utiliza-se a hipótese de distribuição uniforme de pressão e fluxo entre os canais. Verificou-se que em muitos casos a distribuição não é uniforme como esperado, podendo até ocorrer vazão nula em alguns canais.

Um método para modelagem da distribuição de fluxo em um passe é apresentada em um estudo sobre má distribuição de fluxo por Thonon e Mercier (1996). Segundo os autores, as causas da má distribuição têm origens geométricas (concepção do equipamento e dos dispositivos de alimentação) e físicas (variação da viscosidade, incrustação e separação de fases). A modelagem consiste em representar o caminho de escoamento do fluido, em um PHE com arranjo paralelo tipo U ou Z, por um conjunto de nós e arcos interligados. Através de balanços de massa nos nós e balanços de quantidade de movimento nos arcos determina-se os perfis de pressão nos dutos de distribuição e de coleta e conseqüentemente a distribuição do fluxo pelos canais do passe único. Verifica-se que em PHEs com mais de 40 canais a má distribuição de fluxo tem efeito significativo sobre a perda de carga mas não sobre a carga térmica. O método é aplicado por Delplace et al. (1997) para simulação de um PHE usado para aquecimento de soro do leite com 12 canais.

O problema do escoamento laminar de um fluido não-Newtoniano em um canal com formato duplo-solenóide é resolvido teoricamente para as condições de contorno de taxa de calor constante e temperatura de parede constante por Manglik e Ding (1997). A partir dos perfis de temperatura e de velocidade obtidos são propostos métodos para cálculos de fator de atrito e coeficiente térmico. Entretanto, o canal de um PHE somente terá este formato se as ranhuras tipo *chevron* estiverem paralelas ao sentido do escoamento ($\beta = 90^\circ$) e se tocarem longitudinalmente, o que é impraticável.

O escoamento dentro de um canal de placas lisas, com diferentes tipos de distribuidores de fluxo, foi estudado experimentalmente por Kho e Müller-Steinhagen (1999) usando placas transparentes e água com partículas de polímero para visualização dos padrões de escoamento. Simulações usando um software de CFD (sigla para *Computational Fluid Dynamics*) puderam representar os padrões observados. A simulação em CFD do escoamento em um canal corrugado ainda é um desafio devido a sua complexidade. Placas transparentes também foram empregadas por Tribbe e Müller-Steinhagen (2001b) para a determinação dos diferentes padrões de escoamento bifásico em um canal com ranhuras *chevron*.

Mehrabian et al. (2000) realizaram uma estudo experimental usando um trocador da APV com o objetivo de analisar a distribuição do fator de atrito e do coeficiente convectivo nas direções vertical e horizontal do canal. Verificou-se que a distribuição não é uniforme ao longo do canal como esperado.

2.7 Simulação Dinâmica e Controle

A simulação dinâmica de um PHE e o estudo do seu comportamento transitório são fundamentais para o desenvolvimento de estratégias de controle para a determinação de sua política de operação. Masubuchi e Ito (1977) desenvolveram um modelo de simulação dinâmica na forma de um sistema de equações diferenciais que, para o caso de regime permanente, se reduz ao modelo de simulação desenvolvido por McKillop e Dunkley (1960) para obtenção dos perfis de temperatura nos canais do PHE. Foram comparadas algumas configurações usuais, com arranjos em paralelo, em série ou complexos, quanto à resposta dinâmica. Observou-se que a resposta dinâmica é muito dependente das posições de entrada e saída das correntes no trocador; arranjos em série em que as entradas das correntes estão em lados opostos do PHE têm os melhores perfis de temperatura nos canais com respeito ao transitório e ao estacionário (nestes casos, se o canal de entrada do fluido quente estiver em contracorrente com o canal vizinho de saída do fluido frio, o ganho será maior e o tempo morto menor). Ainda verificou-se que arranjos em série em que as entradas são adjacentes devem ser evitados.

Masubuchi e Ito (1977) utilizaram o método de integração de Runge-Kutta-Gill de quarta ordem para solução do modelo dinâmico em seu trabalho. Lankshmanan e Potter (1990) desenvolveram uma modelagem alternativa para o problema, denominada “modelo cinemático”, que simplifica os cálculos. Neste novo modelo, cada canal do trocador é dividido em diversas células em série. Em cada célula, o fluido está perfeitamente misturado com temperatura uniforme, e permanece na célula por uma fração do tempo de residência no canal,

seguindo para a próxima célula após a troca de calor com as células dos canais vizinhos. Conhecidas as condições iniciais de cada célula, a simulação prossegue até que o regime permanente seja atingido, fornecendo assim um perfil dinâmico aproximado.

O objetivo do trabalho de Khan et al. (1988) foi o de determinar uma função de transferência para controle da temperatura de saída do fluido frio através da manipulação da vazão do fluido quente, em um PHE. A função de transferência que melhor representou os dados experimentais foi de segunda ordem com tempo morto.

Sharifi et al. (1995) adotaram o modelo cinemático proposto por Lankshmanan e Potter (1990) para o estudo da dinâmica de um PHE com cinco placas e arranjo paralelo tipo U sujeito a uma variação na temperatura de entrada do fluido quente. As temperaturas de saída foram monitoradas e verificou-se um bom ajuste do modelo aos dados coletados.

A resposta de um PHE, com arranjo paralelo tipo U, a uma variação na temperatura de entrada do fluido quente também foi tema do trabalho de Das et al. (1995), mas um modelo matemático mais complexo foi proposto. O efeito da dispersão axial de calor foi considerado na modelagem, e verificou-se que o efeito da condução de calor nas placas, na direção do escoamento, poderia ser desprezado. O modelo proposto teve um melhor ajuste aos resultados experimentais, quando comparado ao modelo de perfil chato de velocidade no canal. Do ponto de vista do controle, foram ajustados parâmetros para funções de transferência de primeira e segunda ordem com tempo morto. O tempo morto predito foi maior do que o real e esta diferença foi atribuída à hipótese adotada de distribuição uniforme de vazão entre os canais. Sabe-se que os canais próximos às conexões de entrada têm vazão maior do que os canais mais afastados. A influência de parâmetros como a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos, número de unidades de transferência de calor (*NTU*) e número de placas, sobre o perfil transitório das temperaturas de saída, foi analisada.

Nos trabalhos de Georgiadis et al. (1998a) e Georgiadis e Macchietto (2000) é apresentada a modelagem dinâmica de um PHE utilizado para pasteurização de leite. Os modelos de troca térmica do PHE, de desnaturação de proteínas do leite e sua incrustação nas placas são acoplados; como resultado, é desenvolvido um modelo do trocador em regime transitório, que permite a análise da queda do coeficiente global de troca térmica ao longo do tempo, devido à incrustação de proteínas. A solução deste modelo complexo foi realizada com o auxílio do software gPROMS (Oh e Pantelides, 1996; Pantelides, 1996; Process Systems Enterprise, 2001) que utiliza o método de diferenças finitas. Três configurações foram testadas e comparadas, e verificou-se um bom ajuste do modelo com os dados experimentais.

Khadir et al. (2000) analisaram a aplicação de um controlador preditivo nas duas seções de regeneração de um pasteurizador de leite com cinco seções. A variável manipulada foi a temperatura de entrada da água na seção do trocador, para controle da temperatura de saída do leite. Os resultados do controlador preditivo foram melhores do que os do tradicional controlador PID, evitando o sobre-aquecimento do produto. Lalande et al. (1979) reportam a manipulação da vazão da água de aquecimento e Tadini et al. (2000) a da sua temperatura para o controle da temperatura de pasteurização.

2.8 Dimensionamento e Otimização

Alguns métodos de dimensionamento de PHEs foram propostos na literatura, entretanto, os métodos rigorosos ainda são propriedades dos fabricantes de trocadores (Kakaç e Liu, 2002). Os métodos de dimensionamento disponíveis normalmente são restritos a certos tipos de configurações ou arranjos de passes (em geral o arranjo em paralelo) e muitos usam a hipótese de escoamento puramente contracorrente para simplificação dos cálculos de troca térmica.

Lawry (1959) da DeLaval propõem um método bastante simples para dimensionamento de um PHE. Primeiramente são escolhidos os números de canais por passe para que as velocidades de escoamento por canal sejam as mesmas para os dois fluidos. Com o valor da velocidade, uma estimativa do coeficiente global de troca térmica, U , é obtida graficamente e multiplicada por fatores de correção para temperatura média, velocidade e aplicação. A partir do cálculo de área determina-se o tamanho do trocador, que deve acomodar o arranjo de passes necessário. A perda de carga é estimada graficamente e corrigida para a temperatura média de operação. Apesar de o método ser apresentado, apenas dois dos fatores de correção são publicados.

Buonopane et al. (1963) apresentam um método para cálculo da área de troca necessária para arranjos em série ou em paralelo tipo Z, e conseqüentemente o número de placas do trocador. Neste método, é usado um fator de correção empírico para a MLDT, e calcula-se o coeficiente global de troca térmica através de correlações.

Jackson e Troupe (1966) propõem um método de dimensionamento na forma tradicional de uma relação $E-NTU$ (eficiência térmica e número de unidades de transferência), embora cada configuração do PHE possua uma relação própria. A relação $E-NTU$ para uma dada configuração é obtida teoricamente através da resolução do modelo de simulação proposto por McKillop e Dunkley (1960) para diversas condições de processo. Como resultado, são apresentados gráficos de $E(NTU, C^*, \text{configuração})$, onde C^* é a razão entre as capacidades

caloríficas das correntes, para 18 configurações com arranjos em paralelo ou em série e com até 10 canais.

Estes gráficos são usados em um método de dimensionamento que determina o número de placas para o dado arranjo selecionado. Após uma estimativa do número de placas, verifica-se se o trocador está super ou sub-dimensionado e iterativamente é obtido o seu valor correto. Não são feitos cálculos ou verificações de perda de carga, apenas de eficiência térmica.

As placas com corrugação *chevron* são normalmente fabricadas em dois ângulos de inclinação distintos que podem ser utilizados conjuntamente em um canal misto. A limitação de escolha entre estes três tipos de canais pode ocasionar um super-dimensionamento do trocador. Por este motivo, Marriot (1977) propõe um trocador que tenha seções com diferentes tipos de canais, aumentando a flexibilidade da escolha. Um método gráfico de dimensionamento para o modelo Alfaflex da Alfa-Laval, com número de passes igual para os dois fluidos, é apresentado. Como resultado do método têm-se os números de placas de cada ângulo de inclinação necessários. Para os cálculos de eficiência térmica, é assumida a hipótese de fluxo puramente contracorrente, o que dispensa o modelo de simulação mas pode acarretar uma super-estimação da eficiência do PHE.

Um apanhado dos métodos de dimensionamento disponíveis na época é apresentado por Raju e Bansal (1983b), incluindo um método aproximado para cálculo de área de troca apresentado por um fabricante de PHEs.

Segundo Jarzebski e Wardas-Koziel (1985), a otimização de PHEs é uma tarefa complexa, sendo difícil a correta determinação das dimensões que garantam mínimos custos fixos e operacionais. Em seu trabalho foi proposto um método gráfico para dimensionamento que visa o mínimo custo operacional anual, considerado proporcional à área de troca térmica e à energia necessária para o bombeamento dos fluidos. As equações para cálculo da eficiência térmica, coeficiente global de troca térmica e perda de carga são simplificadas para facilitar os cálculos. Verificou-se que os arranjos escolhidos pelo método são próximos àqueles indicados pelos fabricantes.

A minimização dos custos relacionados à área de troca térmica e ao bombeamento de fluidos também foi tema do trabalho de Focke (1986). O objetivo foi o de selecionar o padrão ótimo de placa (ângulo de inclinação das ranhuras tipo *chevron*) para um trocador com arranjo em paralelo. Considerou-se que todos os canais de um lado do trocador equivalem a um canal único cuja largura é a soma das larguras de cada canal interligado. Verificou-se que o ótimo para custo fixo (área das placas) é oposto ao ótimo de custos operacionais (bombeamento)

pois uma placa que aumente a turbulência estará melhorando a troca térmica mas ao mesmo tempo elevando o atrito. A solução sugerida foi a de transformar os limites de perda de carga e de carga térmica em restrições, que são utilizadas em um método gráfico para a seleção do padrão de placa. Como o número de padrões das placas *chevron* é reduzido, recomenda-se o uso de padrões combinados, assim como sugerido por Marriot (1977).

Os custos fixos e de operação de um PHE também foram analisados por Usher (1992a), mas apenas em comparação com os custos de um trocador tipo casco-e-tubos. Cooper e Usher (1992) apresentam uma obra geral sobre PHEs, incluindo um método para estimação do número de placas e do número de passes (igual para os dois fluidos) para as condições de processo desejadas (carga térmica e perda de carga disponível). A escolha da área aproximada de uma placa é feita graficamente, usando a maior vazão das duas correntes, e a perda de carga por passe e o coeficiente convectivo são determinados graficamente para a água e corrigidos para o fluido de processo.

Um método de dimensionamento detalhado é desenvolvido por Shah e Focke (1988). Este método guia passo a passo a avaliação ou dimensionamento de um trocador com arranjo paralelo para um dado tipo de placa, utilizando várias correlações e gráficos para os cálculos. A relação entre o coeficiente convectivo e o fator de atrito também é explorada, o que auxilia os cálculos de dimensionamento. Os dados de entrada são o tipo de corrugação da placa (incluindo suas correlações de troca térmica e perda de carga), vazões, temperaturas de entrada e saída, fatores de incrustação e perdas de carga disponíveis. Como resultados têm-se o tamanho da placa, o ângulo de inclinação da corrugação e o número de placas necessárias.

O trabalho de Shah e Focke (1988) é bastante completo por retomar os resultados obtidos em várias publicações anteriores e é o que apresenta o método de dimensionamento mais detalhado, mesmo que para uma configuração fixa.

Shah e Kandlikar (1988) e Kandlikar e Shah (1989a) apresentam uma modelagem de simulação para PHEs, como já mencionado na Seção 2.5. Através de um grande número de simulações foram calculadas a eficiência térmica e o fator de correção para a MLDT para diversas configurações e condições de operação. Estes fatores são tabelados para os arranjos de passes mais comuns: 1/1, 2/1, 2/2, 3/1, 3/3, 4/1, 4/2 e 4/4. Um roteiro para escolha da melhor configuração do trocador é apresentado, considerando que configurações simétricas (aquelas em que o número de passes para os dois fluidos é o mesmo) têm a maior eficiência térmica. Entretanto, para operações em que exista grande diferença entre as capacidades caloríficas dos fluidos, são necessárias configurações assimétricas.

Um método de dimensionamento similar é proposto por Zaleski e Klepacka (1992). O modelo de simulação desenvolvido por Zaleski (1984), análogo em formulação ao modelo de Shah e Kandlikar (1988), é usado para cálculo de eficiência e de fator de correção para a MLDT para várias configurações. Entretanto, os resultados são apresentados na forma de gráficos ao invés de tabelas. Como exemplo são apresentados gráficos para cinco configurações diferentes com 24 canais. Um total de 150 configurações foram analisadas e os autores discutem a influência dos parâmetros de configuração (número de canais, números de passes e localização das entradas) sobre a eficiência térmica do PHE, com o objetivo de auxiliar a escolha de uma configuração. Entretanto, para a escolha dentre diferentes configurações são necessários os gráficos correspondentes de desempenho térmico. Os autores ainda sugerem que o número de passes seja escolhido com base na perda de carga disponível.

Um método alternativo de dimensionamento para PHEs com arranjo paralelo é reportado por Thonon e Mercier (1996), denominado “método do diagrama entálpico”. Este método visa a obtenção da mínima área de troca térmica para atingir a carga térmica desejada e satisfazer os limites de perda de carga disponível. O uso de diagramas de entalpia é especialmente vantajoso nas operações em que ocorre mudança de fases. Os cálculos são iterativos e são baseados na verificação da área de troca escolhida até a obtenção da área ótima. São ainda adotadas as hipóteses de escoamento puramente contracorrente ou puramente paralelo. É sugerido que o método possa ser usado para arranjos de passes simétricos, mas as hipóteses de escoamento usadas podem não ser válidas para estes casos.

O método do diagrama entálpico foi implementado no software CEP AJ (GRETh, 2002) de cálculo termodinâmico e dimensionamento de PHEs. Outro pacote comercial para avaliação e dimensionamento de PHEs é o APLE (HTFS, 2002). O APLE tem um banco de dados com 120 tipos de placas com corrugação chevron com $30^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$ e considera arranjos simétricos e assimétricos com no máximo cinco passes. Para as restrições de carga térmica, de perda de carga total, de velocidade de escoamento e de perda de carga nos orifícios, é selecionado um grupo de configurações que atendam as especificações do problema.

Georgiadis et al. (1998a) desenvolveram uma modelagem completa para um PHE que considera o efeito da incrustação das proteínas do leite, como mencionado na Seção 2.7. Na continuação deste trabalho (Georgiadis et al., 1998b) é considerado um trocador do tipo duplo-tubo com uma modelagem de incrustação semelhante. É aplicada a otimização dinâmica com o objetivo de minimização de custos (limpeza, aquecimento, bombeamento,

equipamento e perdas), determinando assim as políticas de aquecimento e limpeza e as dimensões do trocador (comprimento e diâmetro). Mesmo não tratando de um PHE, este trabalho é importante pois aborda a otimização de um processo de pasteurização, função típica dos PHEs.

No trabalho de Chuanshan e Jun (1999) é apresentado um método para dimensionamento ótimo do par PHE/radiador em sistemas de aquecimento geotérmico. O custo fixo do conjunto PHE/radiador é representado como uma função da área de troca do PHE e a sua minimização fornece as áreas ótimas de troca dos dois equipamentos. O arranjo de passes deve ser simétrico e previamente escolhido. É usada a hipótese de escoamento puramente contracorrente já que os PHEs têm ao redor de 100 placas nestas aplicações.

Tadini et al. (2000) estudaram as características de um PHE usado para pasteurização de suco de laranja. Os parâmetros de troca térmica foram determinados para a água destilada, utilizando arranjos simétricos no trocador. Foi desenvolvido um software para escolha do arranjo de passes e do número de placas do trocador onde a eficiência desejada é comparada à eficiência de uma configuração escolhida através do cálculo da razão entre as áreas de troca necessária e real. Foi usada a hipótese de escoamento puramente contracorrente.

Para os casos de trocadores existentes em que seja necessária uma alteração da configuração (devido às novas especificações de operação ou remoção de placas danificadas), Wright e Heggs (2002a, 2002b) apresentam um método simples para estimar o desempenho da nova configuração (eficiência e perda de carga) usando apenas dados de performance da configuração original. Em um exemplo de redução de 25 % no número de canais em um PHE com 320 canais e arranjo 2/2 verificou-se que a eficiência caiu em apenas 2 % enquanto que a perda de carga aumentou em 50 %, por ser mais sensível ao número de canais por passe.

A avaliação de um PHE, uma tarefa mais simples do que seu dimensionamento, é apresentada em detalhes nos trabalhos de Saunders (1988), Hewitt et al. (1994) e Kakaç e Liu (2002). A avaliação é recomendada para a verificação da perda de carga e eficiência de troca térmica de um trocador existente. Os modelos de simulação apresentados na Seção 2.5 também podem ser usados para esta tarefa.

3. DIMENSÕES E CONFIGURAÇÕES DOS TROCADORES DE CALOR A PLACAS

3.1 Principais Dimensões

Essencialmente, o trocador de calor a placas (PHE) pode ser visto como um pacote de N_P placas corrugadas, separadas por gaxetas, que formam $N_C = N_P - 1$ canais de escoamento, conforme Figura 3.1.1. As duas placas das extremidades do pacote não trocam calor, por este motivo apenas as placas internas são consideradas como “placas térmicas”, cujo número é $N_P - 2$. É importante ressaltar que alguns autores consideram apenas as placas térmicas na contagem do número de placas do PHE.

Figura 3.1.1: Representação do pacote de placas e do escoamento alternado nos canais

Como as placas são corrugadas, a espessura do canal não é uniforme em sua extensão. A espessura média, b , pode ser calculada a partir do comprimento total do pacote de placas, L_{pac} , e da espessura da chapa metálica, ϵ_P , usando a eq.(3.1.1) (Kakaç e Liu, 2002). Como as gaxetas são elastoméricas, a espessura do canal depende do aperto dado aos parafusos de aperto do PHE. Por isso recomenda-se o uso de um valor médio de L_{pac} .

$$b = \frac{L_{pac} - N_P \cdot \epsilon_P}{N_P - 1} \cong \frac{L_{pac}}{N_P} - \epsilon_P \quad (3.1.1)$$

São estas as principais dimensões de uma típica placa *chevron* (ver Figura 3.1.2):

- L é o comprimento efetivo para a troca térmica (medido entre as bordas dos orifícios);
- w é a largura efetiva do canal (medida entre as gaxetas);
- D_P é o diâmetro do orifício;

- L_P é o comprimento efetivo de escoamento (medido entre os centros dos orifícios); e
- β é o ângulo de inclinação das ranhuras *chevron* (alguns autores usam a direção do escoamento para determinação do ângulo de inclinação da ranhura, ou seja, $\beta^* = 90^\circ - \beta$).

Figura 3.1.2: Principais dimensões de uma típica placa chevron

A área projetada de troca térmica de uma placa é $w.L$. Mas, devido ao efeito das ranhuras, a área real de troca da placa, A_P , é maior do que a projetada. Esta diferença é quantificada pelo fator de alargamento Φ na eq.(3.1.2).

$$A_P = \Phi \cdot w \cdot L \quad (3.1.2)$$

O fator de alargamento Φ é obtido da relação entre o comprimento desenvolvido e o comprimento projetado da placa, conforme eq.(3.1.3). O valor de Φ é normalmente fornecido pelo fabricante da placa e varia entre 1,15 e 1,25, sendo o valor de 1,17 usualmente utilizado como uma aproximação (Kakaç e Liu, 2002), mas muitos fabricantes apresentam apenas o valor de A_P . Em alguns trabalhos, os cálculos de troca térmica e perda de carga não levam em conta o fator de alargamento e o efeito das ranhuras fica implícito nos coeficientes de troca térmica ou no fator de atrito.

$$\Phi = \frac{L_{desenvolvido}}{L_{projetado}} = \frac{A_P}{w \cdot L} \quad (3.1.3)$$

Considera-se que o diâmetro equivalente do canal seja o seu diâmetro hidráulico, definido como o quádruplo da razão entre a área de escoamento, A_e , e o perímetro molhado, P_w . Para o caso de um duto circular, o diâmetro hidráulico reduz-se ao diâmetro interno da tubulação. Para o caso dos canais dos PHEs obtém-se $D_e = 2b/\Phi$, como mostra eq.(3.1.4) (Kakaç e Liu, 2002). É importante lembrar que é comum o uso de $D_e = 2b$ por alguns autores para simplificação.

$$D_e = \frac{4.A_e}{P_w} = \frac{4.(b.w)}{2.(b + w.\Phi)} \cong \frac{2.b}{\Phi} \quad (3.1.4)$$

3.2 Caracterização das Configurações

Entende-se por configuração o modo como é montado e organizado o PHE, ou seja, o seu número de placas, números de passes, números de canais por passe (chamadas “passagens”), localização das conexões de entrada e de saída e o tipo de escoamento nos canais. O conjunto destas informações permite o detalhamento da montagem do equipamento, incluindo os locais das conexões nas placas fixa e móvel (ver Figura 1.2.1), os furos abertos e fechados de cada placa (ver Figura 1.1.3) e o tipo e posição de cada gaxeta (ver Figura 1.1.4).

Neste trabalho são consideradas as configurações ditas “regulares”, nas quais cada passe de um fluido tem o mesmo número de passagens. Configurações não regulares são raramente empregadas pois o número de passagens define a velocidade de escoamento no canal e consequentemente a perda de carga por passe. Em alguns casos especiais, como no aquecimento de produtos termicamente sensíveis, pode-se reduzir o número de passagens no passe do produto adjacente à entrada do fluido de aquecimento. Desta forma a velocidade neste passe específico será maior, reduzindo-se a degradação térmica e a incrustação ocasionadas pela alta temperatura de parede (Lawry, 1959).

A não variação do número de passagens em um PHE não constitui uma limitação para o problema de escolha da configuração já que o número de configurações regulares possíveis é bastante elevada, como será demonstrado adiante nesta seção.

Para classificar as configurações são propostos seis parâmetros (N_C , P^I , P^{II} , Φ , Y_h e Y_f) que são detalhados nas seções 3.2.1 a 3.2.5.

3.2.1 Número de Canais

O PHE é considerado como um vetor de canais paralelos numerados de 1 até N_C . Fazendo uma analogia aos lados “do casco” e “dos tubos” nos trocadores de calor casco-e-

tubos, são definidos os lados I e II para o PHE. O lado I compreende o conjunto dos canais de número ímpar, enquanto que o lado II compreende os canais de número par, como ilustra a Figura 3.2.1.

Figura 3.2.1: Representação de um trocador de calor a placas por um conjunto de canais

Cada lado do PHE tem um certo número de canais de escoamento, N_C^I e N_C^{II} . Se N_C for par, os lados I e II terão o mesmo número de canais. No caso de N_C ser ímpar, o lado I terá um canal a mais, conforme as eqs.(3.2.1).

$$N_C^I = \begin{cases} \frac{N_C}{2} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C + 1}{2} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (3.2.1a)$$

$$N_C^{II} = \begin{cases} \frac{N_C}{2} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C - 1}{2} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (3.2.1b)$$

3.2.2 Números de Passes

Os parâmetros P^I e P^{II} definem respectivamente os números de passes nos lados I e II do PHE. Cada lado é dividido em passes com mesmo número de canais para que a configuração seja regular. O termo “passagens” é usado para indicar o número de canais por passe.

Todos os divisores inteiros de N_C^I e de N_C^{II} constituem os conjuntos dos possíveis números de passes para os lados I e II do trocador respectivamente. Portanto, os parâmetros P^I

e P^{II} podem assumir um conjunto finito de valores, dependendo de N_C . Os números de passagens em cada lado do trocador, N^I e N^{II} , são calculados através das eqs.(3.2.2).

$$N^I = \begin{cases} \frac{N_C}{2.P^I} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C + 1}{2.P^I} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (3.2.2a)$$

$$N^{II} = \begin{cases} \frac{N_C}{2.P^{II}} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C - 1}{2.P^{II}} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (3.2.2b)$$

O arranjo de passes de um PHE é definido pelos três principais parâmetros de configuração, N_C , P^I e P^{II} , que determinam a distribuição dos fluxos. A representação de um arranjo é da forma $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ (P^I passes de N^I passagens no lado I por P^{II} passes de N^{II} passagens no lado II). A relação entre os parâmetros N_C , P^I e P^{II} é apresentada nas eqs.(3.2.3).

$$N_C = N_C^I + N_C^{II} \quad (3.2.3a)$$

$$N_C^I = N^I . P^I \quad (3.2.3b)$$

$$N_C^{II} = N^{II} . P^{II} \quad (3.2.3c)$$

Na Figura 3.2.2 são apresentados como exemplo os possíveis passes para os lados I e II de um PHE com $N_C = 11$ canais. As combinações entre os passes de cada lado permitem um total de oito arranjos distintos.

Figura 3.2.2: Possíveis arranjos de passes para um trocador com 11 canais

3.2.3 Conexões de Alimentação

A posição relativa entre os locais de alimentação dos lados I e II é definida pelo parâmetro ϕ (Pignotti e Tamborenea, 1988) conforme mostra a Figura 3.2.3. A entrada do lado I é arbitrariamente fixada na posição $\eta = 0$ do primeiro canal, enquanto que a posição de entrada do lado II depende do parâmetro ϕ , que pode assumir quatro valores.

É importante ressaltar que a dimensão η não está associada aos lados de cima e de baixo do trocador, assim como o primeiro e o último canais não estão associados aos pedestais fixo e móvel. A configuração determinada pelos parâmetros pode ser rotacionada livremente, ou ainda ser invertida ou espelhada.

Figura 3.2.3: Definição do parâmetro ϕ de localização relativa das conexões de alimentação

3.2.4 Localização dos Fluidos

O parâmetro binário Y_h é usado para associar os fluidos quente e frio aos lados I e II do trocador:

- se $Y_h = 1$, então o fluido quente preenche o lado I do trocador,
- se $Y_h = 0$, então o fluido frio preenche o lado I do trocador.

3.2.5 Tipo de Fluxo nos Canais

Dentro de um canal do PHE o fluxo pode ser diagonal ou vertical (Bond, 1981), dependendo do tipo de gaxeta utilizada, como mostram as Figuras 1.1.3 e 3.2.4. O desempenho térmico e hidráulico do PHE depende do tipo de fluxo, especialmente no caso de placas largas (Bansal et al., 2001).

O fluxo diagonal tende a melhorar a distribuição de fluido dentro do canal, evitando a formação de áreas de estagnação. Já o fluxo vertical tem a vantagem de ter desenho e montagem mais simples, onde as conexões de cada fluido ficam isoladas nos lados direito e esquerdo do trocador. A gaxeta para fluxo vertical é única e deve ser rotacionada em 180° para alternar o fluxo a direita ou a esquerda. Já as placas diagonais que possuem travas de fixação devem ser fabricadas em dois desenhos espelhados pois apenas uma das faces da gaxeta possui as travas. Este problema não ocorre com as gaxetas coladas.

Para a obtenção de uma gaxeta para placa final, como a mostrada na Figura 1.1.3, usam-se pedaços cortados de outras duas gaxetas de fluxo. Estas gaxetas especiais fazem o contato entre as placas fixa e móvel do pedestal e o pacote de placas corrugadas.

Figura 3.2.4: Tipos de fluxo em um canal

Para que uma configuração seja viável é necessário que todos os canais do trocador tenham o mesmo tipo de fluxo no canal. É comum fabricantes uniformizarem o tipo de gaxeta usada nos PHEs ou famílias de PHEs comercializados. Para a diferenciação entre os tipos de fluxo, define-se o parâmetro binário Y_f :

- se $Y_f = 1$, o fluxo é diagonal nos canais do PHE,
- se $Y_f = 0$, o fluxo é vertical nos canais do PHE.

A Figura 3.2.5 mostra como exemplo a diferença entre os fluxos diagonal e vertical em um trocador de quatro canais. Nesta figura também são visíveis as posições das gaxetas usados e os orifícios abertos e fechados de cada placa. No exemplo, o pedestal fixo está localizado junto ao primeiro canal. Isto é verificado pelas faces das placas pois a face com a gaxeta deve ficar voltada para a direção do pedestal fixo (APV do Brasil, 1994).

Figura 3.2.5: Diferença entre tipos de fluxo em um trocador de quatro canais

3.2.6 Exemplo de Configuração

A Tabela 3.2.1 resume o conjunto de seis parâmetros necessários para a caracterização de uma configuração regular. Estes parâmetros definem a distribuição dos fluxos dentro do pacote de placas. Para a sua aplicação efetiva deve-se definir, no pedestal do PHE, se a placa fixa ou a placa móvel estará adjacente ao canal número 1 e escolher, nesta placa selecionada, qual das quatro conexões receberá a tubulação de alimentação do lado I. Feito isso, é possível definir a furação e a gaxeta de cada placa usando os parâmetros.

Um exemplo de configuração para um trocador com 7 canais (8 placas) é apresentado na Figura 3.2.6. Como o lado I tem $N_C^I = 4$ canais, os números possíveis de passes para este lado são $P^I = 4, 2$ ou 1 . Já o lado II, como $N_C^{II} = 3$ canais, pode ter $P^{II} = 3$ ou 1 . No caso apresentado na Figura 3.2.6, o lado I está preenchido pelo fluido frio ($Y_h = 0$) e possui dois passes de duas passagens ($P^I = 2; N^I = 2$). No lado II está o fluido quente, entrando na posição $\phi = 4$ e fazendo três passes de uma passagem cada ($P^{II} = 3; N^{II} = 1$).

Tabela 3.2.1: Parâmetros para caracterização da configuração de um PHE

Parâmetro	Valores Admitidos	Significado
N_C	$\{ 2, 3, 4, 5, \dots \}$	Número total de canais
P^I	divisores inteiros de N_C^I *	Número de passes no lado I
P^{II}	divisores inteiros de N_C^{II} *	Número de passes no lado II
ϕ	$\{ 1, 2, 3 \text{ ou } 4 \}$	Posição relativa entre as conexões de alimentação
Y_h	$\{ 0 \text{ ou } 1 \}$	Localização dos fluidos quente e frio
Y_f	$\{ 0 \text{ ou } 1 \}$	Tipo de fluxo nos canais

* ver eqs.(3.2.1)

Figura 3.2.6: Exemplo de configuração para um trocador de calor a placas com 7 canais

Para um dado número de canais N_C , existe um número finito de configurações regulares que podem ser obtidas. Este conjunto é determinado pelas combinações entre os outros cinco parâmetros de configuração: P^I , P^{II} , ϕ , Y_f e Y_h .

Não existe uma relação exata entre N_C e o número de configurações regulares possíveis pois há uma forte dependência com o número de divisores inteiros de N_C^I e N_C^{II} , que definem os números de passes viáveis para cada lado. Por exemplo, se N_C^I e N_C^{II} forem números primos (apenas divisíveis por eles mesmos e por um), serão possíveis apenas dois números de passes para cada lado, o que reduz o número de configurações para o dado $N_C = N_C^I + N_C^{II}$.

A Figura 3.2.7 apresenta graficamente o número de configurações regulares possíveis como uma função do número de canais do PHE. Neste gráfico fica evidente a complexidade da relação entre estas variáveis.

Figura 3.2.7: Total de configurações regulares possíveis em função do número de canais

3.2.7 Placas Contracorrentes

Canais vizinhos no PHE podem ter escoamento contracorrente (fluxos em sentidos opostos) ou paralelo (fluxos no mesmo sentido) entre si. No escoamento contracorrente a diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do comprimento do canal é maior, intensificando a troca térmica. Por exemplo, no PHE representado na Figura 3.2.6, a placa entre os canais 1 e 2 é uma placa térmica contracorrente, o que não é o caso da placa entre os canais 3 e 4.

O parâmetro v_{cc} é definido como a razão entre o número de placas térmicas contracorrentes e o número total de placas térmicas no PHE (Zaleski e Klepacka, 1992). Para o caso de um arranjo em paralelo ($P^I = 1$ e $P^{II} = 1$) com $\phi = 2$ ou 4 tem-se $v_{cc} = 100\%$ (todas as placas térmicas são contracorrentes). Se $\phi = 1$ ou 3 tem-se o caso contrário com $v_{cc} = 0\%$. Para o PHE na Figura 3.2.6 tem-se $v_{cc} = 3/6 = 50\%$.

O parâmetro v_{cc} não está diretamente relacionado à eficiência térmica do trocador pois existem outros fatores envolvidos. Por exemplo, para PHEs com arranjo complexo, os passes de cada lado podem seguir paralelamente pelo trocador, quando as conexões de alimentação são vizinhas ($\phi = 1$ ou 2) ou podem ainda seguir em sentidos contrários, quando as conexões estão em lados opostos do trocador ($\phi = 3$ ou 4). Este fator tem grande influência sobre a eficiência térmica do PHE, independentemente do valor de v_{cc} .

3.3 Configurações Equivalentes

Para um dado número de canais, N_C , e um tipo de fluxo no canal fixo é possível a existência de configurações equivalentes, ou seja, configurações que apresentem a mesma eficiência térmica e a mesma perda de carga para os fluidos quente e frio. A identificação das configurações equivalentes é importante para evitar cálculos e simulações redundantes.

A existência de configurações equivalentes para os PHEs é possível de acordo com as seguintes considerações:

- A1) Propriedade de reversibilidade dos fluxos: se os sentidos de escoamento dos dois fluxos forem invertidos, mantendo-se a geometria do trocador e as temperaturas de entrada, a sua eficiência térmica não será alterada (Pignotti, 1984; Pignotti e Tamborenea, 1988), assim como a sua perda de carga desconsiderando-se variações de cota. Esta propriedade de simetria é válida para qualquer trocador quando não há mudanças de fases, não há perdas de calor e as propriedades físicas dos fluidos não variam com a temperatura ao longo do trocador.
- A2) Existência de passe único: quando um dos lados do trocador tem apenas um passe, todos os canais deste lado terão fluxo em um único sentido (crescente ou decrescente de η . ver Figura 3.2.3), independentemente se a alimentação se localizar no início ou no final do trocador. Considera-se então que a distribuição do fluxo entre os canais do passe é uniforme.
- A3) Equivalência geométrica: em alguns casos, apenas invertendo a direção de η e/ou numerando os canais na ordem inversa, pode-se obter um novo conjunto de parâmetros para a mesma configuração, sem que esta seja essencialmente modificada.

Na Figura 3.3.1 é apresentado um exemplo de equivalência entre quatro configurações distintas de um PHE com seis canais e fluxo diagonal ($N_C = 6$ e $Y_f = 1$). São destacadas as relações entre estas configurações através das considerações A1, A2 e A3. Estas quatro configurações apresentam o mesmo desempenho térmico e perdas de carga desde que não haja grandes variações nas propriedades dos fluidos ou problemas de má distribuição de fluxo (a modelagem matemática necessária para a avaliação térmica e hidrodinâmica de um PHE é apresentada no Capítulo 4).

Figura 3.3.1: Exemplo de equivalência entre quatro configurações distintas

Quando N_C é par, os dois lados do trocador têm o mesmo número de canais ($N_C^I = N_C^{II} = N_C/2$, conforme eq.(3.2.1)) e conseqüentemente podem ser divididos nos mesmos números de passes. Isso significa que é possível trocar os fluidos de lado, bastando para isso alternar o valor de Y_h entre 0 e 1 trocando os valores de P^I e P^{II} . A equivalência pode ocorrer entre estas duas configurações distintas caso se verifiquem os fatores A1 e/ou A2, ou seja, uma das configurações pode ser obtida a partir da outra usando estes fatores. Portanto é possível a equivalência entre configurações com valores diferentes de Y_h quando N_C é par. Entretanto, quando N_C é ímpar não é possível a equivalência entre $Y_h = 0$ e $Y_h = 1$ pois, como o lado I tem um canal a mais, a troca dos fluidos de lados não resultará na mesma distribuição de fluxos.

Outro fator importante a ser observado são os canais das extremidades. Quando N_C é ímpar, os dois extremos pertencem ao lado I, mas se N_C é par o último canal faz parte do lado II. Portanto, se a configuração for rotacionada é importante lembrar que o primeiro canal deve sempre pertencer ao lado I de acordo com a definição dos parâmetros de configuração propostos. Um exemplo de rotação com N_C par é mostrado na Figura 3.3.1 à esquerda.

Existem dois casos particulares de configurações que não podem ser diretamente representadas através dos seis parâmetros propostos, mesmo usando a consideração A3 de pura equivalência geométrica. Nestes casos é necessário o uso das considerações A1 e A2 para a obtenção de uma configuração que possa ser representada pelos parâmetros.

O primeiro caso é o das configurações com arranjo em paralelo tipo U, como o mostrado na Figura 1.2.4 para um PHE com 8 canais, onde todas as conexões se localizam no mesmo lado do trocador. De acordo com a consideração A2, um arranjo em paralelo tipo U é equivalente a um arranjo paralelo tipo Z, que pode ser representado através dos parâmetros. A equivalência entre estas duas configurações somente não será real quando existirem problemas de má distribuição de fluxo.

O segundo caso ocorre quando o primeiro e último canais do PHE são canais de saída de fluido, ou seja, nenhum dos dois pode ser nomeado como primeiro canal para ser válida a definição do parâmetro ϕ (ver Figura 3.2.3). Neste caso é usada a consideração A1 da propriedade de reversibilidade dos fluidos para gerar uma configuração equivalente representável pelos parâmetros. O segundo trocador mostrado no alto da Figura 3.3.1 é um exemplo deste caso: usando-se a consideração A1 obtém-se a configuração à esquerda na figura.

O uso combinado dos fatores A1, A2 e A3 permite a obtenção de uma lógica para a identificação de configurações equivalentes. A metodologia para esta identificação é apresentada na Tabela 3.3.1, juntamente com a redução resultante no número de simulações necessárias. Para dados N_C , P^I , P^{II} e Y_f a tabela fornece os conjuntos dos parâmetros ϕ e Y_h que resultam em configurações equivalentes. Quando N_C é ímpar, a equivalência ocorre somente entre os valores de ϕ , mantendo Y_h constante. No caso de N_C ser par, é também possível a equivalência entre configurações com diferentes valores de Y_h .

Tabela 3.3.1: Identificação de configurações equivalentes para dados N_C e Y_f

N_C	(P^I, P^{II})	Grupos de valores equivalentes de ϕ	Redução no número de simulações.
ímpar*	(1, 1); (1, ímpar); (ímpar, 1)	{1, 3}; {2, 4}	50 %
	(1, par); (par, 1)	{1, 2, 3, 4}	75 %
	(ímpar, ímpar); (par, par)	{1}; {2}; {3}; {4}	0 %
	(ímpar, par); (par, ímpar)	{1, 2}; {3, 4}	50 %
par**	(1, 1); (1, ímpar); (ímpar, 1)	{1h, 3h, 1c, 3c}; {2h, 4h, 2c, 4c}	75 %
	(1, par)h	{1h, 4h, 2c, 4c}; {2h, 3h, 1c, 3c}	75 %
	(par, 1)h	{1h, 3h, 2c, 3c}; {2h, 4h, 1c, 4c}	75 %
	(ímpar, ímpar); (par, par)	{1h, 1c}; {2h, 2c}; {3h, 3c}; {4h, 4c}	50 %
	(ímpar, par); (par, ímpar)	{1h, 2c}; {2h, 1c}; {3h, 3c}; {4h, 4c}	50 %

* configurações equivalentes têm o mesmo valor de Y_h : 0 ou 1.

** “h” indica $Y_h = 1$ e “c” indica $Y_h = 0$. Alterando-se entre “h” e “c”, permutam-se os valores de P^I e P^{II} .

Por exemplo, na Figura 3.2.6 é apresentado um PHE de sete canais, dois passes no lado I, três passes no lado II, $\phi = 4$, $Y_h = 0$ e $Y_f = 1$. De acordo com a tabela 3.3.1, a mudança de $\phi = 4$ para $\phi = 3$ resultaria em uma configuração equivalente. Qualquer outra mudança em algum dos parâmetros resultará em uma configuração não equivalente.

Outro exemplo é a primeira configuração mostrada no topo da Figura 3.3.1, com número de canais par, $(P^I, P^{II}) = (1, \text{ímpar})$, $\phi = 4$, $Y_h = 1$ e $Y_f = 1$. Usando a Tabela 3.3.1 verifica-se que são possíveis quatro configurações equivalentes para $\phi = \{2h, 4h, 2c, 4c\}$, sendo que $\phi = 4h$ é a configuração original. Portanto, se o valor de ϕ for modificado para 2, uma configuração equivalente é encontrada, e caso os fluidos troquem de lado (fazendo $Y_h = 0$ e trocando os valores de P^I e P^{II}), são obtidas outras duas configurações equivalentes para $\phi = 2$ e $\phi = 4$. Estas três novas configurações são as mesmas destacadas na Figura 3.3.1.

4. MODELAGEM DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS

Neste capítulo é desenvolvida a modelagem matemática de um trocador de calor a placas (PHE), com configuração conhecida e operando em estado estacionário com fluidos incompressíveis sem mudanças de fase. O objetivo desta modelagem é o de avaliação do desempenho térmico e hidráulico de um PHE. Para esta modelagem serão utilizadas equações de conservação de massa e de energia e também correlações para cálculo do coeficiente convectivo de troca térmica e do fator de atrito de escoamento no canal.

Para a avaliação de um PHE, devem ser conhecidas as suas seguintes características:

- Parâmetros de configuração: N_C , P^I , P^{II} , ϕ , Y_h e Y_f (ver Tabela 3.2.1).
- Dimensões da placa e do canal: L , w , b , D_P e ε_P (ver Figura 3.1.2).
- Fator de alargamento da placa: Φ .
- Condutibilidade térmica do material da placa: k_P .
- Correlações de troca térmica e de perda de carga válidas para as condições de operação.

Para os fluidos quente e frio devem ser conhecidos:

- Temperaturas de entrada: $T_{hot,in}$ e $T_{cold,in}$.
- Vazões mássicas: W_{hot} e W_{cold} .
- Equações da dependência das propriedades físicas com a temperatura (densidade ρ , viscosidade μ , calor específico C_P e condutibilidade térmica k).
- Coeficientes de resistência térmica de incrustação (*fouling factors*): $R_{f,hot}$ e $R_{f,cold}$.

É importante lembrar que, como o parâmetro de configuração Y_h associa os fluidos aos lados I e II do PHE, todas as propriedades e características destes fluidos também são associados aos lados através de Y_h . Por este motivo a notação das variáveis características dos fluidos poderão ter como índice o tipo de fluido ou o respectivo lado do trocador. Por exemplo, a vazão mássica no lado I, representada por W^I , será igual a W_{hot} se $Y_h = 1$, ou será igual a W_{cold} se $Y_h = 0$.

4.1 Balanço Material

Ao entrar no PHE, o fluxo é dividido entre os canais que formam o primeiro passe. O fluido escoar então por dentro dos canais corrugados e ao final do passe ocorre a mistura do

fluido. O fluxo principal segue então para o próximo passe e assim sucessivamente até percorrer todos os passes no respectivo lado do trocador.

Para a modelagem hidrodinâmica do PHE são feitas as seguintes considerações:

- B1) o PHE opera em regime permanente,
- B2) o fluxo principal é dividido igualmente entre os canais que compõem cada passe,
- B3) o perfil de velocidade no canal é achatado (escoamento pistonado ou *plug-flow*), e
- B4) ao final de um passe ocorre a mistura perfeita dos fluxos que deixam seus canais.

Quanto à hipótese B2, sabe-se que em passes compostos de muitos canais pode ocorrer a má distribuição do fluido, ou seja, a divisão do fluxo principal não é uniforme (Bassiouny e Martin, 1984a; 1984b). Segundo Thonon e Mercier (1996), problemas de má distribuição são importantes quando têm-se mais de 20 canais por passe. O tipo de ranhura também deve ser considerado pois ranhuras que aumentam a turbulência favorecem a má distribuição.

Como a perda de carga é proporcional ao quadrado da velocidade de escoamento, diferenças na distribuição de fluxo pelos canais do PHE podem alterá-la consideravelmente. Já a carga térmica do trocador e a incrustação são afetadas em menor escala pela má distribuição. O seu efeito sobre os perfis de temperatura nos canais PHE é menor quando as correntes quente e fria entram em lados opostos do trocador ($\phi = 3$ ou 4) (Thonon e Mercier; 1996).

Como não há uma modelagem exata para a distribuição de vazão pelos canais de um PHE com configuração genérica, é assumida a hipótese B2 de distribuição uniforme. Considera-se então que vazão mássica W de alimentação de um fluido, em um dos lados do trocador, é distribuída uniformemente entre os N canais que compõem o passe. Portanto é possível calcular a vazão de fluido por canal, W_i ($i = 1, 2, \dots, N_C$), através da eq.(4.1.1).

$$W_i = \begin{cases} \frac{W^I}{N^I} & \text{se } i \text{ é ímpar (canal pertence ao lado I)} \\ \frac{W^{II}}{N^{II}} & \text{se } i \text{ é par (canal pertence ao lado II)} \end{cases} \quad (4.1.1)$$

Devido às ranhuras das placas, a turbulência no escoamento dentro dos canais é alta e conseqüentemente a transição para o regime turbulento de escoamento ocorre em valores baixos de Reynolds. Desta forma pode-se assumir que o perfil de velocidade dentro do canal é achatado, conforme a hipótese B3. Entretanto, estudos sobre a distribuição de tempos de

residência (Cave et al, 1983) ou de visualização de padrões de escoamento (Mehrabian et al., 2000) mostram que a distribuição do fluxo não é sempre uniforme ao longo da extensão do canal, havendo ainda a possibilidade da formação de zonas de estagnação ou de bolhas de ar. A modelagem detalhada em CFD do escoamento dentro de um canal corrugado ainda não é viável devido ao grande esforço computacional necessário (Kho e Müller-Steinhagen, 1999).

4.2 Balanço Energético

Para a aplicação do balanço energético no PHE, ele será primeiramente avaliado de forma global para determinação da taxa de troca de calor e da eficiência térmica. Em seguida será realizado o balanço energético diferencial nos canais do PHE para a obtenção dos perfis de temperatura ao longo dos canais do trocador.

São estas as hipóteses adotadas para a modelagem térmica (complementando as hipóteses B1 a B4 do balanço material):

- C1) as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis,
- C2) não ocorrem mudanças de fase,
- C3) não há troca de calor no sentido do escoamento (tanto nos fluidos como nas placas),
- C4) a troca térmica ocorre somente na direção perpendicular ao escoamento, através das placas,
- C5) a temperatura do fluido no canal é uniforme em sua seção transversal,
- C6) as placas das extremidades do PHE são adiabáticas,
- C7) os fluidos têm comportamento Newtoniano, e
- C8) as propriedades físicas dos fluidos são constantes.

As perdas de calor para o ambiente são desprezadas e, como entre as placas finais e a estrutura do trocador existe ar aprisionado, as placas das extremidades podem ser consideradas como adiabáticas.

A condução longitudinal de calor nas placas é indesejável pois ela reduz a diferença de temperatura entre os fluidos em canais vizinhos achatando seus perfis de temperatura. Os efeitos da condução tornam-se importantes quando a eficiência térmica por passe é alta, mas como os PHEs são normalmente dimensionados para uma eficiência de 60 % por passe estes efeitos podem ser desprezados (Shah, 1983). O conceito de eficiência térmica será introduzido na Seção 4.2.1.

A condução longitudinal de calor nos fluidos também pode ser ignorada na modelagem dos PHEs pois seus efeitos são desprezíveis quando tem-se $Re.Pr > 10$, condição geralmente

satisfeita nos PHEs (Shah, 1983). Entretanto, a dispersão térmica pode ser importante em operações criogênicas utilizando PHEs (Das e Roetzel, 1998). Considera-se então que troca térmica ocorre apenas na direção perpendicular ao escoamento, entre canais vizinhos, através das placas térmicas (hipóteses C1, C3 e C4).

As hipóteses B3 de perfil chato de velocidade (ver seção 4.1) e C3 de consideração de não haver troca de calor no sentido do escoamento garantem uma distribuição transversal uniforme de temperatura no canal. Deste modo, a temperatura do fluido dentro do canal pode ser considerada como função do seu comprimento adimensional η (hipótese C5).

Para simplificação da modelagem será considerado inicialmente que os fluidos têm comportamento Newtoniano (hipótese C7), ou seja, suas viscosidades independem da velocidade de escoamento. Entretanto, como os PHEs são amplamente utilizados no processamento de produtos alimentícios, esta consideração pode restringir a aplicabilidade da modelagem. Portanto, na Seção 4.4 é proposta uma adaptação da modelagem do PHE para o caso de fluidos não-Newtonianos.

A consideração C8 de constância das propriedades físicas dos fluidos implica em um coeficiente global de troca térmica, U , constante e único ao longo do PHE. Esta hipótese, como será verificado neste Capítulo, simplifica muito a modelagem e simulação de um PHE. Porém ela pode ser restritiva para a correta avaliação do trocador (Buonopane et al, 1963). Por este motivo, neste trabalho é analisada a influência desta hipótese sobre os resultados de simulação do PHE. Serão definidos dois modelos distintos: o “simplificado”, onde U é constante, e um modelo denominado “U-distribuído” para estudo da variação de U ao longo do trocador.

4.2.1 Balanço Global de Energia

De acordo com as hipóteses B1, C1, C2 e C8 a taxa de calor trocado, Q , é igual às taxas de calor recebido pela corrente fria, Q_{cold} , e liberado pela corrente quente, Q_{hot} , conforme eq.(4.2.1) ou eq.(4.2.2). Para o cálculo de Q são usados os valores médios dos calores específicos dos fluidos.

$$Q = \begin{cases} Q_{hot} = W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot} \cdot (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \\ Q_{cold} = W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold} \cdot (T_{cold,out} - T_{cold,in}) \end{cases} \quad (4.2.1)$$

$$Q = \begin{cases} Q^I = W^I \cdot \overline{Cp}^I \cdot |T_{in}^I - T_{out}^I| \\ Q^{II} = W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II} \cdot |T_{in}^{II} - T_{out}^{II}| \end{cases} \quad (4.2.2)$$

A eficiência térmica do trocador de calor (também denominada “eficácia térmica”) é definida como a razão entre a taxa de calor efetivamente trocado, Q , e a taxa máxima de calor que pode ser atingida, Q_{max} , definida pela eq.(4.2.3). A máxima troca térmica ocorreria no caso de fluxo puramente contracorrente, com área de troca infinita. O valor máximo de Q seria então limitado pela mínima capacidade calorífica de um dos fluidos. A eficiência E , definida pela eq.(4.2.4), é uma grandeza importante para avaliação do desempenho de um trocador.

$$Q_{max} = \begin{cases} \min(W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot}, W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold}) (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \\ \min(W^I \cdot \overline{Cp}^I, W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II}) |T_{in}^I - T_{in}^{II}| \end{cases} \quad (4.2.3)$$

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4.2.4)$$

A taxa de calor trocado pode ser relacionada à área de troca térmica do PHE, $A = (N_C - 1) \cdot A_P$, através da eq.(4.2.5) usando o coeficiente global de troca térmica, U , e a verdadeira diferença de temperaturas entre os fluidos, ΔT_m .

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m = U \cdot A \cdot F_T \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.2.5)$$

A variável ΔT_m depende do arranjo de escoamento das correntes quente e fria. No caso de escoamento puramente contracorrente tem-se $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$, que é a média logarítmica da diferença de temperaturas, ou MLDT, calculada pela eq.(4.2.6) (Rohsenow et al., 1998).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out})}{(T_{hot,out} - T_{cold,in})}} \quad (4.2.6)$$

A determinação de ΔT_m para os outros tipos de arranjo de escoamento que não o puramente contracorrente é normalmente realizada utilizando-se o fator de correção para a MLDT, F_T , com $0 < F_T \leq 1$, conforme eq.(4.2.5). Este fator de correção depende da configuração do trocador, da relação entre as capacidades térmicas das correntes, $C^* = (W.C_P)_{\max(hot,cold)}/(W.C_P)_{\min(hot,cold)}$, e do número de unidades de transferência de calor, NTU . Alguns autores publicaram gráficos ou tabelas de $F_T(NTU, C^*)$ para algumas configurações usuais dos PHEs (Shah e Kandlikar, 1988; Zaleski e Klepacka, 1992b). Entretanto, para o estudo de configurações genéricas não é possível usar apenas a eq.(4.2.5) e uma modelagem mais detalhada da troca térmica no PHE é necessária.

O coeficiente global de troca térmica é definido pela eq.(4.2.7) como o inverso da resistência térmica para a troca entre os fluidos quente e frio, como mostra a Figura 4.2.1. Para o seu cálculo são necessários os coeficientes convectivos de troca térmica, h_{hot} e h_{cold} , a espessura da placa, ϵ_p , sua condutividade térmica, k_p , e os fatores de incrustação, $R_{f,hot}$ e $R_{f,cold}$.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hot}} + \frac{1}{h_{cold}} + \frac{\epsilon_p}{k_p} + R_{f,hot} + R_{f,cold} \quad (4.2.7)$$

Figura 4.2.1: Circuito térmico para a troca de calor no PHE

Os coeficientes convectivos são calculados usando correlações como a mostrada na eq.(4.2.8) que tem quatro parâmetros empíricos: a_1 , a_2 , a_3 e a_μ (Shah e Focke, 1988),

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{a_\mu} \quad (4.2.8)$$

onde os adimensionais Nusselt (Nu), Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) são definidos como:

$$Nu = \frac{h \cdot D_e}{k}, \quad Re = \frac{G_c \cdot D_e}{\mu}, \quad Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (4.2.9)$$

Na Tabela 2.2.1, do Capítulo 2 de revisão bibliográfica, são apresentados alguns exemplos de correlações de troca térmica. Os parâmetros das correlações dependem do tipo de placa usada e dos limites de operação (Re e Pr). Normalmente considera-se que o coeficiente do número de Prandtl é $a_3 = 1/3$ e despreza-se o fator de correção para viscosidade na parede ($\mu_m/\mu_w = 1$) para o regime turbulento (Saunders, 1988). Esta simplificação deixa a eq.(4.2.8) com apenas dois parâmetros. Valores típicos destes parâmetros são apresentados na Tabela 4.2.1 para placas com corrugação *chevron*.

Tabela 4.2.1: Parâmetros de troca térmica para PHEs com placas *chevron* (Saunders, 1988)

β	Re	a_1	a_2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	10 – 100	0,400	0,598
	> 100	0,300	0,663
50°	< 20	0,630	0,333
	20 – 300	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
60°	< 20	0,562	0,326
	20 – 400	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	20 – 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

Nas Tabelas 2.3.1 e 4.2.2 são apresentados respectivamente valores típicos dos fatores de incrustação, R_f , e condutividades térmicas de metais usados na fabricação de placas, k_p .

Tabela 4.2.2: Condutibilidade térmica de materiais de placas (Saunders, 1988)

Material	k_p (W/m.K)	Material	k_p (W/m.K)
Cobre	389	Titânio	20
Alumínio	208	Aço Inoxidável 316	17
Níquel 200	66	Inconel 600 TM	16
90 / 10 Cuproniquel	52	Incoloy 825 TM	12
70 / 30 Cuproniquel	35	Hastelloy C-276 TM	11
Monel 400 TM	26		

O fluxo mássico por canal, G_C , depende muito da configuração do trocador. Quando o número de passagens (canais por passe) é reduzido, o fluxo é maior e conseqüentemente a troca térmica e a perda de carga são elevadas. Já para alto número de passagens, o fluxo por canal é menor, diminuindo a troca térmica e a perda de carga. Por este motivo não é simples determinar um arranjo de passes que respeite os limites de perda de carga e ao mesmo tempo atinja as especificações de carga térmica. O fluxo mássico G_C é a razão entre a vazão mássica por canal, W_i na eq.(4.1.1), e a área transversal de escoamento do canal, $b.w$, conforme eq.(4.2.10).

$$G_C^I = \frac{W^I}{N^I \cdot b.w}, \quad G_C^{II} = \frac{W^{II}}{N^{II} \cdot b.w} \quad (4.2.10)$$

Além da eficiência térmica E , outra variável importante para a avaliação do desempenho térmico de um trocador é o número de unidades de transferência de calor ou “comprimento térmico”, NTU , definido como a razão entre a condutância global, $U.A$, e a mínima capacidade térmica, conforme eqs.(4.2.11).

$$NTU = \frac{U.A}{\min(W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot}, W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold})} = \max(NTU^I, NTU^{II}) \quad (4.2.11a)$$

$$NTU^I = \frac{U.A}{W^I \cdot \overline{Cp}^I}, \quad NTU^{II} = \frac{U.A}{W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II}} \quad (4.2.11b)$$

Enquanto a área do trocador designa o seu tamanho físico, o NTU designa um “tamanho térmico”. Geralmente o NTU é diretamente proporcional à eficiência E , ou seja, elevando o NTU a eficiência do trocador aumenta até atingir assintoticamente um valor limite. Entretanto, o comportamento contrário pode ser verificado nos PHEs que tenham arranjo em série como

demonstrado por Jackson e Troupe (1966). Esta é uma característica importante que deve ser considerada no dimensionamento deste tipo de trocador.

4.2.2 Troca Térmica nos Canais

Na Figura 4.2.2 é representada a idealização de um canal com fluxo ascendente no PHE, contendo um volume de controle de dimensões b , w e ∂x (McKillop e Dunkley, 1960). A variação da energia do fluido atravessando o volume de controle será igual ao calor trocado com os dois canais adjacentes. A troca térmica ocorre através dos elementos de área $\partial A_p = \Phi \cdot w \cdot \partial x$ em cada lado do volume (ver eq.(3.1.2)). Aplicando-se o princípio de conservação de energia neste volume de controle, tem-se como resultado a eq.(4.2.12) (são desprezadas as variações de energia cinética e potencial no volume de controle).

$$W_i \cdot C p_i \cdot (T_i(x) - T_i(x + \partial x)) + \partial A_p \cdot U_{i-1} \cdot (T_{i-1}(x) - T_i(x)) + \partial A_p \cdot U_i \cdot (T_{i+1}(x) - T_i(x)) = 0 \quad (4.2.12)$$

Figura 4.2.2: Volume de controle em um canal genérico i do PHE

Convertendo a eq.(4.2.12) para o formato diferencial e incluindo a variável s_i que indica o sentido de escoamento no canal, tem-se a equação do balanço energético em um canal genérico:

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{s_i \cdot w \cdot \Phi \cdot U_{i-1}}{W_i \cdot Cp_i} \cdot (T_{i-1} - T_i) + \frac{s_i \cdot w \cdot \Phi \cdot U_i}{W_i \cdot Cp_i} \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad (4.2.13)$$

onde:

- $T_i(x)$ = temperatura no canal i ,
 W_i = vazão mássica no canal i ,
 s_i = +1 se o escoamento se dá no sentido de x no canal i ,
 = -1 caso contrário,
 $U_i(x)$ = coeficiente global de troca térmica entre os canais i e $i+1$, e
 $Cp_i(x)$ = calor específico do fluido no canal i .

Utilizando as seguintes variáveis adimensionais:

$$\eta(x) = \frac{x}{L}, \quad 0 \leq \eta \leq 1 \quad (4.2.14)$$

$$\theta_i(T_i) = \frac{T_i - T_{cold,in}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}}, \quad 0 \leq \theta \leq 1 \quad (4.2.15)$$

onde $T_{hot,in}$ e $T_{cold,in}$ são as temperaturas de entrada das correntes quente e fria respectivamente, e aplicando a eq.(3.1.2), é possível rescrever a eq.(4.2.13) da seguinte forma:

$$\frac{d\theta_1}{d\eta} = \frac{s_1 \cdot A_p}{W_1 \cdot Cp_1} [U_1 \cdot (\theta_2 - \theta_1)] \quad \text{primeiro canal} \quad (4.2.16a)$$

$$\frac{d\theta_i}{d\eta} = \frac{s_i \cdot A_p}{W_i \cdot Cp_i} [U_{i-1} \cdot (\theta_{i-1} - \theta_i) + U_i \cdot (\theta_{i+1} - \theta_i)] \quad \text{canal } i: (1 < i < N_C) \quad (4.2.16b)$$

$$\frac{d\theta_{N_C}}{d\eta} = \frac{s_{N_C} \cdot A_p}{W_{N_C} \cdot Cp_{N_C}} [U_{N_C-1} \cdot (\theta_{N_C-1} - \theta_{N_C})] \quad \text{último canal} \quad (4.2.16c)$$

onde a temperatura adimensional nos canais, θ_i , o calor específico, Cp_i , e o coeficiente global de troca térmica, U_i , são funções do comprimento adimensional da placa η . O coeficiente global U_i , definido entre os canais i e $i+1$, é calculado através da eq.(4.2.17).

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{i+1}} + \frac{\varepsilon_P}{k_P} + R_{f,hot} + R_{f,cold} \quad , \quad 1 \leq i < N_C \quad (4.2.17)$$

Se a hipótese C8 de propriedades físicas constantes for adotada, os coeficientes convectivos serão constantes para os fluidos quente e frio e a eq.(4.2.17) se reduzirá à eq.(4.2.7). Então o coeficiente global de troca térmica será único no trocador e igual a U . Desta forma as eqs.(4.2.16) de balanço energético podem ser rescritas como as eqs.(4.2.18) usando os coeficientes térmicos adimensionais α^I e α^{II} definidos pela eq.(4.2.19).

$$\frac{d\theta_1}{d\eta} = s_1 \cdot \alpha^I \cdot (-\theta_1 + \theta_2) \quad \text{primeiro canal} \quad (4.2.18a)$$

$$\frac{d\theta_i}{d\eta} = \begin{cases} s_i \cdot \alpha^I \cdot (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) & \text{se } i \text{ é ímpar} \\ s_i \cdot \alpha^{II} \cdot (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) & \text{se } i \text{ é par} \end{cases} \quad \text{canal } i: (1 < i < N_C) \quad (4.2.18b)$$

$$\frac{d\theta_{N_C}}{d\eta} = \begin{cases} s_{N_C} \cdot \alpha^I \cdot (\theta_{N_C-1} - \theta_{N_C}) & \text{se } N_C \text{ é ímpar} \\ s_{N_C} \cdot \alpha^{II} \cdot (\theta_{N_C-1} - \theta_{N_C}) & \text{se } N_C \text{ é par} \end{cases} \quad \text{último canal} \quad (4.2.18c)$$

$$\alpha^I = \frac{A_p \cdot U \cdot N^I}{W^I \cdot C_{p^I}} \quad , \quad \alpha^{II} = \frac{A_p \cdot U \cdot N^{II}}{W^{II} \cdot C_{p^{II}}} \quad (4.2.19)$$

As relações entre os coeficientes α^I e α^{II} e as variáveis NTU e E são apresentadas nas eqs.(4.2.20) e (4.2.21). Verifica-se que estes coeficientes são diretamente proporcionais aos números de unidades de transferência dos respectivos lados (NTU^I e NTU^{II}).

$$E = \begin{cases} E^I = \frac{N^I}{\alpha^I} \cdot \max\left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}}\right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^I \\ E^{II} = \frac{N^{II}}{\alpha^{II}} \cdot \max\left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}}\right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^{II} \end{cases} \quad (4.2.20)$$

$$NTU^I = (N_C - 1) \left(\frac{\alpha^I}{N^I} \right) \quad , \quad NTU^{II} = (N_C - 1) \left(\frac{\alpha^{II}}{N^{II}} \right) \quad (4.2.21)$$

As eqs.(4.2.16) de balanço energético são não lineares em relação a η por causa das variáveis $Cp_i(\theta_i)$ e $U_i(\theta_i)$, com $\theta_i = \theta_i(\eta)$. Entretanto, na forma simplificada das eqs.(4.2.18) os coeficientes α^I e α^{II} são constantes, únicos e calculáveis pela eq.(4.2.19). Desta forma é possível rescrever o conjunto das eqs.(4.2.18), dos balanços energéticos nos canais do PHE, na forma matricial da eq.(4.2.22):

$$\frac{d\theta}{d\eta} = \underline{\underline{M}} \cdot \underline{\theta} \quad (4.2.22)$$

onde $\underline{\theta}$ é o vetor das temperaturas adimensionais $\theta_i(\eta)$, $i = 1, 2, \dots, N_C$, e $\underline{\underline{M}}$ é uma matriz tridiagonal de dimensão N_C e coeficientes constantes, definida pelas eqs.(4.2.23).

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} -d_1 & +d_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ +d_2 & -2d_2 & +d_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & +d_3 & -2d_3 & +d_3 & & \vdots \\ \vdots & & & & & 0 \\ 0 & \dots & 0 & +d_{N_C-1} & -2d_{N_C-1} & +d_{N_C-1} \\ 0 & \dots & 0 & 0 & +d_{N_C} & -d_{N_C} \end{bmatrix} \quad (4.2.23a)$$

$$d_i = \begin{cases} s_i \cdot \alpha^I & \text{se } i \text{ é ímpar} \\ s_i \cdot \alpha^{II} & \text{se } i \text{ é par} \end{cases} \quad , \quad i = 1, \dots, N_C \quad (4.2.23b)$$

Adotando a hipótese C8 de propriedades físicas constantes, o balanço energético em um PHE fica reduzido ao sistema linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem (Varma e Morbidelli, 1997) representado pela eq.(4.2.22) e ao conjunto de equações de condições de contorno para θ_i , que serão apresentadas na Seção 4.2.3. Esta formulação constitui o modelo “simplificado” para simulação do PHE. Este modelo tem solução analítica, como será discutido ainda neste Capítulo.

Quando a hipótese C8 de propriedades constantes não é adotada, o balanço energético no PHE é composto por um sistema não linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem, pelo conjunto das equações de condições de contorno e por um sistema de equações algébricas. O sistema de equações diferenciais é formado pela aplicação das eqs.(4.2.16) aos canais do trocador. Já o sistema de equações algébricas é composto pelas equações necessárias para a obtenção de $U_i(T_i, T_{i+1})$, $1 \leq i \leq (N_C-1)$, ou seja, as eqs.(4.2.8), (4.2.9) e (4.2.17) para cada canal e ainda as equações da dependência das propriedades físicas dos fluidos quente e frio com a temperatura: $Cp_{hot}(T)$, $Cp_{cold}(T)$, $\mu_{hot}(T)$, $\mu_{cold}(T)$, $k_{hot}(T)$ e $k_{cold}(T)$. Esta formulação é designada como modelo de “U-distribuído”.

No Capítulo 5, onde é estudada a simulação de PHEs com configurações generalizadas em regime estacionário, uma distinção mais clara é feita entre as duas formulações, bem como a comparação de resultados de simulação.

4.2.3 Condições de Contorno para a Troca Térmica

Para a resolução analítica ou numérica do sistema de equações do balanço energético de um PHE, com equações constituintes na forma das eqs.(4.2.16) ou das eqs.(4.2.18), são necessárias equações de condição de contorno para a temperatura adimensional $\theta_i(\eta)$ em cada canal. As principais hipóteses adotadas para a determinação destas equações são: B2 de distribuição uniforme de vazão entre os canais de um passe e B4 de mistura perfeita do fluido ao término de um passe.

As ligações entre os canais do PHE são definidas pelo número de canais, números de passes em cada lado e locais dos bocais de entrada e saída dos fluidos. Portanto, a quantidade e estrutura das equações de condição de contorno dependem da configuração do PHE.

Tomando como exemplo a configuração apresentada previamente na Figura 3.2.6, tem-se para este PHE de sete canais as seguintes equações de condição de contorno para $\theta_i(\eta)$:

- Canal 1	$\theta_1(\eta=0)$	=	$\theta_{cold,in}$
- Canal 2	$\theta_2(\eta=1)$	=	$\theta_4(\eta=1)$
- Canal 3	$\theta_3(\eta=0)$	=	$\theta_{cold,in}$
- Canal 4	$\theta_4(\eta=0)$	=	$\theta_6(\eta=0)$
- Canal 5	$\theta_5(\eta=1)$	=	$[\theta_1(\eta=1) + \theta_3(\eta=1)] / 2$
- Canal 6	$\theta_6(\eta=1)$	=	$\theta_{hot,in}$
- Canal 7	$\theta_7(\eta=1)$	=	$[\theta_1(\eta=1) + \theta_3(\eta=1)] / 2$
- Temp. saída, lado II	$\theta_{hot,out}$	=	$\theta_2(\eta=0)$
- Temp. saída, lado I	$\theta_{cold,out}$	=	$[\theta_5(\eta=0) + \theta_7(\eta=0)] / 2$

Como é possível observar neste exemplo, existem três tipos de condições de contorno para a temperatura nos canais:

- 1) Entrada de fluido: a temperatura no início do primeiro passe é igual à de alimentação do fluido no trocador (canais 1, 3 e 6 no exemplo):

$$\theta_i(\eta) = \theta_{fluido,in}, \quad i \in \text{primeiro passe} \quad (4.2.24a)$$

- 2) Mudança de passe: ocorre a mistura perfeita do fluido deixando o passe anterior, antes de entrar no próximo (canais 2, 4, 5 e 7 no exemplo):

$$\theta_i(\eta) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j \in \text{passe anterior}}^N \theta_j(\eta), \quad i \in \text{novo passe} \quad (4.2.24b)$$

- 3) Saída do fluido: a temperatura de saída do fluido, θ_{out} , é a mistura perfeita do fluido deixando o último passe:

$$\theta_{fluido,out} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j \in \text{último passe}}^N \theta_j(\eta) \quad (4.2.24c)$$

O conjunto de equações de condição de contorno, eqs.(4.2.24), é função de cinco parâmetros de configuração do trocador: N_C , P^I , P^{II} , Y_h e ϕ (ver Tabela 3.2.1), mas não é possível representá-lo como uma função matemática destes parâmetros. Como as equações precisam ser obtidas para cada nova configuração, não é possível que um modelo matemático de simulação explícito nos parâmetros seja desenvolvido. Uma alternativa possível para lidar com esta limitação é o uso de uma forma algorítmica do modelo, como será apresentado no Capítulo 5.

4.2.4 Solução dos Modelos de Troca Térmica

O modelo matemático simplificado do PHE, composto pela eqs.(4.2.22) e (4.2.24), possui a seguinte solução analítica (Varma e Morbidelli, 1997):

$$\underline{\theta}(\eta) = \sum_{i=1}^{N_C} c_i \cdot \underline{z}_i \cdot e^{\lambda_i \cdot \eta} \quad (4.2.25)$$

onde λ_i e $\underline{z}_i$ são respectivamente os autovalores e autovetores da matriz tridiagonal $\underline{M}$. Os autovetores desta matriz são distintos, linearmente independentes e um deles é sempre nulo (Zaleski e Jarzebski, 1973; 1974). Os coeficientes c_i ($1 \leq i \leq N_C$) são determinados através do uso das equações de condição de contorno. A substituição da eq.(4.2.25) nas eqs.(4.2.24a) e (4.2.24b) aplicadas ao PHE resulta em um sistema linear de N_C equações cujas variáveis são os coeficientes c_i .

A solução analítica do modelo simplificado nem sempre é fácil pois envolve cálculos de autovalores e autovetores, que podem originar problemas de natureza numérica para PHEs com muitos canais. Além disso, nos casos em que N_C é múltiplo de quatro com arranjo em série, podem ocorrer dois autovalores nulos ao invés de um. Neste caso particular a solução analítica é dada pela eq.(4.2.26) (Zaleski, 1984).

$$\underline{\theta}(\eta) = \sum_{i=1}^{N_C-2} c_i \cdot \underline{z}_i \cdot e^{\lambda_i \cdot \eta} + c_{N_C-1} \cdot \underline{z}_{N_C-1} \cdot \eta + c_{N_C} \cdot \underline{z}_{N_C} \quad (4.2.26)$$

Uma dificuldade para a solução da eq.(4.2.22) é a de que as condições de contorno são definidas tanto em $\eta = 0$ como em $\eta = 1$. Isto impossibilita o uso de métodos convencionais de integração de valor inicial, como os métodos de Euler ou Runge Kutta. Entretanto, existem métodos numéricos próprios para este tipo de problema (Davis, 1984) como os métodos iterativos de valor inicial (*shooting*, *multiple shooting* ou sobreposição). Métodos como estes foram usados nos trabalhos de McKillop e Dunkley (1960) e Jackson e Troupe (1966).

Uma solução aproximada para o modelo simplificado, proposta por Settari e Venart (1972), consiste em aproximar as funções $\theta_i(\eta)$ por polinômios e então integrar a eq.(4.2.22) em intervalos do domínio de η . Um polinômio de grau três fornece uma boa aproximação para o perfil de temperatura nos canais quando não existe grande diferença entre as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio.

Outra aproximação de $\theta_i(\eta)$, a somatória de exponenciais da eq.(4.2.27a) de Zaleski e Klepacka (1992a), pode fornecer resultados melhores. Neste caso, o domínio η é dividido em quatro intervalos iguais e a integração da eq.(4.2.22), aplicando-se as condições de contorno, forma um sistema linear de equações de dimensão $5 \cdot N_C$. As incógnitas deste sistema são os parâmetros a_{ij} da eq.(4.2.27a).

$$\theta_i(\eta) = a_{i0} + a_{i1}.e^{\gamma_1 \cdot \eta} + a_{i2}.e^{-\gamma_1 \cdot \eta} + a_{i3}.e^{\gamma_2 \cdot \eta} + a_{i4}.e^{-\gamma_2 \cdot \eta} \quad (4.2.27a)$$

$$\gamma_1 = \alpha_{hot} + \alpha_{cold} \quad , \quad \gamma_2 = \alpha_{hot} - \alpha_{cold} \quad (4.2.27b)$$

Os PHEs são muito usados em operações de recuperação de calor e nestes casos é possível que γ_2 seja nulo na eq.(4.2.27b), ou seja, $\alpha_{hot} = \alpha_{cold}$ (ver eqs.(4.2.19)). Neste caso, a aproximação de $\theta_i(\eta)$ deve ser na forma da eq.(4.2.27c) ao invés da eq.(4.2.27a).

$$\theta_i(\eta) = a_{i0} + a_{i1}.e^{\gamma_1 \cdot \eta} + a_{i2}.e^{-\gamma_1 \cdot \eta} + a_{i3} \cdot \eta \quad , \quad \text{se } \gamma_2 = 0 \quad (4.2.27c)$$

A aproximação proposta por Zaleski e Klepacka (1992a) também é limitada aos casos em que não há grande diferença entre as capacidades caloríficas dos fluidos. Podem ainda ocorrer problemas de origem numérica na inversão da matriz de dimensão $5.N_C$ quando o número de canais do PHE é elevado.

Métodos numéricos, como o de diferenças finitas ou o de elementos finitos, podem ser empregados para a resolução do modelo simplificado do PHE. Escolhendo-se um número adequado de nós no domínio de $\eta = [0,1]$, pode-se obter uma excelente aproximação da solução analítica da eq.(4.2.22). No trabalho de Kandlikar e Shah (1989a) foi empregado o método de diferenças finitas para trás de segunda ordem (para fluxo na direção de η) e verificou-se que dividindo o domínio de η em 100 passos é possível obter uma precisão de 0,0001 no valor de E calculado.

Na Figura 4.2.3 é apresentada uma grade de nós do método de diferenças finitas para um canal genérico i do PHE. Aplicando a eq.(4.2.18b) ao nó central da grade e utilizando o método de diferenças finitas centradas de segunda ordem (Lapidus e Pinder, 1982, Özilgen, 1998), tem-se a eq.(4.2.28), algébrica e linear.

$$\frac{\theta_i^{(k+1)} - \theta_i^{(k-1)}}{2 \cdot \Delta\eta} = \begin{cases} s_i \cdot \alpha^I \cdot (\theta_{i-1}^{(k)} - 2\theta_i^{(k)} + \theta_{i+1}^{(k)}) & \text{se } i \text{ é ímpar} \\ s_i \cdot \alpha^{II} \cdot (\theta_{i-1}^{(k)} - 2\theta_i^{(k)} + \theta_{i+1}^{(k)}) & \text{se } i \text{ é par} \end{cases} \quad (4.2.28)$$

Figura 4.2.3: Discretização através do método de diferenças finitas

Para a resolução do modelo U-distribuído faz-se necessário o uso de métodos numéricos para que todas as variáveis funções de η , como as temperaturas nos canais, as propriedades físicas ou os adimensionais Reynolds, Prandtl e Nusselt, sejam discretizadas no conjunto de nós no domínio de $\eta = [0,1]$. Tal discretização permite que os sistemas de equações algébricas e de equações diferenciais sejam convertidos em um único sistema de equações algébricas não-lineares. A solução deste sistema fornece os valores das variáveis discretizadas em cada um dos nós.

No trabalho de Georgiadis e Macchietto (2000) é desenvolvida a modelagem dinâmica de um PHE com U constante onde ocorre incrustação de proteínas do leite. Para a discretização do modelo térmico do PHE foi usado o método de diferenças finitas centradas de segunda ordem com 20 elementos, valor escolhido para a obtenção de resultados precisos. O software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001) foi empregado para a implementação do método.

4.2.5 Exemplo de Solução do Modelo Simplificado

Como exemplo de solução do modelo simplificado será novamente considerado o PHE representado na Figura 3.2.6. O lado I recebe o fluido frio com $\theta_{cold,in} = 0,0$ e o lado II recebe o fluido quente com $\theta_{hot,in} = 1,0$ (ver eq.(4.2.15)). São assumidos para este exemplo: $\alpha_{hot} = 2,0$ e $\alpha_{cold} = 3,0$. Neste caso, a matriz $\underline{\underline{M}}$ da eq.(4.2.22) assume a forma da eq.(4.2.29). As

equações de condições de contorno já foram definidas na Seção 4.2.3 a partir da configuração do trocador.

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} -3 & +3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & +4 & -2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & +3 & -6 & +3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & +2 & -4 & +2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -3 & +6 & -3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & +4 & -2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3 & +3 \end{bmatrix} \quad (4.2.29)$$

A Tabela 4.2.3 apresenta os autovalores λ_i e os autovetores $\underline{z}_i$ da matriz $\underline{\underline{M}}$ ($i = 1, \dots, 7$), sendo que a temperatura em cada canal, $\theta_i(\eta)$, é dada pela eq.(4.2.30) (ver eq.(4.2.25) para a forma genérica). Note que, como esperado, um dos autovalores é nulo. A determinação dos coeficientes c_1 a c_7 é feita aplicando-se esta equação ao conjunto das equações de condições de contorno. Os valores obtidos estão também incluídos na Tabela 4.2.3.

$$\theta_i(\eta) = c_1 \cdot z_{i1} \cdot e^{\lambda_1 \cdot \eta} + c_2 \cdot z_{i2} \cdot e^{\lambda_2 \cdot \eta} + c_3 \cdot z_{i3} \cdot e^{\lambda_3 \cdot \eta} + c_4 \cdot z_{i4} \cdot e^{\lambda_4 \cdot \eta} + c_5 \cdot z_{i5} \cdot e^{\lambda_5 \cdot \eta} + c_6 \cdot z_{i6} \cdot e^{\lambda_6 \cdot \eta} + c_7 \cdot z_{i7} \cdot e^{\lambda_7 \cdot \eta} \quad (4.2.30)$$

Tabela 4.2.3: Autovalores, autovetores da matriz e coeficientes obtidos

Autovalores	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6	λ_7
	-7,1698	7,8127	-2,2712	1,8603	-0,3338	0,0000	4,1018
Autovetores	$\underline{z}_1$	$\underline{z}_2$	$\underline{z}_3$	$\underline{z}_4$	$\underline{z}_5$	$\underline{z}_6$	$\underline{z}_7$
	0,0980	0,0032	-0,8252	-0,4796	0,4830	0,3780	0,0280
	-0,1362	0,0116	-0,2005	-0,7770	0,4293	0,3780	0,0663
	-0,8585	-0,0253	0,1966	-0,3517	0,4472	0,3780	-0,0314
	0,4709	-0,1279	0,4448	-0,1444	0,4153	0,3780	-0,1720
	0,1121	-0,7302	0,1879	-0,0715	0,3142	0,3780	-0,6653
	0,0212	0,5691	0,0732	0,0458	0,2480	0,3780	-0,2490
	0,0063	-0,3547	0,0417	0,1205	0,2231	0,3780	0,6780
Coeficientes	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
	$3,73 \cdot 10^{-1}$	$1,74 \cdot 10^{-4}$	$2,92 \cdot 10^{-1}$	$-5,38 \cdot 10^{-3}$	-1,65	2,65	$-3,18 \cdot 10^{-3}$

Como resultado deste exemplo de simulação têm-se as temperaturas adimensionais de saída dos fluidos: $\theta_{hot,out} = 0,185$ e $\theta_{cold,out} = 0,611$ (ver eq.(4.2.24c)), e a eficiência do PHE: $E = 81,5 \%$ através da eq.(4.2.20). Na Figura 4.2.4 são mostrados os perfis unidimensionais de temperatura em cada um dos canais dos lado I e II do PHE. As setas indicam o sentido do

escoamento nos canais e é possível identificar os dois passes de duas passagens no lado I e os três passes de uma passagem no lado II.

Figura 4.2.4: Perfis de temperatura para a resolução analítica do exemplo

É também curioso observar que para um certo intervalo de η , nos canais 4 e 5, a troca térmica ocorre no sentido contrário ao desejado, ou seja, o fluido frio no canal 5 é resfriado e o fluido quente no canal 4 é aquecido. Este tipo de comportamento é possível nos PHEs devido à forte interação entre os canais (Bassiouny e Martin, 1985). Para o exemplo, os altos valores escolhidos para α_{hot} e α_{cold} são responsáveis pelo comportamento observado.

Figura 4.2.5: Perfis de temperatura para a resolução numérica do exemplo

Resolvendo o mesmo problema numericamente, através do método de diferenças finitas centradas de segunda ordem com 10 intervalos iguais em η , têm-se como resultados $\theta_{hot,out} = 0,184$, $\theta_{cold,out} = 0,612$ e $E = 81,6 \%$. O desvio no valor da eficiência é de apenas 0,12 %. Os perfis de temperatura obtidos numericamente são apresentados na Figura 4.2.5.

4.3 Cálculo da Perda de Carga

A perda de carga de um fluido escoando através do PHE possui três componentes principais (Shah e Focke, 1988):

- 1) a perda de carga por atrito no escoamento dentro dos canais corrugados,
- 2) a perda de carga no escoamento nos dutos de distribuição e orifícios das placas, e
- 3) variação de pressão por mudança de cota.

A soma destes três efeitos é representada pela eq.(4.3.1) (Shah e Focke 1988; Kakaç e Liu, 2002) na qual são usados valores médios para as propriedades físicas do fluido. O primeiro termo no lado direito da equação é relativo à perda de carga por atrito onde f é o fator de atrito de Fanning, $L_p = L + D_p$ é o comprimento efetivo de escoamento no canal (ver Figura 3.1.2), P é o número de passes e G_C é o fluxo mássico por canal calculado pela eq.(4.2.10).

$$\Delta P = \left(\frac{2 \cdot f \cdot L_p \cdot P \cdot G_C^2}{\rho \cdot D_e} \right) + 1,4 \cdot \left(\frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \right) P + (\rho \cdot g \cdot L_p) \quad (4.3.1)$$

O segundo termo da eq.(4.3.1) é o da perda de carga nos dutos e orifícios, empiricamente considerado proporcional à altura dinâmica (*velocity head*) por passe no orifício da placa. Shah e Focke (1988) adotam o valor de 1,5 e Kakaç e Liu (2002) o valor de 1,4 para esta proporção. O fluxo mássico no orifício, G_p , é calculado pela eq.(4.3.2).

$$G_p = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot D_p^2} \quad (4.3.2)$$

Como a perda de carga nos dutos e orifícios não contribui para a troca térmica, o seu valor não deve ultrapassar metade da perda de carga total do fluido. Seu efeito é maior quando a viscosidade do fluido é baixa, o passe é único e o diâmetro do orifício da placa é pequeno (Shah, 1983).

O último termo da eq.(4.3.1) é referente a uma possível variação de cota entre a entrada e a saída do fluido, de altura igual a L_P . Como no dimensionamento de um PHE não são conhecidas informações sobre a posição das tubulações de entrada e saída ou mesmo a localização das bombas de alimentação, este termo será considerado sempre positivo na eq.(4.3.1). Desta forma, o valor calculado de ΔP será sempre maior ou igual ao real, evitando assim a subestimação da perda de carga nos casos de dimensionamento ou avaliação.

O fator de atrito de Fanning, f , é calculado a partir de correlações como a da eq.(4.3.3) (Shah e Focke 1988) com três parâmetros empíricos a_4 , a_5 e a_6 . No caso de regime turbulento de escoamento faz-se $a_4 = 0$ e no caso de regime laminar considera-se que $a_6 = 1$. Na Tabela 4.3.1 são apresentados valores típicos de a_5 e a_6 (com $a_4 = 0$) para placas *chevron* com ângulo de inclinação das ranhuras β . Alguns exemplos de correlações para cálculo de f são apresentados na Tabela 2.2.1 da revisão bibliográfica.

$$f = a_4 + \frac{a_5}{Re^{a_6}} \quad (4.3.3)$$

Tabela 4.3.1: Parâmetros para fator de atrito em PHEs com placas *chevron* (Saunders, 1988)

β	Re	a_5	a_6
$\leq 30^\circ$	< 10	50	1
	10 – 100	19,40	0,589
	> 100	2,990	0,183
45°	< 15	47	1
	15 – 300	18,29	0,652
	> 300	1,441	0,206
50°	< 20	34	1
	20 – 300	11,25	0,631
	> 300	0,772	0,161
60°	< 40	24	1
	40 – 400	3,24	0,457
	> 400	0,760	0,215
$\geq 65^\circ$	< 50	24	1
	50 – 500	2,80	0,451
	> 500	0,639	0,213

A velocidade de escoamento do fluido dentro dos canais do PHE é dada pela eq.(4.3.4). Segundo Kho e Müller-Steinhagen (1999), a faixa típica de velocidade de escoamento para os PHEs é de 0,1 a 1,0 m/s. Thonon et al. (1999) sugerem que v seja superior a 0,3 m/s para que seja evitada a formação de zonas de estagnação ou incrustação.

$$v = \frac{W}{N.b.w.p} = \frac{G_C}{\rho} \quad (4.3.4)$$

A perda de carga específica, J , é definida como a razão entre a perda de carga do fluido e o número de unidade de transferência do trocador, conforme eq.(4.3.5). Para PHEs trabalhando com água, J varia de 20 a 100 kPa, sendo $J = 30$ kPa um valor recomendado para este tipo de aplicação (Shah, 1983).

$$J = \frac{\Delta P}{NTU} \quad (4.3.5)$$

A potência de bombeamento do fluido, PP definida pela eq.(4.3.6) (Shah, 1983), é uma importante variável para a avaliação ou dimensionamento de um trocador pois é proporcional ao seu custo operacional. A flexibilidade de configuração dos PHEs permite um bom aproveitamento da potência disponível das bombas. Para o correto dimensionamento da bomba, deve-se também considerar a perda de carga na tubulação que atende o PHE, já que ΔP na eq.(4.3.6) considera apenas a perda de carga no equipamento.

$$PP = \frac{W \cdot \Delta P}{\rho} \quad (4.3.6)$$

4.4 Operação com Fluidos Não-Newtonianos

4.4.1 Fundamentos

Fluidos não-Newtonianos são definidos como materiais onde a tensão de cisalhamento, τ , e a taxa de deformação, γ , não são diretamente proporcionais (Dodge e Metzner, 1959). Para os fluidos Newtonianos tem-se a relação $\tau = \mu \cdot \gamma$, onde μ é a viscosidade do fluido que depende apenas de sua temperatura (para fluidos líquidos). A relação entre τ e γ é generalizada através da eq.(4.4.1) usando a viscosidade aparente μ_{ap} que é função da taxa de deformação. A viscosidade aparente pode também variar com o tempo de cisalhamento se a resposta do fluido a uma variação em γ for lenta. Entretanto, este tipo de comportamento não será considerado neste trabalho por sua grande complexidade de modelagem.

$$\tau = \mu_{ap} \cdot \gamma \quad (4.4.1)$$

Na Tabela 4.4.1 são apresentados alguns exemplos de modelos reológicos para a função $\mu_{ap}(\gamma)$ (Gut et al., 2000). O modelo de comportamento não-Newtoniano de Lei de Potência é amplamente utilizado por sua simplicidade, mas a sua validade é sempre restrita a um certo intervalo de γ . Este modelo possui dois parâmetros: o índice de escoamento, n , e o parâmetro de consistência, K . Para $n = 1$ este modelo se reduz ao caso Newtoniano, com $K = \mu$. Quando $n < 1$ o fluido é dito pseudoplástico, enquanto que para $n > 1$, o fluido é dito dilatante.

Tabela 4.4.1: Exemplos de modelos reológicos (Gut et al., 2000)

Modelo Reológico	Viscosidade Aparente	Parâmetros
Fluido Newtoniano	$\mu_{ap} = \mu$	μ
Lei de Potência	$\mu_{ap} = K \cdot \gamma^{n-1}$	K, n
Fluido de Bingham	$\mu_{ap} = \mu_{\infty} + \frac{\tau_0}{\gamma}$	μ_{∞}, τ_0
Plástico de Casson	$\sqrt[2]{\mu_{ap}} = \sqrt[2]{\frac{\tau_c}{\gamma}} + \sqrt[2]{\mu_c}$	μ_c, τ_c
Modelo de Carreau	$\mu_{ap} = \frac{\mu_0 - \mu_{\infty}}{\left[1 + (\vartheta \cdot \gamma)^2\right]^{\Omega}} + \mu_{\infty}$	$\mu_0, \mu_{\infty}, \vartheta, \Omega$

O modelo de fluido de Bingham é usado para fluidos com comportamento plástico (como algumas emulsões, polpas e tintas), onde somente há escoamento se a tensão crítica, τ_0 , for ultrapassada. No caso de suspensões com alta concentração de partículas, o modelo de plástico de Casson representa melhor o comportamento da viscosidade aparente. Já o modelo de Carreau, usado para polímeros, é o mais complexo dos modelos apresentados por utilizar quatro parâmetros para representar o comportamento do fluido em uma longa faixa de γ .

Para o escoamento laminar de um fluido incompressível dentro de um tubo cilíndrico horizontal liso de diâmetro interno constante D e comprimento L , a vazão volumétrica W/ρ é calculada pela eq.(4.4.2a), onde v_r é a velocidade local do fluido ao longo da seção transversal do tubo e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede, definida pela eq.(4.4.2b) usando o fator de atrito Fanning, f (Darby, 1986) e a velocidade média (*bulk*) no tubo, $v = q/A_e$.

$$\frac{W}{\rho} = \int_{A_e} v_r \cdot dA_e = \frac{\pi}{8} \left(\frac{D}{\tau_w} \right)^3 \int_0^{\tau_w} \tau^2 \cdot \gamma \cdot d\tau \quad (4.4.2a)$$

$$\tau_w = \frac{D \cdot \Delta P}{4 \cdot L} = f \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (4.4.2b)$$

Resolvendo a eq.(4.4.2a) para o caso Newtoniano com $\gamma = \tau/\mu$ chega-se à eq.(4.4.3) que é a forma adimensional da conhecida equação de Hagen-Poiseuille. A taxa de deformação para este caso é dada pela eq.(4.4.4).

$$f = \frac{16}{Re} \quad , \quad Re = \frac{D.v.\rho}{\mu} \quad (4.4.3)$$

$$\gamma = 8 \left(\frac{v}{D} \right) \quad (4.4.4)$$

Se a eq.(4.4.2a) for resolvida considerando o modelo reológico de Lei de Potência com $\gamma' = \tau/K$, é possível obter novamente a eq.(4.4.3) desde que se use a definição do adimensional Reynolds generalizado para a Lei de Potência, Re' na eq.(4.4.5). Este adimensional é calculado usando uma “viscosidade generalizada”, μ' na eq.(4.4.6), e a taxa de deformação é obtida pela eq.(4.4.7). É importante ressaltar que μ' não representa a viscosidade aparente do fluido, como mostra a eq.(4.4.8), e que este conjunto de equações reduz-se ao caso Newtoniano para $n = 1$ e $K = \mu$.

$$f = \frac{16}{Re'} \quad , \quad Re' = \frac{D.v.\rho}{\mu'} \quad (4.4.5)$$

$$\mu' = K.8^{n-1} \left(\frac{v}{D} \right)^{n-1} \left(\frac{3.n+1}{4.n} \right)^n \quad (4.4.6)$$

$$\gamma_{tubo} = 8 \left(\frac{v}{D} \right) \left(\frac{3.n+1}{4.n} \right) \quad (4.4.7)$$

$$\mu_{ap} = K.\gamma_{tubo}^{n-1} = \mu' \left(\frac{3.n+1}{4.n} \right)^{-1} \quad (4.4.8)$$

Se o mesmo procedimento de cálculo for realizado considerando o escoamento laminar incompressível entre duas placas planas horizontais infinitas com espaçamento D , chega-se às eqs.(4.4.9) a (4.4.12), similares às equações obtidas anteriormente para o tubo liso.

$$f = \frac{24}{Re''} \quad , \quad Re'' = \frac{D.v.\rho}{\mu''} \quad (4.4.9)$$

$$\mu'' = K.12^{n-1} \left(\frac{v}{D} \right)^{n-1} \left(\frac{2.n+1}{3.n} \right)^n \quad (4.4.10)$$

$$\gamma_{placa} = 12 \left(\frac{v}{D} \right) \left(\frac{2.n+1}{3.n} \right) \quad (4.4.11)$$

$$\mu_{ap} = K.\gamma_{placa}^{n-1} = \mu'' \left(\frac{2.n+1}{3.n} \right)^{-1} \quad (4.4.12)$$

O uso do adimensional Reynolds generalizado para a Lei de Potência simplifica muito o estudo da perda de carga no escoamento em tubos para diversos tipos de fluidos. No caso de escoamento turbulento, correlações do tipo $f(Re')$ podem ser aplicadas tanto para fluidos Newtonianos como para não-Newtonianos (desde que sejam respeitadas as faixas de validade dos parâmetros K e n).

4.4.2 Estado da Arte

Os PHEs são amplamente utilizados no processamento de produtos alimentícios e farmacêuticos, que geralmente exibem comportamento não-Newtoniano. A alta taxa de deformação no escoamento nos canais corrugados dos PHEs traz duas vantagens: a viscosidade aparente de fluidos pseudoplásticos (os mais comuns) é reduzida e os fluidos com alta consistência podem ser processados em valores baixos de Reynolds com características de escoamento turbulento (Edwards et al., 1974). Entretanto, são poucos os estudos de troca térmica em PHEs considerando fluidos não-Newtonianos.

Edwards et al., (1974) e Edwards (1983) sugerem que os dados de troca térmica e de perda de carga em PHEs sejam correlacionados respectivamente como $Nu(Re', Pr')$ e $f(Re')$, onde $Pr' = Cp.\mu'/k$ é o adimensional Prandtl generalizado para Lei de Potência (Wilkinson, 1960), e considera-se que $D = D_e$ (diâmetro equivalente do canal do PHE). Desta forma, dados de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos podem ser correlacionados conjuntamente para a obtenção de parâmetros generalizados para as correlações (ver eqs(4.2.8) e (4.2.9)).

Ensaio realizados por Edwards et al. (1974) com água e soluções de polímeros e glicose em um trocador APV Paraflow Júnior mostraram que a correlação entre Nu , Pr' e Re'

é válida mesmo sendo estes adimensionais generalizados definidos originalmente para escoamento laminar isotérmico em tubo circular.

Leuliet et al. (1987) analisaram a perda de carga em um PHE com placas *washboard* usando fluidos Newtonianos e não-Newtonianos. Para o ajuste dos dados de fator de atrito foi usada a definição de Re'' na eq.(4.4.9), considerando que o canal do PHE se aproxima mais de um par de placas paralelas do que de um tubo circular. Os ajustes foram bons, com um desvio máximo de 12 % para f , e através do gráfico de f e Re'' foi possível identificar os intervalos de regimes de escoamento laminar, transitório e turbulento. Este tipo de análise é recomendado para a identificação do Reynolds crítico para escoamento turbulento no PHE.

Delplace e Leuliet (1995) propõem um adimensional Reynolds generalizado, Re_g , que pode ser aplicado a um duto com seção transversal arbitrária (assumindo que o fluido segue a Lei de Potência) utilizando dois parâmetros geométricos: ξ e ν , como apresentado nas eqs.(4.4.13). Estes parâmetros são apresentados na Tabela 4.4.2 para algumas geometrias conhecidas. Os parâmetros para os casos de tubo circular e placas planas foram obtidos das eqs.(4.4.6) e (4.4.7) e das eqs.(4.4.10) e (4.4.11) respectivamente. Para as outras geometrias de duto, os parâmetros foram obtidos de forma semi-empírica através da determinação numérica do perfil de velocidades, já que sua determinação analítica não é possível.

$$Re_g = \frac{D \cdot \nu \cdot \rho}{\mu_g}, \quad \mu_g = K \cdot \xi^{n-1} \cdot \left(\frac{\nu}{D} \right)^{n-1} \cdot \left(\frac{\nu \cdot n + 1}{(\nu + 1) \cdot n} \right)^n \quad (4.4.13a)$$

$$\gamma_g = \xi \cdot \left(\frac{\nu}{D} \right) \cdot \left(\frac{\nu \cdot n + 1}{(\nu + 1) \cdot n} \right) \quad (4.4.13b)$$

Tabela 4.4.2: Parâmetros ν e ξ para diversas geometrias de dutos (Delplace e Leuliet, 1995)

Geometria	ξ	ν
Tubo circular	8,000	3,000
Placas paralelas infinitas	12,000	2,000
Duto retangular (razão entre lados = 1,00)	7,113	3,190
Duto retangular (razão entre lados = 0,50)	7,774	2,982
Região anular (razão entre raios = 0,90)	11,998	2,001
Região anular (razão entre raios = 0,10)	11,171	2,135
Triângulo isósceles (abertura = 10°)	6,237	4,058
Triângulo isósceles (abertura = 90°)	6,576	3,494
Duto elíptico (razão entre eixos = 0,90)	8,011	2,999
Duto elíptico (razão entre eixos = 0,10)	9,657	3,000

Como o perfil de velocidades para o escoamento dentro dos canais corrugados do PHE é bastante complexo, não é possível a obtenção analítica ou numérica dos parâmetros ξ e ν . Portanto esta determinação deve ser feita experimentalmente. Para simplificação do problema, Delplace e Leuliet (1995) propõem que o parâmetro ν seja aproximado pela eq.(4.4.14). Esta aproximação teve bons resultados para as geometrias de duto conhecidas (Tabela 4.4.2).

$$\nu = \frac{24}{\xi} \quad (4.4.14)$$

O parâmetro ξ é definido pela eq.(4.4.15) considerando o escoamento laminar isotérmico de um fluido Newtoniano. Reproduzindo estas condições para o duto estudado, é possível obter este parâmetro experimentalmente. Para experimentos realizados em um PHE com placas *washboard* foi obtido $\xi = 56,6$ e verificou-se, através da obtenção experimental de μ_g , que a aproximação na eq.(4.4.14) é satisfatória, com um desvio máximo de 3 % em Re_g .

$$f = \frac{2.\xi}{Re_g} \quad (4.4.15)$$

4.4.3 Extensão da Modelagem Matemática do PHE

A modelagem matemática do PHE desenvolvida neste capítulo pode ser aplicada para o caso de processamento de fluidos não-Newtonianos através do uso de adimensionais generalizados nas correlações de troca térmica e perda de carga. O comportamento reológico do fluido em estudo deve seguir a Lei de Potência, com parâmetros K e n válidos para os intervalos de taxa de deformação e de temperatura em que este será processado no PHE.

Correlações como as apresentadas na eq.(4.2.8) para a troca térmica e na eq.(4.3.3) para perda de carga podem ser utilizadas desde que a viscosidade generalizada seja usada no lugar de μ para cálculo de Reynolds e Prandtl com a eq.(4.2.9). Vale lembrar que Wilkinson (1960) adota $(K_m/K_w)^{a_\mu}$ como fator de correção para viscosidade na parede na eq.(4.4.8).

Na Seção 4.4.2 foram apresentadas três formas generalizadas para representação do escoamento de um fluido não-Newtoniano no canal do PHE. As principais equações de cada forma são apresentadas na Tabela 4.4.3. Os parâmetros usados para as correlações de troca térmica e de perda de carga devem ser coerentes com o tipo de generalização escolhida.

Tabela 4.4.3: Viscosidades generalizadas para cálculo de Re e Pr (fluidos não-Newtonianos)

Modelo *	Viscosidade generalizada **	Taxa de deformação
Tubo circular liso (Edwards et al., 1974)	$\mu' = K \cdot 8^{n-1} \cdot \left(\frac{v}{D}\right)^{n-1} \cdot \left(\frac{3.n+1}{4.n}\right)^n$	$\gamma_{tubo} = 8 \cdot \left(\frac{v}{D}\right) \cdot \left(\frac{3.n+1}{4.n}\right)$
Placas paralelas infinitas (Leuliet et al., 1987)	$\mu'' = K \cdot 12^{n-1} \cdot \left(\frac{v}{D}\right)^{n-1} \cdot \left(\frac{2.n+1}{3.n}\right)^n$	$\gamma_{placa} = 12 \cdot \left(\frac{v}{D}\right) \cdot \left(\frac{2.n+1}{3.n}\right)$
Duto genérico *** (Delplace e Leuliet, 1995)	$\mu_g = K \cdot \xi^{n-1} \cdot \left(\frac{v}{D}\right)^{n-1} \cdot \left(\frac{v.n+1}{(v+1).n}\right)^n$	$\gamma_g = \xi \cdot \left(\frac{v}{D}\right) \cdot \left(\frac{v.n+1}{(v+1).n}\right)$

* D é o diâmetro equivalente apropriado para cada modelo

** a viscosidade generalizada somente é igual à viscosidade aparente para fluidos Newtonianos

*** v pode ser aproximado pela eq.(4.4.14) e ξ deve ser obtido experimentalmente

Se for possível a realização de ensaios para determinação de ξ , é recomendável o uso do modelo de duto genérico proposto por Delplace e Leuliet (1995), pois ele tem maior consistência na representação do escoamento nos canais de um PHE (através do uso de parâmetros geométricos) e também permite o cálculo da taxa de deformação real. No caso de trocadores com placas lisas, a utilização do modelo de placas paralelas infinitas pode ser considerado, entretanto, o escoamento dentro do canal é delimitado pelas gaxetas e há a formação de áreas de estagnação.

5. SIMULAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR A PLACAS COM CONFIGURAÇÕES GENERALIZADAS

5.1 Introdução

No Capítulo 4 foi desenvolvida a modelagem matemática de um trocador de calor a placas (PHE) em estado estacionário envolvendo equações de balanço material e energético e ainda correlações para coeficiente convectivo e fator de atrito. O objetivo desta modelagem foi o de avaliação do desempenho térmico e hidráulico de um PHE com uma configuração conhecida. Foram definidas duas modelagens distintas do PHE:

- Modelo Simplificado: considera-se que as propriedades físicas dos fluidos não variam ao longo do PHE e conseqüentemente o coeficiente global de troca térmica, U , é constante.
- Modelo de U-distribuído: as propriedades físicas dos fluidos são funções da temperatura e portanto o coeficiente global de troca térmica $U_i(\eta)$, $1 \leq i < N_C$, varia ao longo do PHE.

O modelo térmico simplificado tem a forma de um sistema linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem, representado pelas eqs.(4.2.22) e (4.2.23). Para a sua resolução são necessárias ainda as eqs.(4.2.24) de condições de contorno e a eq.(4.2.19) para cálculo dos coeficientes α^I e α^{II} , onde U é obtido pela eq.(4.2.7). Após a resolução analítica ou numérica do sistema, a eficiência térmica do PHE é calculada pela eq.(4.2.20).

No caso do modelo U-distribuído, é necessária a resolução de um sistema de equações algébricas e diferenciais formado pela aplicação das eqs.(4.2.16) aos canais do PHE, pelas eqs.(4.2.24) de condições de contorno, pelas eqs.(4.2.8), (4.2.9) e (4.2.17) para obtenção de $U_i(\eta)$ e pelas equações de cálculo das propriedades físicas dos fluidos do processo. Após a resolução do sistema e a obtenção das temperaturas de saída, a eficiência térmica do PHE é calculada pelas eqs.(4.2.2), (4.2.3) e (4.2.4) usando um valor médio para os calores específicos dos fluidos.

Para ambos os modelos, a perda de carga é avaliada pela eq.(4.3.1) utilizando valores médios para as propriedades físicas e obtendo o fator de atrito pela eq.(4.3.3). O cálculo de ΔP^I e ΔP^{II} pode ser realizado à parte do sistema de equações do balanço energético.

Neste capítulo os dois modelos desenvolvidos serão generalizados para atender qualquer configuração do PHE utilizando a forma algorítmica apresentada na seção 5.2. Os resultados de simulação obtidos pelos modelos simplificado e de U-distribuído serão comparados para uma avaliação da influência da hipótese de propriedades físicas constantes. O método numérico de diferenças finitas centradas de segunda ordem foi escolhido para a resolução dos

casos de simulação. A resolução foi implementada pelo software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001). Após diversos testes de simulação, verificou-se que resultados bastante precisos para os perfis de temperatura nos canais são obtidos dividindo o domínio de $\eta = [0,1]$ em 20 intervalos iguais. Informações sobre os métodos matemáticos utilizados pelo gPROMS estão disponíveis nos trabalhos de Oh e Pantelides (1996) e Pantelides (1996).

5.2 O Algoritmo de Construção do Modelo

Como um dos principais objetivos deste trabalho é o desenvolvimento de uma forma de otimizar a configuração de um PHE, faz-se necessária a obtenção de um modelo de simulação completo que seja função dos seis parâmetros de configuração N_C , P^I , P^{II} , ϕ , Y_h e Y_f . Entretanto, verificou-se no Capítulo 4 que a modelagem térmica não pode ser escrita como uma função explícita destes parâmetros, em especial devido às variáveis binárias s_i , $1 \leq i < N_C$, e às equações de condições de contorno que dependem em quantidade e formato da configuração do trocador.

Para superar esta limitação, o modelo matemático para configurações generalizadas é desenvolvido neste trabalho na forma de um “algoritmo de construção”. Dados os parâmetros de configuração, este algoritmo guia a construção do modelo matemático completo, simplificado ou de U-distribuído, e a sua resolução.

O algoritmo de construção, que será apresentado em detalhes na seção 5.2.1, foi implementado em linguagem computacional C de modo que o programa resultante lê os dados do problema, constrói o modelo matemático simplificado ou de U-distribuído e gera um arquivo de entrada para o gPROMS. Este programa em C tornou a simulação de diferentes configurações bastante flexível e rápida já que dispensa a etapa de confecção do arquivo de entrada do gPROMS, que é extenso e complexo para PHEs com grande número de canais.

5.2.1 A Estrutura do Algoritmo

A estrutura principal do algoritmo de construção, para o modelo simplificado, é apresentada na Figura 5.2.1. O algoritmo é composto por 14 passos, descritos a seguir em detalhes. Note que os blocos de cálculos em série são delimitados por chaves numeradas: $\{^1 \text{bloco-1}\}^1$ e $\{^2 \text{bloco-2}\}^2$, e que o índice “lado(i)” designa o lado, I ou II, ao qual pertence o canal i .

Já que algumas variáveis como N_C , P^I , P^{II} têm efeitos diferentes sobre o equacionamento se forem números pares ou ímpares, faz-se uso do seguinte recurso matemático no desenvolvimento do algoritmo:

$$(-1)^i = +1 \quad \text{se } i \text{ for par,}$$

$$(-1)^i = -1 \quad \text{se } i \text{ for ímpar.}$$

Figura 5.2.1: Estrutura do algoritmo de construção para o modelo simplificado

Passo 1: Faz-se a leitura de dados:

- Parâmetros de configuração: $N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f$
- Características do PHE: $L, w, b, D_P, \epsilon_P, \Phi, k_P$
- Características da corrente quente: $T_{in,hot}, W_{hot}, R_{f,hot}$
- Características da corrente fria: $T_{in,cold}, W_{cold}, R_{f,cold}$
- Propriedades físicas médias do fluido quente: $\rho_{hot}, \mu_{hot}, Cp_{hot}, k_{hot}$
- Propriedades físicas médias do fluido frio: $\rho_{cold}, \mu_{cold}, Cp_{cold}, k_{cold}$
- Parâmetros das correlações válidos para a corrente quente: $a_{1,hot}, a_{2,hot}, \dots, a_{6,hot}$
- Parâmetros das correlações válidos para a corrente fria: $a_{1,cold}, a_{2,cold}, \dots, a_{6,cold}$

Para determinação das propriedades físicas médias dos fluidos pode-se adotar uma eficiência térmica estimada para o cálculo das temperaturas de saída das correntes através das eqs.(4.2.4) e (4.2.1). As propriedades físicas podem então ser avaliadas na temperatura média de cada corrente ou podem ser calculadas como a média entre os valores de entrada e de saída. Uma vez resolvida a simulação, as propriedades médias podem ser recalculadas e uma nova simulação realizada para confirmação dos resultados. Foi verificado que não é necessário repetir este procedimento mais de uma vez.

Passo 2: As características dos fluidos quente e frio são designadas aos lados I e II através do parâmetro Y_h .

Para $\psi = \{T_{in}, W, \rho, \mu, Cp, k, R_f, a_1, a_2, \dots, a_6\}$ $\{^I$

$$\Psi^I = \frac{(1 + (-1)^{Y_h+1})\Psi_{hot} + (1 + (-1)^{Y_h+2})\Psi_{cold}}{2}$$

$$\Psi^{II} = \frac{(1 + (-1)^{Y_h+2})\Psi_{hot} + (1 + (-1)^{Y_h+1})\Psi_{cold}}{2}$$

$\}^I$

Passo 3: Calculam-se os números de passagens para os dois lados do PHE, N^I e N^{II} (ver eqs.(3.2.2)).

$$N^I = \frac{2.N_c + 1 + (-1)^{N_c+1}}{4.P^I}, \quad N^{II} = \frac{2.N_c - 1 + (-1)^{N_c}}{4.P^{II}}$$

Passo 4: Calcula-se a perda de carga para os dois lados do PHE, ΔP^I e ΔP^{II} (ver eq.(4.3.1)).

Se o fluido for não-Newtoniano, usar a viscosidade generalizada nos adimensionais Reynolds e Prandtl (ver Tabela 4.4.3).

Lado I:

$$G_C^I = \frac{W^I}{b.w.N^I}, \quad G_P^I = \frac{4.W^I}{\pi.D_p^2}$$

$$Re^I = \frac{2.b.G_C^I}{\mu^I.\Phi}, \quad f^I = a_4^I + \frac{a_5^I}{(Re^I)^{a_6^I}}$$

$$\Delta P^I = \frac{f^I.(L + D_p).\Phi.P^I.(G_C^I)^2}{\rho^I.b} + 1,4.\frac{P^I.(G_P^I)^2}{2.\rho^I} + \rho^I.g.(L + D_p)$$

Lado II:

$$G_C^{II} = \frac{W^{II}}{b.w.N^{II}}, \quad G_P^{II} = \frac{4.W^{II}}{\pi.D_p^2}$$

$$Re^{II} = \frac{2.b.G_C^{II}}{\mu^{II}.\Phi}, \quad f^{II} = a_4^{II} + \frac{a_5^{II}}{(Re^{II})^{a_6^{II}}}$$

$$\Delta P^{II} = \frac{f^{II}.(L + D_p).\Phi.P^{II}.(G_C^{II})^2}{\rho^{II}.b} + 1,4.\frac{P^{II}.(G_P^{II})^2}{2.\rho^{II}} + \rho^{II}.g.(L + D_p)$$

Passo 5: Calculam-se os coeficientes α^I e α^{II} (ver eqs.(4.2.19)).

$$\begin{aligned}
 Pr^I &= \frac{C_p^I \cdot \mu^I}{k^I} & , & & Pr^{II} &= \frac{C_p^{II} \cdot \mu^{II}}{k^{II}} \\
 Nu^I &= a_1^I \cdot (Re^I)^{a_2^I} \cdot (Pr^I)^{a_3^I} & , & & Nu^{II} &= a_1^{II} \cdot (Re^{II})^{a_2^{II}} \cdot (Pr^{II})^{a_3^{II}} \\
 \frac{1}{U} &= \frac{2.b}{\Phi \cdot k^I \cdot Nu^I} + \frac{2.b}{\Phi \cdot k^{II} \cdot Nu^{II}} + \frac{\varepsilon_p}{k_p} + R_f^I + R_f^{II} \\
 \alpha^I &= \frac{L \cdot w \cdot \Phi \cdot U \cdot N^I}{W^I \cdot C_p^I} & , & & \alpha^{II} &= \frac{L \cdot w \cdot \Phi \cdot U \cdot N^{II}}{W^{II} \cdot C_p^{II}}
 \end{aligned}$$

Passo 6: Determina-se $d_i = s_i \cdot \alpha^{\text{lado}(i)}$ para $1 \leq i \leq N_C$, onde s_i indica o sentido do escoamento em cada canal do PHE.

Lado I:

$$\begin{aligned}
 &\text{Para } p = 1 \text{ até } p = P^I \quad \{^1 \\
 &\quad \text{Para } n = 1 \text{ até } n = N^I \quad \{^2 \\
 &\quad \quad i = 2 \cdot (p - 1) \cdot N^I + 2 \cdot n - 1 \\
 &\quad \quad d_i = (-1)^{p+1} \cdot \alpha^I \\
 &\quad \quad \}^2 \quad \}^1
 \end{aligned}$$

Lado II:

$$\begin{aligned}
 &\text{Para } p = 1 \text{ até } p = P^{II} \quad \{^1 \\
 &\quad \text{Para } n = 1 \text{ até } n = N^{II} \quad \{^2 \\
 &\quad \quad i = 2 \cdot (p - 1) \cdot N^{II} + 2 \cdot n \\
 &\quad \quad \text{Se } \phi = 1, \text{ então } d_i = (-1)^{p+1} \cdot \alpha^{II} \\
 &\quad \quad \text{Se } \phi = 2, \text{ então } d_i = (-1)^p \cdot \alpha^{II} \\
 &\quad \quad \text{Se } \phi = 3, \text{ então } d_i = (-1)^{P^{II}+p} \cdot \alpha^{II} \\
 &\quad \quad \text{Se } \phi = 4, \text{ então } d_i = (-1)^{P^{II}+p+1} \cdot \alpha^{II} \\
 &\quad \quad \}^2 \quad \}^1
 \end{aligned}$$

Passo 7: Inicia-se a construção do sistema de equações pelos balanços energéticos nos canais internos do PHE (ver eq.(4.2.18b)). Caso o método de resolução seja numérico, faz-se necessária a definição do intervalo de validade da equação na dimensão η .

$$\begin{aligned} &\text{Para } i = 2 \text{ até } i = (N_C - 1) \quad \{^1 \\ &\quad \frac{d\theta_i(\eta)}{d\eta} = d_i \cdot (\theta_{i-1}(\eta) - 2\theta_i(\eta) + \theta_{i+1}(\eta)) \\ &\quad \text{Se } d_i < 0, \text{ então } \eta \in [0,1[\\ &\quad \text{Se } d_i \geq 0, \text{ então } \eta \in]0,1] \\ &\quad \}^1 \end{aligned}$$

Passo 8: São incluídas as equações de balanço energético para os canais das extremidades no sistema de equações diferenciais.

Primeiro Canal:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_1(\eta)}{d\eta} &= d_1 \cdot (-\theta_1(\eta) + \theta_2(\eta)) \\ \text{com } \eta &\in]0,1] \end{aligned}$$

Último Canal:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_{N_C}(\eta)}{d\eta} &= d_{N_C} \cdot (\theta_{N_C-1}(\eta) - \theta_{N_C}(\eta)) \\ \text{Se } d_{N_C} < 0, \text{ então } \eta &\in [0,1[\\ \text{Se } d_{N_C} \geq 0, \text{ então } \eta &\in]0,1] \end{aligned}$$

Passo 9: São geradas as equações de condições de contorno para o lado I usando as equações na Tabela 5.2.1 (ver eqs.(4.2.24)). Estas equações podem ser definidas em $\eta = 0$ ou em $\eta = 1$, dependendo do percurso do fluido dentro do PHE.

Passo 10: São geradas as equações de condições de contorno para o lado II. Cada valor de ϕ requer um tratamento específico, como mostram as Tabelas 5.2.2 a 5.2.5.

Tabela 5.2.1: Equações de condições de contorno para o lado I

Entrada de fluido	Saída de fluido
Para $n = 1$ até $n = N^I$ $\{^1$ $\theta_{2,n-1}(\eta = 0) = \theta_{in}^I$ $\}^1$	$\theta_{out}^I = \frac{1}{N^I} \cdot \sum_{i=1}^{N^I} \theta_{2,(P^I-1),N^I+2,i-1} \left(\eta = \frac{(-1)^{P^I+1} + 1}{2} \right)$
Mudanças de passe	
Para $p = 2$ até $p = P^I$ $\{^1$ Para $n = 1$ to $n = N^I$ $\{^2$ $\theta_{2,(p-1),N^I+2,n-1} \left(\eta = \frac{(-1)^p + 1}{2} \right) = \frac{1}{N^I} \cdot \sum_{i=1}^{N^I} \theta_{2,(p-2),N^I+2,i-1} \left(\eta = \frac{(-1)^p + 1}{2} \right)$ $\}^2 \quad \}^1$	

Tabela 5.2.2: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 1$

Entrada de fluido	Saída de fluido
Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^1$ $\theta_{2,n}(\eta = 0) = \theta_{in}^{II}$ $\}^1$	$\theta_{out}^{II} = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(P^{II}-1),N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{P^{II}+1} + 1}{2} \right)$
Mudanças de passe	
Para $p = 2$ até $p = P^{II}$ $\{^1$ Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^2$ $\theta_{2,(p-1),N^{II}+2,n} \left(\eta = \frac{(-1)^p + 1}{2} \right) = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(p-2),N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^p + 1}{2} \right)$ $\}^2 \quad \}^1$	

Tabela 5.2.3: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 2$

Entrada de fluido	Saída de fluido
Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^1$ $\theta_{2,n}(\eta = 1) = \theta_{in}^{II}$ $\}^1$	$\theta_{out}^{II} = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(P^{II}-1),N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{P^{II}} + 1}{2} \right)$
Mudanças de passe	
Para $p = 2$ até $p = P^{II}$ $\{^1$ Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^2$ $\theta_{2,(p-1),N^{II}+2,n} \left(\eta = \frac{(-1)^{p+1} + 1}{2} \right) = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(p-2),N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{p+1} + 1}{2} \right)$ $\}^2 \quad \}^1$	

Tabela 5.2.4: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 3$

Entrada de fluido	Saída de fluido
Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^1$ $\theta_{2,(p^{II}-1).N^{II}+2,n}(\eta=0) = \theta_{in}^{II}$ $\}^1$	$\theta_{out}^{II} = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}+1} + 1}{2} \right)$
Mudanças de passe	
Para $p = 2$ até $p = P^{II}$ $\{^1$ Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^2$ $\theta_{2,(p-2).N^{II}+2,n} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}+p} + 1}{2} \right) = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(p-1).N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}+p} + 1}{2} \right)$ $\}^2 \quad \}^1$	

Tabela 5.2.5: Equações de condições de contorno para o lado II quando $\phi = 4$

Entrada de fluido	Saída de fluido
Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^1$ $\theta_{2,(p^{II}-1).N^{II}+2,n}(\eta=1) = \theta_{in}^{II}$ $\}^1$	$\theta_{out}^{II} = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}} + 1}{2} \right)$
Mudanças de passe	
Para $p = 2$ até $p = P^{II}$ $\{^1$ Para $n = 1$ até $n = N^{II}$ $\{^2$ $\theta_{2,(p-2).N^{II}+2,n} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}+p+1} + 1}{2} \right) = \frac{1}{N^{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N^{II}} \theta_{2,(p-1).N^{II}+2,i} \left(\eta = \frac{(-1)^{p^{II}+p+1} + 1}{2} \right)$ $\}^2 \quad \}^1$	

Passo 11: São incluídas equações para cálculo da eficiência térmica tendo como referência os lados I e II separadamente: E^I , E^{II} (ver eq.(4.2.20)).

$$E^I = \frac{N^I}{\alpha^I} \cdot \max \left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}} \right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^I, \quad E^{II} = \frac{N^{II}}{\alpha^{II}} \cdot \max \left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}} \right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^{II}$$

Passo 12: O sistema de equações, definido pelas equações diferenciais na temperaturas dos canais, pelas equações de condições de contorno e pelas equações de eficiência, é resolvido

analiticamente ou numericamente. Detalhes sobre a resolução deste sistema de equações foram apresentados na Seção 4.2.4.

Passo 13: Se um método numérico for usado para a resolução do sistema de equações, a conservação global de energia pode ser verificada pela comparação dos valores de E^I e E^{II} . Caso uma discrepância considerável seja verificada, o método empregado e seus parâmetros devem ser revistos. No entanto, a confirmação da conservação global de energia não garante que os resultados numéricos sejam exatos, ou seja, iguais aos da solução analítica. Para verificação de desempenho do método numérico sugere-se aumentar a sua precisão e verificar os efeitos sobre os resultados de simulação.

$$|E^I - E^{II}| \leq \epsilon$$

Passo 14: São obtidos os principais resultados de simulação:

- Troca Térmica: $\theta_{out}^I, \theta_{out}^{II}, E$
- Perda de Carga: $\Delta P^I, \Delta P^{II}$

e os perfis de temperatura em cada um dos canais, $\theta_i(\eta)$. O parâmetro Y_h associa os resultados dos lados I e II aos fluidos quente e frio.

O algoritmo de construção para o modelo de U-distribuído pode ser obtido a partir do algoritmo apresentado na Figura 5.2.1 fazendo algumas modificações: como os coeficientes α^I e α^{II} não são necessários, o passo 5 é descartado. As equações diferenciais dos passos 7 e 8, no formato das eqs.(4.2.18), são escritas no formato das eqs.(4.2.16). O passo 11 deve ser reestruturado da seguinte forma:

Passo 11': São incluídas no sistema de equações:

- equações para cálculo da eficiência térmica tendo como referência os lados I e II separadamente: E^I, E^{II} (ver eq.(4.2.4)).

$$E^I = \frac{W^I \cdot \overline{Cp}^I \cdot |T_{in}^I - T_{out}^I|}{\min(W^I \cdot \overline{Cp}^I, W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II}) |T_{in}^I - T_{in}^{II}|}, \quad E^{II} = \frac{W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II} \cdot |T_{in}^{II} - T_{out}^{II}|}{\min(W^I \cdot \overline{Cp}^I, W^{II} \cdot \overline{Cp}^{II}) |T_{in}^I - T_{in}^{II}|}$$

- equações para as propriedades físicas dos fluidos em cada canal ($Cp_i(T_i)$, $\mu_i(T_i)$ e $k_i(T_i)$ para $1 \leq i \leq N_C$) são incluídas no sistema de equações. É importante notar que os canais de índice par e ímpar comportam fluidos diferentes, portanto as equações não são as mesmas.
- equações para os adimensionais Reynolds, Nusselt e Prandtl nos canais ($Re_i(T_i)$, $Nu_i(T_i)$ e $Pr_i(T_i)$), a correlação entre eles e a equação para cálculo da distribuição de $U_i(\eta)$.

Para $i = 1$ até $i = N_C$ $\{^1$

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot D_e}{k_i} \quad , \quad Re_i = \frac{G_C^{\text{lado}(i)} \cdot D_e}{\mu_i} \quad , \quad Pr_i = \frac{Cp_i \cdot \mu_i}{k_i}$$

$$Nu_i = a_1^{\text{lado}(i)} \cdot (Re_i)^{a_2^{\text{lado}(i)}} \cdot (Pr_i)^{a_3^{\text{lado}(i)}}$$

$\}^1$

Para $i = 1$ até $i = (N_C - 1)$ $\{^1$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{i+1}} + \frac{\varepsilon_P}{k_P} + R_{f,hot} + R_{f,cold}$$

$\}^1$

No passo 12, de resolução do sistema de equações, faz-se necessário o uso de um método numérico já que não há solução analítica. Os valores de E^I e E^{II} não podem mais ser iguais já que são calculados usando valores médios de Cp enquanto que o modelo térmico é resolvido considerando a variação de Cp com a temperatura. Então pode-se considerar que a eficiência do PHE é $E = (E^I + E^{II})/2$.

5.3 Exemplo de Simulação 1

Para o primeiro exemplo de simulação é considerado um processo similar ao originalmente proposto por Kern (1982) para um trocador duplo-tubo com três grampos de 20 ft em série (IPS 2 in por 1¼ in) onde tolueno quente escoar no tubo interno e benzeno frio escoar no tubo externo com uma vazão 54 % maior.

Para este processo é proposto um PHE com 25 placas tipo *chevron* $\beta = 45^\circ$ e área de placa $A_P = 0,204 \text{ m}^2$, como mostrado na Figura 5.3.1. Foi escolhido um arranjo de passes assimétrico 3×4/2×6 pois a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos é $C^* = 0,67 < 1$. Desta forma, as velocidades de escoamento por canal para os fluidos quente e frio ficarão próximas de 0,3 m/s, valor recomendado por Thonon et al. (1999).

Figura 5.3.1: Trocador a placas para o Exemplo de Simulação 1

Os dados para o problema são apresentados na Tabela 5.3.1. As propriedades físicas médias do benzeno e do tolueno (Kern, 1982) foram calculadas assumindo uma eficiência de troca de $E = 90\%$, o que resulta em $\bar{T}_{hot} = 49,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\bar{T}_{cold} = 34,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para a determinação dos parâmetros a_1 a a_6 foram usadas as Tabelas 4.2.1 e 4.3.1.

Tabela 5.3.1: Dados para o Exemplo de Simulação 1

Placas (Aço inox. 360, chevron)				Configuração	
L	$= 74,0$	cm	β	$= 45^{\circ}$	
w	$= 23,6$	cm	Φ	$= 1,17$	
b	$= 2,7$	mm	ϵ_P	$= 0,7$	mm
D_P	$= 5,9$	cm	k_P	$= 17$	W/m. $^{\circ}\text{C}$
				N_C	$= 24$
				P^I	$= 2$
				P^{II}	$= 3$
				ϕ	$= 4$
				Y_h	$= 0$
				Y_f	$= 1$
Fluido Quente (Tolueno)				Fluido Frio (Benzeno)	
$T_{in,hot}$	$= 78,0$	$^{\circ}\text{C}$	$T_{in,cold}$	$= 15,0$	$^{\circ}\text{C}$
W_{hot}	$= 0,80$	kg/s	W_{cold}	$= 1,23$	kg/s
$R_{f,hot}$	$= 2,0 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$	$R_{f,cold}$	$= 2,0 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$
ρ_{hot}	$= 870$	kg/m^3	ρ_{cold}	$= 880$	kg/m^3
μ_{hot}	$= 0,440$	cP	μ_{cold}	$= 0,543$	cP
Cp_{hot}	$= 1.799$	J/kg. $^{\circ}\text{C}$	Cp_{cold}	$= 1.749$	J/kg. $^{\circ}\text{C}$
k_{hot}	$= 0,148$	W/m. $^{\circ}\text{C}$	k_{cold}	$= 0,158$	W/m. $^{\circ}\text{C}$

O algoritmo de construção do problema descrito na Seção 5.2 foi utilizado para obtenção das modelagens simplificada e de U-distribuído deste problema. Para a simulação foi empregado o software gPROMS v.2.1 operando em um PC Pentium III (450 MHz, 128 Mb-RAM). Na Tabela 5.3.2 são apresentados os principais resultados obtidos pela resolução do modelo simplificado.

Tabela 5.3.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 1 (modelo simplificado)

Fluido Quente (Tolueno)	Trocador	Fluido Frio (Benzeno)
$T_{out,hot}$ = 23,8 °C	A = 4,70 m ²	$T_{out,cold}$ = 51,3 °C
Re_{hot} = 3.292	U = 1.562 W/m ² .K	Re_{cold} = 2.735
Pr_{hot} = 5,35	NTU = 5,10	Pr_{cold} = 6,01
Nu_{hot} = 112,6	C^* = 0,669	Nu_{cold} = 103,6
h_{hot} = 3.611 W/m ² .K	F_T = 0,660	h_{cold} = 3.547 W/m ² .K
α^{II} = 0,8872	v_{cc} = 56,5 %	α^I = 0,8903
v_{hot} = 0,361 m/s	Q = 78,0 kW	v_{cold} = 0,366 m/s
ΔP_{hot} = 5,65 psi	E = 86,1 %	ΔP_{cold} = 4,38 psi

Figura 5.3.2: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)

Figura 5.3.3: Temperatura dos fluidos ao longo do trocador (Ex. de Simulação 1)

Os perfis de temperatura nos canais do PHE, obtidos através do modelo U-distribuído, são mostrados na Figura 5.3.2 como uma função de η e na Figura 5.3.3 como uma função do percurso dos passes no PHE. Em ambos os casos, o sentido de escoamento em cada um dos canais é destacado.

Verifica-se na Figura 5.3.2 que os canais de um passe não têm o mesmo desempenho térmico. Os canais das extremidades, 1 e 24, são os que apresentam a menor variação de temperatura dentro dos passes aos quais pertencem pois somente trocam calor com um canal vizinho. Observando-se por exemplo o segundo passe do tolueno verifica-se que os canais 10, 12, 14 e 16 têm desempenho térmico bem diferenciado. Na Figura 5.3.1 pode-se ver que os canais 14 e 16 têm escoamento contracorrente com os canais vizinhos, enquanto que o canal 10 tem escoamento paralelo e o canal 12 tem escoamento contracorrente com o vizinho 13 e paralelo com o vizinho 11. Canais com fluxo contracorrente têm uma maior eficiência, entretanto verifica-se na Figura 5.3.2 que os canais 14 e 16 têm uma pequena variação de temperatura. Isto ocorre pois estes canais estão em contato com o segundo passe do benzeno, não tão frio quanto o primeiro passe em contato com os canais 10 e 12.

Para compreender melhor o comportamento do PHE pode-se também usar o conceito de “placas contracorrentes” apresentado na seção 3.2.7. O PHE deste exemplo tem 25 placas sendo que a primeira e a última não são placas térmicas. Dentre as 23 placas térmicas existentes, 13 são contracorrentes e 10 apresentam escoamento paralelo. Analisando a diferença de temperatura nas placas do PHE, apresentada na Figura 5.3.4, pode-se ver que existe uma diferença significativa no formato dos perfis de ΔT para as placas contracorrentes e para aquelas com fluxo paralelo (placas 10 a 12 e 18 a 24).

Pode-se observar na Figura 5.3.4 que nas placas contracorrentes (linhas cheias) a diferença de temperatura varia pouco ao longo da placa, ficando aproximadamente entre 5 e 10 °C. Já nas placas com escoamento paralelo (linhas pontilhadas), ΔT sofre variações de mais de 40 °C, chegando até a ficar negativo nos extremos das placas 23 e 11.

Figura 5.3.4: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 1)

A distribuição dos adimensionais de Reynolds, Prandtl e Nusselt ao longo do trocador são apresentados respectivamente nas Figuras 5.3.5, 5.3.6 e 5.3.7. O valor constante usado na resolução do modelo simplificado é destacado nos gráficos de distribuição. A dependência da viscosidade com a temperatura foi a maior responsável pela variação de Re e Pr nos dois lados do PHE. Esta variação é transmitida para o valor de Nu através dos parâmetros a_1 a a_3 da eq.(4.2.8) e o resultado pode ser visto na Figura 5.3.7. O que se observa é que o aumento da temperatura reduz a viscosidade dos fluidos e melhora o coeficiente convectivo.

Figura 5.3.5: Distribuição de Reynolds nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)

Figura 5.3.6: Distribuição de Prandtl nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)

Figura 5.3.7: Distribuição de Nusselt nos canais do trocador (Ex. de Simulação 1)

Na Figura 5.3.8 é apresentada a distribuição do coeficiente global de troca térmica ao longo do PHE para os dois modelos de simulação utilizados. Enquanto que o modelo simplificado foi resolvido utilizando $U = 1.562 \text{ W/m}^2\text{.K}$, para o modelo rigoroso foi obtida a distribuição de $1.464 \leq U_i(\eta) \leq 1.665$ mostrada na Figura 5.3.8. Apesar desta diferença, verifica-se na Tabela 5.3.3 que os resultados principais de simulação obtidos pelos dois modelos são muito próximos.

Figura 5.3.8: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 1)

Tabela 5.3.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 1)

Variável	Modelo Simplificado	Modelo U-distribuído	Diferença (%)
Temp. saída tolueno (°C)	23,8	23,9	0,52
Temp. saída benzeno (°C)	51,3	51,3	0,00
Eficiência térmica (%)	86,1	85,8	0,35
Perda carga tolueno (psi)	5,65		
Perda carga benzeno (psi)	4,38		

O método de resolução numérica empregado foi o de diferenças finitas centradas de segunda ordem com 20 intervalos em η . Neste caso tem-se um total de 508 variáveis para o modelo simplificado e 4.527 variáveis para o modelo de U-distribuído após a discretização, como mostra a Tabela 5.3.4. O número de variáveis é quase 9 vezes maior para o modelo U-distribuído. Quanto ao tempo computacional, foram necessários 1,4 s para resolução do modelo simplificado e 3,8 s para o de U-distribuído. No próximo exemplo de simulação as diferenças de tempo computacional são mais evidentes pois as dimensões do problema são maiores.

Tabela 5.3.4: Distribuição de variáveis nos modelos (Ex. de Simulação 1)

Modelo Simplificado		Modelo U-distribuído	
Variáveis	Quantidade	Variáveis	Quantidade
T_{out}^I, T_{out}^{II}	2	$T_{out}^I, T_{out}^{II}, T_{max}, T_{min}$	4
E^I, E^{II}	2	$E^I, E^{II}, Cp_{médio}^I, Cp_{médio}^{II}$	4
$\theta_i(\eta)$	24×21	$\theta_i(\eta)$	24×21
(i = 1,...24 canais) (j = 1,...23 placas térmicas)		A, D_e, Gc^I, Gc^{II}	4
		$Cp_i(\eta), \mu_i(\eta), k_i(\eta)$	$3 \times 24 \times 21$
		$Re_i(\eta), Pr_i(\eta), Nu_i(\eta), h_i(\eta)$	$4 \times 24 \times 21$
		$U_j(\eta)$	23×21
TOTAL	508	TOTAL	4.527

O Exemplo de Simulação 1 também foi resolvido analiticamente para o modelo simplificado. Verificou-se que utilizando apenas dois intervalos de discretização em η (na resolução numérica) é possível obter a eficiência térmica do PHE com um desvio de apenas 0,39 % para o modelo simplificado. Entretanto, os desvios nos perfis de temperatura nos canais são significativos como mostra a Figura 5.3.9, tendo como exemplo o perfil no canal 23: $T_{23}(\eta)$.

Figura 5.3.9: Perfis analítico e numéricos de temperatura no canal 23 (Ex. de Simulação 1)

5.4 Exemplo de Simulação 2

Como segundo exemplo é considerado um PHE de maior porte com 129 placas tipo *chevron* $\beta = 60^\circ$ com área de placa $A_P = 1,15 \text{ m}^2$. O processo é de resfriamento de uma corrente de água limpa utilizando para isso água de refrigeração com uma vazão cerca de três vezes maior. O arranjo de passes adotado é $4 \times 16/2 \times 32$, como mostra o esquema na Figura 5.4.1. Com este arranjo, o PHE fica dividido em quatro seções com arranjo $1 \times 16/1 \times 16$.

Figura 5.4.1: Trocador a placas para o Exemplo de Simulação 2

Os dados para este problema são apresentados na Tabela 5.4.1. As propriedades físicas médias da água (Bennett e Myers, 1982; Schwier, 1992; Perry et al., 1997) foram calculadas assumindo uma eficiência de troca de $E = 90 \%$. Para determinação dos parâmetros a_1 a a_6 foram usadas as Tabelas 4.2.1 e 4.3.1.

Tabela 5.4.1: Dados para o Exemplo de Simulação 2

Placas (Aço inox. 360, chevron)				Configuração				
L	= 140	cm	β	= 60°	N_C	= 128	ϕ	= 3
w	= 70	cm	Φ	= 1,17	P^I	= 2	Y_h	= 0
b	= 3,0	mm	ε_P	= 0,7 mm	P^{II}	= 4	Y_f	= 1
D_P	= 15	cm	k_P	= 17 W/m.°C				
Fluido Quente (Água desmineralizada)				Fluido Frio (Água de resfriamento)				
$T_{in,hot}$	= 87,0	°C		$T_{in,cold}$	= 20,0	°C		
W_{hot}	= 21,0	kg/s		W_{cold}	= 62,5	kg/s		
$R_{f,hot}$	= 9,0.10 ⁻⁶	m ² .°C/W		$R_{f,cold}$	= 3,4.10 ⁻⁵	m ² .°C/W		
ρ_{hot}	= 996	kg/m ³		ρ_{cold}	= 996	kg/m ³		
μ_{hot}	= 0,550	cP		μ_{cold}	= 0,789	cP		
Cp_{hot}	= 4.179	J/kg.°C		Cp_{cold}	= 4.180	J/kg.°C		
k_{hot}	= 0,652	W/m.°C		k_{cold}	= 0,616	W/m.°C		

O problema foi resolvido utilizando os modelos simplificado e de U-distribuído, gerados através do algoritmo de construção do problema apresentado na Seção 5.2. O

software gPROMS v.2.1, operando em um PC Pentium III (450 MHz, 128 Mb-RAM), necessitou de 6 s para a resolução do modelo simplificado e de 54 s para o de U-distribuído. Os principais resultados obtidos para o modelo simplificado são apresentados na Tabela 5.4.2. Os perfis de temperatura e do coeficiente global de troca térmica no PHE, obtidos através do modelo de U-distribuído, são mostrados nas Figuras 5.4.2 e 5.4.3.

Tabela 5.4.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 2 (modelo simplificado)

Fluido Quente (Água desm.)			Trocador		Fluido Frio (Água resfr.)			
$T_{out,hot}$	= 22,3	°C	A	= 145,6	m^2	$T_{out,cold}$	= 41,7	°C
Re_{hot}	= 6.347		U	= 3.502	$W/m^2.K$	Re_{cold}	= 6.045	
Pr_{hot}	= 3,24		NTU	= 5,81		Pr_{cold}	= 5,35	
Nu_{hot}	= 75,2		C^*	= 0,336		Nu_{cold}	= 86,0	
h_{hot}	= 9.561	$W/m^2.K$	F_T	= 0,775		h_{cold}	= 10.330	$W/m^2.K$
α^{II}	= 0,7321		v_{cc}	= 50,4	%	α^I	= 0,4919	
v_{hot}	= 0,628	m/s	Q	= 5,67	MW	v_{cold}	= 0,934	m/s
ΔP_{hot}	= 18,7	psi	E	= 96,6	%	ΔP_{cold}	= 22,5	psi

Figura 5.4.2: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 2)

Na Figura 5.4.3 verifica-se que para o modelo de U-distribuído o valor do coeficiente global de troca térmica varia entre 3.023 e 4.032 $W/m^2.°C$, enquanto que o modelo simplificado foi resolvido com um valor constante de $U = 3.502 W/m^2.°C$. Mesmo com esta grande diferença, os principais resultados de simulação obtidos por ambos os modelos são muito próximos como mostra a Tabela 5.4.3. O número de variáveis discretizadas necessárias

pelo modelo de U-distribuído é cerca de 9 vezes maior (ver Tabela 5.4.4), assim como no caso do Exemplo de Simulação 1, e o tempo computacional para resolução é aproximadamente 9 vezes maior.

Figura 5.4.3: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 2)

Tabela 5.4.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 2)

Variável	Modelo Simplificado	Modelo U-distribuído	Diferença (%)
Temp. saída água desm. (°C)	22,3	22,6	1,33
Temp. saída água resfr. (°C)	41,7	41,7	0,00
Eficiência térmica (%)	96,6	96,0	0,63
Perda carga água desm. (psi)	18,7		
Perda carga água resfr. (psi)	22,5		

Tabela 5.4.4: Distribuição de variáveis nos modelos (Ex. de Simulação 2)

Modelo Simplificado		Modelo U-distribuído	
Variáveis	Quantidade	Variáveis	Quantidade
T_{out}^I, T_{out}^{II}	2	$T_{out}^I, T_{out}^{II}, T_{max}, T_{min}$	4
E^I, E^{II}	2	$E^I, E^{II}, Cp_{médio}^I, Cp_{médio}^{II}$	4
$\theta_i(\eta)$	128×21	$\theta_i(\eta)$	128×21
(i = 1,...128 canais) (j = 1,...127 placas térmicas)		A, D_e, Gc^I, Gc^{II}	4
		$Cp_i(\eta), \mu_i(\eta), k_i(\eta)$	$3 \times 128 \times 21$
		$Re_i(\eta), Pr_i(\eta), Nu_i(\eta), h_i(\eta)$	$4 \times 128 \times 21$
		$U_j(\eta)$	127×21
		TOTAL	24.183
TOTAL	2.692		

5.5 Exemplo de Simulação 3

Neste exemplo de simulação é considerado um fluido com comportamento não-Newtoniano. O processo escolhido é o de resfriamento de suco de cajá integral com 7,8 °Brix e 55 % de polpa utilizando água a temperatura ambiente. O suco de cajá é um fluido pseudoplástico, ou seja, a viscosidade diminui com o aumento do cisalhamento, e o seu comportamento pode ser representado através do modelo reológico de lei de potência (ver Tabela 4.4.1). Assis (2002) estudou a influência da temperatura sobre a reologia deste produto e fornece valores dos parâmetros K e n para o intervalo $0 \leq T \leq 60$ °C. Verifica-se que, com um nível de confiança de 95 %, o índice de escoamento pode ser considerado constante $n = 0,46$. Já o índice de consistência pode ser calculado através da eq.(5.5.1), obtida através de um ajuste não-linear de parâmetros usando os dados de Assis (2002).

$$K(T) = 0,05194 \cdot \exp\left(\frac{5213}{R \cdot T}\right), \quad K: \text{Pa} \cdot \text{s}^n, \quad T: \text{K} \quad (5.5.1)$$

Segundo Peacock (1995), o calor específico de sucos de frutas não sofre influência significativa da temperatura, mas apenas da sua concentração. Dickerson (1968) apud Choi e Okos (1986) fornece uma fórmula para cálculo desta propriedade em função do °Brix do suco. Riedel (1949) apud Choi e Okos (1986) apresenta uma fórmula para cálculo da condutividade térmica de sucos de frutas em função do seu °Brix e da temperatura. Smith (1992) apud Peacock (1995) fornece uma equação para o cálculo da densidade de sucos, também em função do °Brix e da temperatura. Este conjunto de equações constitutivas é utilizado neste exemplo de simulação.

O PHE considerado para o exemplo é o V7 da Vicarb com placas padrão *washboard*. Este trocador foi empregado nos trabalhos de Lalande et al. (1979), Leuliet et al. (1987), Leuliet et al. (1990), Delplace e Leuliet (1995) e Delplace et al. (1997), que apresentam as dimensões da placa e as correlações de troca térmica e fator de atrito (ver Tabela 2.2.1). A configuração adotada, bem como outros dados deste problema são mostrados na Tabela 5.5.1. As propriedades físicas médias dos fluidos foram calculadas assumindo uma eficiência térmica de 98 %. As resistências de incrustação foram obtidas na Tabela 2.3.1 de Marriott (1971) para água e no trabalho de Lalande et al. (1979) para o suco, considerado similar ao leite quanto à incrustação.

Tabela 5.5.1: Dados para o Exemplo de Simulação 3

Placas (Aço 360 TI, washboard)				Configuração			
L	= 58	cm		Φ	= 1,19		
w	= 15	cm		ϵ_P	= 0,8	mm	
b	= 3,8	mm		k_P	= 16	W/m.°C	
D_P	= 4,0	cm					
Fluido Quente (Suco de cajá 7,8°Brix)				Fluido Frio (Água)			
$T_{in,hot}$	= 60,0	°C		$T_{in,cold}$	= 25,0	°C	
W_{hot}	= 0,073	kg/s		W_{cold}	= 0,34	kg/s	
$R_{f,hot}$	= $8,6 \cdot 10^{-5}$	m ² .°C/W		$R_{f,cold}$	= $1,7 \cdot 10^{-5}$	m ² .°C/W	
ρ_{hot}	= 1030	kg/m ³		ρ_{cold}	= 996	kg/m ³	
$\mu_{g,hot}$	= 16,74	cP		μ_{cold}	= 0,831	cP	
Cp_{hot}	= 3.991	J/kg.°C		Cp_{cold}	= 4.182	J/kg.°C	
k_{hot}	= 0,603	W/m.°C		k_{cold}	= 0,612	W/m.°C	

Como o suco de cajá é um fluido não-Newtoniano, é necessário o uso da viscosidade generalizada, μ_g , no cálculo dos adimensionais Reynolds e Prandtl generalizados, conforme discutido na Seção 4.4. Para o cálculo de μ_g será considerado o modelo de duto genérico mostrado na Tabela 4.4.3 usando o parâmetro $\xi = 56,6$, obtido experimentalmente por Delplace e Leuliet (1995) para o trocador V7.

Os modelos simplificado e de U-distribuído foram empregados na resolução deste problema de simulação. Em um PC Pentium III (450 MHz, 128 Mb-RAM) foi necessário 1 s para resolução do modelo simplificado e 11 s para o modelo de U-distribuído. Os principais resultados de simulação são mostrados na Tabela 5.5.2 e os perfis de temperatura e de coeficiente global de troca térmica, obtidos através do modelo de U-distribuído, são apresentados nas Figuras 5.5.1 e 5.5.2. Uma comparação entre os resultados obtidos pelos modelos é mostrada na Tabela 5.5.3.

Tabela 5.5.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 3 (modelo simplificado)

Fluido Quente (Suco de cajá)			Trocador		Fluido Frio (Água)		
$T_{out,hot}$	= 25,8	°C	A	= 3,00 m ²	$T_{out,cold}$	= 32,0	°C
Re_{hot}	= 24,4		U	= 439,5 W/m ² .K	Re_{cold}	= 1.528	
Pr_{hot}	= 110,8		NTU	= 4,52	Pr_{cold}	= 5,68	
Nu_{hot}	= 7,17		C^*	= 0,205	Nu_{cold}	= 53,6	
h_{hot}	= 676,7	W/m ² .K	F_T	= 0,978	h_{cold}	= 5.134	W/m ² .K
α^{II}	= 0,2262		v_{cc}	= 50,0 %	α^I	= 0,4919	
v_{hot}	= 0,0622	m/s	Q	= 9,95 kW	v_{cold}	= 0,934	m/s
ΔP_{hot}	= 5,7	psi	E	= 97,6 %	ΔP_{cold}	= 22,5	psi

Figura 5.5.1: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 3)

Figura 5.5.2: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 3)

Tabela 5.5.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 3)

Variável	Modelo Simplificado	Modelo U-distribuído	Diferença (%)
Temp. saída suco de cajá (°C)	25,8	25,9	0,39
Temp. saída água (°C)	32,0	32,0	0,00
Eficiência térmica (%)	97,6	97,4	0,21
Perda carga suco de cajá (psi)	5,65		
Perda carga água (psi)	8,33		

A comparação dos resultados na Tabela 5.5.3 mostram que para a avaliação do desempenho global do trocador neste processo é praticamente indiferente o uso dos modelos simplificado ou de U-distribuído, sendo o primeiro de formulação mais simples e de resolução mais rápida. No gráfico da Figura 5.5.2 verifica-se que o coeficiente global de troca térmica calculado pelo modelo de U-distribuído varia entre 413 e 469 W/m².K, enquanto o modelo simplificado foi resolvido adotando o valor constante de $U = 439$ W/m².K.

É importante ressaltar que na resolução deste problema, os intervalos de validade das correlações de troca térmica e fator de atrito ($22 \leq Re \leq 3.100$, conforme Tabela 2.2.1) e dos parâmetros reológicos do suco de cajá ($0 < \gamma_g < 1.000$, segundo Assis (2002)) foram respeitados. A taxa de cisalhamento no escoamento nos canais corrugados do PHE, γ_g , pode ser calculada a partir da equação na Tabela 4.4.3.

O desempenho térmico de um PHE com muitos passes seguindo em contracorrente ($\phi = 3$ ou 4), se aproxima do caso de escoamento puramente contracorrente. É o caso deste exemplo de simulação, onde se obteve um fator de correção da MLDT de $F_T = 0,978$, próximo do valor unitário característico do escoamento puramente contracorrente. Mesmo utilizando um arranjo de passes assimétrico com $v_{cc} = 50,0$ %, foi quase possível atingir a máxima eficiência para estas condições de processo, que é de 97,8 %.

Alterando o sentido de escoamento do fluxo de suco, ou seja, fazendo $\phi = 2$, os passes dos fluidos quente e frio passam a seguir em paralelo pelo PHE. Neste caso a eficiência térmica cai para $E = 82,7$ %, mesmo não tendo sido alterados os valores de U e de v_{cc} . A modificação na distribuição da diferença de temperaturas entre canais é responsável pela queda na eficiência. Na Figura 5.5.3 é mostrada a distribuição de U para o caso de escoamento paralelo de passes e na Figura 5.5.4 são comparadas as distribuições de diferença de temperaturas entre canais para os dois casos.

No problema original com $\phi = 4$ tem-se $\Delta T_m = 7,55$ °C, enquanto que adotando $\phi = 2$ a verdadeira diferença de temperaturas cai para $\Delta T_m = 6,40$ °C (ver eqs.(4.2.5) e (4.2.6)) e o fator de correção da MLDT é $F_T = 0,436$. A modificação no parâmetro ϕ resultou uma queda de 15,3 % na caga térmica do PHE sem alterar o valor de coeficiente global de troca térmica, o que evidencia a importância dos parâmetros de configuração no dimensionamento de um PHE.

Figura 5.5.3: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 3, $\phi = 2$)

Figura 5.5.4: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 3)

5.6 Exemplo de Simulação 4

Para este exemplo de simulação serão consideradas substâncias viscosas para as quais a temperatura exerce grande influência sobre a viscosidade. O principal objetivo deste exemplo é verificar se grandes variações nos valores de viscosidade podem afetar a proximidade dos

resultados de simulação obtidos através dos modelos simplificado e de U-distribuído. O processo escolhido é o resfriamento de uma solução de sacarose 60° Brix usando etileno glicol em um PHE do mesmo tipo utilizado para o Exemplo de Simulação 1 (ver Seção 5.3), mas com uma outra configuração.

Os principais dados para este exemplo são apresentados na Tabela 5.6.1. A influência da temperatura sobre a viscosidade, condutividade térmica e densidade da solução de sacarose foi obtida de Honig (1969), enquanto Lyle (1970) forneceu a dependência do calor específico com a temperatura. Já as propriedades do etileno glicol em função da temperatura foram obtidas de Ineos Oxide (2002). Todos os dados de propriedades físicas foram correlacionados com a temperatura usando funções polinomiais de até terceiro grau ou funções específicas para o caso da viscosidade. Para o cálculo das temperaturas médias das correntes no modelo simplificado de simulação, foi assumida uma eficiência térmica de 60 %. As Tabelas 4.2.1 e 4.3.1 foram empregadas para a obtenção dos parâmetros das correlações de fator de atrito e de troca térmica.

Tabela 5.6.1: Dados para o Exemplo de Simulação 4

Placas (Aço inox. 360, chevron)				Configuração	
L	= 74,0	cm	β	= 45°	
w	= 23,6	cm	Φ	= 1,17	
b	= 2,7	mm	ε_P	= 0,7	mm
D_P	= 5,9	cm	k_P	= 17	W/m.°C
			N_C	= 36	
			P^I	= 2	
			P^{II}	= 2	
			ϕ	= 3	
			Y_h	= 1	
			Y_f	= 1	
Fluido Quente (Sol. de Sacarose 60° Brix)				Fluido Frio (Etileno Glicol)	
$T_{in,hot}$	= 35,0	°C	$T_{in,cold}$	= 0,0	°C
W_{hot}	= 1,30	kg/s	W_{cold}	= 1,30	kg/s
$R_{f,hot}$	= 8,6.10 ⁻⁵	m ² .°C/W	$R_{f,cold}$	= 1,7.10 ⁻⁵	m ² .°C/W
ρ_{hot}	= 1284	kg/m ³	ρ_{cold}	= 1.118	kg/m ³
μ_{hot}	= 41,3	cP	μ_{cold}	= 32,7	cP
Cp_{hot}	= 2.822	J/kg.°C	Cp_{cold}	= 2.332	J/kg.°C
k_{hot}	= 0,412	W/m.°C	k_{cold}	= 0,254	W/m.°C

Este problema de simulação foi resolvido utilizando os modelos simplificado e de U-distribuído. Para o primeiro caso o tempo computacional necessário foi de 0,3 s, enquanto que para o segundo caso o tempo foi de 8,6 s. Os principais resultados de simulação são apresentados na Tabela 5.6.2 e os perfis de temperatura e do coeficiente global de troca térmica obtidos através do modelo de U-distribuído são mostrados nas Figuras 5.6.1 e 5.6.2.

Tabela 5.6.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 4 (modelo simplificado)

Fluido Quente (Solução de Sacarose)	Trocador	Fluido Frio (Etileno Glicol)
$T_{out,hot}$ = 17,1 °C	A = 7,15 m ²	$T_{out,cold}$ = 21,6 °C
Re_{hot} = 25,4	U = 617,9 W/m ² .K	Re_{cold} = 32,0
Pr_{hot} = 282,6	NTU = 1,46	Pr_{cold} = 300,2
Nu_{hot} = 18,11	C^* = 0,826	Nu_{cold} = 21,2
h_{hot} = 1.617 W/m ² .K	F_T = 0,978	h_{cold} = 1.169 W/m ² .K
α^I = 0,3097	v_{cc} = 97,1 %	α^{II} = 0,3748
v_{hot} = 0,177 m/s	Q = 65,6 kW	v_{cold} = 0,203 m/s
ΔP_{hot} = 10,4 psi	E = 61,8 %	ΔP_{cold} = 10,1 psi

Figura 5.6.1: Perfis de temperatura nos canais do trocador (Ex. de Simulação 4)

Figura 5.6.2: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 4)

Para o modelo de U-distribuído, o valor de U varia entre 531 e 706 W/m².K, a viscosidade da solução de sacarose varia entre 26,7 e 72,9 cP e a viscosidade do etileno glicol varia entre 19,0 e 57,1 cP. Já o modelo simplificado foi resolvido usando o valor de 617,9 W/m².K para U e as propriedades físicas médias apresentadas na Tabela 5.6.1. Pode-se verificar pela comparação de resultados na Tabela 5.6.3 que, mesmo com estas diferenças, os principais resultados de simulação são praticamente os mesmos para os dois modelos.

Tabela 5.6.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 4)

Variável	Modelo Simplificado	Modelo U-distribuído	Diferença (%)
Temp. saída Sol. Sacarose (°C)	17,1	17,1	0,0
Temp. saída Etileno Glicol (°C)	21,6	21,6	0,0
Eficiência térmica (%)	61,8	61,8	0,0
Perda carga Sol. Sacarose (psi)	10,4		
Perda carga Etileno Glicol (psi)	10,1

Figura 5.6.3: Influência da eficiência assumida sobre os resultados (Ex. de Simulação 4)

Para a resolução do modelo simplificado, é assumida inicialmente uma certa eficiência térmica para o trocador. A partir deste valor são estimadas as temperaturas de saída das correntes e calculadas as suas propriedades físicas médias. Na Figura 5.6.3 é analisada a influência desta eficiência assumida sobre a eficiência obtida através da resolução do modelo simplificado. As linhas cheias indicam o valor da E obtido através do uso do modelo de U-distribuído, onde a variação das propriedades físicas está incluída na modelagem. São analisadas duas configurações distintas: o caso original proposto na Tabela 5.6.1 que se aproxima do escoamento puramente contracorrente ($v_{cc} = 97,1\%$ e $F_T = 0,978$), e a mesma

configuração usando $\phi = 1$, que se aproxima do caso de escoamento puramente paralelo ($v_{cc} = 2,9\%$ e $F_T = 0,658$).

Verifica-se nos dois casos na Figura 5.6.3 que os resultados do modelo simplificado são melhores quando a eficiência assumida no início dos cálculos é próxima da eficiência do processo obtida pelo modelo de U-distribuído. Mesmo assim, pode-se ver que a variação no valor de E não é muito significativa. A análise de outros exemplos de simulação mostrou que repetindo uma vez a resolução do modelo simplificado atualizando o valor da eficiência assumida é suficiente para a obtenção de bons resultados.

5.7 Exemplo de Simulação 5

Alternativamente, o Exemplo de Simulação 4 apresentado na seção 5.6 foi resolvido substituindo o Etileno Glicol a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ por água tratada a $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ na mesma vazão. A idéia deste último exemplo de simulação é ter fluidos de naturezas distintas trocando calor em regimes de escoamento diferentes. Os principais dados para este problema são apresentados na Tabela 5.7.1, onde para o cálculo das propriedades físicas médias foi assumida uma eficiência térmica de 75% .

Tabela 5.7.1: Dados para o Exemplo de Simulação 5

Placas (Aço inox. 360, chevron)				Configuração	
L	$= 74,0$	cm	β	$= 45^{\circ}$	
w	$= 23,6$	cm	Φ	$= 1,17$	
b	$= 2,7$	mm	ε_P	$= 0,7$	mm
D_P	$= 5,9$	cm	k_P	$= 17$	W/m. $^{\circ}\text{C}$
				N_C	$= 36$
				P^I	$= 2$
				P^{II}	$= 2$
				ϕ	$= 3$
				Y_h	$= 1$
				Y_f	$= 1$
Fluido Quente (Sol. de Sacarose 60° Brix)				Fluido Frio (Água tratada)	
$T_{in,hot}$	$= 35,0$	$^{\circ}\text{C}$	$T_{in,cold}$	$= 1,0$	$^{\circ}\text{C}$
W_{hot}	$= 1,30$	kg/s	W_{cold}	$= 1,30$	kg/s
$R_{f,hot}$	$= 8,6.10^{-5}$	$\text{m}^2.{}^{\circ}\text{C}/\text{W}$	$R_{f,cold}$	$= 1,7.10^{-5}$	$\text{m}^2.{}^{\circ}\text{C}/\text{W}$
ρ_{hot}	$= 1286$	kg/m^3	ρ_{cold}	$= 1.000$	kg/m^3
μ_{hot}	$= 51,5$	cP	μ_{cold}	$= 1,33$	cP
Cp_{hot}	$= 2.803$	J/kg. $^{\circ}\text{C}$	Cp_{cold}	$= 4.206$	J/kg. $^{\circ}\text{C}$
k_{hot}	$= 0,407$	W/m. $^{\circ}\text{C}$	k_{cold}	$= 0,584$	W/m. $^{\circ}\text{C}$

Na Tabela 5.7.2 estão organizados os principais resultados de simulação obtidos através do modelo simplificado e na Tabela 5.7.3 pode-se verificar que as diferenças entre os resultados de simulação obtidos pelos dois modelos testados são mínimas.

Tabela 5.7.2: Principais resultados para o Exemplo de Simulação 5 (modelo simplificado)

Fluido Quente (Solução de Sacarose)	Trocador	Fluido Frio (Água tratada)
$T_{out,hot}$ = 9,9 °C	A = 7,15 m ²	$T_{out,cold}$ = 17,7 °C
Re_{hot} = 20,32	U = 1.046 W/m ² .K	Re_{cold} = 788,7
Pr_{hot} = 354,3	NTU = 1,46	Pr_{cold} = 9,55
Nu_{hot} = 17,10	C^* = 0,666	Nu_{cold} = 52,0
h_{hot} = 1.510 W/m ² .K	F_T = 0,968	h_{cold} = 6.705 W/m ² .K
α^I = 0,5281	v_{cc} = 97,1 %	α^{II} = 0,3519
v_{hot} = 0,176 m/s	Q = 91,52 kW	v_{cold} = 0,227 m/s
ΔP_{hot} = 11,8 psi	E = 73,9 %	ΔP_{cold} = 3,1 psi

Tabela 5.7.3: Principais resultados obtidos pelos modelos (Ex. de Simulação 5)

Variável	Modelo Simplificado	Modelo U-distribuído	Diferença (%)
Temp. saída Sol. Sacarose (°C)	9,9	10,0	1,0
Temp. saída Água Tratada (°C)	17,7	17,6	0,6
Eficiência térmica (%)	73,9	73,4	0,7
Perda carga Sol. Sacarose (psi)	11,8		
Perda carga Água Tratada (psi)	3,06		

Nas condições deste exemplo de simulação, segundo os resultados do modelo de U-distribuído, a solução de sacarose tem o número de Reynolds entre 10 e 40, enquanto que a faixa de Reynolds para a água é de 600 a 1.020. Estas faixas representam regimes de escoamento diferentes de acordo com os dados nas Tabelas 4.2.1 e 4.3.1. O valor de U variou entre 866 e 1.219 W/m².K, como pode ser verificado na Figura 5.7.1.

Figura 5.7.1: Distribuição do coeficiente global U no trocador (Ex. de Simulação 5)

A distribuição da diferença de temperaturas entre canais é apresentada na Figura 5.7.2 para a configuração original com $\phi = 3$ e também para o caso de $\phi = 1$. É interessante observar que no intervalo $0,0 < \eta < 0,2$ da placa 19 no caso de $\phi = 3$ e da placa 20 no caso de $\phi = 1$ a troca térmica ocorre no sentido inverso, ou seja, a solução de sacarose é aquecida pela água. Estas placas estão situadas na parte do PHE onde ocorrem as mudanças de passes dos lados I e II. A interação entre os perfis de temperatura dos diferentes passes neste ponto gera a condição observada. Bassiouny e Martin (1985) também verificaram em resultados de simulação que a troca térmica no sentido inverso é possível nas placas centrais de um PHE.

Figura 5.7.2: Distribuição da diferença de temperaturas no trocador (Ex. de Simulação 5)

Na Figura 5.7.2 também é possível verificar que a distribuição da diferença de temperaturas é mais uniforme no caso de $\phi = 3$. Usando $\phi = 1$, prevalece o fluxo paralelo entre canais, o que prejudica a distribuição da diferença de temperaturas e reduz a eficiência do trocador (73,4 % para $\phi = 3$ e 58,1 % para $\phi = 1$) para um mesmo valor de U .

5.8 Discussão

Cinco exemplos distintos de simulação de trocadores de calor a placas foram apresentados. Nos exemplos foram consideradas diferentes configurações, tamanhos de PHEs e tipos de fluidos. As modelagens simplificadas e de U-distribuído definidas no Capítulo 4 foram utilizadas para a resolução, sendo que o algoritmo de construção do modelo desenvolvido neste Capítulo foi empregado com sucesso na confecção dos respectivos sistemas de equações.

Os modelos matemáticos foram resolvidos através do método de diferenças finitas centradas de segunda ordem com 20 intervalos em η . Nos vários casos testados verificou-se que este número de intervalos foi suficiente para a obtenção de bons resultados, sem comprometer o tempo computacional de simulação.

Na modelagem simplificada considera-se que as propriedades dos fluidos e o coeficiente global de troca térmica ao longo do PHE são constantes, o que não acontece no caso do modelo de U-distribuído. Comparando o desempenho dos dois modelos na resolução dos exemplos de simulação apresentados verifica-se que:

- A maior vantagem do uso do modelo de U-distribuído é a obtenção do perfil de distribuição do coeficiente global U ao longo de todo o PHE, enquanto que o modelo simplificado é resolvido com um valor constante calculado usando valores médios para as propriedades físicas dos fluidos.
- Os resultados de simulação térmica (temperaturas de saída, perfis de temperatura e eficiência térmica) obtidos por ambos os modelos foram sempre próximos, até para os casos em que o coeficiente U apresentava grande variação ao longo do trocador. Os desvios observados para o valor de E foram sempre inferiores a 1,5 %. Desvios pequenos são obtidos quando é feita uma boa estimativa da eficiência térmica do PHE (para cálculo das temperaturas de saída e posteriormente as propriedades físicas médias) antes da resolução pelo modelo simplificado.
- Após a discretização pelo método numérico de diferenças finitas, o número de variáveis algébricas é cerca de 9 vezes maior para o modelo de U-distribuído. Devido às dimensões superiores do problema, foi necessário o uso da opção de “decomposição de blocos” do gPROMS. Nesta opção, o problema original é dividido em problemas menores que são resolvidos separadamente.
- O tempo computacional para resolução do modelo de U-distribuído é bastante superior ao necessário para o modelo simplificado para a simulação de PHEs com muitos canais. O tempo computacional para o modelo de U-distribuído é também bastante sensível aos parâmetros de configuração e aos parâmetros do método numérico, podendo variar de 1 a 15 min de processamento em uma estação DEC-UNIX para configurações semelhantes, comportamento que não é observado usando o modelo simplificado.

Os resultados obtidos indicam que a hipótese de constância das propriedades físicas dos fluidos não é restritiva para a avaliação do desempenho térmico de um PHE. Embora o modelo de U-distribuído forneça resultados mais completos, a facilidade de resolução

analítica ou numérica do modelo simplificado o torna uma melhor ferramenta para avaliação do PHE.

No Exemplo de Simulação 3 foi analisado o caso de processamento de um fluido não-Newtoniano usando os adimensionais generalizados propostos por Delplace e Leuliet (1995) conforme discussão na Seção 4.4. A maior dificuldade na resolução deste exemplo foi a obtenção de um caso de simulação onde a velocidade de escoamento no canal respeitasse o limite de mínimo Reynolds para validade das correlações de troca térmica e fator de atrito e também o limite de máxima taxa de deformação dos parâmetros reológicos. Como o cisalhamento nas placas corrugadas é elevado, os ensaios reológicos para obtenção dos parâmetros K e n da Lei de Potências devem ser realizados em uma faixa correspondente de $\dot{\gamma}$. A relação entre a taxa de deformação e a velocidade de escoamento no canal é definida pela eq.(4.4.13b).

Os perfis de temperatura nos canais e os perfis de diferença de temperaturas nas placas são valiosos para analisar o comportamento do PHE na configuração escolhida para sua operação. É possível comparar a troca térmica entre canais ou passes, localizar pontos de máxima ou de mínima temperatura (importantes para produtos termosensíveis) e até identificar placas onde a troca térmica ocorre no sentido contrário ao desejado.

Pode-se observar através dos exemplos que configurações com arranjos de passes simétricos ($P^I = P^{II}$), predominância de placas contracorrentes e fluidos entrando em lados opostos do trocador apresentam as maiores eficiências térmicas, aproximando-se do caso de escoamento puramente contracorrente ($F_T \cong 1$).

Quanto aos parâmetros de configuração, conclui-se que o número de canais de PHE determina a área total de troca térmica, A ; o seu arranjo de passes define as velocidades de escoamento dos fluidos nos canais e, portanto, o valor do coeficiente global de troca térmica, U ; e que o parâmetro ϕ de localização das conexões de alimentação está intimamente ligado à diferença de temperatura entre fluidos, ΔT_m . Pode-se então constatar, através da eq.(4.2.5), que é complexa a relação entre os parâmetros de configuração e a carga térmica do PHE. Os parâmetros mais importantes para a avaliação do PHE são então N_C , P^I , P^{II} e ϕ , sendo que os três primeiros são interdependentes. Para o cálculo da perda de carga são somente necessários os parâmetros N_C , P^I e P^{II} .

Os parâmetros binários Y_h e Y_f não são críticos para a avaliação do PHE já que a mudança dos fluidos de lado (mantendo os números de passes associados aos fluidos) ou a mudança de tipo de escoamento no canal não influem significativamente na carga térmica e na perda de carga do PHE. Neste trabalho não foi possível desenvolver uma análise da

influência do parâmetro Y_f no desempenho de uma configuração pois não estão disponíveis dados de coeficientes convectivos e fator de atrito para fluxo diagonal e vertical em um mesmo tipo de placa. Como já observado por Bansal et al. (2001), este tipo de análise não é fácil pois são poucos os fabricantes de PHEs que produzem placas que aceitem tanto fluxo diagonal como vertical.

6. OTIMIZAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR

No Capítulo 5 foi desenvolvida a modelagem matemática de trocadores de calor a placas (PHEs) com configurações generalizadas, operando em regime permanente. Esta modelagem, apresentada na forma de um algoritmo de construção, flexibiliza a avaliação de diferentes configurações de um PHE. Neste Capítulo é proposto um método de otimização para seleção da configuração de um PHE destinado a um determinado processo e sujeito a certas restrições operacionais. Ou seja, é desenvolvido um método para a obtenção de valores ótimos para os parâmetros de configuração N_C , P^I , P^{II} , ϕ , Y_h e Y_f (ver Tabela 3.2.1).

6.1 Formulação do Problema de Otimização

Para otimizar os parâmetros de configuração de um PHE devem ser conhecidas as características do tipo da placa e das correntes quente e fria. Uma formulação adequada para este problema seria a minimização do custo fixo do equipamento, composto basicamente pelos custos do pedestal e do pacote de placas com as gaxetas. Para cada tipo de placa existem um ou mais tamanhos de pedestais disponíveis, dos quais é escolhido o menor que comporte o pacote de placas. Portanto, pode-se considerar que a minimização do custo fixo do PHE é equivalente à minimização do seu número de placas.

Como o número de placas do PHE é proporcional ao seu número de canais N_C , é possível definir a função objetivo do problema de otimização como a eq.(6.1.1). O conjunto de restrições proposto para este problema, apresentado pelas eqs.(6.1.2), é composto por restrições no número de canais (N_C), nas perdas de carga dos fluidos (ΔP_{hot} , ΔP_{cold}), nas velocidades de escoamento no canal dos fluidos (v_{hot} , v_{cold}) e na eficiência térmica (E) e também pela modelagem matemática do PHE.

$$\text{minimizar } F(N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f) = N_C \quad (6.1.1)$$

$$\text{sujeito a } N_C^{min} \leq N_C \leq N_C^{max} \quad (6.1.2a)$$

$$\Delta P_{hot}^{min} \leq \Delta P_{hot} \leq \Delta P_{hot}^{max} \quad (6.1.2b)$$

$$\Delta P_{cold}^{min} \leq \Delta P_{cold} \leq \Delta P_{cold}^{max} \quad (6.1.2c)$$

$$v_{hot}^{min} \leq v_{hot} \quad (6.1.2d)$$

$$v_{cold}^{min} \leq v_{cold} \quad (6.1.2e)$$

$$E^{min} \leq E \leq E^{max} \quad (6.1.2f)$$

$$(\Delta P_{hot}, \Delta P_{cold}, v_{hot}, v_{cold}, E) = \text{modelo matemático do PHE} \quad (6.1.2g)$$

A restrição no número de canais (eq.(6.1.2a)) está relacionada com a capacidade do pedestal e dos parafusos de aperto (que definem o número máximo de placas que pode ser comportado) e com a disponibilidade de placas e gaxetas. O menor número possível de canais é $N_C = 2$, mas outro valor pode ser usado para N_C^{min} quando se tem uma estimativa da mínima área de troca térmica necessária, lembrando que a área de troca é dada por $A = (N_C - 1).w.L.\Phi$.

Geralmente, nos problemas de dimensionamento de trocadores de calor, são definidos apenas limites superiores para as perdas de carga (proporcionais à potência máxima da bomba pela eq.(4.3.6)). Para este problema de otimização é possível definir valores mínimos e máximos para ΔP_{hot} e ΔP_{cold} (ver eqs.(6.1.2b) e (6.1.2c)). Os valores mínimos de ΔP podem ser usados para evitar que as pressões absolutas dos fluidos sejam muito diferentes e possam curvar as placas no pacote (para isso devem ser conhecidas as pressões absolutas de alimentação). As restrições de perda de carga podem ainda ser usadas para fazer com que o fluido de processo fique com uma pressão maior do que a do fluido de utilidade. Desta forma, se houver vazamento por furo na placa, o fluido de processo não será contaminado.

Para velocidades baixas de escoamento dentro dos canais, pode ocorrer a formação de áreas de estagnação ou de bolhas de ar que prejudicam a troca de calor (Cave et al., 1983). Por este motivo são necessárias as restrições de velocidade mínima apresentadas nas eqs.(6.1.2d) e (6.1.2e). Como a perda de carga é proporcional à velocidade de escoamento no canal, uma das restrições de ΔP^{min} e v^{min} pode se tornar inativa já que ambas limitam inferiormente a mesma grandeza, v . Aspectos como este serão discutidos no Capítulo 7 através da análise de exemplos de otimização.

Quanto ao desempenho térmico do PHE, as restrições podem ser de carga térmica, Q , de temperaturas de saída, T_{out} , ou de eficiência térmica, E . Como estas três grandezas estão interrelacionadas pelas eqs.(4.2.1) e (4.2.4), optou-se por usar apenas a restrição de eficiência no formato da eq.(6.1.2f). Como um valor exato de E não pode ser obtido na otimização, são definidos limites inferiores e superiores aceitáveis. O ajuste final do desempenho térmico desejado pode ser feito pela regulação de condições de processo como vazões ou temperaturas de alimentação. Restrições de temperatura existentes no processamento de produtos termo-sensíveis devem também ser incorporadas na restrição de eficiência térmica.

Para o problema de otimização, o modelo simplificado do PHE desenvolvido no Capítulo 4 e testado no Capítulo 5 será empregado na eq.(6.1.2g). Como verificou-se que os resultados de simulação obtidos pelos modelos simplificado e de U-distribuído são muito próximos, o primeiro será empregado na formulação do problema de otimização por sua facilidade de resolução e o segundo será reservado para validação dos resultados finais.

O problema de otimização resultante contém então equações diferenciais e não-lineares da modelagem térmica e hidráulica do PHE e variáveis inteiras e binárias que representam a configuração do trocador. Estas condições tornam a resolução do problema bastante complexa. Métodos de programação mista-inteira não-linear (MINLP) não podem ser usados neste caso pois não é possível representar a modelagem matemática do PHE como uma função explícita dos seis parâmetros de configuração. No Capítulo 5 é proposta uma forma algorítmica do modelo que contorna esta limitação, mas nem todos os passos deste algoritmo de construção do problema podem ser representadas algebricamente, em especial a construção das equações de condições de contorno.

É proposto então um método do tipo *screening* (peneiramento) para a resolução do problema de otimização definido pelas eqs.(6.1.1) e (6.1.2). Um método deste tipo foi empregado por Daichendt e Grossmann (1994a; 1994b; 1994c) na otimização da configuração de redes de trocadores de calor, um problema que pode ser formulado também como um MINLP.

Segundo Daichendt e Grossmann (1994a), as duas maiores dificuldades encontradas nos problemas MINLP são o seu elevado tamanho (consequência das variáveis binárias de decisão) e a sua não-convexidade, o que dificulta a obtenção do ótimo global. É sugerido então o uso do *screening* para a redução do tamanho do problema original através da eliminação de soluções não ótimas ou inviáveis. São criados desta forma limites inferior e superior para o ótimo global, auxiliando a sua obtenção.

No caso do problema de otimização da configuração de um PHE, um procedimento de *screening* é utilizado para reduzir o número total de configurações candidatas ao valor ótimo (definidas pela restrição na eq.(6.1.2a)). Esta redução é realizada em etapas, através do uso sequencial das restrições em ΔP , v e E . A estrutura do método de *screening* foi desenvolvida visando reduzir ao máximo o número de avaliações do PHE para a obtenção do ótimo.

6.2 O Método de *Screening*

Para cada valor de número de canais, N_C , existe um conjunto definido de configurações regulares possíveis pois os parâmetros de configuração P^I , P^{II} , ϕ , Y_h e Y_f podem assumir um número finito de valores, como mostrado previamente na Figura 3.2.7. As possibilidades para P^I e P^{II} são respectivamente os divisores inteiros de N_C^I e N_C^{II} (ver eqs.(3.2.1)). O parâmetro ϕ pode assumir quatro valores, definindo a posição relativa entre as conexões de alimentação dos lados I e II no PHE. Já os parâmetros Y_h e Y_f são binários e podem assumir apenas dois valores cada. Desta forma, pode-se calcular o número de configurações possíveis $N_{conf}(N_C)$

pela eq.(6.2.1) onde N_{passes}^I e N_{passes}^{II} quantificam os números de passes possíveis para os lados I e II respectivamente.

$$N_{conf}(N_C) = N_{passes}^I \times N_{passes}^{II} \times 4 \times 2 \times 2 \quad (6.2.1)$$

A eq.(6.1.2a) define os limites superior e inferior para o número de canais: N_C^{min} e N_C^{max} . Para este intervalo o número total de configurações possíveis, N_{conf}^{total} , é obtido pela somatória apresentada na eq.(6.2.2). Este conjunto de configurações, denominado “conjunto inicial” (*IS*), contém a solução ótima do problema (caso ela exista) e será o ponto de partida para o processo de *screening*. Como exemplo, na Tabela 6.2.1 é apresentada a obtenção de $N_{conf}^{total} = 1.024$ para $2 \leq N_C \leq 12$. No caso de $2 \leq N_C \leq 500$, tem-se quase 285.000 configurações em *IS*, como mostra o gráfico de $N_{conf}(N_C)$ na Figura 6.2.1.

$$N_{conf}^{total} = \sum_{i=N_C^{min}}^{N_C^{max}} N_{conf}(i) \quad (6.2.2)$$

Tabela 6.2.1: Exemplo de determinação do número total de configurações

N_C	N_C^I	N_C^{II}	P^I possíveis	P^{II} possíveis	N_{passes}^I	N_{passes}^{II}	$N_{conf}(N_C)$
2	1	1	{1}	{1}	1	1	16
3	2	1	{1, 2}	{1}	2	1	32
4	2	2	{1, 2}	{1, 2}	2	2	64
5	3	2	{1, 3}	{1, 2}	2	2	64
6	3	3	{1, 3}	{1, 3}	2	2	64
7	4	3	{1, 2, 4}	{1, 3}	3	2	96
8	4	4	{1, 2, 4}	{1, 2, 4}	3	3	144
9	5	4	{1, 5}	{1, 2, 4}	2	3	96
10	5	5	{1, 5}	{1, 5}	2	2	64
11	6	5	{1, 2, 3, 6}	{1, 5}	4	2	128
12	6	6	{1, 2, 3, 6}	{1, 2, 3, 6}	4	4	256
N_{conf}^{total}							1.024

Dentro do conjunto inicial podem existir uma ou mais configurações ótimas, ou seja, configurações que respeitem as restrições do problema (eqs.(6.1.2)) com mínimo valor de N_C . Um procedimento de enumeração exaustiva poderia ser usado para avaliar cada configuração em *IS* e então obter a solução ótima, denominada “conjunto ótimo” (*OS*). Entretanto, uma tarefa como esta não é viável pelo elevado esforço computacional que exigiria. Se o tempo

computacional para simulação de uma configuração for de 1 s, seriam necessários mais de três dias para resolver um problema com $2 \leq N_C \leq 500$.

Figura 6.2.1: Número total de configurações em IS como função de N_C^{max}

Como é possível calcular ΔP_{hot} , ΔP_{cold} , v_{hot} e v_{cold} antes da simulação térmica usando estimativas para as temperaturas médias dos fluidos, as restrições de perda de carga e de velocidade (eqs.(6.1.2b) a (6.1.2e)) podem ser aplicadas à IS para a eliminação de soluções inviáveis. Desta forma pode ser obtido um “conjunto reduzido” de configurações (RS) sem que qualquer simulação térmica seja realizada. Para o cálculo de ΔP e v , são usadas as eqs.(4.3.1) e (4.3.4).

É importante notar que para a verificação das restrições de perda de carga e de velocidade não é necessário que ΔP e v sejam calculados para todas as configurações em IS. Como cada trocador tem dois lados, o número total de cálculos de $[\Delta P, v]$ para avaliar completamente IS seria $2 \times N_{conf}^{total}$, mas é possível reduzir este número de cálculos aplicando as seguintes considerações:

D1) O parâmetro ϕ não tem influência no cálculo de $[\Delta P, v]$. Como os quatro valores de ϕ são equivalentes para a avaliação da perda de carga e da velocidade, os cálculos podem ser feitos somente para $\phi = 1$ para configurações que tenham os mesmos valores nos outros parâmetros de configuração. Desta forma o número total de cálculos é reduzido em 75 %.

- D2) A perda de carga e a velocidade de escoamento são independentes entre os dois lados do trocador. Portanto, para um dado N_C , os cálculos de $[\Delta P, v]$ são feitos apenas uma vez para cada número de passes evitando-se a avaliação individual de cada combinação P^I/P^{II} . Desta forma, para um dado valor de N_C , o número de cálculos cai de $2 \times N_{passes}^I \times N_{passes}^{II} \times 4 \times 2 \times 2$ para $2 \times (N_{passes}^I + N_{passes}^{II}) \times 1 \times 2 \times 2$, aplicando-se também a consideração D1 (ver eq.(6.2.1)).
- D3) A perda de carga em um lado do PHE, ΔP , é diretamente proporcional ao seu número de passes, P , para um dado N_C . Portanto, se for verificado que $\Delta P \geq \Delta P^{max}$ para um dos fluidos, qualquer configuração com um número maior de passes e mesmo N_C também será uma solução inviável. É então recomendável avaliar os números de passes em sentido crescente, para dado N_C^I ou N_C^{II} , verificando as restrições de ΔP_{hot}^{max} e ΔP_{cold}^{max} .
- D4) Quando N_C é par, os lados I e II do PHE têm o mesmo número de canais ($N_C^I = N_C^{II}$) e portanto comportam os mesmos números de passes. Neste caso, $[\Delta P, v]$ para um fluido, terá os mesmos valores para $Y_h = 0$ ou $Y_h = 1$, e pode portanto ser calculado apenas uma vez.

Após a obtenção do conjunto reduzido, RS , a restrição de eficiência térmica da eq.(6.1.2f) pode ser utilizada para eliminar as soluções inviáveis restantes. Seria então obtido o conjunto de soluções viáveis do problema, ou seja, o conjunto das configurações que respeitam às restrições apresentadas nas eqs.(6.1.2). As configurações viáveis que tenham o menor valor de N_C constituem então a solução ótima do problema, o “conjunto ótimo” (OS). Entretanto, para a obtenção de OS , não é necessário simular todas as configurações em RS devido às seguintes considerações:

- E1) Existem grupos de configurações equivalentes em RS , que podem ser localizadas utilizando-se a metodologia apresentada na Tabela 3.3.1. Portanto, apenas uma configuração em cada grupo precisa ser simulada usando o modelo simplificado.
- E2) Se as configurações em RS forem avaliadas no sentido crescente de N_C , assim que a restrição de eficiência for satisfeita a solução ótima é encontrada e as demais configurações podem ser desprezadas.
- E3) Antes de simular uma configuração deve-se calcular a sua eficiência para arranjo puramente contracorrente, E_{CC} , através da eq.(6.2.3). Como a eficiência da configuração do PHE será sempre menor ou igual à E_{CC} , não será necessário simulá-la se $E_{CC} < E^{min}$ for verificado.

$$E_{CC} = \begin{cases} \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1-C^*)}}{1 - C^* \cdot e^{-NTU \cdot (1-C^*)}} & \text{se } C^* < 1 \\ \frac{NTU}{NTU + 1} & \text{se } C^* = 1 \end{cases} \quad (6.2.3)$$

O método de otimização proposto é então formado por duas etapas principais, como mostra a Figura 6.2.2:

- **Etapá I:** Verificação das restrições de perda de carga e de velocidade para eliminar soluções inviáveis.
- **Etapá II:** Verificação da restrição de eficiência térmica para eliminar soluções inviáveis e não ótimas.

Figura 6.2.2: Obtenção da solução ótima pelo método de screening

O *screening* permite a obtenção direta de *OS*, sem que seja necessária a formulação de um novo problema de otimização de dimensões reduzidas. É importante ressaltar que este conjunto ótimo pode conter uma ou mais configurações. Uma das grandes vantagens do método de otimização proposto é de que todas as configurações ótimas podem ser encontradas, enquanto que na resolução de problemas MINLP obtém-se apenas um ponto ótimo.

Para a simulação térmica de uma configuração do PHE é usado o modelo simplificado de simulação em sua forma algorítmica apresentada na Seção 5.2. Uma vez obtido o conjunto ótimo, propõe-se que o modelo de U-distribuído seja usado para verificação dos resultados finais, lembrando que o conceito A1, de equivalência entre configurações, não é válido para este modelo.

Como a influência do parâmetro Y_f sobre os coeficientes convectivos e fatores de atrito normalmente é desconhecida, pode-se fixar este parâmetro antes da otimização, reduzindo

assim em 50 % o número de configurações em IS . Além disso, Y_f deve ser fixado no caso de otimização de trocadores existentes pois neste caso não é possível modificar o tipo de fluxo nos canais já que, no mínimo, todas as gaxetas deveriam ser substituídas. Outro aspecto importante sobre Y_f é o de que os fabricantes de PHEs raramente fabricam modelos de placas que atendam aos dois tipos de fluxo no canal. Desta forma, o problema de otimização será resolvido para um valor fixo e predefinido de Y_f .

A seguir, o algoritmo de funcionamento do método de *screening* para a resolução do problema de otimização é apresentado em detalhes. A parte inicial do algoritmo, até a obtenção de RS e a detecção de configurações equivalentes, foi implementada em linguagem C. O programa resultante gera uma série ordenada de arquivos de simulação para o gPROMS para que a busca pela solução ótima possa ser realizada.

Aspectos sobre o funcionamento deste algoritmo e o seu desempenho na resolução de problemas serão discutidos adiante neste Capítulo através de exemplos de casos de otimização.

6.2.1 Estrutura do Algoritmo

O algoritmo de *screening* apresentado nesta seção é proposto para a resolução do problema de otimização da configuração de um PHE definido pelas eqs.(6.1.1) e (6.1.2). Para este algoritmo o parâmetro de configuração Y_f deve ter um valor fixo (0 ou 1). Caso deseje-se otimizar este parâmetro, o algoritmo pode ser usado duas vezes e os resultados finais comparados.

A estrutura principal do algoritmo é apresentada na Figura 6.2.3 e os seus passos são detalhados a seguir. Note que os blocos de cálculos em série são delimitados por chaves numeradas: $\{^1 \text{ bloco-1} \}^1$, $\{^2 \text{ bloco-2} \}^2$ e $\{^3 \text{ bloco-3} \}^3$.

Figura 6.2.3: Estrutura principal do algoritmo de método de *screening*

Passo 1: Leitura de dados.

- Características da placa: $L, w, b, D_P, \epsilon_P, \Phi, k_P$
- Características da corrente quente: $T_{in,hot}, W_{hot}, R_{f,hot}$
- Características da corrente fria: $T_{in,cold}, W_{cold}, R_{f,cold}$
- Propriedades físicas médias do fluido quente: $\rho_{hot}, \mu_{hot}, C_{p,hot}, k_{hot}$
- Propriedades físicas médias do fluido frio: $\rho_{cold}, \mu_{cold}, C_{p,cold}, k_{cold}$
- Parâmetros das correlações válidos para a corrente quente: $a_{1,hot}, a_{2,hot}, \dots, a_{6,hot}$
- Parâmetros das correlações válidos para a corrente fria: $a_{1,cold}, a_{2,cold}, \dots, a_{6,cold}$
- Parâmetro de tipo de fluxo no canal: Y_f
- Limites das restrições: $N_C^{min}, N_C^{max}, \Delta P_{hot}^{min}, \Delta P_{hot}^{max}, \Delta P_{cold}^{min}, \Delta P_{cold}^{max}, v_{hot}^{min}, v_{cold}^{min}, E^{min}, E^{max}$

Para determinação das propriedades físicas médias dos fluidos pode-se adotar como eficiência térmica o valor desejado de E na otimização. Calculam-se então as temperaturas de saída das correntes através das eqs.(4.2.4) e (4.2.1). As propriedades físicas podem então ser avaliadas na temperatura média de cada corrente ou podem ser calculadas como a média entre os valores de entrada e de saída.

Passo 2: Inicialização. O conjunto reduzido de configurações está vazio. Cada elemento dentro deste conjunto tem o formato $[N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f]$. O conjunto inicial (IS) é gerado à medida que são verificadas as restrições de ΔP e v . Para isso, iniciam-se os cálculos no valor mínimo de N_C .

$$RS = \emptyset$$

$$\kappa = 1$$

$$N_C^{(\kappa)} = N_C^{min}$$

Passo 3: Para $N_C^{(\kappa)}$ são calculados (e ordenados de forma crescente) todos os possíveis números de passes para os lados I e II: P_i^I ($1 \leq i \leq N_{passes}^I$) e P_j^{II} ($1 \leq j \leq N_{passes}^{II}$).

$$N_C^I = \frac{2.N_C + 1 + (-1)^{N_C+1}}{4}, \quad N_C^{II} = \frac{2.N_C - 1 + (-1)^{N_C}}{4}$$

$$P_i^I = \{\text{divisores inteiros de } N_C^I\} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, N_{\text{passes}}^I$$

$$P_j^{II} = \{\text{divisores inteiros de } N_C^{II}\} \quad , \quad j = 1, 2, \dots, N_{\text{passes}}^{II}$$

Passo 4: Verificação das restrições de perda de carga e de velocidade de escoamento.

Passo 4.1: Considerando $Y_h = 0$

Passo 4.1.1: Calculam-se ΔP_{cold} e v_{cold} para o fluido frio em cada um dos números de passes possíveis para o lado I, P_i^I ($1 \leq i \leq N_{\text{passes}}^I$). Se as restrições das eqs.(6.1.2c) e (6.1.2e) forem obedecidas, então o número de passes P_i^I é selecionado e incluído no conjunto P_{cold}^I . Caso contrário, ele é descartado. Se ΔP_{cold}^{max} for excedido, não é necessário avaliar números de passes superiores.

$$P_{cold}^I = \emptyset$$

Para $i = 1$ até $i = N_{\text{passes}}^I$ {¹

$$N^I = \frac{2.N_C + 1 + (-1)^{N_C+1}}{4.P_i^I}$$

Calculam-se ΔP_{cold} e v_{cold} com as equações na Tabela 6.2.2 (*fluido= cold, lado = I*)

Se ($v_{cold} \geq v_{cold}^{min}$) e ($\Delta P_{cold}^{min} \leq \Delta P_{cold} \leq \Delta P_{cold}^{max}$), então: $P_i^I \in P_{cold}^I$

Se ($\Delta P_{cold} > \Delta P_{cold}^{max}$), então: Avançar para o Passo 4.1.2

}¹

Tabela 6.2.2: Equações para cálculo da perda de carga e velocidade de escoamento

$G_C = \frac{W_{fluido}}{b.w.N^{lado}}$	$G_P = \frac{4.W_{fluido}}{\pi.D_p^2}$	$v_{fluido} = \frac{G_C}{\rho_{fluido}}$
$Re = \frac{2.b.G_C}{\mu_{fluido}.\Phi}$	$f = a_{4,fluido} + \frac{a_{5,fluido}}{(Re)^{a_{6,fluido}}}$	
$\Delta P_{fluido} = \frac{f.(L + D_p).\Phi.P^{lado}.G_C^2}{\rho_{fluido}.b} + 1,4.\frac{P^{lado}.G_P^2}{2.\rho_{fluido}} + \rho_{fluido}.g.(L + D_p)$		

Passo 4.1.2: Calculam-se ΔP_{hot} e v_{hot} para o fluido quente em cada um dos números de passes possíveis para o lado II, P_j^{II} ($1 \leq j \leq N_{\text{passes}}^{II}$). Se as restrições das eqs.(6.1.2b) e (6.1.2d) forem obedecidas, então o número de passes P_j^{II} é selecionado e incluído no

conjunto P_{hot}^{II} . Caso contrário, ele é descartado. Se ΔP_{hot}^{max} for excedido, não é necessário avaliar números de passes superiores.

$$P_{hot}^{II} = \emptyset$$

Para $j = 1$ até $j = N_{passes}^{II} \{^1$

$$N^{II} = \frac{2.N_C - 1 + (-1)^{N_C+1}}{4.P_j^{II}}$$

Calculam-se ΔP_{hot} e v_{hot} com as equações na Tabela 6.2.2 (*fluido = hot, lado = II*)

Se $(v_{hot} \geq v_{hot}^{min})$ e $(\Delta P_{hot}^{min} \leq \Delta P_{hot} \leq \Delta P_{hot}^{max})$, então: $P_j^{II} \in P_{hot}^{II}$

Se $(\Delta P_{hot} > \Delta P_{hot}^{max})$, então: Avançar para o Passo 4.2

$\}^1$

Passo 4.2: Considerando $Y_h = 1$.

Se N_C é par, então $\{^1$

$$P_{cold}^{II} = P_{cold}^I$$

$$P_{hot}^I = P_{hot}^{II}$$

Avançar para o Passo 4.3

$\}^1$

Passo 4.2.1: Calculam-se ΔP_{cold} e v_{cold} para o fluido frio em cada um dos números de passes possíveis para o lado II, P_j^{II} ($1 \leq j \leq N_{passes}^{II}$). Se as restrições das eqs.(6.1.2c) e (6.1.2e) forem obedecidas, então o número de passes P_j^{II} é selecionado e incluído no conjunto P_{cold}^{II} . Caso contrário, ele é descartado. Se ΔP_{cold}^{max} for excedido, não é necessário avaliar números de passes superiores.

$$P_{cold}^{II} = \emptyset$$

Para $j = 1$ até $j = N_{passes}^{II} \{^1$

$$N^{II} = \frac{2.N_C - 1 + (-1)^{N_C+1}}{4.P_j^{II}}$$

Calculam-se ΔP_{cold} e v_{cold} com as equações na Tabela 6.2.2 (*fluido=cold, lado=II*)

Se $(v_{cold} \geq v_{cold}^{min})$ e $(\Delta P_{cold}^{min} \leq \Delta P_{cold} \leq \Delta P_{cold}^{max})$, então: $P_j^{II} \in P_{cold}^{II}$

Se $(\Delta P_{cold} > \Delta P_{cold}^{max})$, então: Avançar para o Passo 4.2.2

$\}^1$

Passo 4.2.2: Calculam-se ΔP_{hot} e v_{hot} para o fluido quente em cada um dos números de passes possíveis para o lado I, P_i^I ($1 \leq i \leq N_{passes}^I$). Se as restrições das eqs.(6.1.2b) e (6.1.2d) forem obedecidas, então o número de passes P_i^I é selecionado e incluído no conjunto P_{hot}^I . Caso contrário, ele é descartado. Se ΔP_{hot}^{max} for excedido, não é necessário avaliar números de passes superiores.

$$P_{hot}^I = \emptyset$$

Para $i = 1$ até $i = N_{passes}^I$ {¹

$$N^I = \frac{2.N_C + 1 + (-1)^{N_C+1}}{4.P_i^I}$$

Calculam-se ΔP_{hot} e v_{hot} com as equações na Tabela 6.2.2 (*fluido = hot, lado = I*)

Se ($v_{hot} \geq v_{hot}^{min}$) e ($\Delta P_{hot}^{min} \leq \Delta P_{hot} \leq \Delta P_{hot}^{max}$), então: $P_i^I \in P_{hot}^I$

Se ($\Delta P_{hot} > \Delta P_{hot}^{max}$), então: Avançar para o Passo 4.3

}¹

Passo 4.3: Os resultados parciais obtidos no passo 4 são resumidos na Tabela 6.2.3.

Tabela 6.2.3: Conjuntos de números de passes selecionados para $N_C^{(k)}$

Conjunto	Conteúdo	Número de Elementos
P_{cold}^I	Números de passes do lado I que comportam o fluido frio ($Y_h = 0$) respeitando restrições de ΔP_{cold} e v_{cold}	$N_{passes}^{I,cold}$
P_{hot}^I	Números de passes do lado I que comportam o fluido quente ($Y_h = 1$) respeitando restrições de ΔP_{hot} e v_{hot}	$N_{passes}^{I,hot}$
P_{cold}^{II}	Números de passes do lado II que comportam o fluido frio ($Y_h = 1$) respeitando restrições de ΔP_{cold} e v_{cold}	$N_{passes}^{II,cold}$
P_{hot}^{II}	Números de passes do lado II que comportam o fluido quente ($Y_h = 0$) respeitando restrições de ΔP_{hot} e v_{hot}	$N_{passes}^{II,hot}$

Passo 5: Inclusão de configurações no conjunto reduzido *RS*.

Passo 5.1: Os números de passes selecionados para os lados I e II do PHE com $Y_h = 0$ são combinados entre si para obtenção de configurações no formato $[N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f]$ que são inseridas em *RS*.

$$Y_h = 0$$

Para $i = 1$ até $i = N_{passes}^{I,cold}$ $\{^1$

Para $j = 1$ até $j = N_{passes}^{II,hot}$ $\{^2$

Para $\phi = 1$ até $\phi = 4$ $\{^3$

$$[N_C, P_{i,cold}^I, P_{j,hot}^{II}, \phi, Y_h, Y_f] \in RS$$

$\}^1 \}^2 \}^3$

Passo 5.2: Os números de passes selecionados para os lados I e II do PHE com $Y_h = 1$ são combinados entre si para obtenção de configurações no formato $[N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f]$ que são inseridas em RS .

$$Y_h = 1$$

Para $i = 1$ até $i = N_{passes}^{I,hot}$ $\{^1$

Para $j = 1$ até $j = N_{passes}^{II,cold}$ $\{^2$

Para $\phi = 1$ até $\phi = 4$ $\{^3$

$$[N_C, P_{i,hot}^I, P_{j,cold}^{II}, \phi, Y_h, Y_f] \in RS$$

$\}^1 \}^2 \}^3$

Passo 6: Verificação da restrição no número de canais.

Se $N_C^{(\kappa)} = N_C^{max}$, então: Avançar para o Passo 7.

Caso contrário $\{^1$

$$N_C^{(\kappa+1)} = N_C^{(\kappa)} + 1$$

$$\kappa = \kappa + 1$$

Retornar ao Passo 3.

$\}^1$

Passo 7: O conjunto reduzido RS está completo. O número de elementos neste conjunto é N_{RS} e ele contém todas as configurações que satisfazem às restrições de perda de carga e de velocidade de escoamento (eqs.(6.1.2b) a (6.1.2e)). Se $RS = \emptyset$, os limites das restrições das eqs.(6.1.2a) a (6.1.2e) ou as condições de processo podem ser alterados, retornando-se ao Passo 1. Caso contrário, prossegue-se para o Passo 8 para dar início à obtenção do conjunto ótimo OS .

Passo 8: As configurações em RS que tenham o menor valor de N_C são selecionadas.

Passo 9: A metodologia apresentada na Tabela 3.3.1 é usada para a detecção dos grupos de configurações equivalentes.

Passo 10: Calcula-se a eficiência contracorrente, E_{CC} , para uma das configurações de cada grupo de equivalentes. Para o cálculo de U ver os Passos 2 a 5 do algoritmo de construção na seção 5.2.1.

$$C^* = \frac{\min(W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot}, W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold})}{\max(W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot}, W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold})} \quad , \quad NTU = \frac{U \cdot (N_C - 1) \cdot L \cdot w \cdot \Phi}{\min(W_{hot} \cdot \overline{Cp}_{hot}, W_{cold} \cdot \overline{Cp}_{cold})}$$

$$E_{CC} = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1 - C^*)}}{1 - C^* \cdot e^{-NTU \cdot (1 - C^*)}} \xrightarrow{C^* = 1} \frac{NTU}{NTU + 1}$$

Para cada grupo:

- Se $E_{CC} < E_{min}$, então: Descartar todas as configurações do grupo.
- Se $E_{CC} \geq E_{min}$, então: O algoritmo de construção para o modelo simplificado (ver Figura 5.2.1), é utilizado para a simulação de uma configuração, obtendo-se assim o valor de eficiência térmica, E , para todo o grupo.

Passo 11: Se um ou mais grupos de configurações equivalentes que foram simulados satisfizerem a restrição de eficiência da eq.(6.1.2f), então estes grupos são inseridos no conjunto ótimo OS e deve-se avançar para o Passo 12. Caso contrário, se todos os grupos foram descartados, deve-se retornar ao Passo 8.

Passo 12: O modelo de U-distribuído pode ser usado para simular as configurações em OS para verificação dos valores calculados de E . Se uma grande discrepância for observada, é recomendável o uso deste modelo nas simulações realizadas após o Passo 8 (lembrando-se que não há equivalência entre configurações para este modelagem). Caso contrário, a solução ótima foi obtida.

O funcionamento deste algoritmo ficará mais claro após o seu uso na resolução dos exemplos de otimização apresentados a seguir.

6.3 Exemplo de Otimização 1

Neste exemplo de otimização deseja-se determinar a configuração ótima para um PHE do tipo “júnior” onde trocam calor uma corrente fria de benzeno e uma corrente quente de tolueno. Os dados do problema estão apresentados na Tabela 6.3.1. A escolha dos fluidos do processo e dos limites máximos de perda de carga foi baseada nos dados de um problema de dimensionamento de trocador duplo-tubo proposto por Kern (1982). Como as vazões das correntes quente e fria diferem significativamente, é esperado que uma configuração assimétrica seja selecionada para o PHE neste problema de otimização.

As dimensões e características das placas *chevron* correspondem ao modelo 125 da Cipriani Scambiatori (2001). A menor estrutura deste trocador comporta um máximo de 59 placas e este valor foi usado para definir o limite superior da restrição no número de canais. As restrições de velocidade de escoamento nos canais foram definidas com base nos valores sugeridos em APV do Brasil (1977) para escoamento turbulento. As propriedades físicas médias dos fluidos (Kern, 1982) foram estimadas usando a temperatura média calculada a partir de uma troca térmica com eficiência de 90%. Os parâmetros de troca térmica (a_1 , a_2 e a_3) e de perda de carga (a_4 , a_5 e a_6) foram fornecidos por Saunders (1988).

Tabela 6.3.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 1

Trocador					
Placas	AISI 316	<i>chevron</i>	$\beta = 45^\circ$	$\varepsilon_P = 0,6 \text{ mm}$	$Y_f = 0$
Canal	$L = 537 \text{ mm}$	$w = 188 \text{ mm}$	$b = 2,85 \text{ mm}$	$D_P = 63,5 \text{ mm}$	$\Phi = 1,24$
Fluidos					
Quente	Tolueno	$T_{hot,in} = 78^\circ\text{C}$		$W_{hot} = 0,80 \text{ kg/s}$	
Frio	Benzeno	$T_{cold,in} = 15^\circ\text{C}$		$W_{cold} = 1,23 \text{ kg/s}$	
Restrições					
Número de canais	$2 \leq N_C \leq 58$				
Eficiência	$85 \leq E \leq 100 \%$				
Perda de carga	$0 \leq \Delta P_{hot} \leq 10 \text{ psi}$			$0 \leq \Delta P_{cold} \leq 10 \text{ psi}$	
Velocidade	$v_{hot} \geq 0,3 \text{ m/s}$			$v_{cold} \geq 0,3 \text{ m/s}$	

A restrição sobre o número de canais ($2 \leq N_C \leq 58$) define um conjunto inicial *IS* com um total de 6.280 configurações candidatas à solução ótima, lembrando que o parâmetro Y_f não é variável. Aplicando os Passos 1 a 7 do algoritmo de *screening* (Figura 6.2.3) é obtido o conjunto reduzido *RS* composto por 156 configurações com números de canais entre 5 e 49 e

números de passes entre 1 e 5. As configurações deste conjunto são apresentadas na Tabela 6.3.2 onde cada linha corresponde a quatro configurações já que os quatro valores do parâmetro ϕ são equivalentes com relação às variáveis U , ΔP e v .

Tabela 6.3.2: Configurações selecionadas para o Exemplo de Otimização 1

caso #	Parâmetros de Configuração					U (W/m ² °C)	ΔP_{hot} (psi)	ΔP_{cold} (psi)	v_{hot} (m/s)	v_{cold} (m/s)
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ					
1	5	1	1	0	1, 2, 3, 4	2.560	6,3	6,7	0,86	0,87
2	6	1	1	0	1, 2, 3, 4	2.280	3,4	6,7	0,57	0,87
3	6	1	1	1	1, 2, 3, 4	2.280	3,4	6,7	0,57	0,87
4	7	1	1	0	1, 2, 3, 4	2.119	3,4	4,3	0,57	0,65
5	7	1	1	1	1, 2, 3, 4	2.077	2,3	6,7	0,43	0,87
6	8	1	1	0	1, 2, 3, 4	1.943	2,3	4,3	0,43	0,65
7	8	1	1	1	1, 2, 3, 4	1.943	2,3	4,3	0,43	0,65
8	9	1	1	0	1, 2, 3, 4	1.834	2,3	3,2	0,43	0,52
9	9	1	1	1	1, 2, 3, 4	1.805	1,8	4,3	0,34	0,65
10	10	1	1	0	1, 2, 3, 4	1.711	1,8	3,2	0,34	0,52
11	10	1	1	1	1, 2, 3, 4	1.711	1,8	3,2	0,34	0,52
12	11	1	1	0	1, 2, 3, 4	1.631	1,8	2,5	0,34	0,43
13	11	2	1	1	1, 2, 3, 4	1.990	6,1	3,2	0,57	0,52
14	12	1	2	0	1, 2, 3, 4	1.883	6,1	2,5	0,57	0,43
15	12	2	1	1	1, 2, 3, 4	1.883	6,1	2,5	0,57	0,43
16	13	1	2	0	1, 2, 3, 4	1.792	6,1	2,1	0,57	0,37
17	15	2	1	1	1, 2, 3, 4	1.664	3,9	2,1	0,43	0,37
18	16	1	2	0	1, 2, 3, 4	1.596	3,9	1,8	0,43	0,33
19	16	2	2	0	1, 2, 3, 4	1.943	3,9	7,9	0,43	0,65
20	16	2	1	1	1, 2, 3, 4	1.596	3,9	1,8	0,43	0,33
21	16	2	2	1	1, 2, 3, 4	1.943	3,9	7,9	0,43	0,65
22	17	3	1	1	1, 2, 3, 4	1.713	8,8	1,8	0,57	0,33
23	17	3	2	1	1, 2, 3, 4	2.119	8,8	7,9	0,57	0,65
24	19	2	3	0	1, 2, 3, 4	1.990	8,8	5,6	0,57	0,52
25	20	2	2	0	1, 2, 3, 4	1.711	2,9	5,6	0,34	0,52
26	20	2	2	1	1, 2, 3, 4	1.711	2,9	5,6	0,34	0,52
27	24	2	3	0	1, 2, 3, 4	1.743	5,5	4,2	0,43	0,43
28	24	3	2	1	1, 2, 3, 4	1.743	5,5	4,2	0,43	0,43
29	29	3	2	1	1, 2, 3, 4	1562	4,0	3,4	0,34	0,37
30	30	3	3	0	1, 2, 3, 4	1.711	4,0	8,0	0,34	0,52
31	30	3	3	1	1, 2, 3, 4	1.711	4,0	8,0	0,34	0,52
32	31	2	3	0	1, 2, 3, 4	1.502	4,0	2,8	0,34	0,33
33	31	4	3	1	1, 2, 3, 4	1.834	7,1	8,0	0,43	0,52
34	32	2	4	0	1, 2, 3, 4	1.596	7,1	2,8	0,43	0,33
35	32	4	2	1	1, 2, 3, 4	1.596	7,1	2,8	0,43	0,33
36	41	3	4	0	1, 2, 3, 4	1.562	5,0	4,7	0,34	0,37
37	41	3	5	0	1, 2, 3, 4	1.664	8,7	4,7	0,43	0,37
38	49	5	3	1	1, 2, 3, 4	1.502	6,1	3,9	0,34	0,33
39	49	5	4	1	1, 2, 3, 4	1.631	6,1	7,7	0,34	0,43

Verifica-se que até $N_C = 10$ os trocadores selecionados apresentam exclusivamente passe único (arranjo 1/1 ou “paralelo”). Para $11 \leq N_C \leq 16$ as configurações apresentam dois passes para o fluido quente (de menor vazão) e um passe para o fluido frio (de maior vazão).

Acima de $N_C = 16$ foram selecionadas diferentes arranjos multipasse: 2/2, 3/1, 3/2, 3/3, 4/2, 4/3, 5/3 e 5/4.

Se uma enumeração completa das configurações do conjunto IS fosse realizada para a obtenção do conjunto RS , seriam necessários 12.560 cálculos de $[\Delta P, v]$. A Tabela 6.3.3 mostra a redução acumulada do número de cálculos necessários usando o algoritmo de *screening*, levando em conta as considerações D1 a D4 apresentadas anteriormente no desenvolvimento do método (ver Seção 6.2). O total de cálculos de $[\Delta P, v]$ realizados foi de 462, o que corresponde a somente 3,7 % do total necessário na enumeração completa dos elementos de IS .

Tabela 6.3.3: Redução no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ no Exemplo de Otimização 1

Situação	Cálculos de $[\Delta P, v]$	Redução acumulada
Enumeração completa, sem qualquer verificação.	12.560	0,0 %
D1) Com verificação da equivalência em ϕ	3.140	75,0 %
D2) Considerando independência dos lados I e II	818	93,5 %
D3) Incluindo a verificação de ΔP^{max}	618	95,1 %
D4) Evitando repetição de cálculos para N_C par	462	96,3 %

Para a obtenção do conjunto OS são aplicados os Passos 8 a 11 do algoritmo de *screening* (Figura 6.2.3). Iniciam-se os cálculos com o menor valor de número de canais em RS , que é $N_C = 5$. Existem quatro configurações com este número de canais (caso 1 na Tabela 6.3.2), sendo dois pares de equivalentes, todas com $E_{CC} = 50,9 \% < E^{min}$. Portanto nenhuma configuração será simulada. Na segunda iteração são avaliadas as oito configurações com $N_C = 6$, onde apenas duas simulações seriam necessárias devido à equivalência, mas tem-se $E_{CC} = 54,0 \% < E^{min}$.

A busca prossegue desta forma até a obtenção de $E_{CC} = 86,8 \%$ para as oito configurações com $N_C = 24$ e arranjo 3/2. São realizadas então quatro simulações com o modelo simplificado e verifica-se que a eficiência máxima obtida para este número de canais é de 81,3 %. O algoritmo é interrompido apenas em $N_C = 30$ quando é obtida uma eficiência de 88,8%.

Na Tabela 6.3.4 são apresentadas as eficiências térmicas obtidas para cada configuração do conjunto RS . As células hachuradas indicam as configurações que foram efetivamente simuladas, que totalizam 10. Entretanto, todas as configurações foram simuladas para ilustrar a tendência dos resultados. O progresso do algoritmo é mostrado no gráfico da Figura 6.3.1 com os valores máximos de E_{CC} e E obtidos para cada N_C . É visível como os valores de E_{CC}

constituem um limite superior confiável para a eficiência E . Na Tabela 6.3.5 é apresentada a redução no número de simulações necessárias adotando as considerações E1 a E3 apresentadas na Seção 6.2.

Tabela 6.3.4: Eficiência térmica para as configurações selecionadas (Ex. de Otimização 1)

caso #	Parâmetros				Eficiência da configuração			
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	$\phi = 1$	$\phi = 2$	$\phi = 3$	$\phi = 4$
1	5	1	1	0	45,4 %	50,1 %	45,4 %	50,1 %
2	6	1	1	0	46,5 %	52,2 %	46,5 %	52,2 %
3	6	1	1	1	46,5 %	52,2 %	46,5 %	52,2 %
4	7	1	1	0	49,3 %	56,3 %	49,3 %	56,3 %
5	7	1	1	1	48,7 %	55,1 %	48,7 %	55,1 %
6	8	1	1	0	49,9 %	57,5 %	49,9 %	57,5 %
7	8	1	1	1	49,9 %	57,5 %	49,9 %	57,5 %
8	9	1	1	0	51,7 %	60,5 %	51,7 %	60,5 %
9	9	1	1	1	51,2 %	59,4 %	51,2 %	59,4 %
10	10	1	1	0	52,0 %	61,3 %	52,0 %	61,3 %
11	10	1	1	1	52,0 %	61,3 %	52,0 %	61,3 %
12	11	1	1	0	53,3 %	63,6 %	53,3 %	63,6 %
13	11	2	1	1	63,0 %	63,0 %	63,0 %	63,0 %
14	12	1	2	0	63,0 %	64,2 %	64,2 %	63,0 %
15	12	2	1	1	64,2 %	63,0 %	64,2 %	63,0 %
16	13	1	2	0	64,2 %	64,2 %	64,2 %	64,2 %
17	15	2	1	1	66,1 %	66,1 %	66,1 %	66,1 %
18	16	1	2	0	65,9 %	67,0 %	67,0 %	65,9 %
19	16	2	2	0	60,0 %	61,0 %	77,6 %	71,3 %
20	16	2	1	1	67,0 %	65,9 %	67,0 %	65,9 %
21	16	2	2	1	60,0 %	61,0 %	77,6 %	71,3 %
22	17	3	1	1	68,3 %	69,6 %	68,3 %	69,6 %
23	17	3	2	1	61,3 %	61,3 %	77,7 %	77,7 %
24	19	2	3	0	60,9 %	60,9 %	78,8 %	78,8 %
25	20	2	2	0	60,2 %	60,7 %	80,4 %	72,8 %
26	20	2	2	1	60,2 %	60,7 %	80,4 %	72,8 %
27	24	2	3	0	61,2 %	60,9 %	80,1 %	81,3 %
28	24	3	2	1	60,9 %	61,2 %	80,1 %	81,3 %
29	29	3	2	1	61,3 %	61,3 %	81,9 %	81,9 %
30	30	3	3	0	60,0 %	59,8 %	83,0 %	[88,8 %]
31	30	3	3	1	60,0 %	59,8 %	83,0 %	[88,8 %]
32	31	2	3	0	60,9 %	60,9 %	82,5 %	82,5 %
33	31	4	3	1	59,9 %	59,9 %	87,5 %	87,5 %
34	32	2	4	0	59,3 %	59,3 %	84,4 %	84,3 %
35	32	4	2	1	59,3 %	59,3 %	84,4 %	84,3 %
36	41	3	4	0	59,8 %	59,8 %	89,3 %	89,3 %
37	41	3	5	0	59,9 %	59,8 %	89,9 %	90,5 %
38	49	5	3	1	59,8 %	59,7 %	91,1 %	91,0 %
39	49	5	4	1	59,9 %	59,9 %	92,7 %	92,7 %

OBS: Células hachuradas indicam as configurações simuladas

Tabela 6.3.5: Redução no número de simulações no Exemplo de Otimização 1

Situação	Simulações	Redução acumulada	Redução acumulada (calculada sobre IS)
Enumeração completa de RS.	156	0,0 %	97,5 %
E1) Identificando as conf. equivalentes	69	55,8 %	98,9 %
E2) Busca no sentido crescente de N_C	49	68,6 %	99,2 %
E3) Verificando E_{CC}	10	93,6 %	99,8 %

Figura 6.3.1: Progresso do algoritmo de screening na busca no conjunto RS (Exemplo 1)

Na Figura 6.3.2 são apresentados graficamente os resultados da Tabela 6.3.4 organizados em relação ao número de canais e ao parâmetro ϕ . É interessante observar que para $N_C < 11$, onde todas as configurações em RS têm passe único, os valores de $\phi = \{2, 4\}$ resultam em uma maior eficiência. Isso se deve ao fato de que o fluxo é contracorrente em todos os canais ($v_{cc} = 100\%$), oposto do que ocorre utilizando $\phi = \{1, 3\}$ onde o fluxo é paralelo ($v_{cc} = 0\%$). Para $11 \leq N_C \leq 16$ as configurações têm dois passes para o fluido quente e um passe para o frio e verifica-se que as eficiências obtidas para cada valor de ϕ são muito próximas ($v_{cc} \cong 50\%$). A partir de $N_C = 16$ as configurações são multipasse (com exceção do caso 22 na Tabela 6.3.4) e existe uma considerável diferença nos valores de eficiência obtidos com $\phi = \{1, 2\}$ e com $\phi = \{3, 4\}$. A razão desta diferença é o sentido do fluxo principal nos passes no trocador. A troca térmica em um PHE multipasse é favorecida quando os fluidos entram em lados opostos pois, adotando $\phi = 3$ ou $\phi = 4$, os passes seguem em contracorrente

no trocador. Observa-se também que o aumento do número de canais (ou da área de troca térmica) para os trocadores multipasse com $\phi = \{1, 2\}$ não resulta em melhora na eficiência térmica.

Figura 6.3.2: Eficiência térmica das configurações do conjunto RS para cada valor de ϕ

No gráfico da Figura 6.3.3 são relacionados a eficiência térmica do PHE e o seu respectivo parâmetro v_{cc} , que indica a porcentagem de placas térmicas com fluxo contracorrente, para as 156 configurações na Tabela 6.3.4. Verifica-se que este parâmetro, proposto por Zaleski e Klepacka (1992b) para a comparação entre configurações diferentes, não tem relação com a eficiência térmica quando o arranjo de passes e o número de canais são variáveis. Este tipo de análise traz melhores resultados quando são comparadas configurações que tenham as mesmas velocidades de escoamento por canal e mesmo número de placas. Desta forma, a variação de configuração afetaria apenas ΔT_m enquanto U e A são constantes na eq.(4.2.5) para cálculo da carga térmica do trocador.

A última etapa do algoritmo de *screening* (Passo 12) é a verificação dos resultados através do modelo U-distribuído de simulação térmica. Existem oito configurações com $N_C = 30$ em RS, como mostra a Tabela 6.3.4. O modelo U-distribuído foi usado para simular estas oito configurações e os resultados são mostrados na Tabela 6.3.6. Mesmo não sendo válido o conceito de equivalência para esta modelagem, os resultados de eficiência foram iguais entre

as configurações consideradas equivalentes para o modelo simplificado. Este tipo de resultado foi observado com frequência nos casos testados.

Pelos resultados na Tabela 6.3.6, tem-se que o desvio máximo obtido para E usando o modelo simplificado foi de 1,3 %. Para cada simulação do modelo simplificado foram necessários menos de 2 s de tempo computacional. No entanto, para o modelo U-distribuído foram necessários ao redor de 10 s para cada simulação. Os modelos foram resolvidos através do software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001) em um computador PC Pentium III (450 MHz, 128 Mb-RAM).

Figura 6.3.3: Eficiência térmica das configurações do conjunto RS em função de v_{cc}

Tabela 6.3.6: Verificação da eficiência térmica usando o modelo U-distribuído (Exemplo 1)

caso #	Parâmetros				Eficiência da configuração			
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	$\phi = 1$	$\phi = 2$	$\phi = 3$	$\phi = 4$
30	30	3	3	0	59,3 %	59,1 %	82,8 %	[88,7 %]
31	30	3	3	1	59,3 %	59,1 %	82,8 %	[88,7 %]

Como resultado final deste problema de otimização foi selecionado o par de configurações equivalentes apresentado na Tabela 6.3.7. Tratam-se de duas configurações com 30 canais (o que corresponde a 31 placas) com um arranjo simétrico $3 \times 10 / 3 \times 10$ com a entrada do lado II na posição $\phi = 4$ e o fluido quente localizado no lado I ou no lado II. Na Tabela 6.3.8 são apresentados resultados importantes para estas duas configurações obtidos através do modelo simplificado, como os coeficientes convectivos e os números de Reynolds para o escoamento nos canais.

Tabela 6.3.7: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo de Otimização 1

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	(W/m ² .°C)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
30	3	3	0	4	1.711	4,0	8,0	0,34	0,52	88,7
30	3	3	1	4	1.711	4,0	8,0	0,34	0,52	88,7

Tabela 6.3.8: Características das configurações ótimas equivalentes do Ex. de Otimização 1

	Fluido quente	Fluido frio
Re	3.120	3.887
Nu	108,7	130,8
Pr	5,35	6,01
α	0,7440	0,4974
h (W/m ² .°C)	3.500	4.495

O desempenho comparativo entre o algoritmo de *screening* e a técnica de enumeração completa na resolução deste problema é mostrado na Figura 6.3.4 (sem considerar a verificação dos resultados finais com o modelo de U-distribuído). Houve uma redução de 96,3 % no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ e de 99,8 % no número de simulações.

Figura 6.3.4: Desempenho do screening na resolução do Exemplo de Otimização 1

É interessante observar que o uso de limites inferiores nulos para as perdas de carga dos fluidos (ΔP_{hot}^{min} e ΔP_{cold}^{min}) levou à seleção de configurações simétricas, sendo que o contrário era esperado devido às diferenças entre as capacidades térmicas das correntes quente e fria. Se os limites inferiores de perda de carga tivessem sido definidos como 50% do valor dos limites superiores, estas configurações não teriam sido selecionadas pois $\Delta P_{hot} = 4 \text{ psi} < 0,5 \cdot \Delta P_{hot}^{max}$ (aspectos como este serão considerados na análise de sensibilidade deste problema desenvolvida no Capítulo 7).

Conforme verificado por Kandlikar e Shah (1989a), os arranjos simétricos com fluidos entrando em lados opostos do trocador resultam em uma maior eficiência térmica. Entretanto,

nas configurações ótimas selecionadas neste problema a perda de carga da corrente quente é apenas metade da perda de carga da corrente fria, e também o seu valor está distante do limite máximo estipulado de 10 psi. Observa-se então que não foi necessário atingir os limites máximos da perda de carga disponível para garantir maior turbulência e conseqüentemente a mínima área de troca para a eficiência desejada. Como o tipo de arranjo de passes tem grande influência sobre o desempenho do PHE, a área de troca não está diretamente relacionada à eficiência. Isso pode ser verificado na Figura 6.3.1, onde um aumento em N_C pode não garantir uma melhor eficiência se o arranjo de passes mudar.

Observando a eq.(4.2.5) de troca térmica pode-se ver que a carga térmica é proporcional à área de troca A , ao coeficiente U e à verdadeira diferença de temperaturas ΔT_m . No dimensionamento busca-se atingir a carga térmica desejada com mínima área. No caso de trocadores casco-e-tubos ou duplo-tubos onde as possibilidades de configurações são limitadas, procura-se maximizar U através do aumento da turbulência (aproveitamento completo da perda de carga disponível). Entretanto, a flexibilidade de configuração dos PHEs faz com que a variável ΔT_m tenha grande influência no seu dimensionamento. Mudanças no arranjo de passes de um PHE podem alterar drasticamente ΔT_m sem modificar U .

6.4 Exemplo de Otimização 2

Neste segundo exemplo de otimização de configuração será considerado um trocador de calor a placas de médio porte, com área de troca térmica de $0,85 \text{ m}^2$ por placa. Água de resfriamento é usada para resfriar uma corrente de água de processo limpa. Os dados deste problema são apresentados na Tabela 6.4.1. As dimensões e características do trocador e das placas *chevron* correspondem ao modelo A085 MGS-7 No.3 do fabricante APV/Invensys (2001). A estrutura deste trocador suporta até aproximadamente 200 placas.

Tabela 6.4.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 2

Trocador					
Placas	AISI 316	<i>chevron</i>	$\beta = 50^\circ$	$\varepsilon_P = 0,6 \text{ mm}$	$Y_f = 0$
Canal	$L = 1.380 \text{ mm}$	$w = 535 \text{ mm}$	$b = 3,7 \text{ mm}$	$D_P = 150 \text{ mm}$	$\Phi = 1,15$
Fluidos					
Quente	Água desmineralizada	$T_{hot,in} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$		$W_{hot} = 26,0 \text{ kg/s}$	
Frio	Água de resfriamento	$T_{cold,in} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$		$W_{cold} = 62,5 \text{ kg/s}$	
Restrições					
Número de canais	$80 \leq N_C \leq 200$				
Eficiência	$95 \leq E \leq 100 \%$				
Perda de carga	$10 \leq \Delta P_{hot} \leq 20 \text{ psi}$		$0 \leq \Delta P_{cold} \leq 25 \text{ psi}$		
Velocidade	$v_{hot} \geq 0.0 \text{ m/s}$		$v_{cold} \geq 0.6 \text{ m/s}$		

As restrições de perda de carga e de velocidade de escoamento nos canais foram definidas de forma a evitar uma baixa perda de carga para o fluido quente ($\Delta P_{hot}^{min} = 10$ psi), o que poderia ocasionar curvamento das placas, e também evitar uma baixa velocidade de escoamento para a água de resfriamento ($v_{cold}^{min} = 0,6$ m/s), objetivando reduzir a formação de incrustação no lado frio conforme sugerido em Bott (1995). Como a perda de carga da água quente tem um limite inferior de 10 psi, não foi necessário utilizar a restrição de velocidade mínima no canal para este fluido.

O limite superior para número de canais corresponde à capacidade máxima aproximada de placas na estrutura do trocador. Uma estimativa da área mínima de troca térmica para atingir uma eficiência de 95 % foi usada como base para a definição do limite inferior de 80 canais. Para o cálculo desta estimativa é considerado um trocador puramente contracorrente com um coeficiente global de troca térmica superestimado de $7.000 \text{ W/m}^2\text{°C}$. A área mínima é então calculada usando as eqs.(4.2.5) e (4.2.6) com $F_T = 1$. O valor obtido, $A = 69,0 \text{ m}^2$, corresponde à superfície de troca de cerca de 81 placas do PHE (82 canais).

As propriedades físicas dos fluidos foram calculadas a partir da temperatura média da corrente, assumindo uma troca térmica com eficiência de 95 %. Os parâmetros de troca térmica (a_1 , a_2 e a_3) foram obtidos de Saunders (1988) e os parâmetros de perda de carga (a_4 , a_5 e a_6) foram obtidos de Mehrabian et al. (2000), onde a perda de carga em um trocador SR3 da APV foi estudada.

Aplicando os Passos 1 a 7 do algoritmo de *screening* (Figura 6.2.3) tem-se como resultado o conjunto reduzido *RS* contendo 120 configurações, que são apresentadas na Tabela 6.4.2, lembrando que cada linha desta tabela corresponde a quatro configurações com diferentes valores de ϕ . O conjunto inicial definido pela restrição no número de canais contém 30.160 configurações distintas. É possível verificar que três tipos de arranjos de passes foram selecionados nesta etapa: 2/1 para $80 \leq N_C \leq 85$, 3/2 para $127 \leq N_C \leq 163$ e 4/2 para $168 \leq N_C \leq 200$. A corrente quente, por ter menor vazão, recebe o maior número de passes. Para a obtenção do conjunto *RS* foram necessárias 933 avaliações de $[\Delta P, v]$. A Tabela 6.4.3 mostra que o algoritmo de *screening* proporcionou uma redução de 98,5 % no total de cálculos necessários em comparação com um procedimento de enumeração completa.

Executando os Passos 8 a 11 do algoritmo de *screening*, são realizadas 30 simulações de troca térmica utilizando o modelo simplificado até que a restrição de eficiência ($95 \leq E \leq 100$ %) seja obedecida em $N_C = 168$. O progresso desta busca é apresentado na Figura 6.4.1 e na Tabela 6.4.4, onde as 30 configurações efetivamente simuladas estão destacadas nas células hachuradas, e as quatro configurações selecionadas para formar o conjunto *OS* estão

destacadas em negrito. Mesmo o algoritmo sendo interrompido em $N_C = 168$, todas as configurações do conjunto RS tiveram a eficiência determinada para uma análise mais completa dos resultados. Verifica-se ainda na Tabela 6.4.5 a redução no número de simulações devido ao uso do algoritmo de *screening* proposto.

Tabela 6.4.2: Configurações selecionadas para o Exemplo de Otimização 2

caso #	Parâmetros de Configuração					U (W/m ² °C)	ΔP_{hot} (psi)	ΔP_{cold} (psi)	v_{hot} (m/s)	v_{cold} (m/s)
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ					
1	80	1	2	0	1, 2, 3, 4	5.173	11,4	9,9	0,66	0,79
2	80	2	1	1	1, 2, 3, 4	5.173	11,4	9,9	0,66	0,79
3	81	1	2	0	1, 2, 3, 4	5.136	11,4	9,6	0,66	0,77
4	83	2	1	1	1, 2, 3, 4	5.066	10,6	9,6	0,63	0,77
5	84	1	2	0	1, 2, 3, 4	5.031	10,6	9,3	0,63	0,75
6	84	2	1	1	1, 2, 3, 4	5.031	10,6	9,3	0,63	0,75
7	85	1	2	0	1, 2, 3, 4	4.997	10,6	9,1	0,63	0,73
8	127	2	3	0	1, 2, 3, 4	5.412	14,8	24,0	0,63	0,99
9	132	2	3	0	1, 2, 3, 4	5.294	13,9	23,0	0,60	0,96
10	132	3	2	1	1, 2, 3, 4	5.294	13,9	23,0	0,60	0,96
11	137	3	2	1	1, 2, 3, 4	5.182	13,0	22,0	0,57	0,93
12	139	2	3	0	1, 2, 3, 4	5.144	13,0	21,1	0,57	0,90
13	144	2	3	0	1, 2, 3, 4	5.039	12,2	20,3	0,55	0,88
14	144	3	2	1	1, 2, 3, 4	5.039	12,2	20,3	0,55	0,88
15	149	3	2	1	1, 2, 3, 4	4.940	11,6	19,5	0,53	0,85
16	151	2	3	0	1, 2, 3, 4	4.906	11,6	18,8	0,53	0,83
17	156	2	3	0	1, 2, 3, 4	4.813	11,0	18,2	0,51	0,81
18	156	3	2	1	1, 2, 3, 4	4.813	11,0	18,2	0,51	0,81
19	161	3	2	1	1, 2, 3, 4	4.724	10,4	17,6	0,49	0,79
20	163	2	3	0	1, 2, 3, 4	4.694	10,4	17,0	0,49	0,77
21	168	2	4	0	1, 2, 3, 4	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75
22	168	4	2	1	1, 2, 3, 4	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75
23	176	2	4	0	1, 2, 3, 4	4.899	17,7	15,5	0,60	0,72
24	176	4	2	1	1, 2, 3, 4	4.899	17,7	15,5	0,60	0,72
25	184	2	4	0	1, 2, 3, 4	4.775	16,6	14,7	0,57	0,69
26	184	4	2	1	1, 2, 3, 4	4.775	16,6	14,7	0,57	0,69
27	192	2	4	0	1, 2, 3, 4	4.658	15,6	13,9	0,55	0,66
28	192	4	2	1	1, 2, 3, 4	4.658	15,6	13,9	0,55	0,66
29	200	2	4	0	1, 2, 3, 4	4.549	14,7	13,3	0,53	0,63
30	200	4	2	1	1, 2, 3, 4	4.549	14,7	13,3	0,53	0,63

Tabela 6.4.3: Redução no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ no Exemplo de Otimização 2

Situação	Cálculos de $[\Delta P, v]$	Redução acumulada
Enumeração completa, sem qualquer verificação.	60.320	0,0 %
D1) Com verificação da equivalência em ϕ	15.080	75,0 %
D2) Considerando independência dos lados I e II	2.622	95,6 %
D3) Incluindo a verificação de ΔP^{max}	1.248	97,9 %
D4) Evitando repetição de cálculos para N_C par	933	98,5 %

Tabela 6.4.4: Eficiência térmica para as configurações selecionadas (Ex. de Otimização 2)

caso #	Parâmetros				Eficiência da configuração			
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	$\phi = 1$	$\phi = 2$	$\phi = 3$	$\phi = 4$
1	80	1	2	0	82,5%	82,8%	82,8%	82,5%
2	80	2	1	1	82,8%	82,5%	82,8%	82,5%
3	81	1	2	0	82,7%	82,7%	82,7%	82,7%
4	83	2	1	1	82,9%	82,9%	82,9%	82,9%
5	84	1	2	0	82,8%	83,1%	83,1%	82,8%
6	84	2	1	1	83,1%	82,8%	83,1%	82,8%
7	85	1	2	0	83,1%	83,1%	83,1%	83,1%
8	127	2	3	0	71,5 %	71,5 %	93,7 %	93,7 %
9	132	2	3	0	71,5 %	71,4 %	93,7 %	94,0 %
10	132	3	2	1	71,4 %	71,5 %	93,7 %	94,0 %
11	137	3	2	1	71,4 %	71,4 %	94,0 %	94,0 %
12	139	2	3	0	71,3 %	71,3 %	94,1 %	94,1 %
13	144	2	3	0	71,4 %	71,3 %	94,1 %	94,3 %
14	144	3	2	1	71,3 %	71,4 %	94,1 %	94,3 %
15	149	3	2	1	71,3 %	71,3 %	94,3 %	94,3 %
16	151	2	3	0	71,2 %	71,2 %	94,4 %	94,4 %
17	156	2	3	0	71,3 %	71,1 %	94,4 %	94,6 %
18	156	3	2	1	71,1 %	71,3 %	94,4 %	94,6 %
19	161	3	2	1	71,2 %	71,2 %	94,6 %	94,6 %
20	163	2	3	0	71,1 %	71,1 %	94,7 %	94,7 %
21	168	2	4	0	68,5 %	68,5 %	96,0 %	95,9 %
22	168	4	2	1	68,5 %	68,5 %	96,0 %	95,9 %
23	176	2	4	0	68,4 %	68,4 %	96,1 %	96,1 %
24	176	4	2	1	68,4 %	68,4 %	96,1 %	96,1 %
25	184	2	4	0	68,3 %	68,3 %	96,2 %	96,2 %
26	184	4	2	1	68,3 %	68,3 %	96,2 %	96,2 %
27	192	2	4	0	68,2 %	68,1 %	96,3 %	96,3 %
28	192	4	2	1	68,2 %	68,1 %	96,3 %	96,3 %
29	200	2	4	0	68,1 %	68,0 %	96,5 %	96,4 %
30	200	4	2	1	68,1 %	68,0 %	96,5 %	96,4 %

OBS: Células hachuradas indicam as configurações simuladas

Tabela 6.4.5: Redução no número de simulações no Exemplo de Otimização 2

Situação	Simulações	Redução acumulada	Redução acumulada (calculada sobre IS)
Enumeração completa de RS	120	0,0 %	99,6 %
E1) Identificando as conf. equivalentes	53	55,8 %	99,8 %
E2) Busca no sentido crescente de N_C	37	69,2 %	99,9 %
E3) Verificando E_{CC}	30	75,0 %	99,9 %

Figura 6.4.1: Progresso do algoritmo de screening na busca no conjunto RS (Exemplo 2)

As duas inflexões na curva de E na Figura 6.4.1 indicam as mudanças no arranjo de passes de 2/1 para 3/2 e posteriormente para 4/2 durante a busca no conjunto RS. Observa-se que o aumento no número de canais e nos números de passes elevam a eficiência dos trocadores selecionados. Este resultado também pode ser verificado na Figura 6.4.2, onde os dados da Tabela 6.4.4 são graficamente representados em função do parâmetro ϕ . Observa-se que a mudança de arranjo melhora a eficiência para as configurações com $\phi = \{3, 4\}$; entretanto o contrário é observado para aquelas com $\phi = \{1, 2\}$. Também nota-se que existe uma diferença considerável na eficiência do PHE utilizando-se $\phi = \{1, 2\}$ ou $\phi = \{3, 4\}$ para $N_C \geq 127$. Para o primeiro caso os passes seguem paralelamente no trocador, enquanto que no segundo caso os passes seguem em contracorrente, entrando em lados opostos do PHE. O fluxo contracorrente eleva a diferença de temperatura entre canais adjacentes e conseqüentemente o fluxo térmico. Para as configurações com $80 \leq N_C \leq 85$ a influência do parâmetro ϕ sobre a eficiência é bastante reduzida em razão do arranjo tipo 2/1. Neste caso tem-se metade do trocador com os canais vizinhos em fluxo contracorrente e metade em fluxo paralelo ($v_{cc} \cong 50\%$), independentemente dos valores adotados para ϕ ou para Y_h .

Figura 6.4.2: Eficiência térmica das configurações em RS para cada valor de ϕ (Exemplo 2)

Uma das vantagens do método de *screening* é que o progresso da etapa de verificação da eficiência pode ser acompanhado passo a passo. Se apenas o resultado final fosse fornecido (o conjunto OS ainda não verificado através do modelo U-distribuído), passaria despercebida a informação de que as configurações em RS com arranjo 3/2 com $\phi = 3$ e 4 atingem eficiências muito próximas do mínimo desejado de 95 % (ver Tabela 6.4.4). Verifica-se que com 132 canais chega-se a uma eficiência de 94 %. Esta configuração pode ser selecionada caso pequenas alterações nas condições de processo elevem a sua eficiência para o valor desejado.

É também interessante observar na Figura 6.4.2 que o valor da eficiência E é pouco sensível frente a uma variação no número de canais para um dado arranjo neste problema. Em especial no caso dos trocadores com $\phi = \{1, 2\}$ a eficiência parece atingir um valor limite de aproximadamente 71 % para arranjos 3/2 e 68 % para arranjos 4/2, não havendo variação significativa com o aumento da área de troca. Na Figura 6.3.2, que representa similarmente os resultados do Exemplo de Otimização 1, a variação em E é mais pronunciada devido ao maior número de arranjos distintos contidos em RS (dez tipos de arranjos para o Exemplo 1 e somente três para o Exemplo 2).

Concluindo o algoritmo de *screening*, o modelo U-distribuído é utilizado para verificação dos resultados de simulação das configurações no conjunto OS, como mostrado na Tabela 6.4.6. O desvio máximo obtido foi de 0,4 % para o valor de E . Para a simulação das

configurações ótimas usando o software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001) em um computador PC Pentium III (450 MHz 128 Mb-RAM) foram necessários cerca de 10 s para o modelo simplificado. Já para o modelo U-distribuído foi necessário aproximadamente 1 min para resolução de cada configuração, um tempo computacional cerca de 6 vezes maior.

Tabela 6.4.6: Verificação da eficiência térmica usando o modelo U-distribuído (Exemplo 2)

caso #	Parâmetros				Eficiência da configuração			
	N_C	P^I	P^{II}	Y_h	$\phi = 1$	$\phi = 2$	$\phi = 3$	$\phi = 4$
21	168	2	4	0	68,6	68,5	[95,7%]	[95,5%]
22	168	4	2	1	68,6	68,5	[95,7%]	[95,5%]

Como resultado final do problema de otimização foram selecionados dois pares de configurações equivalentes, que são apresentados na Tabela 6.4.7. As configurações ótimas têm 168 canais com um arranjo assimétrico $4 \times 21/2 \times 42$ com as correntes entrando em lados opostos do trocador. Os resultados principais são listados na Tabela 6.4.8. Verifica-se que as correntes quente e fria têm velocidades de escoamento no canal e perdas de carga bastante próximas nestas configurações.

Tabela 6.4.7: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo de Otimização 2

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	(W/m ² .°C)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
168	2	4	0	3	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75	95,7
168	2	4	0	4	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75	95,5
168	4	2	1	3	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75	95,7
168	4	2	1	4	5.031	19,0	16,5	0,63	0,75	95,5

Tabela 6.4.8: Características das configurações ótimas equivalentes do Exemplo 2

	Fluido quente	Fluido frio
Re	6.793	6.157
Nu	130,3	134,8
Pr	3,88	5,33
α	0,8262	0,6867
h (W/m ² .°C)	12.919	12.904

Na Figura 6.4.3 é apresentado o desempenho comparativo entre o algoritmo de *screening* e a técnica de enumeração completa na resolução deste problema. Verifica-se que houve uma redução de 98,4 % no número de cálculos de $[\Delta P, v]$ e de 99,9 % no número de simulações.

Figura 6.4.3: Desempenho do screening na resolução do Exemplo de Otimização 2

A escolha por uma das quatro configurações ótimas da Tabela 6.4.6 poderá ser feita de modo a facilitar a instalação da tubulação no trocador ou evitar que um dos canais mais externos receba a entrada do fluido quente, o que propiciaria a perda de calor para o ambiente. São várias as possibilidades de construção física das configurações selecionadas. No Capítulo 7 é desenvolvida uma análise de sensibilidade relacionada à solução deste problema e outros aspectos são discutidos.

6.5 Discussão

O problema de otimização da configuração de um trocador de calor a placas (PHE) foi formulado como a minimização do seu número de canais (um dos parâmetros de configuração, proporcional ao custo fixo do equipamento), sujeito a restrições de perda de carga, de velocidade de escoamento no canal, eficiência térmica e número de canais. Um método de resolução do tipo *screening* foi proposto para este problema e foi desenvolvido o algoritmo de *screening* representado na Figura 6.2.3. Este algoritmo foi estruturado visando a realização do menor número possível de avaliações do PHE para a obtenção da solução ótima.

Nos dois exemplos de otimização resolvidos, a solução ótima do problema foi obtida através do algoritmo proposto com esforço computacional bastante reduzido. Verificou-se que o algoritmo promove uma grande redução no número de cálculos de perda de carga e de simulações térmicas, quando comparado a um procedimento de enumeração completa. Em diversos exemplos, verificou-se que aproximadamente 5 % dos cálculos de $[\Delta P, v]$ são necessários e em torno de 1% das simulações necessárias é efetivamente realizada. Outra vantagem do algoritmo proposto é a obtenção de um conjunto de configurações ótimas ao invés de um único ponto, como foi observado nos exemplos resolvidos.

Verificou-se que nos Passos 2 a 7 do algoritmo, em que as restrições de perda de carga e de velocidade são utilizadas para formar o conjunto reduzido de configurações, ocorre uma

grande redução no conjunto inicial de configurações possíveis. Neste processo são descartadas aproximadamente 97% dos elementos do conjunto inicial. Isso ocorre porque a perda de carga é muito sensível aos parâmetros de configuração P^I e P^{II} (números de passes).

Nos Passos 8 a 11 do algoritmo uma série selecionada de configurações são simuladas para a verificação da restrição de eficiência térmica. Verificou-se que aproximadamente 15 % das configurações presentes no conjunto reduzido são simuladas para a obtenção da solução ótima, o que corresponde a uma redução de aproximadamente 99 % considerando o conjunto inicial.

A busca pela solução ótima realizada nos Passos 8 a 12 pode revelar configurações inviáveis que estejam muito próximas de serem ótimas já que o conjunto RS é conhecido. Esta característica do algoritmo de *screening* é uma grande vantagem para a análise dos resultados de otimização.

Com o uso do modelo de U-distribuído para verificação dos resultados (no Passo 12 do algoritmo) foram obtidos desvios da ordem de 1 %, como já verificado na análise dos exemplos de simulação. A otimização da configuração de um PHE pode ser feita usando apenas o modelo simplificado, de resolução mais simples.

A resolução dos problemas de otimização mostrou como a configuração do PHE é crítica para o seu dimensionamento, evidenciando a importância do uso de critérios rigorosos para a sua escolha. Foi possível verificar que o critério de máximo aproveitamento da perda de carga disponível, visando maximizar a carga térmica do trocador (Polley et al., 1991), não pode ser aplicado aos PHEs quando deseja-se determinar a melhor configuração, como realizado por Wang e Sundén (2003) no dimensionamento de PHEs com restrições de perda de carga.

7. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO

No Capítulo 6 foi apresentado o algoritmo de *screening* para a resolução do problema de otimização da configuração de um trocador de calor a placas (PHE). Este algoritmo mostrou-se bastante eficiente e robusto na resolução deste tipo de problema, superando as limitações da modelagem em forma algorítmica do PHE (apresentada no Capítulo 5).

É importante realizar uma análise de sensibilidade no método de otimização proposto, ou seja, analisar como variações nas condições de processo ou nos limites das restrições afetam a solução ótima do problema. Neste Capítulo esta análise será desenvolvida considerando os dois exemplos de otimização desenvolvidos anteriormente.

7.1 Análise de Sensibilidade Aplicada ao Exemplo de Otimização 1

O método de *screening* proposto envolve duas etapas principais: a obtenção do conjunto reduzido de configurações RS a partir do conjunto inicial IS e a subsequente obtenção do conjunto de configurações ótimas OS . A restrição da eq.(6.1.2a) no número de canais define o conjunto IS , composto por todas as configurações possíveis dentro destes limites. Já as restrições de perda de carga e de velocidades de escoamento (eqs.(6.1.2b) a (6.1.2e)) são usadas para filtrar os elementos deste conjunto, gerando o subconjunto RS . Nesta análise de sensibilidade serão primeiramente observados os efeitos dos limites das restrições sobre o número de elementos no conjunto RS . A influência de N_C^{max} sobre o tamanho de IS já foi analisada na Figura 6.2.1.

No Exemplo de Otimização 1 (Seção 6.3), o número de canais tem o limite superior definido pela viabilidade física do tamanho da estrutura de suporte. O limite inferior foi definido como $N_C^{min} = 2$ por ser o menor número possível de canais. Na Figura 7.1.1 é mostrada a influência do valor de N_C^{min} sobre o número de elementos do conjunto RS . Estimativas da área mínima de troca térmica ou resultados de problemas de otimização anteriores podem ser usados para definir um valor mais realista para N_C^{min} , desta forma reduzindo o tamanho do conjunto RS e simplificando o problema. Por exemplo, para atingir uma eficiência de 85 %, com coeficiente U superestimado de $3.000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ em um trocador puramente contracorrente, a área de troca necessária seria de $1,89 \text{ m}^2$ conforme as eqs.(4.2.5) e (4.2.6).

Esta área corresponde à superfície de 15 placas do modelo de trocador considerado, ou seja, 14 canais. Se fosse utilizado o valor de $N_C^{min} = 14$ para a resolução do Exemplo de Otimização 1, o número de elementos em RS seria de 92 ao invés de 156, reduzindo em 15 %

o número de cálculos de $[\Delta P, v]$. Devido ao uso da consideração E3 de verificação de E_{CC} , a mudança em N_C^{min} não afeta o número de simulações.

Figura 7.1.1: Efeito de N_C^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1

Os limites inferiores para velocidades de escoamento nos canais foram definidos como $v_{hot}^{min} = v_{cold}^{min} = 0,3$ m/s (ver Tabela 6.3.1) para garantia de escoamento turbulento. A Figura 7.1.2 mostra graficamente o efeito da variação destes parâmetros (para os fluidos quente e frio simultaneamente) sobre o tamanho do conjunto RS. Pode-se observar que a redução em v_{hot}^{min} e v_{cold}^{min} eleva consideravelmente a dimensão de RS pois não foram definidos limites inferiores para perdas de carga ($\Delta P_{hot}^{min} = 0$ e $\Delta P_{cold}^{min} = 0$ no problema). É importante ressaltar que para a obtenção dos pontos no gráfico da Figura 7.1.2 verificou-se que a faixa de validade dos parâmetros a_1 a a_6 foi respeitada, mesmo para as configurações com menor velocidade de escoamento.

Tanto a restrição de perda de carga mínima como a de velocidade de escoamento mínima limitam inferiormente o valor do número de Reynolds no escoamento do fluido. Isso pode ser observado na Figura 7.1.3 que mostra o efeito da variação de ΔP^{min} (para ambos os fluidos simultaneamente) sobre o tamanho do conjunto RS no Exemplo de Otimização 1. Para $\Delta P^{min} \leq 1,75$ psi as restrições de perda de carga mínima são inativas e o tamanho de RS é limitado pelas restrições de velocidade de escoamento. Para $\Delta P^{min} \geq 1,80$ psi, as restrições de perda de carga tornam-se ativas.

A relação entre os valores adotados para ΔP^{min} e v^{min} é apresentada graficamente na Figura 7.1.4. A curva de $\Delta P^{min} = 3,0$ psi tem um formato similar ao da curva na Figura 7.1.3 para $v^{min} = 0,3$, onde é visível o ponto em que a restrição passa a ser ativa.

Figura 7.1.2: Efeito de v^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1

Figura 7.1.3: Efeito de ΔP^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1

Figura 7.1.4: Efeito de ΔP^{min} e v^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 1

Pelos resultados obtidos, pode-se concluir que em um problema de otimização é aconselhável adotar limites não nulos para ΔP^{min} e/ou v^{min} para reduzir a dimensão do conjunto RS. Entretanto, o uso conjunto de valores não nulos para ΔP^{min} e v^{min} para ambos os fluidos pode limitar muito o número de configurações selecionadas para formar RS. Como a geração deste conjunto (passos 1 a 7 do algoritmo de *screening* na Figura 6.2.3) requer um tempo computacional muito reduzido por envolver apenas cálculos algébricos simples de velocidade e perda de carga, um estudo de sensibilidade pode ser facilmente conduzido para uma melhor definição dos limites das restrições de perdas de carga e de velocidades de escoamento.

Até então foi analisada a influência de alguns parâmetros do problema de otimização sobre o tamanho do conjunto RS. Será estudada agora a influência de parâmetros sobre a solução do problema, ou seja, a composição do conjunto OS (com os resultados de simulação verificados através do modelo de U-distribuído).

A solução do Exemplo de Otimização 1 é composta por dois trocadores equivalentes de 30 canais, como apresentado na Tabela 6.3.7. Na Figura 7.1.3 foram relacionados o tamanho do conjunto RS e o valor de ΔP^{min} adotado para os fluidos quente e frio. Considerando os pontos deste gráfico, verifica-se que para o intervalo $0 \leq \Delta P^{min} \leq 4,0$ psi a solução do problema permanece inalterada (Tabela 6.3.7). Já para o intervalo $4,0 < \Delta P^{min} \leq$

6,1 psi é obtida uma nova solução, mostrada na Tabela 7.1.1, e para $\Delta P^{min} > 6,1$ psi o problema de otimização não tem região viável e conseqüentemente não há solução ótima.

Tabela 7.1.1: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 1 para $4,0 < \Delta P^{min} \leq 6,1$

Parâmetros de Configuração					U (W/m ² .°C)	ΔP_{hot} (psi)	ΔP_{cold} (psi)	v_{hot} (m/s)	v_{cold} (m/s)	E (%)
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ						
31	4	3	1	3	1.834	7,1	8,0	0,43	0,52	87,2
31	4	3	1	4	1.834	7,1	8,0	0,43	0,52	87,2

Esta nova solução também é composta por um par de configurações equivalentes, entretanto o arranjo é assimétrico, apresentando quatro passes para o fluido quente (tolueno) e três passes para o frio (benzeno). Nesta análise, a elevação do limite inferior para perda de carga forçou os fluidos a terem velocidades de escoamento próximas. Como as vazões mássicas são diferentes, um arranjo assimétrico fez-se necessário. Comparando as configurações das Tabela 6.3.7 e 7.1.1 é curioso observar que com a adição de apenas uma placa pode-se ter uma nova configuração com perdas de carga similares para ambas as correntes e sem uma grande queda na eficiência devido à assimetria do arranjo. A vantagem desta nova configuração com 31 canais é a menor possibilidade de curvamento de placas devido a diferenças de pressão.

A eficiência mínima desejada para o Exemplo de Otimização 1 foi de $E^{min} = 85\%$. O efeito da variação deste parâmetro sobre a solução final é mostrado na Figura 7.1.5. Utilizando $E^{min} = 82,5\%$ ou $87,5\%$ é obtido o mesmo número ótimo de canais do problema original, mas com $E^{min} = 82,5\%$ o total de configurações ótimas passa de duas para quatro. Estas duas novas configurações podem ser observadas na Tabela 6.3.4: casos 30 e 31 com $\phi = 3$. Adotando uma eficiência mínima de $E^{min} = 95,0\%$ não há solução para este problema. Neste caso, uma estrutura que comporte um número maior de placas ou um tipo diferente de placa podem ser considerados.

O fator de incrustação utilizado para os fluidos quente e frio foi de $R_f = 2,0 \cdot 10^{-5}$ m².°C/W (Marriott, 1971). Se o problema de otimização for resolvido considerando o trocador limpo ($R_f = 0$), ou considerando um aumento de 100% no valor de R_f , a mesma solução da Tabela 6.3.7 será obtida, mas com eficiências de $E = 89,7\%$ e $E = 87,6\%$ respectivamente.

Figura 7.1.5: Efeito da variação de E^{min} sobre a solução do Exemplo 1

Tabela 7.1.2: Configurações ótimas para o Exemplo 1 em função de W_{cold} ($\Delta P^{min} = 5,0$ psi)

W_{cold} (kg/s)	Configurações Ótimas				U (W/m ² .°C)	E (%)	Q (kW)
	N_C	P_{hot}/P_{cold}	Y_h	ϕ			
0,155	11	2 / 5	1	3 ou 4	1.802	99,0	17,3
0,370	17	3 / 4	1	3 ou 4	1.891	94,5	39,5
0,800	50	5 / 5	0 ou 1	4	1.545	85,4	77,2
1,015	40	4 / 4	0 ou 1	3	1.637	89,1	80,8
		5 / 4	0 ou 1	3	1.749	86,9	78,8
		5 / 4	0 ou 1	4	1.749	87,9	79,7
1,230 *	31	4 / 3	1	3 ou 4	1.834	87,2	79,0
1,445	41	4 / 3	0	3 ou 4	1.628	92,2	83,6
		5 / 3	0	3	1.739	92,8	84,1
		5 / 3	0	4	1.739	93,3	84,6
1,660	24	3 / 2	0 ou 1	3	1.878	86,0	78,0
		3 / 2	0 ou 1	4	1.878	87,1	78,9
2,090	24	3 / 2	0 ou 1	3	1.982	89,7	81,3
		3 / 2	0 ou 1	4	1.982	90,5	82,0
2,520	32	4 / 2	0 ou 1	3	1.928	95,2	86,3
		4 / 2	0 ou 1	4	1.928	95,2	86,3
2,950	17	3 / 1	1	1 ou 3	2.188	85,2	77,2
		3 / 1	1	2 ou 4	2.188	86,1	78,0
3,380	17	3 / 1	1	1 ou 3	2.260	87,0	78,9
		3 / 1	1	2 ou 4	2.260	87,8	79,9

* caso base: ver solução na Tabela 7.1.1

Na Tabela 7.1.2 são apresentados os resultados de otimização considerando a vazão do fluido frio (benzeno) como uma variável, mantendo a vazão de tolueno no valor original de $W_{hot} = 0,80$ kg/s. Para esta análise foram adotados limites inferiores para perda de carga de $\Delta P_{cold}^{min} = \Delta P_{hot}^{min} = 5,0$ psi para que seja observada a obtenção de configurações assimétricas para os casos de grande diferença entre as vazões dos fluidos.

Analizando os resultados deste estudo, na Tabela 7.1.2, verifica-se que foram obtidas configurações simétricas apenas para $W_{cold} = 0,800$ e $W_{cold} = 1,015$ kg/s com arranjos de $5 \times 5/5 \times 5$ e $4 \times 5/4 \times 5$ respectivamente. Não é possível observar uma relação clara entre o número ótimo de canais e W_{cold} , mas observa-se que elevando o valor de W_{cold} a partir do ponto em que $W_{cold} = W_{hot} = 0,80$ kg/s a tendência é de redução no número de canais do trocador. Este comportamento pode ser observado na Figura 7.1.6 que é uma representação gráfica dos resultados na Tabela 7.1.2.

A vazão elevada do fluido frio ($W_{cold} > 0,80$ kg/s) permite que a corrente quente apresente um maior número de passes no trocador, auxiliando o resfriamento e portanto reduzindo o tamanho do trocador. Já para vazões baixas ($W_{cold} < 0,80$ kg/s) o tamanho do trocador diminui pois a carga térmica necessária é proporcional à W_{cold} . Isso ocorre pois a eficiência do trocador é calculada usando como referência o fluido de menor capacidade térmica ($W.Cp$). Para $W_{cold} > 0,80$ kg/s a corrente com menor capacidade térmica é a quente e para $W_{cold} \leq 0,80$ kg/s a corrente de menor capacidade térmica é a fria.

Figura 7.1.6: Efeito da variação de W_{cold} sobre a solução do Exemplo 1 ($\Delta P^{min} = 5,0$ psi)

As configurações ótimas escolhidas dependem da composição do conjunto RS , que é definida através dos limites de perda de carga e de velocidade de escoamento. Por exemplo, para o caso de $W_{cold} = 1,445$ kg/s as opções de N_C no conjunto RS são 5, 19, 24 e 41. Para $N_C = 24$ a máxima eficiência obtida foi de 84,7 %, próxima ao limite mínimo desejado de 85,0 %. O valor seguinte de número de canais é 41, que resulta em uma eficiência de troca de até 93,3 %. Para este caso específico não foi possível obter um arranjo de passes que permitisse um número de canais entre 24 e 41. O comportamento da solução ótima frente à variação na vazão do fluido frio não é previsível, como pode ser observado na Figura 7.1.6.

Tabela 7.1.3 Características das placas chevron consideradas

	M080	M100	M125	M250
A_P (m ²)	0,080	0,100	0,125	0,250
L (mm)	626	511	537	762
w (mm)	105	143	188	245
b (mm)	2,30	2,50	2,85	2,90
D_P (mm)	3,65	4,30	6,35	8,30
ε_P (mm)	0,6	0,6	0,6	0,6
Φ	1,22	1,37	1,24	1,34

Tabela 7.1.4: Configurações ótimas para o Exemplo 1 em função do tipo de placa

Placa	Configurações Ótimas				U (W/m².°C)	E (%)
	N_C	P_{hot}/P_{cold}	Y_h	ϕ		
M080, $\beta = 30^\circ$	inviável	-	-	-	-	-
M080, $\beta = 45^\circ$	40	2 / 2	0 ou 1	3	1.922	88,4
M080, $\beta = 60^\circ$	inviável	-	-	-	-	-
M100, $\beta = 30^\circ$	48	3 / 2	0 ou 1	3	1.796	86,3
		3 / 2	0 ou 1	4	1.796	87,4
M100, $\beta = 45^\circ$	28	2 / 2	0 ou 1	3	1.902	85,2
M100, $\beta = 60^\circ$	48	4 / 4	0 ou 1	3	1.123	86,7
M125, $\beta = 30^\circ$	inviável	-	-	-	-	-
M125, $\beta = 45^\circ$ *	30	3 / 3	0 ou 1	4	1.711	88,7
M125, $\beta = 60^\circ$	40	5 / 5	0 ou 1	4	1.055	86,2
M250, $\beta = 30^\circ$	inviável	-	-	-	-	-
M250, $\beta = 45^\circ$	16	2 / 2	0 ou 1	3	1.683	87,0
M250, $\beta = 60^\circ$	24	3 / 3	0 ou 1	3	893	85,1
		4 / 3	0 ou 1	4	893	85,3

* caso base: ver solução na Tabela 6.3.7

Um fator importante que deve ser analisado é a geometria da placa. Existem diferentes modelos de placas e também diferentes ângulos de inclinação β da corrugação *chevron*. O

Exemplo de Otimização 1 foi resolvido originalmente considerando a placa M125 da Cipriani Scambiatori (2001) com $\beta = 45^\circ$ e a menor estrutura disponível, que comporta 59 placas. O mesmo problema de otimização foi então resolvido considerando as placas M080, M100 e M250. As características destas placas são apresentadas na Tabela 7.1.3 e os resultados desta análise de sensibilidade estão na Tabela 7.1.4.

O ângulo de inclinação da corrugação *chevron* tem grande influência sobre o desempenho do trocador (Focke et al., 1985). Valores baixos de β , como 30° ou 0° (padrão “tábua de lavar”) aumentam a turbulência e conseqüentemente o coeficiente convectivo de troca térmica e o fator de atrito. Para este problema de otimização, a utilização de placas com $\beta = 30^\circ$ resulta na redução do tamanho do trocador para que o limite máximo para perda de carga de $\Delta P^{max} = 10$ psi não seja ultrapassado. Por este motivo, o problema de otimização considerando as placas M080, M125 e M250 com $\beta = 30^\circ$ não apresenta solução viável (Tabela 7.1.4).

Entretanto, para $\beta = 60^\circ$ a turbulência não é tão elevada e os limites de perda de carga não representam um problema para a otimização. Este comportamento pode ser observado claramente a partir da dimensão do conjunto de configurações selecionadas *RS*. Quanto maior o valor de β , maior é o número de configurações que respeitam os limites máximos de perda de carga, como pode ser verificado na Tabela 7.1.5.

Tabela 7.1.5 Tamanho do conjunto *RS* para os casos analisados

Placa	Tamanho de <i>RS</i>		
	$\beta = 30^\circ$	$\beta = 45^\circ$	$\beta = 60^\circ$
M080	36	196	308
M100	44	216	396
M125	52	156	384
M250	16	88	232

Os resultados da Tabela 7.1.4 permitem a escolha da placa que resulte na mínima área de troca do PHE, $A = (N_C - 1)A_P$. Através da análise da Figura 7.1.7, onde são apresentados graficamente os dados da Tabela 7.1.4, pode-se concluir que, dentro dos tipos analisados, a placa que melhor se aplica é a M100 com $\beta = 45^\circ$.

Figura 7.1.7: Seleção do tipo de placa que proporcione mínima área de troca

7.2 Análise de Sensibilidade Aplicada ao Exemplo de Otimização 2

Na Seção 7.1 foi aplicada uma análise de sensibilidade ao Exemplo de Otimização 1. Foi estudada a influência de diversos parâmetros sobre o progresso do algoritmo de *screening* e sobre a solução final do problema. Nesta seção pretende-se aplicar uma análise de sensibilidade ao Exemplo de Otimização 2 estudando a influência de parâmetros diferentes e também analisando separadamente os efeitos das restrições dos fluidos quente e frio, ao contrário do que foi feito no caso anterior.

Os dados do problema do Exemplo de Otimização 2 foram apresentados na Tabela 6.4.1. A perda de carga mínima para o fluido quente (fluido de processo) foi fixada em 10 psi. O objetivo desta restrição foi o de evitar que diferenças grandes entre as pressões das correntes quente e fria deformem as placas. A Figura 7.2.1 mostra a influência deste parâmetro sobre a dimensão do conjunto reduzido RS , gerado na execução do algoritmo de *screening*. É interessante observar que a relação entre a dimensão de RS e o valor de ΔP_{hot}^{min} não é uniforme.

Para o extenso intervalo $6,2 \leq \Delta P_{hot}^{min} \leq 19,0$ psi a solução do problema de otimização não é alterada e permanece a mesma apresentada na Tabela 6.4.7. Já para a faixa final $19,1 \leq \Delta P_{hot}^{min} \leq 20,0$ psi, não há solução viável para o problema. Entretanto, para valores de ΔP_{hot}^{min} inferiores a 6,2 psi, o problema tem uma nova solução. Trata-se de um par de configurações equivalentes com $N_C = 132$, $P^I = P^{II} = 2$, $\phi = 3$ e $Y_h = 0$ ou 1. Estas novas configurações são simétricas (dois passes em cada lado) e só puderam ser obtidas como solução do problema relaxando-se as restrições de perda de carga mínima para o fluido quente. No entanto, tem-se como resultado para estas novas configurações uma grande diferença entre as perdas de carga das correntes quente e fria: $\Delta P_{hot} = 6,1$ psi e $\Delta P_{cold} = 23,0$ psi.

Figura 7.2.1: Efeito de ΔP_{hot}^{min} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 2

Analisando a influência do valor escolhido para v_{cold}^{min} (limite inferior para velocidade de escoamento no canal no lado do fluido frio), tem-se como resultado o gráfico da Figura 7.2.2 que mostra o comportamento do número de elementos no conjunto RS. O formato desta curva é similar ao da curva mostrada na Figura 7.2.1 pois tanto ΔP^{min} como v^{min} limitam inferiormente o valor do número de Reynolds do escoamento nos canais.

Figura 7.2.2: Efeito de v_{cold}^{min} sobre a dimensão de RS para o Exemplo de Otimização 2

O valor de v_{cold}^{min} para o problema original é de 0,6 m/s e ele foi adotado com a intenção de minimizar a formação de incrustação no lado frio do PHE. Elevando-se o valor de v_{cold}^{min} , o tamanho do conjunto RS diminui até que, em $v_{cold}^{min} = 0,8$ m/s, a eficiência máxima alcançada pelas configurações em RS é de 94,6 % para $N_C = 156$. Isso significa que o problema não tem solução viável por não respeitar a restrição de eficiência térmica mínima (ver Tabela 6.4.1). Para $v_{cold}^{min} = 0,9$ m/s a eficiência máxima em RS cai para 94,1 % e para $v_{cold}^{min} = 1,0$ m/s o conjunto RS é vazio por não haver configurações que respeitem as restrições de velocidade de escoamento.

Reduzindo-se o valor de v_{cold}^{min} , novas configurações com arranjos 3/1 e 4/1 são gradualmente incluídas em RS; entretanto estes arranjos não atingem a eficiência mínima desejada de 95 % devido ao passe único da corrente fria. Portanto, a variação em v_{cold}^{min} não possibilitou a obtenção de uma solução diferente para o Exemplo de Otimização 2.

O gráfico da Figura 7.2.3 mostra como a perda de carga máxima adotada para a corrente fria influi no tamanho de RS, lembrando que o valor originalmente adotado é de $\Delta P_{cold}^{max} = 25$ psi. Aumentando o valor de ΔP_{cold}^{max} até 33 psi, são incluídas no conjunto RS configurações com arranjo 3/2, número de canais entre 108 e 125 e eficiência térmica inferior a 95 %. Elevando então ΔP_{cold}^{max} até 35 psi, são incluídas novas configurações com arranjo 4/3, mas com número de canais entre 192 e 199, acima do ponto ótimo originalmente encontrado para

o problema ($N_C = 168$). Portanto, um aumento em ΔP_{cold}^{max} não modifica a solução do problema.

Reduzindo-se o valor de ΔP_{cold}^{max} , uma nova solução é encontrada para $\Delta P_{cold}^{max} = 16$ psi, sendo ela composta por quatro configurações com 176 canais. Para $\Delta P_{cold}^{max} = 15$ psi o valor ótimo para o número de canais sobe para 184. Com $\Delta P_{cold}^{max} = 14$ psi chega-se a 192 canais e a partir deste ponto não há mais solução viável para o problema.

Figura 7.2.3: Efeito de ΔP_{cold}^{max} sobre o tamanho de RS para o Exemplo de Otimização 2

Um aspecto que não foi estudado na análise do Exemplo de Otimização 1 foi a influência da espessura da placa ε_P na solução do problema. A variável ε_P não afeta o tamanho do conjunto RS, pois não influi no cálculo de ΔP e v , mas afeta a composição do conjunto OS de configurações ótimas. No caso do Exemplo de Otimização 2, uma variação de 25 % no valor de ε_P não altera a solução do problema. Como pode ser verificado na Tabela 6.4.4, os arranjos 3/2 com $\phi = 3$ e 4 atingem eficiências muito próximas do mínimo desejado de 95 %. A redução de ε_P em 25 % acarreta um pequeno aumento no valor das eficiências destas configurações. Durante a resolução do problema pelo algoritmo de *screening*, o par de configurações equivalentes com $N_C = 163$, $P^I = 2$, $P^{II} = 3$, $\phi = 3$ ou 4 e $Y_h = 0$ é primeiramente selecionado para o conjunto OS com uma eficiência de 95,0 % (calculado pelo modelo simplificado). Entretanto, a utilização do modelo de U-distribuído para verificação de

resultados mostra que $E = 94,8 \% < E^{min}$. Desta forma, a busca no conjunto RS continua até a obtenção da solução original do problema com $N_C = 168$, apresentada na Tabela 6.4.7.

Processos que envolvem o uso de água de resfriamento estão sujeitos à influência de variações na temperatura ambiente (Castro et al., 2000). O gráfico da Figura 7.2.4 (Instituto Nacional de Meteorologia, 2002) mostra como exemplo a variação da temperatura na cidade de São Paulo no ano de 2000. A temperatura média oscilou entre 15,4 e 22,6 °C, com um valor médio de 20,0 °C.

Figura 7.2.4: Temperaturas na cidade de São Paulo no ano de 2000

O Exemplo de Otimização 2 foi originalmente resolvido considerando $T_{cold,in} = 22\text{ °C}$, que seria o caso desfavorável de um dia com temperatura média elevada. Com o objetivo de analisar a sensibilidade da solução ótima do Exemplo de Otimização 2 com relação ao valor da temperatura de entrada da corrente fria, o problema é resolvido novamente para $T_{cold,in} = 15, 20$ e 23 °C (para esta análise não são considerados os efeitos da diferença entre temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido do ar). Entretanto, no problema original a restrição de $E \geq 95\%$ corresponde a uma taxa de transferência de calor mínima de 4,64 MW ou a uma temperatura máxima de saída da corrente quente de processo de 24,3 °C. Para manter estas condições de processo, o valor de E^{min} foi recalculado para os novos casos: $E^{min} = 82,2\%$ para $T_{cold,in} = 15\text{ °C}$, $E^{min} = 91,0\%$ para $T_{cold,in} = 20\text{ °C}$ e $E^{min} = 97,2\%$ para $T_{cold,in} = 23\text{ °C}$.

Para o caso de $T_{cold,in} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, a eficiência mínima necessária é de apenas 82 % e a solução ótima do problema, mostrada na Tabela 7.2.1, é formada por quatro configurações equivalentes com $N_C = 80$. Houve uma redução de 52% no número de placas necessárias quando a temperatura de entrada da corrente fria caiu de $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, para uma mesma carga térmica mínima. No caso de $T_{cold,in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ o valor ótimo de número de canais é de 127 e a solução ótima é apresentada na Tabela 7.2.2. Se $T_{cold,in} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, o problema não tem solução pois a eficiência máxima que pode ser atingida no conjunto RS é 96,5 % para $N_C = N_C^{max} = 200$. Neste caso uma outra variável de processo, como a vazão da corrente fria por exemplo, pode ser modificada para melhorar a troca térmica.

Tabela 7.2.1: Configurações ótimas para o Exemplo 2 com $T_{cold,in}=15^{\circ}\text{C}$ e $E^{min}=82,2\%$

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
80	1	2	0	2	5.023	11,4	10,0	0,66	0,79	82,3
80	1	2	0	3	5.023	11,4	10,0	0,66	0,79	82,3
80	2	1	1	1	5.023	11,4	10,0	0,66	0,79	82,3
80	2	1	1	3	5.023	11,4	10,0	0,66	0,79	82,3

Tabela 7.2.2: Configurações ótimas para o Exemplo 2 com $T_{cold,in}=20^{\circ}\text{C}$ e $E^{min}=91,0\%$

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
127	2	3	0	3	5.372	14,9	24,1	0,63	0,99	93,4
127	2	3	0	4	5.372	14,9	24,1	0,63	0,99	93,4

Para este problema de otimização, a variável $T_{cold,in}$ mostrou ter forte influência na solução, uma vez fixada a carga térmica mínima desejada. É importante alertar que, caso o valor de E^{min} fosse mantido inalterado em 95 %, a solução do problema seria a mesma (aquela na Tabela 6.4.7) para cada um dos valores testados de $T_{cold,in}$ pois esta variável tem uma pequena influência sobre o coeficiente global de troca térmica U e conseqüentemente sobre a eficiência de uma dada configuração.

Um parâmetro de grande importância no dimensionamento de um PHE é β , o ângulo de inclinação da corrugação *chevron* nas placas (ver Figura 3.1.2). Valores baixos de β elevam consideravelmente a perda de carga e os coeficientes convectivos de troca térmica devido à maior turbulência que acarretam, enquanto que valores altos de β resultam em uma menor perda de carga e em menores coeficientes convectivos. O Exemplo de Otimização 2, originalmente resolvido para placas com $\beta = 50^{\circ}$, foi novamente resolvido considerando $\beta = 30, 45, 60$ e 65° .

Para o caso de $\beta = 30^\circ$, o conjunto de configurações RS é vazio. Isto indica que as restrições de ΔP e v não são satisfeitas para número de canais entre 80 e 200. Testando a sensibilidade deste problema, verificou-se que as restrições ativas na formação de RS são $\Delta P \leq \Delta P_{hot}^{max}$ e $v_{cold} \geq v_{cold}^{min}$. Entretanto, elevando ΔP_{hot}^{max} ou reduzindo v_{cold}^{min} tem-se como resultado a inclusão de configurações com arranjo 2/1 no conjunto RS . Como este tipo de arranjo não atinge a eficiência mínima desejada de 95 %, o problema continua sem solução mesmo relaxando as restrições ativas.

Adotando $\beta = 45^\circ$ tem-se uma nova solução para o problema, que apresenta um número de canais inferior ao da solução original (Tabela 6.4.7), conforme apresentado na Tabela 7.2.3. Para $\beta = 60^\circ$ o conjunto RS tem 168 elementos, mas a eficiência máxima atingida é de 93,6 %, ou seja, não há solução ótima. No caso de $\beta = 65^\circ$, RS tem um total de 220 configurações e o problema tem uma nova solução ótima com $N_C = 191$, mostrada na Tabela 7.2.4.

Tabela 7.2.3: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 2 com $\beta = 45^\circ$

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	(W/m ² .°C)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
163	2	3	0	3	5.648	14,9	24,2	0,49	0,77	95,8
163	2	3	0	4	5.648	14,9	24,2	0,49	0,77	95,8

Tabela 7.2.4: Configurações ótimas selecionadas para o Exemplo 2 com $\beta = 65^\circ$

Parâmetros de Configuração					U	ΔP_{hot}	ΔP_{cold}	v_{hot}	v_{cold}	E
N_C	P^I	P^{II}	Y_h	ϕ	(W/m ² .°C)	(psi)	(psi)	(m/s)	(m/s)	(%)
191	3	5	0	3	3.659	19,0	24,9	0,69	0,99	95,1
191	3	5	0	4	3.659	19,0	24,9	0,69	0,99	95,4

A escolha entre as soluções apresentadas nas Tabelas 6.4.7 ($\beta = 50^\circ$) e 7.2.3 ($\beta = 45^\circ$) dependerá dos custos operacionais do trocador. Usando $\beta = 45^\circ$ ao invés de $\beta = 50^\circ$, o número de placas necessárias tem uma redução de apenas 5 unidades e em contrapartida há uma elevação considerável na perda de carga da corrente fria, que passa de 16,5 para 24,2 psi.

7.3 Considerações Finais

Nas duas análises de sensibilidade conduzidas neste capítulo foi observada a influência de parâmetros do problema de otimização (os limites das restrições), de variáveis de processo (como vazões e temperaturas) e de características do trocador (como o tipo de placa) sobre a solução ótima e sobre a sua forma de obtenção através do algoritmo de *screening*.

Verificou-se que é simples analisar os efeitos dos limites das restrições de número de canais, perda de carga e de velocidade de escoamento sobre a composição do conjunto reduzido de configurações, uma vez que a primeira etapa do algoritmo de *screening* (Figura 6.2.2) pode ser facilmente implementada computacionalmente. Desta forma é possível a análise prévia dos resultados de otimização e o teste da sensibilidade das restrições adotadas antes que qualquer simulação seja realizada.

Na segunda etapa do algoritmo de *screening* a busca pelo ótimo pode ser acompanhada em detalhes e conseqüentemente é possível localizar pontos próximos ao ótimo que podem ser considerados como uma solução alternativa para o problema.

Variações nos limites das restrições são implementadas com facilidade já que os resultados das simulações anteriormente realizadas podem ser reutilizados. Entretanto, modificações nas condições de processo requerem a resolução integral do problema de otimização. A comparação entre resultados de diferentes problemas é útil para a seleção do tipo de placa, do ângulo da ranhura ou do tipo de escoamento no canal. Da mesma forma, a comparação pode ser usada para a determinação de valores adequados para variáveis de processo livres, como por exemplo a vazão de um fluido de utilidade.

8. OTIMIZAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DE TROCADORES COM MÚLTIPLAS SEÇÕES

O problema de otimização da configuração de um trocador de calor a placas (PHE) foi apresentado no Capítulo 6 e resolvido através do método de *screening*, proposto neste trabalho. Entretanto, a aplicação deste método para a determinação da configuração de PHEs com múltiplas seções é limitada pois cada seção teria de ser otimizada separadamente, o que envolveria uma série de hipóteses simplificadoras quanto à interação entre as seções. Além disso não haveria como assegurar que a conexão física entre as seções fosse possível.

Neste capítulo é desenvolvido o método de *branching* para a otimização da configuração de PHEs multi-seção. É considerado o caso usual de um processo de pasteurização usando um PHE com três seções de troca térmica: aquecimento, regeneração e resfriamento. Primeiramente são apresentados os fundamentos e a modelagem deste processo para depois definir o novo problema de otimização e apresentar o método proposto para a sua resolução. Logo em seguida é apresentado um exemplo de problema prático de otimização resolvido pelo *branching* proposto.

8.1 O Processo de Pasteurização

Em um processo de pasteurização, um produto é aquecido até uma dada temperatura de pasteurização, mantido nesta temperatura por um determinado intervalo de tempo e então é rapidamente resfriado. O objetivo deste tratamento térmico é o de inativação de microrganismos patogênicos, microrganismos deterioradores e/ou enzimas indesejadas. A combinação de temperatura e tempo de processamento é fundamental para a pasteurização pois deve assegurar a inativação objetivada sem alterar outras características importantes do produto tais como valor nutritivo, sabor ou cor. Além de comprometer as características do produto, o sobre-processamento é também indesejado por motivos econômicos relacionados ao consumo de utilidades de aquecimento e de resfriamento (Lewis e Heppell, 2000).

As condições do tratamento térmico são definidas tendo como base o microrganismo ou enzima mais resistente presente no produto e o número de reduções decimais desejado para a sua população. Para o leite por exemplo, procura-se atingir 12 reduções decimais na população da bactéria patogênica *Mycobacterium tuberculosis* (Lewis, 1999). A Tabela 8.1.1 apresenta a relação entre a temperatura de pasteurização, T_{pstr} , e o tempo de processamento a T_{pstr} para os padrões norte-americanos de leite tipo A visando vida de prateleira mínima de 18 dias a 7°C.

Tabela 8.1.1: Condições de processo para pasteurização do leite (Lewis, 1999)

Temp. de pasteurização, T_{pstr}	Tempo de processamento
63 °C *	1.800 s
72 °C **	15 s
89 °C	1,0 s
90 °C	0,5 s
94 °C	0,1 s
100 °C	0,01 s

* LTLT: Low temperature long time pasteurization

** HTST: High temperature short time pasteurization

Os PHEs são muito utilizados para a pasteurização contínua HTST (*High Temperature Short Time*) de alimentos líquidos como leites, sucos ou cervejas. No processamento HTST, a temperatura de pasteurização é da ordem de 70 a 75°C e o tempo de processamento fica em torno de 15 s. Em uma unidade HTST, o PHE é normalmente dividido em três seções: aquecimento, resfriamento e regeneração. O aquecimento do produto é geralmente feito com água limpa em circuito fechado que é aquecida direta ou indiretamente com vapor. O resfriamento pode ser feito com água fria, salmoura ou algum fluido de resfriamento como o etileno glicol. Na seção de regeneração do PHE, o produto cru é pré-aquecido pelo produto pasteurizado quente para recuperar calor usado na seção de aquecimento (JayBee Precision, 1997; Lewis e Heppell, 2000).

A estrutura básica da unidade de pasteurização HTST é apresentada na Figura 8.1.1 tendo em destaque as três seções do PHE. O tubo de retenção é dimensionado para ter um tempo de residência igual ao tempo de processamento desejado para o produto a T_{pstr} (para este dimensionamento é importante considerar regime de escoamento dentro do tubo). A verificação da temperatura do produto é realizada na saída do tubo de retenção. Se a temperatura do produto estiver abaixo de T_{pstr} , uma válvula diversora redireciona o fluxo de volta ao tanque de alimentação.

Um exemplo de linha industrial de pasteurização de leite é mostrado na Figura 8.1.2 onde se pode ver a integração do PHE com os outros equipamentos do processo. Neste exemplo, o PHE possui cinco seções de troca térmica ao invés de três como no PHE da Figura 8.1.1. Existem duas seções de resfriamento, uma usando água fria e outra usando água gelada, e a seção de regeneração encontra-se dividida em duas para que o leite morno possa deixar o PHE para homogeneização antes de continuar o aquecimento.

Figura 8.1.1: Esquema da unidade de pasteurização HTST destacando as seções do PHE

Figura 8.1.2: Linha de pasteurização de leite com PHE de cinco seções (Alfa Laval, 2002)

As seções de troca térmica de um PHE multi-seção são ligadas umas às outras através de grades conectoras que permitem a entrada e saída de fluidos do pacote de placas. Na Figura 8.1.3 é mostrado um exemplo simples do uso de uma grade conectora para resfriar um

No Capítulo 4 foi desenvolvida a modelagem matemática de um PHE de única seção para cálculo de sua eficiência térmica (eq.(4.2.4)) e da perda de carga dos fluidos (eq.(4.3.1)). Para a modelagem de um trocador multi-seção são necessárias equações extras para a representação da ligação entre as seções e para a avaliação do desempenho do processo de tratamento térmico. Este equacionamento é desenvolvido a seguir.

A carga térmica nas seções de aquecimento, Q^H , de regeneração, Q^R e de resfriamento, Q^C , são definidas pelas eqs.(8.2.1) de acordo com a eq.(4.2.1), lembrando que as vazões W_{hot} , W_{prod} e W_{cold} e as temperaturas T_{h1} , T_{p1} e T_{c1} são variáveis especificadas para o problema de avaliação do trocador. O índice p_{ij} representa trecho $i \rightarrow j$ percorrido pelo produto e indica que o valor médio no trecho é empregado.

$$Q^H = W_{hot} \cdot Cp_{hot} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) = W_{prod} \cdot Cp_{p23} \cdot (T_{p3} - T_{p2}) \quad (8.2.1a)$$

$$Q^R = W_{prod} \cdot Cp_{p12} \cdot (T_{p2} - T_{p1}) = W_{prod} \cdot Cp_{p45} \cdot (T_{p4} - T_{p5}) \quad (8.2.1b)$$

$$Q^C = W_{cold} \cdot Cp_{cold} \cdot (T_{c2} - T_{c1}) = W_{prod} \cdot Cp_{p56} \cdot (T_{p5} - T_{p6}) \quad (8.2.1c)$$

A variável “taxa de recuperação”, RR na eq.(8.2.2), representa a fração recuperada da carga térmica empregada no aquecimento do produto cru até a temperatura de pasteurização. Esta recuperação de calor é realizada na seção de regeneração e é possível obter taxas de recuperação da ordem de 90 % devido à alta eficiência térmica dos PHEs (Lewis, 1999).

$$RR = \frac{Q^R}{Q^R + Q^H} = \frac{Cp_{p12} \cdot (T_{p2} - T_{p1})}{Cp_{p12} \cdot (T_{p2} - T_{p1}) + Cp_{p23} \cdot (T_{p3} - T_{p2})} \cong \frac{T_{p2} - T_{p1}}{T_{p3} - T_{p1}} \quad (8.2.2)$$

Além da taxa de recuperação, outras variáveis importantes para a avaliação do pasteurizador são as temperaturas na saída do tubo de retenção, T_{p4} , e do produto resfriado, T_{p6} . Para o cálculo destas variáveis é necessário antes determinar a eficiência térmica das três seções do PHE: E^R , E^H e E^C . Cada seção do PHE multi-seção pode ser analisada como um PHE independente, sendo caracterizada pelos parâmetros de configuração N_C , P^I , P^{II} , ϕ , Y_h e Y_f (detalhes serão apresentados na Seção 8.3) e pelas características da placa e dos fluidos quente e frio.

Assim como na resolução do problema de otimização de configuração apresentado no Capítulo 6, será adotado o modelo térmico simplificado de simulação onde se considera que o coeficiente global de troca térmica é constante ao longo do trocador. A eficiência de uma seção pode então ser calculada através da eq.(4.2.20) após a resolução da eq.(4.2.22) que está em forma matricial e adimensional. Para sua resolução pode-se usar o algoritmo de construção do modelo apresentado na Seção 5.2.

A forma adimensional do modelo simplificado traz uma importante vantagem: a eficiência da seção pode ser obtida sem que sejam conhecidas as temperaturas absolutas de alimentação dos fluidos quente e/ou frio. São apenas necessárias estimativas das temperaturas absolutas de entrada e saída para o cálculo das propriedades físicas médias dos fluidos e a subsequente obtenção dos coeficientes térmicos adimensionais α^I e α^{II} usando a eq.(4.2.19). Portanto, conhecidas as configurações das três seções do PHE na Figura 8.2.1, pode-se obter E^R , E^H e E^C através do modelo simplificado de simulação (usando o algoritmo de construção do modelo da Figura 5.2.1).

Após a obtenção das eficiências, devem ser calculados os coeficientes adimensionais ω_1 a ω_6 conforme as eqs.(8.2.3).

$$\omega_1 = E^R \cdot \frac{\min(Cp_{p12}, Cp_{p45})}{Cp_{p12}} \quad (8.2.3a)$$

$$\omega_2 = E^R \cdot \frac{\min(Cp_{p12}, Cp_{p45})}{Cp_{p45}} \quad (8.2.3b)$$

$$\omega_3 = E^H \cdot \frac{\min(W_{hot} \cdot Cp_{hot}, W_{prod} \cdot Cp_{p23})}{W_{prod} \cdot Cp_{p23}} \quad (8.2.3c)$$

$$\omega_4 = E^H \cdot \frac{\min(W_{hot} \cdot Cp_{hot}, W_{prod} \cdot Cp_{p23})}{W_{hot} \cdot Cp_{hot}} \quad (8.2.3d)$$

$$\omega_5 = E^C \cdot \frac{\min(W_{cold} \cdot Cp_{cold}, W_{prod} \cdot Cp_{p56})}{W_{prod} \cdot Cp_{p56}} \quad (8.2.3e)$$

$$\omega_6 = E^C \cdot \frac{\min(W_{cold} \cdot Cp_{cold}, W_{prod} \cdot Cp_{p56})}{W_{cold} \cdot Cp_{cold}} \quad (8.2.3f)$$

Estes coeficientes são necessários para calcular RR , T_{p4} e T_{p6} através das eqs.(8.2.4) a (8.2.6), respectivamente. Estas equações foram obtidas combinando as eqs.(8.2.1) e (8.2.2) com a definição de eficiência nas eqs.(4.2.3) e (4.2.4).

$$RR = \frac{\omega_1 \cdot Cp_{p12} (T_{p4} - T_{p1})}{[\omega_1 \cdot Cp_{p12} + (1 - \omega_1) Cp_{p23}] (T_{p4} - T_{p1}) + Cp_{p23} \cdot T_{drop}} \quad (8.2.4)$$

$$T_{p4} = \frac{T_{p1} (1 - \omega_1) (1 - \omega_3) + \omega_3 \cdot T_{h1} - T_{drop}}{1 - \omega_1 \cdot (1 - \omega_3)} \quad (8.2.5)$$

$$T_{p6} = \omega_5 \cdot T_{c1} + (1 - \omega_5) [(1 - \omega_2) T_{p4} + \omega_2 \cdot T_{p1}] \quad (8.2.6)$$

A variável T_{drop} representa a queda na temperatura do produto que ocorre na passagem pelo tubo de retenção. Apesar de o tubo ser termicamente isolado, a perda de calor pode não ser nula e a relação entre as temperaturas do produto nos pontos p3 e p4 é dada pela eq.(8.2.7).

$$T_{p3} - T_{p4} = T_{drop} \quad (8.2.7)$$

As demais temperaturas do produto ao longo do PHE multi-seção e de saída das utilidades de aquecimento e resfriamento podem ser calculadas através das eqs.(8.2.8). É importante notar que as eqs.(8.2.5), (8.2.6) e (8.2.8) para cálculo de temperaturas devem ser avaliadas na sequência apresentada pois são equações interdependentes e apenas as variáveis T_{p1} , T_{h1} , T_{c1} e T_{drop} são previamente conhecidas.

$$T_{p2} = T_{p1} + \omega_1 (T_{p4} - T_{p1}) \quad (8.2.8a)$$

$$T_{p3} = T_{p4} + T_{drop} \quad (8.2.8b)$$

$$T_{p5} = T_{p4} - \omega_2 (T_{p4} - T_{p1}) \quad (8.2.8c)$$

$$T_{h2} = T_{h1} - \omega_4 (T_{h1} - T_{p2}) \quad (8.2.8d)$$

$$T_{c2} = T_{c1} + \omega_6 (T_{p5} - T_{c1}) \quad (8.2.8e)$$

As perdas de carga e velocidades de escoamento dos fluidos de aquecimento e de resfriamento (ΔP_{hot} , ΔP_{cold} , v_{hot} e v_{cold}) são calculadas automaticamente através do algoritmo de construção do problema, que faz uso das eqs.(4.3.1) e (4.3.4). Entretanto, a perda de carga total do produto, ΔP_{prod} , deve ser calculada como a soma das perdas de carga em cada uma das seções do PHE, lembrando que o termo gravitacional ($\rho \cdot g \cdot L_P$) deve ser adicionado uma única vez como mostra a eq.(8.2.9). As velocidades de escoamento do produto nos canais do PHE (v_{p12} , v_{p23} , v_{p45} e v_{p56}) dependem do lado e da seção analisada.

$$\Delta P_{prod} = \Delta P_{p12} + \Delta P_{p23} + \Delta P_{p34} + \Delta P_{p45} + \Delta P_{p56} + (\rho_{p16} \cdot g \cdot L_P) \quad (8.2.9)$$

A eq.(8.2.9) representa o caso de um pasteurizador simples onde não há uma bomba *booster* ou um homogeneizador na linha do produto. Como estes equipamentos pressurizam produto, o ganho de pressão deve ser subtraído de ΔP_{prod} na equação. É importante ressaltar que nesta equação também não é considerada a perda de carga no escoamento do produto na tubulação do pasteurizador, mas apenas a perda de carga no tubo de retenção, ΔP_{p34} . Para o cálculo da queda de pressão em tubulações sugere-se consultar Bennett e Myers (1982).

8.3 Definição do Problema de Otimização

O objetivo do problema de otimização é o de selecionar a melhor configuração para cada uma das seções do PHE multi-seção visando o mínimo custo global de pasteurização (custos fixos e operacionais). Deseja-se otimizar as configurações das seções simultaneamente ao invés de otimizar cada seção de forma independente. Para a definição do problema e o desenvolvimento do método de solução será considerado o PHE de três seções apresentado anteriormente na Figura 8.2.1.

A função objetivo sugerida para o problema é a parcela do custo global do pasteurizador que depende da configuração do PHE, ou seja, o custo fixo do pacote de placas e os custos operacionais de bombeamento dos fluidos e de consumo de utilidades de aquecimento e resfriamento. O custo global (unidade monetária por unidade de tempo) é definido pela eq.(8.3.1) usando os coeficientes de custo cc_1 a cc_4 .

$$OC = cc_1 \cdot N_C^{total} + cc_2 \cdot \left(\frac{W_{prod} \cdot \Delta P_{prod}}{\rho_{p1}} + \frac{W_{hot} \cdot \Delta P_{hot}}{\rho_{h1}} + \frac{W_{cold} \cdot \Delta P_{cold}}{\rho_{c1}} \right) + cc_3 \cdot Q^H + cc_4 \cdot Q^C \quad (8.3.1)$$

O custo fixo do pacote de placas deve ser depreciado ao longo de um período adequado para determinação do coeficiente cc_1 , que é a razão entre o custo por placa e o período de depreciação. O coeficiente cc_2 é a razão entre o custo operacional de bombeamento e a potência da bomba, PP na eq.(4.3.6). O custo operacional do consumo de utilidades de aquecimento e de resfriamento é contabilizado pelos coeficientes cc_3 e cc_4 respectivamente, em função das cargas térmicas utilizadas.

Vale alertar que na Seção 8.4, após o desenvolvimento do método de solução do problema de otimização, é verificado que qualquer função objetivo pode ser usada para este problema, não sendo obrigatório o uso do formato sugerido na eq.(8.3.1).

As restrições para este problema de otimização são divididas em três grupos distintos: restrições de configuração, restrições de performance hidráulica e restrições de performance térmica. Cada grupo é analisado em detalhes a seguir.

8.3.1 Restrições de Configuração

O PHE usado para pasteurização na Figura 8.2.1 contém três seções que, a princípio, podem ser configuradas de forma independente. Neste caso, a configuração do PHE com três seções seria representada por $3 \times 6 = 18$ parâmetros inteiros e discretos. Pode-se verificar no gráfico da Figura 8.3.1 que para $0 \leq N_C^{total} \leq 100$ existem $2,92 \times 10^4$ configurações diferentes para um PHE de única seção e $9,23 \times 10^{11}$ configurações possíveis para um PHE de três seções, onde N_C^{total} é o número total de canais definido pela eq.(8.3.2). A forma adotada para numeração dos canais é apresentada na Figura 8.3.2.

$$N_C^{total} = N_C^R + N_C^H + N_C^C \quad (8.3.2)$$

Na Figura 8.3.1 pode-se observar que a dimensão do problema de otimização para um PHE com três seções é várias ordens de grandeza superior à do problema de otimização de configuração para um PHE de seção única (resolvido no Capítulo 6 através do método proposto de *screening*). O primeiro passo para reduzir a dimensão deste novo problema é a definição de um conjunto de restrições de configuração para limitar as variáveis de otimização (os 18 parâmetros de configuração). O conjunto de restrições de configurações proposto é apresentado nas eqs.(8.3.3).

Figura 8.3.1: Número acumulado de configurações possíveis para diferentes casos

Figura 8.3.2: Numeração dos canais no PHE com três seções

$$N_C^{min} \leq N_C^{total} \leq N_C^{max} \quad (8.3.3a)$$

$$N_C^R \text{ é par} \quad (8.3.3b)$$

$$P^{I,R} = P^{II,R} \quad (8.3.3c)$$

$$Y_h^R = 0 \quad (8.3.3d)$$

$$Y_h^H = 0 \quad (8.3.3e)$$

$$Y_h^C = 1 \quad (8.3.3f)$$

$$\phi^R = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,R} \text{ é par} \\ 4 & \text{se } P^{II,R} \text{ é ímpar} \end{cases} \quad (8.3.3g)$$

$$\phi^H = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,H} \text{ é ímpar e } \neq 1 \\ 4 & \text{se } P^{II,H} \text{ é par} \\ 3 \text{ ou } 4 & \text{se } P^{II,H} = 1 \end{cases} \quad (8.3.3h)$$

$$\phi^C = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,C} \text{ é ímpar e } \neq 1 \\ 4 & \text{se } P^{II,C} \text{ é par} \\ 3 \text{ ou } 4 & \text{se } P^{II,C} = 1 \end{cases} \quad (8.3.3i)$$

$$Y_f^R = Y_f^H = Y_f^C = 0 \text{ ou } 1 \text{ (definido)} \quad (8.3.3j)$$

A restrição para o número total de canais no PHE multi-seção é definida pela eq.(8.3.3a), similar à eq.(6.1.2a) usada no problema de otimização apresentado no Capítulo 6. É importante lembrar que uma seção pode ter no mínimo dois canais. Portanto, o menor número possível de canais é $N_C^{total} = 6$.

As eqs.(8.3.3b), (8.3.3c) e (8.3.3g) são usadas para impor um arranjo de passes simétrico com fluxo contracorrente nos canais (máximo v_{cc}) na seção de regeneração. Como nesta seção as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio são muito próximas, este tipo de configuração certamente resultará na maior eficiência térmica (Kandlikar e Shah, 1989a; Zaleski e Klepacka, 1992). Usando estas restrições, evita-se a avaliação de configurações de baixa eficiência para a seção de regeneração que não são desejadas por apresentarem baixa taxa de recuperação e elevarem os custos de consumo de utilidades.

Nestas condições de simetria, $Y_h^R = 0$ e $Y_h^C = 1$ resultam em configurações equivalentes para qualquer valor de ϕ^R conforme a Tabela 3.3.1. Desta forma, a eq.(8.3.3d) é empregada para eliminar um grau de liberdade desnecessário fixando $Y_h^R = 0$, ou seja, o lado I da seção de regeneração recebe o produto cru.

Os parâmetros Y_h^H e Y_h^C são também pré-definidos para simplificação do problema de otimização já que se sabe que sua influência sobre o desempenho do trocador é pequena. Usando as eqs.(8.3.3e) e (8.3.3f), garante-se que o lado I nas seções de aquecimento e de resfriamento receba o produto e o lado II receba o fluido de utilidade.

As restrições de configuração nas eqs.(8.3.3h) e (8.3.3i) para os parâmetros ϕ^H e ϕ^C são necessárias para que a ligação das três seções através das placas conectoras seja viável. Estas restrições impedem conflitos na distribuição de fluxos nos bocais destas placas especiais. Como já verificou-se no Capítulo 7, o uso de $\phi = 1$ ou $\phi = 2$ reduz a eficiência de PHEs multi-passe e o parâmetro ϕ não tem influência sobre a perda de carga. Portanto, estes valores de ϕ são descartados neste problema de otimização.

Uma regra heurística é empregada para a distribuição de fluxo das utilidades de aquecimento e resfriamento no caso de passe único, ou seja, quando $P^{II,H} = 1$ e/ou $P^{II,C} = 1$. Neste caso específico, é preferível adotar um arranjo do tipo U onde todas as conexões para a utilidade são feitas nos bocais da placa fixa ou móvel do PHE sem utilizar os bocais da placa conectora (Grandi e Tadini, 1991). Na Figura 8.3.3 é mostrada como exemplo a diferença entre os arranjos de passe único tipo U e tipo Z para o fluido quente na seção de aquecimento (o mesmo conceito é válido para o fluido frio na seção de resfriamento).

Figura 8.3.3: Diferentes arranjos para o fluido de aquecimento quando $P^{II,H} = 1$

Como deixa-se livre um dos bocais da placa conectora ao utilizar-se um arranjo do tipo U para a utilidade, a restrição sobre ϕ pode ser relaxada como mostrado nas eqs.(8.3.3h) e (8.3.3i) para $P^{II,H} = 1$ e $P^{II,C} = 1$ respectivamente.

A última restrição de configuração, a eq.(8.3.3j), é usada para garantir que as três seções do PHE tenham o mesmo tipo de fluxo no canal (diagonal ou vertical) e que este tipo seja previamente escolhido. Assim como no problema de otimização apresentado no Capítulo 6, o valor de Y_f será pré-definido para simplificar a resolução.

Ao aplicar o conjunto de restrições de configuração representado pelas eqs.(8.3.3), a dimensão do problema de otimização de configuração é reduzida em várias ordens de grandeza como ilustra o gráfico na Figura 8.3.1. O número total de configurações com até 100 canais é reduzida de $9,23 \times 10^{11}$ para $5,49 \times 10^7$ aplicando estas restrições.

8.3.2 Restrições de Performance Hidráulica

As restrições de performance hidráulica são equivalentes àsquelas usadas no Capítulo 6 para a otimização da configuração de um PHE com única seção: limites máximos e mínimos para a perda de carga (eqs.(6.1.2b) e (6.1.2c)) e limites mínimos para velocidade de escoamento nos canais (eqs.(6.1.2d) e (6.1.2e)). As restrições para o caso do PHE com três seções são apresentadas nas eqs.(8.3.4) onde a perda de carga total do produto, definida pela eq.(8.2.9), não necessita de limite inferior.

$$\Delta P_{prod} \leq \Delta P_{prod}^{max} \quad (8.3.4a)$$

$$\Delta P_{hot}^{min} \leq \Delta P_{hot} \leq \Delta P_{hot}^{max} \quad (8.3.4b)$$

$$\Delta P_{cold}^{min} \leq \Delta P_{cold} \leq \Delta P_{cold}^{max} \quad (8.3.4c)$$

$$v_{p12} \geq v_{prod}^{min} \quad (8.3.4d)$$

$$v_{p23} \geq v_{prod}^{min} \quad (8.3.4e)$$

$$v_{p45} \geq v_{prod}^{min} \quad (8.3.4f)$$

$$v_{p56} \geq v_{prod}^{min} \quad (8.3.4g)$$

$$v_{hot} \geq v_{hot}^{min} \quad (8.3.4h)$$

$$v_{cold} \geq v_{cold}^{min} \quad (8.3.4i)$$

8.3.3 Restrições de Performance Térmica

As eqs.(8.3.5) representam as restrições de performance térmica para o PHE de três seções em um processo de pasteurização. As eqs.(8.3.5a) e (8.3.5b) impõem respectivamente limites para as temperaturas de pasteurização e de estoque do produto pasteurizado frio. Já as eqs.(8.3.5c) e (8.3.5d) definem limites mínimos para a eficácia de recuperação de calor no PHE, uma das características mais importantes deste processo.

$$T_{p4} \geq T_{pstr} \quad (8.3.5a)$$

$$T_{p6} \leq T_{strg} \quad (8.3.5b)$$

$$E^R \geq E^{R,min} \quad (8.3.5c)$$

$$RR \geq RR^{min} \quad (8.3.5d)$$

8.4 O Método de *Branching*

Na seção 8.3 foi detalhado o problema de otimização da configuração de um PHE com três seções de troca térmica empregado em operações de pasteurização (ver Figuras 8.2.1 e 8.3.2). O problema de minimização do custo global deste PHE é então sumarizado da seguinte forma:

minimizar	custo global do PHE: eq.(8.3.1)
sujeito a	conjunto de restrições de configuração: eqs.(8.3.3)
	conjunto de restrições de performance hidráulica: eqs.(8.3.4)
	conjunto de restrições de performance térmica: eqs.(8.3.5)
	equações de modelagem do pasteurizador: eqs.(8.2.1), (8.2.3), (8.2.4), (8.2.5), (8.2.6), (8.2.9) e (8.3.2).
	modelo da seção de regeneração para calcular E^R , ΔP_{p12} , ΔP_{p45} , v_{p12} e v_{p45}
	modelo da seção de aquecimento para calcular E^H , ΔP_{p23} , ΔP_{hot} , v_{p23} e v_{hot}
	modelo da seção de resfriamento para calcular E^C , ΔP_{p56} , ΔP_{cold} , v_{p56} e v_{cold}

onde as variáveis de otimização são os 18 parâmetros de configuração das três seções do PHE: $N_C^R, P^{L,R}, P^{II,R}, \phi^R, Y_h^R, Y_f^R, N_C^H, P^{L,H}, P^{II,H}, \phi^H, Y_h^H, Y_f^H, N_C^C, P^{L,C}, P^{II,C}, \phi^C, Y_h^C$ e Y_f^C .

No Capítulo 6, o problema de otimização de configuração de um PHE com seção única foi resolvido através do método proposto de *screening* onde as restrições são aplicadas sequencialmente para a eliminação de elementos inviáveis e/ou não-ótimos, sendo que a verificação de equivalências entre as configurações reduz em grande escala o número de avaliações do PHE necessárias para obtenção da solução ótima.

O algoritmo de *screening* poderia ser aplicado individualmente para cada uma das seções do PHE multi-seção para seleção da configuração. Entretanto, esta não é uma solução adequada para o problema pois não leva em conta a interação entre as seções. Deseja-se portanto otimizar a configuração do PHE de forma global e não parcial.

A aplicação do algoritmo original de *screening* apresentado na Seção 6.2.1 para a solução deste problema não é viável pois o número de elementos candidatos ao ótimo global é muito alto (ver comparação na Figura 8.3.1) e as restrições das eqs.(8.3.3d) a (8.3.3i) restringem muito a possibilidade de ocorrência de configurações equivalentes para uma dada seção, o que elevaria o esforço computacional de resolução. Além disso, a função objetivo proposta é mais complexa do que a usada no método original (ver eq.(6.1.1)).

Desta forma, é proposto um método de *branching* para a solução deste novo problema. Este método consiste basicamente em uma busca coordenada e estruturada através do espaço de soluções do problema para obtenção do espaço de soluções viáveis. É definida a estrutura em árvore da Figura 8.4.1 para representar as principais variáveis de otimização.

Figura 8.4.1: Estrutura principal da árvore para o método de branching

Os primeiros três pares de nós da árvore definem respectivamente os arranjos de passes das seções de regeneração, aquecimento e resfriamento. Os três últimos nós definem as posições relativas entre as conexões de entrada e de saída em cada uma destas seções. As variáveis de otimização Y_h e Y_f não são necessárias na árvore pois são especificadas nas restrições de configuração das eqs.(8.3.3d), (8.3.3e), (8.3.3f) e (8.3.3j).

Como as restrições de configuração limitam as variáveis de otimização, elas são usadas para definir a estrutura principal da árvore (a expansão em ramos e nós) contendo todas as

combinações possíveis das variáveis de otimização que respeitem estas restrições. Na Figura 8.4.2 é mostrada como exemplo a árvore gerada para o caso de $6 \leq N_C^{total} \leq 7$.

Figura 8.4.2: Desenvolvimento da árvore para $6 \leq N_C^{total} \leq 7$ sem verificação de performance

Sem as restrições de configuração existem 28.672 configurações possíveis para este simples exemplo. Aplicando as restrições de configuração das eqs.(8.3.3) o número de configurações cai para 20, como pode-se observar na Figura 8.4.2. A configuração da opção número 11, adotando $Y_f = 1$, é detalhada na Figura 8.4.3 para mostrar a relação entre os locais de entrada e saída dos fluidos. Note que nas seções de aquecimento e resfriamento é adotado o arranjo tipo U para a utilidade.

A idéia principal do *branching* é realizar uma enumeração implícita dos elementos da árvore. Partindo do nó raiz (nível 0), a árvore é explorada cortando-se os ramos que levem a soluções inviáveis, ou seja, eliminando as configurações que não respeitem as restrições de performances hidráulica e/ou térmica. A verificação destas restrições de performance é realizada durante a exploração da árvore de forma que, a cada vez que um nó terminal for atingido com sucesso (nível 10), tem-se uma solução viável que deve ser guardada. Vale lembrar que uma solução viável é aquela que respeita todas as restrições do problema.

Após a exploração completa da árvore, o espaço das soluções viáveis do problema estará automaticamente enumerado e a obtenção do conjunto de soluções ótimas será bastante

simples, bastando aplicar a função objetivo aos elementos armazenados para ordená-los quanto ao custo global do processo.

Figura 8.4.3: Exemplo de configuração de um PHE multi-seção com sete canais (opção 11)

A representação em forma de árvore do problema assemelha-se àquela do método de *branch-and-bound* para resolução de problemas de programação inteira e mista-inteira. Entretanto, no *branch-and-bound*, um problema de otimização mais simples é resolvido em cada nó (com todas as variáveis de otimização) gerando-se limites para a função objetivo e prosseguindo-se até que um nó terminal seja atingido revelando a solução ótima (Nemhauser e Wolsey, 1988). Já no *branching*, as restrições são verificadas ao passo que as variáveis de otimização são definidas na árvore de forma que uma solução viável é obtida sempre que um nó terminal for atingido. A função objetivo é calculada apenas no nó terminal para ordenar as configurações contidas no espaço de soluções viáveis.

A exploração da árvore deve ser feita em profundidade e não em largura, como em uma busca do tipo LIFO (*last in, first out*) ou “*depth first*” (Reklaitis et al., 1983). Desta forma, valores calculados de velocidade de escoamento, perda de carga ou parâmetros térmicos podem ser mantidos durante o aprofundamento da busca, evitando avaliar mais de uma vez um mesmo arranjo de passes para uma dada seção.

Para estruturar a busca pela árvore são usadas as seguintes considerações:

- F1) As restrições de performance hidráulica devem ser aplicadas antes daquelas de performance térmica pois as primeiras requerem simples cálculos algébricos enquanto que as últimas necessitam da simulação de uma ou mais seções do PHE.
- F2) O parâmetro ϕ não tem influência no cálculo da perda de carga ou da velocidade de escoamento em uma seção. Portanto, ele não precisa ser definido para a verificação das restrições de performance hidráulica do PHE.
- F3) A perda de carga e a velocidade de escoamento são independentes em cada um dos dois lados de uma seção do PHE. Portanto, para um dado número de canais, os cálculos de $[\Delta P, v]$ são feitos apenas uma vez para cada número de passes evitando-se a avaliação individual de cada combinação P^I/P^{II} .
- F4) A perda de carga em um lado de uma seção do PHE, ΔP , é diretamente proporcional ao seu número de passes, P , para um dado N_C . Portanto, se for verificado que $\Delta P \geq \Delta P^{max}$ para um dos fluidos, qualquer configuração com um número maior de passes e mesmo N_C também será uma solução inviável. É então recomendável avaliar os números de passes em sentido crescente, para dado N_C^I ou N_C^{II} , verificando a restrição de ΔP^{max} correspondente. No caso de o fluido ser o produto de processo, a verificação de ΔP^{max} pode ser feita incluindo-se apenas os termos conhecidos no lado direito da eq.(8.2.9), já que todos os termos são positivos e ΔP_{prod} é limitado superiormente.
- F5) Antes de simular uma seção do PHE com uma dada configuração, deve-se calcular a sua eficiência térmica para fluxo puramente contracorrente, E_{CC} , usando as eqs.(6.2.3) e (4.2.21). Como $E \leq E_{CC}$, as restrições com limites inferiores para a performance térmica nas eqs.(8.3.5a), (8.3.5c) e (8.3.5d) podem ser verificadas usando E_{CC}^R e E_{CC}^H para calcular T_{p4} e RR . Se estas restrições forem satisfeitas nestas condições procede-se então para a simulação das seções de regeneração e aquecimento e a verificação rigorosa destas restrições. Já a restrição da eq.(8.3.5b) somente pode ser verificada em condições de fluxo puramente contracorrente usando E_{CC}^C , E^R e E^H para cálculo de T_{p6} , ou seja, após a simulação das seções de regeneração e aquecimento.
- F6) Uma dada configuração de uma seção pode aparecer mais de uma vez quando a árvore na Figura 8.4.1 é explorada. Portanto, é importante armazenar os valores de eficiências térmicas obtidas através de simulação para evitar cálculos desnecessários. Por exemplo, pode-se observar que na árvore representada na Figura 8.4.2 a configuração da seção de resfriamento com dois canais, arranjo 1/1 e $\phi = 4$ aparece em seis das 20 alternativas disponíveis de PHEs com três seções (números 2, 4, 14, 16, 18 e 20).

Tabela 8.4.1: Estrutura de busca para o método de branching

Nível	Variáveis	Limites das variáveis	Critério para geração do nó
0	-	-	nó raiz
1	N_C^R	$2 \leq N_C^R \leq (N_C^{max} - 4)$	eq.(8.3.3b)
2	$P^{I,R}/P^{II,R}$	$1 \leq P^{I,R} \leq N_C^{I,R}$ ($N_C^{I,R}/P^{I,R}$ é inteiro) $1 \leq P^{II,R} \leq N_C^{II,R}$ ($N_C^{II,R}/P^{II,R}$ é inteiro)	eq.(8.3.3c) eq.(8.3.4a)* eq.(8.3.4d) para o lado I de R eq.(8.3.4f) para o lado II de R eq.(8.3.5), assumindo PCC** para R
3	N_C^H	$2 \leq N_C^H \leq (N_C^{max} - N_C^R - 2)$	-
4	$P^{I,H}/P^{II,H}$	$1 \leq P^{I,H} \leq N_C^{I,H}$ ($N_C^{I,H}/P^{I,H}$ é inteiro) $1 \leq P^{II,H} \leq N_C^{II,H}$ ($N_C^{II,H}/P^{II,H}$ é inteiro)	eq.(8.3.4a)* eq.(8.3.4b) para o lado II de H eq.(8.3.4e) para o lado I de H eq.(8.3.4h) para o lado II de H eq.(8.3.5d), assumindo PCC** para R e H eq.(8.3.5a), assumindo PCC** para R e H
5	N_C^C	$\max(2, N_C^{min} - N_C^R - N_C^H) \leq N_C^C \leq (N_C^{max} - N_C^R - N_C^H)$	-
6	$P^{I,C}/P^{II,C}$	$1 \leq P^{I,C} \leq N_C^{I,C}$ ($N_C^{I,C}/P^{I,C}$ é inteiro) $1 \leq P^{II,C} \leq N_C^{II,C}$ ($N_C^{II,C}/P^{II,C}$ é inteiro)	eq.(8.3.4a) eq.(8.3.4c) para o lado II de C eq.(8.3.4g) para o lado I de C eq.(8.3.4i) para o lado II de C
7	ϕ^R	$3 \leq \phi^R \leq 4$	eq.(8.3.3g) eq.(8.3.5c), simulando R
8	ϕ^H	$3 \leq \phi^H \leq 4$	eq.(8.3.3h) eq.(8.3.5d) eq.(8.3.5a), simulando H
9	ϕ^C	$3 \leq \phi^C \leq 4$	eq.(8.3.3i) eq.(8.3.5b), assumindo PCC** para C eq.(8.3.5b), simulando C
10	-	-	nó terminal

* ΔP_{prod} é calculado parcialmente apenas com os termos conhecidos na eq.(8.2.9)

** PCC = fluxo puramente contracorrente, i.e. eq.(6.2.3) usada para obter E

OBS: R = seção de regeneração, H = seção de aquecimento e C = seção de resfriamento

Adotando as considerações F1 a F6 é possível desenvolver uma estratégia para a exploração da árvore de modo a obter o espaço de soluções viáveis do problema com mínimo esforço computacional. A estrutura de busca proposta para o *branching* é apresentada na Tabela 8.4.1. Partindo do nó raiz da árvore, um novo nó é gerado no nível seguinte somente se um certo critério for satisfeito, respeitando os limites impostos pelas restrições de configuração. A estrutura do algoritmo de solução é detalhada na Seção 8.4.1.

Na Figura 8.4.4 é apresentado um caso hipotético de busca para a árvore exemplificada na Figura 8.4.2 ($6 \leq N_C^{total} \leq 7$) para ilustrar o funcionamento do método. Após 24 passos obtém-se como solução ótima a configuração número 17 que apresenta mínimo custo global.

Figura 8.4.4: Exemplo de aplicação do branching na solução de um problema

É interessante observar que como a região viável do problema é enumerada, podem ser obtidas múltiplas soluções ótimas e são também conhecidas as soluções próximas à ótima (as opções 11 e 19 no caso deste exemplo). Como a função objetivo é usada apenas para ordenar os elementos na região viável, qualquer função pode ser usada neste problema, não sendo necessário ater-se ao formato sugerido na eq.(8.3.1) para custo global.

8.4.1 Estrutura do Algoritmo

Como o algoritmo de busca exige um grande número de blocos de cálculos concatenados para vasculhar todos os níveis da árvore da Figura 8.4.1, o procedimento de cálculo será apresentada separadamente para cada nível. Como já mencionado anteriormente, a exploração da árvore deve ser feita em profundidade e não em largura, ou seja, assim que um nó for gerado, prossegue-se para este nó avançando um nível. Caso nenhum nó novo possa ser gerado, retrocede-se ao nível anterior, assim como mostrado no exemplo da Figura 8.4.4.

Nível 0: Nó raiz da árvore.

Leitura de dados:

- Características da placa: $L, w, b, D_P, \epsilon_P, \Phi, k_P$
- Parâmetro de tipo de fluxo no canal: Y_f (válido para as três seções)

- Especificações: $T_{p1}, T_{h1}, T_{c1}, W_{prod}, W_{hot}, W_{cold}, T_{drop}, \Delta P_{p23}$
- Características do produto no trecho p1 $\rightarrow$ p2: $\rho_{p12}, \mu_{p12}, Cp_{p12}, k_{p12}, R_{f,p12}$
- Características do produto no trecho p2 $\rightarrow$ p3: $\rho_{p23}, \mu_{p23}, Cp_{p23}, k_{p23}, R_{f,p23}$
- Características do produto no trecho p4 $\rightarrow$ p5: $\rho_{p45}, \mu_{p45}, Cp_{p45}, k_{p45}, R_{f,p45}$
- Características do produto no trecho p5 $\rightarrow$ p6: $\rho_{p56}, \mu_{p56}, Cp_{p56}, k_{p56}, R_{f,p56}$
- Características do fluido de aquecimento: $\rho_{hot}, \mu_{hot}, Cp_{hot}, k_{hot}, R_{f,hot}$
- Características do fluido de resfriamento: $\rho_{cold}, \mu_{cold}, Cp_{cold}, k_{cold}, R_{f,cold}$
- Parâmetros das correlações para o produto: $a_{1,prod}, a_{2,prod}, \dots a_{6,prod}$
- Parâmetros das correlações para o fluido de aquecimento: $a_{1,hot}, a_{2,hot}, \dots a_{6,hot}$
- Parâmetros das correlações para o fluido de resfriamento: $a_{1,cold}, a_{2,cold}, \dots a_{6,cold}$
- Limites das restrições: $N_C^{min}, N_C^{max}, \Delta P_{prod}^{max}, \Delta P_{hot}^{min}, \Delta P_{hot}^{max}, \Delta P_{cold}^{min}, \Delta P_{cold}^{max}, v_{prod}^{min}, v_{hot}^{min}, v_{cold}^{min}, T_{pstr}, T_{strg}, E^{R,min}, RR^{min}$

Considera-se que as placas de cada seção do PHE possuem o mesmo tipo de ranhura e que o regime de escoamento do produto nos canais não varie entre seções. Portanto é usado um único conjunto de parâmetros das correlações para o produto válidos para as três seções. Entretanto, conjuntos diferentes podem ser empregados.

Para obter as propriedades físicas médias das correntes no PHE sugere-se supor que o pasteurizador opera nas condições desejadas de processo para estimação das temperaturas de entrada e de saída das correntes.

Nível 1: Número de canais da seção de regeneração

Para $N_C^R = 2$ até $N_C^R \leq (N_C^{max} - 4)$, com N_C^R par $\{^1$

Criar o nó (N_C^R)

$\}^1$

Nível 2: Arranjo de passes da seção de regeneração

$N_C^{I,R} = N_C^{II,R} = N_C^R / 2$ (ver eq.(3.2.1))

Para $P^{I,R} = 1$ até $P^{I,R} = N_C^{I,R}$, com $N_C^{I,R}/P^{I,R}$ inteiro $\{^1$

$P^{II,R} = P^{I,R}$

Calcular ΔP_{p12} e ΔP_{p45} , com eq.(4.3.1) sem o termo gravitacional

Calcular v_{p12} e v_{p45} , com eq.(4.3.4)

Calcular $\alpha^{I,R}$ e $\alpha^{II,R}$ com eq.(4.2.19) (para obter U^R usar eqs.(4.2.7) a (4.2.9))

Calcular E_{CC}^R com eq.(6.2.3)

Calcular $\omega_{1,CC}$ e $\omega_{2,CC}$ com eqs.(8.2.3a) e (8.2.3b) usando E_{CC}^R

Calcular ΔP_{prod} com a eq.(8.2.9) sem os termos ΔP_{p23} e ΔP_{p56}

Se as restrições das eqs.(8.3.4a), (8.3.4d), (8.3.4f) e (8.3.5c) forem satisfeitas $\{^2$

Criar o nó ($P^{I,R} / P^{II,R}$)

$\}^2$

Se a restrição da eq.(8.3.4a) não for satisfeita $\{^2$

Não avaliar mais passes $P^{I,R}$ com este N_C^R

$\}^2$

$\}^1$

Nível 3: Número de canais da seção de aquecimento

Para $N_C^H = 2$ até $N_C^H \leq (N_C^{max} - N_C^R - 2) \{^1$

Criar o nó (N_C^H)

$\}^1$

Nível 4: Arranjo de passes da seção de aquecimento

Calcular $N_C^{I,H}$ e $N_C^{II,H}$ com eq.(3.2.1)

Para $P^{I,H} = 1$ até $P^{I,H} = N_C^{I,H}$, com $N_C^{I,H}/P^{I,H}$ inteiro $\{^1$

Calcular ΔP_{p23} com eq.(4.3.1) sem o termo gravitacional

Calcular v_{p23} com eq.(4.3.4)

Calcular ΔP_{prod} com a eq.(8.2.9) sem o termo ΔP_{p56}

Se as restrições das eqs.(8.3.4a) e (8.3.4e) forem satisfeitas $\{^2$

Selecionar $P^{I,H}$

$\}^2$

Se a restrição da eq.(8.3.4a) não for satisfeita $\{^2$

Não avaliar mais passes $P^{I,H}$ com este N_C^H

$\}^2$

$\}^1$

Para $P^{II,H} = 1$ até $P^{II,H} = N_C^{II,H}$, com $N_C^{II,H}/P^{II,H}$ inteiro $\{^1$

Calcular ΔP_{hot} com eq.(4.3.1)

Calcular v_{hot} com eq.(4.3.4)

Se as restrições das eqs.(8.3.4b) e (8.3.4h) forem satisfeitas {²

Selecionar $P^{II,H}$

}²

Se a restrição da eq.(8.3.4b) não for satisfeita quanto ao limite superior {²

Não avaliar mais passes $P^{II,H}$ com este N_C^H

}²

}¹

Para cada combinação de passes selecionados ($P^{I,H} / P^{II,H}$) {¹

Calcular $\alpha^{I,H}$ e $\alpha^{II,H}$ com eq.(4.2.19) (para obter U^H usar eqs.(4.2.7) a (4.2.9))

Calcular E_{CC}^H com eq.(6.2.3)

Calcular $\omega_{3,CC}$ com eq.(8.2.3c) usando E_{CC}^H

Calcular $T_{p4,CC}$ com eq.(8.2.5) usando $\omega_{1,CC}$ e $\omega_{3,CC}$

Calcular RR_{CC} com eq.(8.2.4) usando $\omega_{1,CC}$ e $T_{p4,CC}$

Se as restrições das eqs.(8.3.5a), e (8.3.5d) forem satisfeitas {²

Criar o nó ($P^{I,H} / P^{II,H}$)

}²

}¹

Nível 5: Número de canais da seção de resfriamento

Para $N_C^C = \max(2, N_C^{min} - N_C^R - N_C^H)$ até $N_C^C \leq (N_C^{max} - N_C^R - N_C^H)$ {¹

Criar o nó (N_C^C)

}¹

Nível 6: Arranjo de passes da seção de resfriamento

Calcular $N_C^{I,C}$ e $N_C^{II,C}$ com eq.(3.2.1)

Para $P^{I,C} = 1$ até $P^{I,C} = N_C^{I,C}$, com $N_C^{I,C}/P^{I,C}$ inteiro {¹

Calcular ΔP_{p56} com eq.(4.3.1) sem o termo gravitacional

Calcular v_{p56} com eq.(4.3.4)

Calcular ΔP_{prod} com a eq.(8.2.9)

Se as restrições das eqs.(8.3.4a) e (8.3.4g) forem satisfeitas {²

Selecionar $P^{I,C}$

}^2
 Se a restrição da eq.(8.3.4a) não for satisfeita {^2
 Não avaliar mais passes $P^{I,C}$ com este N_C^C
 }^2
 }^1

Para $P^{II,C} = 1$ até $P^{II,C} = N_C^{II,C}$, com $N_C^{II,C}/P^{II,C}$ inteiro {^1
 Calcular ΔP_{cold} com eq.(4.3.1)
 Calcular v_{cold} com eq.(4.3.4)
 Se as restrições das eqs.(8.3.4c) e (8.3.4i) forem satisfeitas {^2
 Selecionar $P^{II,C}$
 }^2
 Se a restrição da eq.(8.3.4c) não for satisfeita quanto ao limite superior {^2
 Não avaliar mais passes $P^{II,C}$ com este N_C^C
 }^2
 }^1

Para cada combinação de passes selecionados $(P^{I,C} / P^{II,C})$ {^1
 Calcular $\alpha^{I,C}$ e $\alpha^{II,C}$ com eq.(4.2.19) (para obter U^C usar eqs.(4.2.7) a (4.2.9));
 Calcular E_{CC}^C com eq.(6.2.3);
 Calcular $\omega_{5,CC}$ com eq.(8.2.3e) usando E_{CC}^C
 Criar o nó ($P^{I,C} / P^{II,C}$)
 }^1

Nível 7: Localização das alimentações na seção de regeneração

$$\phi^R = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,R} \text{ é par} \\ 4 & \text{se } P^{II,R} \text{ é ímpar} \end{cases}$$

$$Y_h^R = 0$$

Verificar se a configuração $[N_C^R, P^{I,R}, P^{II,R}, \phi^R, Y_h^R, Y_f^R]$ da seção de regeneração já foi simulada anteriormente e neste caso utilizar o valor de E^R conhecido. Caso E^R for desconhecido, simular a seção de regeneração usando os coeficientes térmicos $\alpha^{I,R}$ e $\alpha^{II,R}$. A simulação é basicamente a resolução da eq.(4.2.22) usando o conjunto de condições de contorno definidos pelas eqs.(4.2.24). O algoritmo de construção para o

modelo simplificado apresentado na Seção 5.2 pode ser usado. Armazenar o valor obtido de E^R , associado à configuração desta seção.

Calcular ω_1 e ω_2 com eqs.(8.2.3a) e (8.2.3b)

Se a restrição da eq.(8.3.5c) for satisfeita¹

Criar o nó (ϕ^R)
 $\}^1$

Nível 8: Localização das alimentações na seção de aquecimento

$$\phi^H = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,H} \text{ é ímpar e } \neq 1 \\ 4 & \text{se } P^{II,H} \text{ é par} \\ 3 \text{ ou } 4 & \text{se } P^{II,H} = 1 \end{cases}$$

$$Y_h^H = 0$$

Para os valores disponíveis de ϕ^H ¹

Verificar se a configuração $[N_C^H, P^{I,H}, P^{II,H}, \phi^H, Y_h^H, Y_f^H]$ da seção de aquecimento já foi simulada anteriormente e neste caso utilizar o valor de E^H conhecido. Caso E^H for desconhecido, simular esta seção usando os coeficientes térmicos $\alpha^{I,H}$ e $\alpha^{II,H}$. Armazenar o valor obtido de E^H , associado à configuração desta seção.

Calcular ω_3 com eq.(8.2.3c)

Calcular T_{p4} com eq.(8.2.5)

Calcular RR com eq.(8.2.4)

Calcular $T_{p6,CC}$ com eq.(8.2.6) usando $\omega_{5,CC}$

Se as restrições das eqs.(8.3.5a), (8.3.5b) e (8.3.5d) forem satisfeitas²

Criar o nó (ϕ^H)
 $\}^2$
 $\}^1$

Nível 9: Localização das alimentações na seção de resfriamento

$$\phi^C = \begin{cases} 3 & \text{se } P^{II,C} \text{ é ímpar e } \neq 1 \\ 4 & \text{se } P^{II,C} \text{ é par} \\ 3 \text{ ou } 4 & \text{se } P^{II,C} = 1 \end{cases}$$

$$Y_h^C = 1$$

Para os valores disponíveis de $\phi^C \{^1$

Verificar se a configuração $[N_C^C, P^{L,C}, P^{II,C}, \phi^C, Y_h^C, Y_f^C]$ da seção de resfriamento já foi simulada anteriormente e neste caso utilizar o valor de E^C conhecido. Caso E^C for desconhecido, simular esta seção usando os coeficientes térmicos $\alpha^{L,C}$ e $\alpha^{II,C}$. Armazenar o valor obtido de E^C , associado à configuração desta seção.

Calcular ω_5 com eq.(8.2.3e)

Calcular T_{p6} com eq.(8.2.6)

Se a restrição da eq.(8.3.5b) for satisfeita $\{^2$

Criar o nó (ϕ^C)

$\}^2$

$\}^1$

Nível 10: Armazenamento de soluções viáveis

Calcular o valor da função objetivo com a eq.(8.3.1) ou outra desejada.

Uma configuração viável foi obtida para o PHE multi-seção e deve ser armazenada no conjunto de soluções viáveis na forma $[N_C^R, P^{L,R}, P^{II,R}, \phi^R, Y_h^R, Y_f^R, N_C^H, P^{L,H}, P^{II,H}, \phi^H, Y_h^H, Y_f^H, N_C^C, P^{L,C}, P^{II,C}, \phi^C, Y_h^C, Y_f^C]$, incluindo os principais resultados de simulação. Ao inserir elementos neste conjunto, deve-se ordená-los quanto ao valor da função objetivo.

Finalização: Obtenção das soluções ótimas

O conjunto de solução viáveis foi obtido e as soluções estão ordenadas quanto ao valor da função objetivo. A solução ótima do problema é composta pelas configurações que apresentam o menor valor da função objetivo dentro do conjunto (no caso de minimização).

O funcionamento do processo de solução é esquematizado na Figura 8.4.5. Após a especificação do problema, a árvore é explorada usando o algoritmo de *branching* que incorpora as equações de modelagem do pasteurizador e de cálculo de perda de carga e velocidade de escoamento, todas equações algébricas. Quando uma das seções precisa ser simulada para determinação de sua eficiência, o algoritmo de construção do problema é acionado para esta tarefa, utilizando o software gPROMS como *solver* matemático. Uma

planilha armazena os resultados de simulação para evitar cálculos desnecessários uma vez que a configuração de uma seção pode aparecer mais de uma vez ao longo da busca pela árvore. Finalizada a exploração, a região viável estará enumerada e a função objetivo é aplicada para ordenação de seus elementos.

Figura 8.4.5: Esquema do processo de solução do problema de otimização

A estrutura de busca foi implementada em linguagem C. O programa desenvolvido lê os dados do problema de um arquivo texto, realiza a exploração da árvore e gera um arquivo gPROMS para simulação sempre que necessário, utilizando para isso o algoritmo de construção do problema. Os elementos da região viável do problema são armazenados em uma planilha para posterior ordenação e análise de dados utilizando o software Microsoft Excel.

8.5 Exemplo de Otimização 3

O método proposto de *branching* foi aplicado para a determinação da configuração ótima para um PHE de três seções (ver esquema na Figura 8.2.1) usado para a pasteurização HTST de leite de vaca com 13 % de sólidos. O leite cru é alimentado a 5 °C com uma vazão de 3.000 kg/h (2.900 L/h). O aquecimento e o resfriamento são feitos através de circuitos fechados de água limpa entrando no PHE respectivamente a 80 °C e 2 °C. As condições de processo para este exemplo e as características da placa são apresentadas na Tabela 8.5.1. As dimensões desta placa são similares às da placa Q030 da APV com área efetiva de troca

térmica $A_p = 0,30 \text{ m}^2$ (APV/Invensys, 2002). Os parâmetros de correlações para o padrão *chevron* foram obtidos das Tabelas 4.2.1 e 4.3.1.

Tabela 8.5.1: Dados do problema do Exemplo de Otimização 3

Trocador					
Placas	AISI 316	<i>chevron</i>	$\beta = 45^\circ$	$\varepsilon_P = 0,7 \text{ mm}$	$Y_f = 1$
Canal	$L = 620 \text{ mm}$	$w = 420 \text{ mm}$	$b = 3,7 \text{ mm}$	$D_P = 100 \text{ mm}$	$\Phi = 1,15$
Fluidos					
Produto	Leite (sólidos = 13 %)		$T_{p1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$W_{prod} = 3.000 \text{ kg/h}$	
Aquecimento	Água quente limpa		$T_{h1} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$	$W_{hot} = 4.500 \text{ kg/h}$	
Resfriamento	Água gelada limpa		$T_{c1} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$W_{cold} = 5.500 \text{ kg/h}$	
Restrições					
Número de canais	$6 \leq N_C^{total} \leq 140$				
Temperatura	$T_{p4} \geq 72 \text{ }^\circ\text{C}$			$T_{p6} \leq 5 \text{ }^\circ\text{C}$	
Performance	$E^R \geq 80 \text{ \%}$			$RR \geq 80 \text{ \%}$	
Perda de carga	$\Delta P_{prod} \leq 45 \text{ psi}$		$5 \leq \Delta P_{hot} \leq 17 \text{ psi}$		$5 \leq \Delta P_{cold} \leq 20 \text{ psi}$
Velocidade	$v_{p12,p23,p45,p56} \geq 0,1 \text{ m/s}$		$v_{hot} \geq 0,1 \text{ m/s}$		$v_{cold} \geq 0,1 \text{ m/s}$
Especificações					
Processo	$T_{drop} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$			$\Delta P_{p34} = 0,13 \text{ psi}$	

Na Tabela 8.5.1 são também apresentados os limites das restrições de performance hidráulica e térmica para o exemplo e as especificações necessárias. A perda de carga no tubo de retenção, ΔP_{p34} , foi estimada para um tubo de diâmetro normal 2" (diâmetro interno de 5,48 cm, comprimento de 5,6 m e contendo três curvas de raio curto 90°) dimensionado para um tempo de residência de 16 s em regime turbulento de escoamento ($Re \approx 30.000$).

Para a definição da função objetivo na eq.(8.5.1) (OC: \$/ano, PP: W, Q: W), foram utilizados os dados de custos apresentados por Wang e Sundén (2003). Estão incluídos os custos fixos do PHE e das bombas para um período de operação de 10 anos e também os custos operacionais das bombas e do consumo de utilidades.

$$OC = 110.(N_C^{total} - 1)^{0,85} + 0,17.(PP_{prod} + PP_{hot} + PP_{cold}) + 0,13.(Q^H + Q^C) \quad (8.5.1)$$

As características dos fluidos nos diversos trechos do PHE são apresentadas na Tabela 8.5.2. Para cálculo das propriedades do leite foram usados os dados e correlações fornecidas por Choi e Okos (1986) e especificamente por Steffe et al. (1986) para a viscosidade. Os valores de R_f sugeridos por Marriott (1971) foram usados para os fluidos de utilidades e os valores apresentados por Lalande et al. (1979) foram empregados para o leite. É importante ressaltar que a incrustação é mais acentuada na seção de aquecimento devido à temperatura

atingida pelo produto que favorece a desnaturação de proteínas e a sua adesão à superfície das placas.

Tabela 8.5.2: Características dos fluidos em cada trecho do PHE

Trecho	p12	p23	p45	p56	hot	cold
ρ (kg/m ³)	1.022	1.004	1.012	1.031	974	1000
μ (cP)	1,906	0,726	1,318	2,504	0,375	1,508
C_p (J/kg.K)	3.643	3.643	3.643	3.643	4.193	4.214
k (W/m.K)	0,565	0,610	0,585	0,539	0,667	0,579
R_f (m ² .K/W)	3×10^{-4}	9×10^{-4}	3×10^{-4}	3×10^{-4}	$1,7 \times 10^{-5}$	$3,4 \times 10^{-5}$

O tempo computacional total para resolução foi de aproximadamente três minutos em uma plataforma PC Pentium III (450 MHz, 128 Mb-RAM). A Figura 8.5.1 ilustra o desempenho do método de *branching* na solução deste problema para a localização da configuração ótima. Para a obtenção do conjunto de soluções viáveis (contendo 11.212 elementos) foram necessárias apenas 154 simulações de seções.

Figura 8.5.1: Desempenho do branching na resolução do Exemplo de Otimização 3

Após a obtenção das 11.212 configurações viáveis, estas foram ordenadas quanto ao valor da função objetivo (custo global, OC na eq.(8.5.1)) para identificação da solução ótima. No gráfico da Figura 8.5.2 os elementos da região viável são representados em função de N_C^{total} e a localização da configuração ótima é destacada, sendo que $OC^{min} = 12.660$ \$/ano. Pode-se observar que na realidade existem seis elementos com $OC < 1,01 \cdot OC^{min}$ (desvio de 1% sobre o valor ótimo). Uma das vantagens do *branching* é que os elementos próximos ao ótimo são também obtidos.

Figura 8.5.2: Representação da região viável para o Exemplo de Otimização 3

As dez opções com mínimo custo de pasteurização são apresentadas na Tabela 8.5.3. Caso fosse minimizado apenas o número de canais do PHE, o custo global seria de 14.379 \$/ano para $N_C^{total} = 92$ canais (um custo 13,5 % maior do que a solução ótima com 124 canais mostrada na Tabela 8.5.3).

Tabela 8.5.3: Configurações com mínimo custo global (Exemplo de Otimização 3)

#	OC \$/ano	N_C^{total}	Regeneração			Aquecimento			Resfriamento		
			N_C^R	$P^{I,R} / P^{II,R}$	Φ^R	N_C^H	$P^{I,H} / P^{II,H}$	Φ^H	N_C^C	$P^{I,C} / P^{II,C}$	Φ^C
1	12.660	124	96	24 / 24	3	16	2 / 4	4	12	3 / 3	3
2	12.691	128	100	25 / 25	4	16	2 / 4	4	12	3 / 3	3
3	12.697	124	96	24 / 24	3	16	4 / 4	4	12	3 / 3	3
4	12.732	132	104	26 / 26	3	16	2 / 4	4	12	3 / 3	3
5	12.752	125	96	24 / 24	3	17	3 / 4	4	12	3 / 3	3
6	12.780	129	100	25 / 25	4	17	3 / 4	4	12	3 / 3	3
7	12.951	132	100	25 / 25	4	20	2 / 5	3	12	3 / 3	3
8	12.986	136	104	26 / 26	3	20	2 / 5	3	12	3 / 3	3
9	12.993	128	96	24 / 24	3	16	2 / 4	4	16	2 / 4	4
10	13.016	120	88	22 / 22	3	16	4 / 4	4	16	2 / 4	4

Detalhes sobre a configuração ótima selecionada são apresentados nas Tabelas 8.5.4 e 8.5.5, incluindo a sua performance. Pode-se observar que a perda de carga do produto é

bastante elevada devido às quatro passagens realizadas no PHE multi-seção. Na Figura 8.5.3 é representada a localização relativa de todas as conexões no pacote de placas para a configuração ótima.

Tabela 8.5.4: Configuração ótima selecionada para o Exemplo de Otimização 3

Seção	Regeneração	Aquecimento	Resfriamento
Número de canais	96	16	12
Arranjo de passes (I/II)	24×2 / 24×2	2×4 / 4×2	3×2 / 3×2
Outros parâmetros	$Y_h = 0, \phi = 3, Y_f = 1$	$Y_h = 0, \phi = 4, Y_f = 1$	$Y_h = 1, \phi = 3, Y_f = 1$
U (W/m ² .K)	1.014	811	1.444
NTU	9,52	1,20	1,57
Q (kW)	183,7	26,2	20,2
Performance térmica	$RR = 87,5 \%$ $E^R = 90,1 \%$	$T_{p4} = 72,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ $E^H = 59,5 \%$	$T_{p6} = 5,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ $E^C = 69,0 \%$

Tabela 8.5.5: Performance hidráulica para a configuração ótima (Exemplo de Otimização 3)

	Produto	Água quente	Água fria
Perda de carga (psi)	$\Delta P_{prod} = 41,8$	$\Delta P_{hot} = 6,0$	$\Delta P_{cold} = 8,1$
Velocidade (m/s)	$v_{p12} = 0,26$ $v_{p23} = 0,13$ $v_{p45} = 0,26$ $v_{p56} = 0,52$	$v_{hot} = 0,41$	$v_{cold} = 0,49$

Figura 8.5.3: Entradas e saídas para a configuração ótima (Ex. de Otimização 3)

Na Figura 8.5.4 é apresentada a análise da influência de N_C^{max} sobre a solução do Exemplo de Otimização 3. É interessante observar que ao aumentar N_C^{max} , o tamanho da região viável do problema aumenta de forma quase exponencial, enquanto que o número de simulações necessárias (proporcional ao tempo computacional de resolução) cresce quase que linearmente, o que é uma grande vantagem do método de *branching* proposto. Pode-se

verificar também que a restrição $N_C^{total} \leq N_C^{max}$ é “ativa” para $N_C^{max} \leq 124$, entretanto isto não significa que a solução ótima terá $N_C^{total} = N_C^{max}$, devido à complexidade da região viável deste problema, em termos de não-convexidades e não-linearidades.

Figura 8.5.4: Influência de N_C^{max} no Exemplo de Otimização 3

Variando os coeficientes de custo da função objetivo da eq.(8.5.1) em $\pm 15\%$, a configuração ótima não é alterada, ou seja, a configuração selecionada é pouco sensível em relação aos coeficientes de custo.

Este exemplo de otimização foi também resolvido assumindo a hipótese de escoamento puramente contracorrente para as três seções, ou seja, a eficiência de cada seção foi calculada através da eq.(6.2.3) ao invés de utilizar o modelo térmico simplificado do PHE. O tempo computacional foi de apenas 8 s e foi obtida uma região viável contendo 15.174 elementos. A solução ótima neste caso é muito próxima da obtida originalmente para o problema (ver Tabela 8.5.4) tendo apenas um parâmetro diferente: $P^{LC} = 2$ ao invés de $P^{LC} = 3$. Se o modelo térmico do PHE for usado para verificação desta configuração, constata-se que a restrição de temperatura de saída do leite da eq.(8.3.5b) é desrespeitada, ou seja, esta configuração é na verdade inviável.

Esta análise mostra que a resolução do problema através do *branching* adotando a hipótese de escoamento puramente contracorrente fornece com rapidez uma boa estimativa da resposta do problema “rigoroso”. Esta estimativa pode ser usada para definir limites mais realistas para a restrição no número de canais da eq.(8.3.3a), reduzindo assim as dimensões do problema.

Neste exemplo, ao resolver o problema considerando o escoamento puramente contracorrente, obteve-se $N_C^{total}{}_{CC} = 124$. Resolvendo novamente o problema de forma rigorosa, assumindo uma variação de 10 % no valor obtido para N_C^{total} , ou seja, usando $111 \leq N_C^{total} \leq 136$ na eq.(8.3.3a), o número total de simulações necessárias cai de 154 (no caso original de $6 \leq N_C^{total} \leq 140$) para 147 e o tamanho da região viável tem uma redução de 26,7 % para obter a mesma solução ótima na Tabela 8.5.4. Portanto, a modificação na restrição de N_C^{total} teve pouca influência no tempo computacional de resolução. Mesmo assim, a resolução do problema assumindo escoamento puramente contracorrente é bastante útil para agilizar a definição do problema de otimização do pasteurizador, pois os resultados podem ser usados como estimativas da solução rigorosa.

8.5.1 Simulação da Configuração Ótima

Um processo de pasteurização é dimensionado considerando que o processo de inativação térmica ocorre apenas no tubo de retenção numa temperatura de pasteurização constante. Através da simulação térmica do PHE para determinação dos perfis de temperatura nos canais é possível avaliar a inativação térmica total que ocorre em todo o trajeto do produto pelo pasteurizador. Nesta seção, este tipo de análise é aplicada à configuração ótima obtida para o Exemplo de Otimização 3 (Tabela 8.5.4).

Para a comparação entre diferentes processos térmicos calcula-se F_{T_0} , que é o tempo equivalente de processamento a T_0 , para os dois processos. Para o cálculo de F_{T_0} usando a eq.(8.5.2), é necessário o perfil de temperatura do produto ao longo do tempo e o valor de Z para o microrganismo ou enzima em questão, onde Z é obtido através de ensaios de inativação em várias temperaturas diferentes (Toledo, 1999; Özilgen, 1998).

$$F_{T_0} = \int_0^t 10^{\frac{T(t)-T_0}{Z}} dt \quad (8.5.2)$$

No caso da pasteurização do leite, objetiva-se a destruição da bactéria patogênica *Coxiella burnetti* que tem $Z = 4,4$ °C (Sung e Collins, 1998). Para uma temperatura de referência $T_0 = 72$ °C, tem-se $F_{T_0=72^\circ\text{C}} = 17,2$ s considerando a inativação no tubo de retenção (tempo de residência de 16 s) na temperatura de saída do tudo $T_{p4} = 72,4$ °C.

Para obter F_{T_0} para o processo de pasteurização completo (tubo de retenção e seções do PHE), é necessária a distribuição de $T_{prod}(t)$, que é obtida através da simulação das seções do PHE usando o modelo simplificado (U constante). O resultado é apresentado no gráfico da

Figura 8.5.5. Para a obtenção deste gráfico foi considerado o tempo de residência nos canais (calculado entre os centros dos orifícios) desprezando o escoamento em tubulações de ligação e o escoamento horizontal dentro do PHE.

Figura 8.5.5: Variação da temperatura do leite na pasteurização (Ex. de Otimização 3)

Usando-se o valor médio da temperatura em cada passe para obter a função $T_{prod}(t)$, chega-se a $F_{T_0=72^\circ\text{C}} = 45,7$ s através da eq.(8.5.2) (a integração é feita numericamente pelo método dos trapézios). Percebe-se então que a inativação neste processo de pasteurização é significativamente maior do que aquela desejada, considerando apenas o tubo de retenção isotérmico ($F_{T_0=72^\circ\text{C}} = 17,2$ s).

Na Figura 8.5.5 pode-se notar que o perfil de temperatura do leite é quase linear nos trechos de aquecimento e resfriamento. Segundo Lewis e Heppell (2000), este tipo de comportamento é comum para pasteurizadores com alta taxa de recuperação. Nestes casos pode-se estimar F_{T_0} utilizando apenas as temperaturas de entrada e saída das seções e assumindo um perfil linear de temperatura dentro do PHE.

8.6 Discussão

Neste capítulo foi definido o problema de otimização de configuração de um PHE com três seções usado para processos de pasteurização visando a minimização de custos fixos e operacionais. Para a resolução deste problema foi proposto o método de *branching* que mostrou ser um algoritmo de busca bastante eficiente e capaz de localizar a solução ótima com esforço computacional bastante reduzido, usando qualquer função objetivo desejada. No exemplo de otimização apresentado, foram necessárias apenas 154 simulações (usando o modelo térmico simplificado descrito no Capítulo 4) para localizar a configuração ótima em um universo contendo $2,36 \times 10^8$ elementos.

Outra vantagem do método proposto é a de que, como os elementos da região viável acabam sendo enumerados, múltiplos ótimos podem ser encontrados e as soluções próximas ao ótimo são também conhecidas. Isto permite uma melhor avaliação para a escolha da configuração a ser empregada. Por exemplo, a configuração #3 na Tabela 8.5.3 pode ser uma melhor opção do que a configuração ótima #1 pois tem arranjos simétricos de passes nas três seções. Desta forma a perfuração das placas e a montagem do PHE são simplificadas.

Como as restrições de configuração impõem o uso de $\phi = 3$ e 4 para as seções do PHE, criam-se condições próximas às do escoamento puramente contracorrente quando o número de passes é grande. Desta forma, é possível utilizar o método de *branching* assumindo a hipótese simplificadora de escoamento puramente contracorrente para os cálculos de eficiência de troca térmica. Como não são mais necessárias simulações térmicas, o *branching* é resolvido em tempo computacional muito reduzido fornecendo uma estimativa da configuração ótima desejada.

A simulação da configuração ótima selecionada é bastante útil para avaliar com maior precisão o grau de inativação alcançado no processamento, podendo ser avaliado o caso de sobre-processamento ou destruição de nutrientes no produto.

9. MODELAGEM DINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS

No Capítulo 4 foi apresentada a modelagem do PHE (trocador de calor a placas) em regime permanente para a avaliação do seu desempenho térmico e hidráulico. Neste Capítulo é desenvolvida a modelagem dinâmica do PHE para estudo do seu comportamento transitório frente a alterações nas variáveis das correntes de alimentação do trocador (temperatura e vazão mássica).

9.1 Equações de Balanço Material e Energético

Com relação ao balanço material no PHE, são mantidas as hipóteses B2 (divisão uniforme de fluxo entre canais), B3 (perfil achatado de velocidades) e B4 (mistura perfeita ao final de um passe) apresentadas na Seção 4.1 para a modelagem estacionária do PHE. Portanto, a eq.(4.1.1) pode ser usada para calcular a vazão por canal, $W_i(t)$, que é função do tempo, t .

Quanto ao balanço energético nos canais do PHE, são mantidas as hipóteses C1 a C8 da modelagem estacionária (ver seção 4.2), lembrando que a hipótese C7 de fluidos com comportamento Newtoniano pode ser descartada através do uso do conceito de viscosidade generalizada apresentado na Seção 4.4.3. A hipótese C8 implica que as propriedades físicas dos fluidos (C_p , μ , k e ρ) são constantes. Entretanto, considera-se na modelagem dinâmica que as propriedades não variam ao longo do trocador, mas variam com o tempo, ou seja, os valores médios das propriedades físicas são funções das temperaturas de entrada e saída do respectivo fluido e, portanto, são funções do tempo. Na eq.(9.1.1) é apresentado o exemplo para o cálculo da capacidade calorífica do fluido quente.

$$\overline{Cp}_{hot}(t) = \frac{Cp_{hot}(T_{hot,in}(t)) + Cp_{hot}(T_{hot,out}(t))}{2} \quad (9.1.1)$$

Para a modelagem da troca térmica transitória nos canais, é usada a idealização de um canal genérico i com fluxo ascendente apresentada previamente na Figura 4.2.2. Aplicando-se o princípio de conservação de energia ao volume de controle indicado, tem-se como resultado a eq.(9.1.2), que se reduz à eq.(4.2.12) para o caso estacionário.

$$W_i.Cp_i.(T_i(x) - T_i(x + \partial x)) + \partial A_P.U.(T_{i-1}(x) - T_i(x)) + \partial A_P.U.(T_{i+1}(x) - T_i(x)) = \rho_i.Cp_i.b.w.\partial x.\frac{\partial T_i(x)}{\partial t} \quad (9.1.2)$$

Na eq.(9.1.2), $\partial A_P = \Phi.w.\partial x$ é o elemento infinitesimal de área da placa onde ocorre a troca térmica, $W_i = \rho_i.v_i.b.w$ é a vazão no canal i e U é o coeficiente global de troca térmica médio instantâneo no PHE (ver eq.(4.2.7)).

Convertendo a eq.(9.1.2) para o formato diferencial, tem-se a eq.(9.1.3), onde s_i indica o sentido de escoamento no canal ($s_i = +1$ para fluxo ascendente e $s_i = -1$ para fluxo descendente; ao comparar as eqs.(4.2.13) e (9.1.3), note que $s_i = 1/s_i$).

$$s_i.\frac{\partial T_i}{\partial x} + \frac{1}{v_i}.\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{w.\Phi.U}{W_i.Cp_i}.(T_{i-1} - T_i) + \frac{w.\Phi.U}{W_i.Cp_i}.(T_{i+1} - T_i) \quad (9.1.3)$$

Como assume-se que o perfil de velocidades no canal é achatado (hipótese B2), o tempo de residência médio do fluido dentro do canal i é $\tau_{R,i} = L/v_i$ (Lewis e Heppell, 2000). Fazendo uso da hipótese B3 de distribuição uniforme de fluxo ($v_i = v^I$ para todo i ímpar, $v_i = v^{II}$ para todo i par, como na eq.(4.1.1)), é possível definir os tempos de residência médios por canal para os lados I e II do PHE, τ_R^I e τ_R^{II} nas eqs.(9.1.4).

$$\tau_R^I = \frac{L}{v^I} = \frac{N^I.L.b.w.\rho^I}{W^I} \quad (9.1.4.a)$$

$$\tau_R^{II} = \frac{L}{v^{II}} = \frac{N^{II}.L.b.w.\rho^{II}}{W^{II}} \quad (9.1.4.b)$$

Adotando os coeficientes térmicos adimensionalizados α^I e α^{II} (ver eq.(4.2.19)) e os tempos de residência por canal para os lados I e II do trocador (τ_R^I e τ_R^{II} dados nas eqs.(9.1.4)), têm-se, a partir da eq.(9.1.3), as eqs.(9.1.5) para representar a troca térmica em regime transitório nos canais do PHE. Como τ_R^I e τ_R^{II} podem variar, decidiu-se por não usar o tempo adimensionalizado t/τ_R nas eqs.(9.1.5).

$$s_1.\frac{\partial T_1}{\partial \eta} + \tau_R^I.\frac{\partial T_1}{\partial t} = \alpha^I.(-T_1 + T_2) \quad \text{primeiro canal} \quad (9.1.5a)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} s_i \cdot \frac{\partial T_i}{\partial \eta} + \tau_R^I \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = \alpha^I \cdot (T_{i-1} - 2.T_i + T_{i+1}) & \text{se } i \text{ é ímpar} \\ s_i \cdot \frac{\partial T_i}{\partial \eta} + \tau_R^{II} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = \alpha^{II} \cdot (T_{i-1} - 2.T_i + T_{i+1}) & \text{se } i \text{ é par} \end{array} \right. \quad \text{canal } i: (1 < i < N_C) \quad (9.1.5b)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} s_{N_C} \cdot \frac{\partial T_{N_C}}{\partial \eta} + \tau_R^I \cdot \frac{\partial T_{N_C}}{\partial t} = \alpha^I \cdot (T_{N_C-1} - T_{N_C}) & \text{se } N_C \text{ é ímpar} \\ s_{N_C} \cdot \frac{\partial T_{N_C}}{\partial \eta} + \tau_R^{II} \cdot \frac{\partial T_{N_C}}{\partial t} = \alpha^{II} \cdot (T_{N_C-1} - T_{N_C}) & \text{se } N_C \text{ é par} \end{array} \right. \quad \text{último canal} \quad (9.1.5c)$$

9.1.1 Condições de Contorno e Iniciais

Para a resolução do sistema de eqs.(9.1.5) são necessárias condições de contorno para a temperatura dos canais na dimensão espacial (η) e condições iniciais para o PHE no instante $t = 0$.

Na Seção 4.2.3 foram desenvolvidas as eqs.(4.2.24) para representação das condições de contorno em η para a operação do PHE em regime permanente. Estas equações podem ser utilizadas para o modelo dinâmico desprezando-se o caminho percorrido pelo fluido através dos orifícios das placas nas mudanças de passe, assim como em Masubuchi e Ito (1977) e Georgiadis e Macchietto (2000).

Dois tipos de condições iniciais são usualmente empregadas para a simulação dinâmica:

1. o PHE operava em regime permanente (Georgiadis e Macchietto, 2000); ou
2. ele está preenchido com os fluidos a uma temperatura $T_{inicial}$ (Sharifi et al., 1995).

As representações matemáticas destas condições de contorno são apresentadas nas eqs.(9.1.6a) e (9.1.6b) respectivamente.

$$\left. \frac{\partial T_i}{\partial t} \right|_{t=0} = 0 \quad \text{canal } i: (1 \leq i \leq N_C) \quad (9.1.6a)$$

$$T_i \Big|_{t=0} = T_{inicial} \quad \text{canal } i: (1 \leq i \leq N_C) \quad (9.1.6b)$$

9.2 Simulação Dinâmica

A modelagem dinâmica do PHE é composta basicamente pelas eqs.(9.1.5) de balanço energético nos canais, pelas de condições de contorno nas eqs.(4.2.24) e pelas condições iniciais nas eqs.(9.1.6a) ou (9.1.6b).

É também necessário um conjunto de equações algébricas para obter $\alpha^I(t)$, $\alpha^{II}(t)$, $\tau_R^I(t)$ e $\tau_R^{II}(t)$ em cada instante de tempo. Neste trabalho foi utilizado o seguinte conjunto: eq.(4.2.19) para $\alpha^I(U, W^I, Cp^I)$ e $\alpha^{II}(U, W^{II}, Cp^{II})$; eqs.(9.1.4) para $\tau_R^I(W^I, \rho^I)$ e $\tau_R^{II}(W^{II}, \rho^{II})$; eqs.(4.2.7) a (4.2.9) para $U(W^I, Cp^I, \mu^I, k^I, W^{II}, Cp^{II}, \mu^{II}, k^{II})$ e equações para cálculo das propriedades físicas média instantâneas dos fluidos nos lados I e II, que dependem das respectivas temperaturas de entrada e de saída, $T_{in}(t)$ e $T_{out}(t)$.

Finalmente, são necessárias as condições das correntes quente e fria: $W^I(t)$, $T_{in}^I(t)$, $W^{II}(t)$ e $T_{in}^{II}(t)$, que são as variáveis de perturbação consideradas para o problema de simulação dinâmica.

Para a solução do referido sistema de equações algébricas e diferenciais, optou-se pelo uso do método de diferenças finitas para discretização espacial de $T_i(\eta)$ (ver Seção 4.2.4). A princípio manteve-se o formato de diferenças finitas centradas de segunda ordem com 20 elementos, que mostrou-se eficiente no Capítulo 4 para a simulação do PHE em regime permanente. No Exemplo de Simulação 6 são testadas diferentes estratégias de discretização espacial.

Um método de diferenciação para-trás (*backward*) com passo variável foi empregado para integração do sistema de equações e conseqüente obtenção de $T_i(\eta, t)$ (integrador DASOLV). A implementação dos métodos numéricos foi realizada através do software gPROMS (Process System Enterprise, 2001). Um esquema numérico similar foi empregado por Georgiadis e Macchietto (2000) para a simulação dinâmica de PHEs com incrustação de proteínas do leite.

9.3 Exemplo de Simulação 6

Para testar a modelagem dinâmica apresentada, faz-se uso do Exemplo de Simulação 1 apresentado na Seção 5.3 (simulação estacionária de um PHE com 24 canais operando com benzeno frio e tolueno quente). São analisados dois cenários distintos para este processo:

1. O PHE encontra-se inicialmente a $T_{inicial} = 20$ °C (temperatura ambiente) e o processo tem início no instante $t = 5$ s.
2. O PHE opera em regime permanente e no instante $t = 2$ s há um aumento de 10 °C na temperatura de entrada do benzeno frio e um aumento de 25 % na vazão mássica do

tolueno quente. A mudança em T_{in}^I e W^I é linear e tem uma duração de 5 s (distúrbio em “rampa”).

As principais variáveis observadas nos casos de simulação dinâmica são as temperaturas de saída nos lados I e II do PHE, além do coeficiente global de troca térmica médio.

9.3.1 Simulação do Cenário 1

Os resultados de simulação para os 30 primeiros segundos de operação do PHE são mostrados na Figura 9.3.1. O tempo computacional para resolução usando o software gPROMS v.2.1.1 em um PC Pentium III (500 MHz, 512 Mb-RAM) foi de 7 s.

Figura 9.3.1: Resultados do Exemplo de Simulação 6 indicando problemas numéricos

Na Figura 9.3.1 pode-se detectar um problema de estabilidade numérica, visto que há oscilação nos perfis obtidos. Testes mostraram que a fonte do problema está no método usado para discretização espacial. Para melhorar a qualidade dos resultados de simulação, foram testados diferentes métodos numéricos:

1. Diferenças finitas centradas.
2. Diferenças finitas para-frente (nos canais com $s_i = -1$) e para-trás (canais com $s_i = +1$).
3. Colocação ortogonal em elementos finitos.

Os resultados deste teste são apresentados na Figura 9.3.2. Para esta análise, foi escolhido o trecho do perfil de $T_{out}^I(t)$ onde há uma variação brusca nesta variável. Verifica-se que o uso de métodos com ordem maior ou igual a dois gera problemas de estabilidade numérica no resultado de simulação. Nestes casos, o aumento no número de elementos da

discretização não melhora a qualidade dos resultados obtidos, como ocorre normalmente em métodos numéricos. Este tipo de comportamento é observado apenas para o método de diferenças finitas para-frente / para-trás de primeira ordem, com o qual foram obtidos os melhores resultados de simulação.

Figura 9.3.2: Comparação de métodos numéricos para discretização espacial

Neste exemplo de simulação, espera-se obter uma descontinuidade brusca no perfil de $T_{out}^I(t)$ após $\tau_R^I = 2,02$ s de iniciado o processo (ver o caminho dos fluidos na Figura 5.3.1). Utilizando o método de diferenças finitas para-frente / para-trás de primeira ordem com 1.000 elementos em η , chega-se a um resultado muito próximo daquele esperado como pode-se ver na Figura 9.3.2. Entretanto, o tempo computacional para resolução neste caso foi de 11 min.

Após a análise de vários casos de simulação verificou-se que para representar mudanças bruscas nos perfis de temperatura, é necessário um número alto de elementos. O número ideal de elementos para uma simulação dinâmica depende das condições de processo e da qualidade

desejada para os resultados. Para este exemplo de simulação, optou-se por usar 20 elementos (tempo computacional de 18 s) e os resultados podem ser vistos na Figura 9.3.3. Verifica-se que o PHE leva em torno de 25 segundos para atingir o estado estacionário ($T_{out}^I = 51,3\text{ °C}$, $T_{out}^I = 23,8\text{ °C}$ e $U = 1.562\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$).

Figura 9.3.3: Resultados do Exemplo de Simulação 6 (Cenário 1)

A simulação dinâmica permite ainda observar a variação de temperatura dentro dos canais do PHE. Na Figura 9.3.4 é mostrada como exemplo a variação do perfil de temperatura no canal 14 do PHE.

Figura 9.3.4: Variação no perfil de temperatura do canal 14 (Ex. de Simulação 6)

9.3.2 Simulação do Cenário 2

No Cenário 2 proposto, o PHE já opera em regime permanente e são modificadas as características das correntes quente e fria como mostra a Figura 9.3.5. Utilizando o método de diferenças finitas para-frente / para-trás de primeira ordem com 20 elementos em η , o tempo computacional de resolução foi de 19 s. Os resultados de simulação são apresentados na Figura 9.3.6 e verifica-se que são necessários aproximadamente 20 s para o PHE atingir um novo estado estacionário. Como a mudança nas condições de processo foi mais suave neste cenário, não foram obtidos problemas de origem numérica nos resultados.

Figura 9.3.5: Condições de processo para o Exemplo de Simulação 6 (Cenário 2)

Figura 9.3.6: Resultados do Exemplo de Simulação 6 (Cenário 2)

9.4 Exemplo de Simulação 7

No Exemplo de Simulação 6, o modelo dinâmico foi usado para analisar o comportamento do processo em malha aberta (sem o uso de um controlador) para os casos de *start-up* (partida) e de alterações nas condições do processo. Neste exemplo de simulação é analisado o comportamento de um processo em malha fechada, utilizando um controlador analógico *feedback* proporcional-integral (controlador PI).

É considerado o processo de resfriamento de uma solução de sacarose 60 °Brix em um PHE de 36 canais com arranjo simétrico apresentado anteriormente na Seção 5.7. A variável controlada é a temperatura de saída da solução de sacarose, T_{out}^I , enquanto que a variável manipulada é a vazão da corrente de água fria, W^{II} . O diagrama da malha de controle é apresentado na Figura 9.4.1.

Figura 9.4.1: Diagrama esquemático da malha de controle para o Exemplo de Simulação 7

A variável erro para o controlador é definida na eq.(9.3.1a) e a eq.(9.3.1b) é a equação do controlador PI já com os parâmetros de bias, ganho e tempo-integral ajustados para o problema, considerando que o valor desejado (*setpoint*) para T_{out}^I é 10 °C (Seborg et al., 1989).

$$erro(t) = \left(T_{out}^I \Big|_{setpoint} - T_{out}^I(t) \right) \quad (9.3.1a)$$

$$W^{II}(t) = 1,2261 - 0,01 \left[erro(t) + \frac{1}{0,2} \int_0^t erro(t^*) dt^* \right] \quad (9.3.1b)$$

São analisados dois cenários distintos para este Exemplo de Simulação:

1. O PHE opera em regime permanente e em $t = 10$ s há uma mudança no valor do *setpoint* da variável T_{out}^I de 10 °C para 8 °C.
2. O PHE opera em regime permanente e no instante $t = 10$ s há uma elevação de 4 °C na temperatura de entrada da solução de sacarose. Após 10 segundos, T_{in}^I volta ao valor original de 35 °C (perturbação em “pulso”).

Em ambos os cenários é empregado o método de diferenças finitas para-frente / para-trás de primeira ordem com 20 elementos em η para a discretização espacial.

9.4.1 Simulação do Cenário 1

O comportamento das variáveis manipulada (W^II) e controlada (T_{out}^I) é apresentado na Figura 9.4.2. Pode-se observar a atuação do controlador, aumentando a vazão de água fria, para atingir o novo *setpoint* escolhido para a temperatura de saída da solução de sacarose. O tempo computacional para simulação deste cenário foi de 3,2 s usando o software gPROMS v.2.1.1 em um PC Pentium III (500 MHz, 512 Mb-RAM).

Figura 9.4.2: Comportamento das variáveis manipulada e controlada (Cenário 1)

9.4.2 Simulação do Cenário 2

Os resultados desta simulação são apresentados na Figura 9.4.3. Observa-se que o controlador tenta compensar a variação na temperatura de entrada da solução de sacarose atuando sobre a vazão da água de resfriamento. O tempo computacional para simulação deste cenário foi de 5,6 s.

Figura 9.4.3: Comportamento das variáveis manipulada e controlada (Cenário 2)

O coeficiente global de troca térmica médio no PHE varia com o tempo devido às variações nas temperaturas de entrada e saída e vazões dos fluidos. Em alguns trabalhos, como no de Khan et al. (1988), considera-se que apenas mudanças nas vazões podem afetar U , ou seja, as propriedades físicas médias dos fluidos são admitidas constantes. O efeito desta hipótese simplificadora pode ser analisado na Figura 9.4.4. Observa-se uma mudança significativa no perfil obtido para T_{out}^I neste cenário ao adotar a hipótese.

Figura 9.4.4: Influência da hipótese de propriedades físicas médias constantes

9.5 Discussão

Foi desenvolvido um modelo dinâmico para a simulação de PHEs em regime transitório onde o valor médio do coeficiente global de troca térmica é calculado a cada instante levando em conta variações nas temperaturas de entrada e saída e nas vazões dos fluidos. Exemplos de

simulação mostraram que utilizando o método de diferenças finitas para-frente (canais com fluxo descendente) e para-trás (canais com fluxo ascendente) para a discretização espacial e o método de diferenças finitas para-trás com passo variável para a integração no tempo é possível obter resultados numéricos de boa qualidade. Recomenda-se o uso de 20 elementos para a discretização espacial para os exemplos simulados (assim como recomendado para o caso da resolução do modelo estacionário no Capítulo 5), mas o número ideal de elementos dependerá das condições do processo e da qualidade desejada para os resultados.

Assume-se nesta modelagem que a divisão do fluxo entre canais é uniforme e que o escoamento é pistonado. Segundo Lewis e Heppell (2000) estas hipóteses dificilmente serão válidas para o escoamento de fluidos viscosos. Para estes casos, Das et al. (1995) propõem um modelo dinâmico que leva em conta a dispersão do fluido dentro do canal e o atraso decorrente do escoamento dos fluidos através dos orifícios das placas. Entretanto, a modelagem desenvolvida é restrita a configurações com passe único do tipo U.

Verificou-se que o cálculo do coeficiente global U a cada instante levando em conta o efeito da variação das propriedades físicas médias dos fluidos tem influência significativa sobre os perfis de temperatura obtidos na simulação. Entretanto, apenas a comparação com resultados experimentais pode realmente validar o modelo.

A modelagem dinâmica desenvolvida, assim como a estacionária, é válida para configurações generalizadas. Os passos 7 a 10 do algoritmo de construção do modelo estacionário (ver Seção 5.2.1) podem ser aplicados para o caso dinâmico, bastando substituir as eqs.(4.2.18) pelas eqs.(9.1.5) para o balanço de energia nos canais. Desta forma é possível simular o comportamento de diferentes configurações com maior facilidade.

A maior vantagem do modelo dinâmico é o seu uso no desenvolvimento de controladores para o processo, como exemplificado no Exemplo de Simulação 7 usando um controlador analógico PI. Em um trabalho recente, Khadir et al. (2000) já investiga o uso de um controlador MPC (*Model Predictive Control*) para o uso de PHEs em operações de pasteurização.

10. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA MODELAGEM

10.1 Introdução

Os testes do modelo estacionário de simulação de trocadores a placas (PHEs) com configurações generalizadas (apresentado no Capítulo 5) e do método de *screening* para seleção da configuração ótima do PHE (apresentado no Capítulo 6) foram realizados utilizando características de trocadores comerciais e correlações empíricas de troca térmica e perda de carga encontradas na literatura. Entretanto, faz-se necessária a validação experimental efetiva da modelagem desenvolvida.

Esta etapa da pesquisa foi realizada em conjunto com o Laboratório de Engenharia de Alimentos (LEA) do Departamento de Engenharia Química da Universidade de São Paulo, que participou na atividade de validação do modelo e realizou os ensaios experimentais (Fernandes et al., 2002).

A validação do modelo de simulação simplificado para configurações generalizadas foi conduzida na forma de um problema de estimação não-linear de parâmetros de troca térmica. Neste Capítulo, é apresentado o ajuste da modelagem térmica aos dados de um conjunto de ensaios experimentais realizados em um PHE com diferentes configurações.

10.1.1 Estimação Não-Linear de Parâmetros

A representação de processos reais através de modelos matemáticos envolve o ajuste destes modelos através da estimação dos seus parâmetros p_i ($i = 1, \dots, np$). Ferramentas estatísticas são necessárias para esta estimação, uma vez que os verdadeiros valores dos parâmetros são desconhecidos por existirem erros de natureza experimental envolvidos na observação do processo. De forma geral, um modelo matemático q relaciona um vetor de variáveis determinísticas independentes $\underline{x}$ a uma variável dependente y , utilizando um vetor de parâmetros $\underline{p}$. Entretanto, a variável observada, Y , contém um erro randômico ε , como mostra a eq.(10.1.1).

$$Y = y + \varepsilon = q(\underline{x}, \underline{p}) + \varepsilon \quad (10.1.1)$$

O objetivo do problema de estimação é obter estimativas confiáveis dos parâmetros p_i do modelo e dos parâmetros da função densidade de probabilidade do erro ε . Este erro ε é composto pelo erro experimental na obtenção de y e pelo erro da “forma” do modelo. A

análise de ε é valiosa para a identificação de falhas na modelagem e para a determinação dos intervalos de confiança das estimativas de $\underline{p}$, denominadas $\underline{p}'$.

Para a estimação é necessário um conjunto de ne experimentos (não contando as replicações) e um critério para a obtenção das estimativas p'_i . Para modelos lineares em relação aos parâmetros, o critério de máxima verossimilhança equivale à minimização da soma dos erros quadráticos entre os valores observados de y e a predição do modelo $y^p = q(\underline{x}, \underline{p}')$, conforme a eq.(10.1.2) (Himmelblau, 1970).

$$\min_{\underline{p}'} \Theta = \sum_{j=1}^{ne} (E_j)^2 = \sum_{j=1}^{ne} (Y_j - y^p_j)^2 = \sum_{j=1}^{ne} [Y_j - q(\underline{x}_j, \underline{p}')]^2 \quad (10.1.2)$$

Este critério de estimação, conhecido como “método dos mínimos quadrados”, envolve três importantes considerações:

- 1) as variáveis independentes $\underline{x}$ não são randômicas, mas sim determinísticas;
- 2) o erro ε tem distribuição normal com média zero e variância igual a σ^2_Y , que é a variância da variável dependente Y ;
- 3) os valores dos erros experimentais ε_j são independentes.

A análise da distribuição dos resíduos E_j pode revelar se as condições 2 e 3 foram satisfeitas no ajuste de parâmetros. Isso pode ser verificado utilizando um gráfico de distribuição normal dos resíduos. Se o conjunto de pontos puder ser aproximado por uma reta, pode-se assumir que o erro tem distribuição normal e considera-se que as condições 2 e 3 foram satisfeitas. Caso contrário, têm-se evidências de que o modelo não ajusta adequadamente o conjunto de dados experimentais.

No caso de modelos não-lineares em relação aos parâmetros, a determinação do critério de máxima verossimilhança não é tão simples como no caso dos modelos lineares. Por este motivo, é comum o uso do método dos mínimos quadrados também para a estimação não-linear (Himmelblau, 1970). A maior parte das propriedades da estimativa obtida através deste método (consistência, eficiência, não tendenciosidade e mínima variância) aproximadamente independem da hipótese de distribuição normal do erro ε para modelos não-lineares. Além disso, se a função densidade de probabilidade de ε tem como único parâmetro a variância σ^2_Y , então as funções de máxima verossimilhança e de soma dos mínimos quadrados têm os mesmos contornos nas proximidades do ponto Θ_{min} , que é o valor mínimo de Θ obtido na resolução do problema representado na eq.(10.1.2))

Para a resolução da eq.(10.1.2) para modelos não-lineares faz-se necessário o uso de técnicas de programação não-linear (NLP). Dentre estas técnicas destacam-se o método Simplex, que não necessita do cálculo de derivadas e é pouco eficiente, e os métodos de gradiente que são mais eficientes por utilizarem a derivada numérica ou analítica da função objetivo Θ .

Considerando que o modelo matemático q , escolhido para representar o processo real, seja correto e que a distribuição de ε seja normal, então a variância σ_y^2 pode ser estimada de forma não tendenciosa através de $s_y^2 = \Theta_{min}/(ne-np)$, quando não são realizadas replicações experimentais para uma melhor análise. Esta estimativa é necessária para a determinação dos intervalos de confiança dos parâmetros p_i do modelo. No caso de modelos não-lineares costuma-se usar uma forma linearizada do modelo nas proximidades do ponto de mínimo Θ para a determinação de intervalos de confiança aproximados (Himmelblau, 1970). O intervalo de confiança de um parâmetro estimado é então dado pela eq.(10.1.3),

$$\left(p'_i - ts\left(1 - \frac{nc}{2}, ne-np\right) \cdot s_{pi} \right) \leq p_i < \left(p'_i + ts\left(1 - \frac{nc}{2}, ne-np\right) \cdot s_{pi} \right) \quad (i = 1, \dots, np) \quad (10.1.3)$$

onde nc é o nível de confiança desejado (normalmente 5 ou 10 %), ts é a função t-Student de distribuição de probabilidade e s_{pi} é uma estimativa de σ_{pi} , o desvio padrão de p_i . Se o modelo for correto e se não forem realizadas replicações experimentais para uma melhor estimativa de σ_y^2 , então a estimativa de σ_{pi} pode ser feita como para os modelos lineares usando a eq.(10.1.4). Se o modelo q não for correto esta estimativa será tendenciosa.

$$s_{pi}^2 = s_y^2 \cdot C_{ii} \quad (10.1.4)$$

O coeficiente C_{ii} é um elemento da diagonal da matriz $\underline{\underline{C}} = (\underline{\underline{X}}^T \cdot \underline{\underline{X}})^{-1}$. No caso de modelos não-lineares, a matriz $\underline{\underline{X}}$, de dimensão $ne \times np$, deverá ser calculada a partir de uma linearização do modelo q no ponto Θ_{min} usando a eq.(10.1.5), sendo que as derivadas do modelo q na eq.(10.1.5) podem ser analíticas ou numéricas.

$$X_{ji} = \left. \frac{\partial q(x_j, p_i)}{\partial p_i} \right|_{p_i=p'_i} \quad (10.1.5)$$

Uma das formas de verificação dos resultados de ajuste é o uso do coeficiente de correlação R^2 mostrado na eq.(10.1.6) (Özilgen, 1998), onde $\bar{Y}_j$ é a média dos valores observados de Y . Para um ajuste exato tem-se $R^2 = 1$, caso contrário tem-se $R^2 < 1$.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{j=1}^{ne} (Y_j - y^p_j)^2}{\sum_{j=1}^{ne} (\bar{Y}_j - y^p_j)^2} \quad (10.1.6)$$

O valor de R^2 deve ser usado com cuidado pois ele não avalia o sobre-ajuste do modelo, ou seja, não verifica se existe excesso de parâmetros na estimação. Recomenda-se ajustar o modelo com o mínimo número de parâmetros necessários.

Os resultados de ajuste também podem ser avaliados utilizando um gráfico de paridade ($Y \times y^p$) onde é visível a dispersão dos resíduos.

10.2 Equipamento Experimental

O trocador de calor a placas utilizado para os ensaios é parte integrante de um pasteurizador de bancada Armfield FT43 como o mostrado na Figura 10.2.1 (um tubo de retenção alternativo e o console de controle e aquisição de dados são mostrados em destaque). O FT43 foi desenvolvido para processamento HTST (*high temperature short time*) de alimentos líquidos de baixa viscosidade, como leite e sucos, com uma capacidade máxima de 20 L/h. Na Figura 10.2.2 é apresentado o diagrama esquemático deste pasteurizador. O PHE é dividido em três seções (aquecimento, regeneração e resfriamento) e é possível controlar a temperatura do produto na saída do tubo de retenção. É possível ainda desconectar o tubo de retenção ou remover as grades conectoras para operar com apenas uma ou duas seções.

A seção de aquecimento funciona com um circuito fechado de água destilada aquecida por uma resistência elétrica com controle de temperatura. A seção de resfriamento pode funcionar com água a temperatura ambiente ou água gelada proveniente de um *chiller*. O console do pasteurizador permite monitorar até seis temperaturas do processo utilizando termopares calibrados. Existem rotâmetros instalados para medição das vazões de água gelada e quente, entretanto eles não foram utilizados nos ensaios por não apresentarem uma precisão adequada. Em um ensaio, as vazões do produto e do fluido de resfriamento são obtidas através de medições de massa coletada e de tempo de coleta (três medidas para cada fluido). A vazão do fluido de aquecimento não pode ser medida pois o circuito é fechado.

Figura 10.2.1: Pasteurizador Armfield FT43 (Armfield, 2002)

Figura 10.2.2: Diagrama esquemático do pasteurizador FT43 (Armfield, 1997; 2002)

As placas do PHE são lisas 20 SWG em aço inoxidável ($k_p = 13,4 \text{ W/m.K}$) e as gaxetas são de borracha de silicone branca padrão alimentício. As dimensões da placa com gaxeta e a disponibilidade dos seus tipos são mostrados na Figura 10.2.3. A combinação dos tipos de gaxetas e de placas permite diferentes configurações e arranjos de passes, sendo que o PHE foi originalmente desenvolvido para arranjo em série (um canal por passe, ou seja, $N^I = N^{II} = 1$) com fluxo diagonal no canal ($Y_f = 1$). Na Tabela 10.2.1 são apresentadas diferentes combinações de números de passagens ($N^I - N^{II}$) que podem ser obtidas no PHE e os respectivos arranjos com o máximo número possível de canais utilizando o material

disponível. A grande flexibilidade de configuração deste trocador é fundamental para a validação dos estudos sobre otimização de configurações.

Figura 10.2.3: Dimensões da placa e disponibilidade de placas e gaxetas

Tabela 10.2.1: Arranjos de passes possíveis no PHE do pasteurizador

$N^I - N^{II}$	N_C^{max}	Arranjo
1 – 1	36	18×1 / 18×1
1 – 2	21	11×1 / 5×2
1 – 3	13	7×1 / 2×3
1 – 4	9	5×1 / 1×4
1 – 5	11	6×1 / 1×5
1 – 6	13	7×1 / 1×6
2 – 2	12	3×2 / 3×2
2 – 3	12	3×2 / 2×3
2 – 4	8	2×2 / 1×4
2 – 5	9	2×2 / 1×5
2 – 6	12	3×2 / 1×6
3 – 3	6	1×3 / 1×3
3 – 4	7	1×3 / 1×4

Um exemplo de configuração, com arranjo 3×2/1×6 e 12 canais, é apresentado na Figura 10.2.4, onde podem-se observar as combinações dos diferentes tipos de placas e gaxetas para formar os caminhos dos fluidos quente e frio. No caso deste trocador de pequeno porte, os fluidos entram em contato com as placas fixa e móvel do pedestal, como mostrado na Figura 10.2.4. Em trocadores industriais são necessárias duas placas finais e duas gaxetas especiais com todos os orifícios isolados que fazem contato com as placas fixa e móvel. Portanto, neste exemplo de configuração, são utilizadas 11 placas ao invés de 13, como aconteceria em um PHE industrial.

Figura 10.2.4: Exemplo de arranjo 3×2/1×6 indicando o uso dos tipos de placas e gaxetas

10.3 Estimação de Parâmetros de Troca Térmica

No Capítulo 4 foi desenvolvido o modelo matemático de um PHE operando em regime permanente e no Capítulo 5 ele foi implementado na forma de um algoritmo de construção para atender configurações genéricas. O modelo possui sete parâmetros empíricos: a_1 , a_2 , ..., a_6 e a_μ , conforme eqs.(4.2.8) e (4.3.3). Nesta Seção são estimados os parâmetros relativos à troca térmica no PHE (a_1 , a_2 , a_3 e a_μ na eq.(4.2.8)) para validação do modelo térmico desenvolvido.

Uma das dificuldades na validação deste modelo é a sua forma algorítmica para configurações generalizadas. Para que o modelo seja usado integralmente, como na eq.(10.1.1), seria necessário que a configuração do PHE fosse fixa. Entretanto, é proposta aqui uma forma de ajuste de parâmetros que aceita resultados originários de ensaios experimentais com diferentes configurações. Para isso será adotada a forma simplificada da modelagem do PHE, ou seja, será considerado que o coeficiente global de troca térmica não varia ao longo do trocador. Vale notar que na Seção 5.5, onde foram comparados os modelos simplificado e de U-distribuído, verificou-se que o primeiro é mais adequado para a avaliação de um PHE por ser de resolução mais simples e ao mesmo tempo não compromete os resultados de simulação.

10.3.1 Obtenção Experimental do Coeficiente Global de Troca Térmica

Uma das variáveis de maior importância para a avaliação e dimensionamento de trocadores de calor é o coeficiente global de troca térmica, U , que é relacionado à carga térmica Q e à área de troca térmica total A através da eq.(4.2.5). Esta equação é fundamental

para o dimensionamento do equipamento pois associa o desempenho térmico do trocador às suas características geométricas.

A verdadeira diferença de temperatura entre os fluidos, ΔT_m , é uma variável dependente do arranjo de escoamento no trocador. No caso de escoamento puramente contracorrente tem-se que $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$, que é a média logarítmica da diferença de temperatura (MLDT) calculada pela eq.(4.2.6). A determinação de ΔT_m para os outros tipos de arranjo de escoamento que não o puramente contracorrente é realizada utilizando o fator de correção para a MLDT, F_T , com $0 < F_T \leq 1$.

Em um experimento de troca térmica, em que as vazões e temperaturas de entrada e de saída das correntes quente e fria são medidas, é possível obter ΔT_{lm} através da eq.(4.2.6) e a carga térmica Q pode ser calculada como a média aritmética entre as cargas térmicas obtidas experimentalmente para os lados quente, Q_{hot} , e frio do trocador, Q_{cold} , usando a eq.(4.2.1). Entretanto, o coeficiente global de troca térmica, U , somente poderá ser calculado através da eq.(4.2.5) se o valor de F_T for conhecido para o arranjo do trocador e as condições de processo.

Para os tipos e arranjos mais comuns de trocadores de calor, é possível encontrar correlações do tipo $E(NTU, C^*)$ ou $F_T(NTU, C^*)$ na forma de equações, gráficos ou tabelas. Estes dois formatos estão ligados pela eq.(10.3.1) (Rohsenow et al., 1998), onde NTU é o número de unidades de troca térmica, definido pela eq.(4.2.11) e C^* é a razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima dos fluidos no trocador ($0 < C^* \leq 1$).

$$F_T = \begin{cases} \frac{1}{NTU \cdot (1 - C^*)} \ln \left(\frac{1 - C^* \cdot E}{1 - E} \right) & \text{se } C^* < 1 \\ \frac{E}{NTU \cdot (1 - E)} & \text{se } C^* = 1 \end{cases} \quad (10.3.1)$$

Para os PHEs, o valor de F_T depende da configuração do trocador, em especial do arranjo de passes e do número de canais, e não existem formas generalizadas para o seu cálculo. Kandlikar e Shah (1989a) apresentam tabelas com valores de F_T e E em função do arranjo de passes, número de placas, NTU e C^* . São considerados arranjos do tipo 1/1, 1/2, 1/3, 1/4, 2/2, 2/4, 3/3 e 4/4. Rohsenow et al. (1998) apresentam fórmulas para cálculo de F_T , assumindo número infinito de canais, para 14 tipos diferentes de configurações, englobando arranjos do tipo 1/1, 1/2, 1/3, 1/4, 2/2, 2/3 e 2/4. Assumindo número infinito de canais, pode-

se desprezar os efeitos dos canais das extremidades e dos canais vizinhos às mudanças de passe.

Para o arranjo de passes 1/1 com 2 ou 3 canais e fluxo contracorrente (ou seja, $\phi = 2$ ou 4) o escoamento no PHE é puramente contracorrente ($F_T = 1$). Para os outros casos, o efeito dos canais das extremidades e daqueles vizinhos às mudanças de passe provoca uma redução na eficiência de troca térmica e tem-se $F_T < 1$. Nos estudos experimentais de troca térmica e incrustação de Jackson e Troupe (1964), Buonopane e Troupe (1969) e Bansal et al. (2001), foram usados PHEs com apenas 3 canais e arranjo 1/1 contracorrente, pois nestes casos sabe-se que $F_T = 1$.

Em um PHE com arranjo simétrico (onde $P^I = P^{II}$) e com número de canais por passe suficientemente grande, estes efeitos podem ser desprezados e é possível assumir a hipótese de fluxo puramente contracorrente, ou seja, $F_T \approx 1$ (Kandlikar e Shah, 1989b). Este artifício foi utilizado por Muley et al. (1999) para cálculo de U em um PHE com arranjo 1/1 e número de placas entre 12 e 24 e por Wright e Heggs (2002a) para cálculo de U em PHEs com arranjo simétrico genérico com número de canais por passe maior que 10.

Segundo Shah e Kandlikar (1998), os efeitos dos canais das extremidades em um arranjo 1/1 têm importância apenas quando o número de placas é pequeno (como $N_P < 12$) e/ou quando o valor de NTU é alto (particularmente $NTU > 3$). No caso de número de canais pequeno, o efeito das placas das extremidades depende fortemente se o valor de N_C é par ou ímpar.

Estudos experimentais utilizando um arranjo 1/1 ou trocadores com apenas 2 ou 3 canais são usualmente empregados, pois permitem o cálculo direto de U através da eq.(4.2.5) usando $F_T = 1$. No presente trabalho é proposta uma metodologia para estimação de parâmetros que utiliza resultados de ensaios experimentais com configurações genéricas, tanto simétricas como assimétricas. Para que isto seja possível, o modelo simplificado de simulação é empregado para a obtenção de F_T para a configuração e as condições de processo em estudo.

É importante observar que a eq.(4.2.5) é uma forma integrada do modelo simplificado de simulação, representado na eq.(4.2.22) em forma matricial e diferencial. Ambas as formas para cálculo da carga térmica Q do trocador levam ao mesmo resultado para um dado valor de U .

Em sua forma original, o modelo de simulação é usado para a determinação da carga térmica (ou da eficiência) para um valor especificado de U . Se a carga térmica, Q , obtida no ensaio experimental for especificada juntamente com as outras condições de processo, o sistema de equações diferenciais e algébricas do modelo pode ser resolvido para a obtenção

de U . Este procedimento é equivalente ao uso da eq.(4.2.5) para cálculo de $U = Q/(A^T.F_T.\Delta T_{lm})$, com a vantagem de não depender da variável F_T , mas necessitando um procedimento de cálculo muito mais complexo.

Um procedimento deste tipo a este foi utilizado por Jackson e Troupe (1966) para a confecção de gráficos de eficiência, no formato $E(NTU, C^*)$, para arranjos 1/1 com fluxo contracorrente e paralelo com até 10 canais e para arranjos em série com 4 ou 8 canais. Kandlikar e Shah (1989a) também desenvolveram as tabelas de correlação $E(NTU, C^*)$ e $F_T(NTU, C^*)$ de forma similar. Em ambos os trabalhos os resultados foram obtidos da seguinte forma: para dados número de canais N_C , arranjo de passes P^I/P^{II} , razão de capacidades térmicas C^* e número de unidades de transferência NTU , o modelo simplificado de simulação é usado para cálculo de carga térmica, Q , e da eficiência do trocador, E . A eq.(10.3.1) é então usada para cálculo de F_T . Variando o tipo de arranjo, número de canais, C^* e NTU , são geradas as tabelas de correlação $E(NTU, C^*)$ e/ou $F_T(NTU, C^*)$.

Para um dado ensaio experimental em um PHE com uma configuração genérica, onde foram medidas as vazões e temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio para operação em regime permanente, este é o procedimento proposto para obtenção de coeficiente global de troca térmica médio U :

- 1) Calculam-se Q_{hot} e Q_{cold} através da eq.(4.2.1) e obtêm-se a carga térmica Q do trocador como a média aritmética destes dois valores.
- 2) Calcula-se a eficiência de troca, E , através das eqs.(4.2.3) e (4.2.4).
- 3) O modelo térmico simplificado, composto pelas eqs.(4.2.22), (4.2.23) e (4.2.24) e também pelas eqs.(4.2.19) de definição α^I e α^{II} e (4.2.23) de definição de E , é resolvido especificando a eficiência obtida experimentalmente e deixando U como uma variável. Nesta forma, o sistema de equações torna-se não linear e são necessários métodos numéricos para a sua resolução. Neste trabalho, foi utilizado o método de diferenças finitas de segunda ordem com 20 elementos, implementado no software gPROMS (Process System Enterprise, 2001). A resolução fornece o valor de U procurado. Finalizando, a eq.(4.2.5) pode ser usada para obter o respectivo valor de F_T .

10.3.2 Cálculo dos Coeficientes Convectivos de Troca Térmica

O inverso do coeficiente global de troca térmica U é definido pela eq.(4.2.7) como uma soma das resistências térmicas dos fluidos, da placa e da incrustação. Para o cálculo do coeficiente convectivo, h , em regime turbulento é comum o uso de correlações na forma da eq.(4.2.8), onde os parâmetros a_1 , a_2 , a_3 e a_μ são estimados experimentalmente para cada

processo e classe de fluidos. É usual a especificação de alguns destes parâmetros para reduzir a complexidade do problema de estimação. É comum, por exemplo, adotar $a_3 = 1/3$ ou $a_\mu = 0$ para o regime turbulento (Saunders, 1998).

A eq.(4.2.8) pode ser linearizada nos parâmetros através da função logaritmo neperiano, resultando a eq.(10.3.2), onde $a'_1 = \ln(a_1)$.

$$\ln(Nu) = a'_1 + a_2 \cdot \ln(Re) + a_3 \cdot \ln(Pr) + a_\mu \cdot \ln\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right) \quad (10.3.2)$$

Para um conjunto de ne experimentos distintos ($ne \geq np = 4$), o método dos mínimos quadrados pode ser usado para a estimação dos parâmetros a'_1 , a_2 , a_3 e a_μ para um dos lados do trocador através da correlação dos dados de $\ln(Nu_j)$, $\ln(Re_j)$, $\ln(Pr_j)$ e $\ln(\mu_m/\mu_w)_j$ ($j = 1, \dots, n$) já que o modelo é linear nos parâmetros. Entretanto, para que esta metodologia possa ser empregada é necessário obter o valor de h_{hot} ou h_{cold} para cada ensaio experimental, o que não é possível utilizando apenas o valor de U e a eq.(4.2.7). Existem duas formas de contornar esta limitação:

- 1) O valor de h para um dos lados do trocador pode ser calculado através de alguma correlação existente, enquanto que o valor de h para o lado do trocador em estudo é calculado através da eq.(4.2.7). Por exemplo, no trabalho de Jackson e Troupe (1964), onde é investigada a troca térmica em escoamento laminar de uma solução de dextrose em um PHE, o coeficiente convectivo para a água, que escoar em regime turbulento, é calculado por uma correlação previamente conhecida. No trabalho de Muley et al. (1999), no qual é estudado o resfriamento de óleo vegetal em um PHE, o coeficiente convectivo para o lado do trocador em que escoar água fria é calculado através da técnica gráfica de Wilson modificada. A mesma técnica é utilizada por Yan et al. (1999) no estudo da condensação em PHEs. Detalhes sobre esta técnica são apresentados por Kedzierski e Kim (1996).
- 2) Em um PHE com arranjo simétrico, se as condições de processo nos lados I e II forem similares, é possível assumir que $h_{hot} \approx h_{cold}$. Esta hipótese foi usada por Buonopane e Troupe (1969) para estudo da troca térmica em PHEs comerciais, por Chang et al. (1998) para a estimação de parâmetros de troca térmica em um MCPHE (trocador de calor a placas multi-canal) e por Tadini et al. (2000) para estudo da troca térmica em um pasteurizador.

Como o objetivo deste trabalho é estudar configurações genéricas, com diferentes condições de processo, estas duas formas de obtenção do coeficiente convectivo não serão empregadas. Alternativamente, a eq.(4.2.7) será usada para uma estimativa não-linear de parâmetros em que a variável ajustada é o coeficiente global U e não o número de Nusselt Nu , como na eq.(10.3.2), linear nos parâmetros.

Para que esta metodologia possa ser empregada, considera-se que os parâmetros a_1 , a_2 e a_3 são os mesmos para os lados I e II do trocador, ou seja, o regime de escoamento e o fluido devem ser os mesmos para os dois lados do PHE. Desta forma, a equação do modelo não-linear em relação aos parâmetros é dada pela eq.(10.3.3), onde é considerado o trocador limpo (sem incrustação).

$$U(a_1, a_2, a_3, a_\mu) = \frac{1}{\frac{D_e}{a_1 \cdot Re_{hot}^{a_2} \cdot Pr_{hot}^{a_3} \cdot k_{hot} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)_{hot}^{a_\mu}} + \frac{D_e}{a_1 \cdot Re_{cold}^{a_2} \cdot Pr_{cold}^{a_3} \cdot k_{cold} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)_{cold}^{a_\mu}} + \frac{\varepsilon_P}{k_P}} \quad (10.3.3)$$

10.3.3 Método Proposto para o Ajuste de Parâmetros de Troca Térmica

Conforme proposto na Seção 10.3.2, a eq.(10.3.3) será usada para o ajuste dos parâmetros de troca térmica da modelagem do PHE. A variável dependente randômica é U e são oito as variáveis independentes: Re_{hot} , Pr_{hot} , k_{hot} , $(\mu_m/\mu_w)_{hot}$, Re_{cold} , Pr_{cold} , k_{cold} e $(\mu_m/\mu_w)_{cold}$. Embora a eq.(10.3.3) seja não-linear em relação aos parâmetros e as variáveis dependentes não sejam determinísticas, será utilizado o método dos mínimos quadrados para a estimativa, como discutido na Seção 10.1.1.

Para um dado ensaio experimental, em que foram medidas as temperaturas e vazões dos fluidos quente e frio (W_{hot} , W_{cold} , $T_{hot,in}$, $T_{cold,in}$, $T_{cold,out}$), são calculadas as temperaturas e propriedades físicas médias para as correntes, a carga térmica média $Q = (Q_{hot} + Q_{cold})/2$ e a eficiência do trocador, E (ver eq.(4.2.4)). O modelo simplificado de simulação do PHE, desenvolvido no Capítulo 4, é então usado para calcular o coeficiente U para as condições do experimento, especificando a eficiência real E . Os adimensionais Re e Pr são calculados pela eq.(4.2.9) para os fluidos quente e frio.

Para o cálculo da correção para viscosidade na parede, são necessários valores médios para as temperaturas dos fluidos na parede. Estes valores são obtidos através de um balanço energético global considerando o fluido quente a $T_{m,hot}$ trocando calor com o fluido frio a $T_{m,cold}$ através de uma placa do PHE (Muley et al., 1999), como mostra a Figura 10.3.1. A

viscosidade na parede μ_w é avaliada para os fluidos quente e frio usando os valores de $T_{w,hot}$ e $T_{w,cold}$ calculados pelas eqs.(10.3.4).

$$\zeta = \frac{h_{hot}}{h_{cold}} + \frac{h_{hot} \cdot \varepsilon_p}{k_p} \quad (10.3.4a)$$

$$T_{w,hot} = \frac{\zeta \cdot T_{m,hot} + T_{m,cold}}{1 + \zeta} \quad (10.3.4b)$$

$$T_{w,cold} = \frac{h_{hot}}{h_{cold}} (T_{m,hot} - T_{w,hot}) + T_{m,cold} \quad (10.3.4c)$$

Figura 10.3.1: Circuito térmico para determinação dos valores de temperatura na parede

Para o uso destas equações são necessárias estimativas iniciais de $T_{m,hot}$ e $T_{m,cold}$ para o cálculo de h_{hot} e h_{cold} . Estes valores podem ser obtidos resolvendo-se o problema de estimação de parâmetros com $a_\mu = 0$. São calculados $(\mu_m/\mu_w)_{hot}$ e $(\mu_m/\mu_w)_{cold}$ e o problema é então resolvido para um valor fixo ou a ser estimado de a_μ . Após atualização dos valores de $T_{w,hot}$ e $T_{w,cold}$, o problema é resolvido novamente e prossegue-se de forma iterativa até convergência dos valores dos parâmetros estimados. Esta é uma das desvantagens de ajustar valores de U ao invés de Nu , quando h_{hot} e h_{cold} são conhecidos para cada ensaio.

Nos ensaios onde Q_{hot} e Q_{cold} são obtidos experimentalmente, é importante verificar se o desvio percentual entre estes valores não invalida o ensaio. Muley et al. (1999) usaram o valor de 5 % como desvio máximo permitido entre Q_{hot} e Q_{cold} . Já Chang et al. (1998) e Yan et al. (1999) adotaram uma tolerância de 2 %. Entretanto, em alguns experimentos não é possível medir as vazões dos dois fluidos. Nestes casos a vazão não medida é calculada através do balanço global de energia da eq.(4.2.1) e não pode mais ser feita a sua verificação.

Uma vez determinadas as variáveis dependente e independentes para cada um dos m ensaios experimentais, a eq.(10.1.2) do método dos mínimos quadrados é resolvida para determinação dos n parâmetros do modelo da eq.(10.3.3). Alguns dos parâmetros podem ser especificados antes da estimação para evitar problemas de sobre-ajuste. Segundo Marriott (1971), estes são valores típicos para os parâmetros de troca térmica em PHEs comerciais:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,15 \text{ a } 0,40 \\ a_2 &= 0,65 \text{ a } 0,85 \\ a_3 &= 0,30 \text{ a } 0,45 \text{ (usualmente } 1/3) \\ a_\mu &= 0,05 \text{ a } 0,20 \end{aligned}$$

A resolução do problema de otimização da eq.(10.2.2) é realizada através do método do gradiente reduzido generalizado (GRG2) implementado no *solver* do aplicativo Microsoft Excel98. Neste método, as derivadas parciais da função objetivo são avaliadas numericamente e as médias dos valores típicos dos parâmetros fornecidos por Marriott (1971) são usados como estimativa inicial. O software Statistica v.5.1 (StatSoft, 1996) é utilizado para análise estatística dos resultados (distribuição de resíduos) e verificação dos resultados. Variações do formato da eq.(4.2.8) são consideradas na busca do melhor ajuste.

10.3.4 Resultados Obtidos

Os primeiros ensaios realizados no PHE apresentado na seção 10.2 foram exploratórios, com o objetivo de estudar os seus limites de operação. Foram testadas diferentes configurações e condições de processo, usando sempre água destilada como fluido de trabalho em ambos os lados do PHE. As condições de processo e os resultados destes 19 ensaios são apresentados nas Tabelas 10.3.1 e 10.3.2. Nestes ensaios preliminares foi possível variar Re entre 31 e 1.520, Pr entre 1,8 e 8,9 e C^* entre 0,1 e 1,0. Vale notar que como não é possível medir a vazão do sistema de água quente, esta variável foi calculada nos ensaios em que o aquecimento foi empregado.

Para os ensaios Pre11, Pre12 e Pre14 não foi possível obter U através da resolução do modelo simplificado devido a um problema de sensibilidade do modelo. Como a eficiência obtida experimentalmente é muito próxima da eficiência máxima da configuração, o cálculo de U a partir de E é muito sensível ao erro experimental. Como exemplo é mostrado na Figura 10.3.2 o caso do ensaio Pre14. O gráfico representa a relação entre U e E para as condições do ensaio e pode-se observar que não é possível obter o valor de U para $E = 74,2 \%$.

Foram ainda realizados 27 ensaios com o trocador configurado com duas seções: regeneração e aquecimento. As condições de processo e os resultados destes ensaios são apresentados nas Tabelas 10.3.3 e 10.3.4 para a seção de aquecimento e nas Tabelas 10.3.5 e 10.3.6 para a seção de regeneração. Uma das vantagens dos ensaios de regeneração é a de que as vazões mássicas nos dois lados do PHE são as mesmas. Portanto, apenas uma medição é necessária para obter W_{hot} e W_{cold} . No caso dos ensaios de aquecimento, a vazão da água quente teve de ser calculada.

Tabela 10.3.1: Ensaios preliminares para estimação de parâmetros de troca térmica

Cod.	Configuração						$T_{hot} (°C)$		$T_{cold} (°C)$		$W (kg/h)$	
	N_C	P^I	P^{II}	ϕ	Y_h	Y_f	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>
Pre01	4	2	2	3	0	1	39,0	33,5	21,0	26,9	12,70	12,70
Pre02	4	2	2	3	0	1	37,3	34,6	21,0	26,6	18,80	18,80
Pre03	4	2	2	3	0	1	41,0	35,6	21,3	26,7	24,04	24,04
Pre04	6	3	3	4	0	1	38,5	32,4	22,3	30,7	12,79	12,79
Pre05	6	3	3	4	0	1	40,5	33,3	22,2	29,4	17,91	17,91
Pre06	6	3	3	4	0	1	40,0	34,1	22,2	28,6	23,02	23,02
Pre07	8	4	4	3	0	1	40,8	33,2	23,5	30,8	24,04	24,04
Pre08	10	5	5	4	0	1	41,3	29,6	22,4	31,8	12,70	12,70
Pre09	10	5	5	4	0	1	40,7	30,8	22,4	31,0	18,80	18,80
Pre10	8	1	4	4	1	1	43,5	39,1	8,2	35,7	65,04 *	10,38
Pre11	8	1	4	4	1	1	72,3	13,8	7,2	37,1	25,54 *	49,85
Pre12	8	1	4	4	1	1	70,2	13,4	5,8	35,2	20,15 *	38,80
Pre13	8	1	4	4	1	1	94,1	90,3	24,9	75,9	190,93 *	14,34
Pre14	8	1	4	4	1	1	42,1	14,5	4,9	20,8	31,34 *	54,18
Pre15	36	18	18	3	0	1	83,6	70,4	39,9	80,9	60,81 *	19,64
Pre16	20	10	5	4	0	1	70,3	61,3	49,0	63,1	117,19 *	74,90
Pre17	8	1	1	4	0	1	97,2	94,6	32,1	54,9	71,65 *	8,24
Pre18	8	1	1	4	0	1	97,1	92,9	46,9	60,0	104,70 *	33,85
Pre19	20	10	10	1	0	1	96,4	94,8	74,6	89,1	42,09 *	4,66

* vazão calculada através do balanço global de energia

Tabela 10.3.2: Resultados dos ensaios de troca térmica preliminares

Cod.	<i>Re</i>		<i>Pr</i>		C^* –	Q (W)	E (%)	U (W/m ² K)	NTU –	F_T –
	<i>hot</i>	<i>cold</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>						
Pre01	167	128	4,70	6,29	1,00	84,2	31,7	466	0,48	0,975
Pre02	246	190	4,73	6,31	1,00	121,9	34,3	783	0,54	0,969
Pre03	328	243	4,50	6,28	1,00	151,2	27,5	717	0,39	0,984
Pre04	165	137	4,78	5,90	1,00	124,4	51,7	674	1,14	0,939
Pre05	238	189	4,63	6,00	1,00	149,6	39,3	549	0,66	0,978
Pre06	307	241	4,62	6,06	1,00	164,4	34,5	570	0,53	0,986
Pre07	320	261	4,62	5,80	1,00	207,8	43,0	612	0,77	0,981
Pre08	164	138	4,78	5,80	1,00	154,8	55,9	423	1,29	0,977
Pre09	245	203	4,75	5,86	1,00	202,1	50,6	505	1,04	0,980
Pre10	235	100	4,22	6,62	0,16	332,0	77,9	608	1,767	0,927
Pre11	95	484	4,08	6,59	0,51	1.733,5	89,9	–	–	–
Pre12	74	362	4,18	6,88	0,52	1.327,5	88,2	–	–	–
Pre13	1.431	243	1,92	3,54	0,07	848,4	73,7	672	1,417	0,976
Pre14	87	415	5,64	8,57	0,58	1.004,9	74,2	–	–	–
Pre15	1.521	390	2,32	2,98	0,32	935,0	93,8	468	3,595	0,995
Pre16	1.260	1.392	2,73	3,20	0,64	1.225,8	66,2	1.372	1,502	0,986
Pre17	559	31	1,84	4,04	0,11	218,1	35,0	122	0,447	0,985
Pre18	810	151	1,86	3,35	0,32	514,6	26,1	359	0,321	0,987
Pre19	1.310	124	1,85	2,18	0,11	78,8	66,5	69	1,21	0,948

Figura 10.3.2: Sensibilidade de modelo simplificado na obtenção de U para o ensaio Pre14

Tabela 10.3.3: Ensaios de aquecimento para estimação de parâmetros de troca térmica

Cod.	Configuração						$T_{hot} (°C)$		$T_{cold} (°C)$		$W (kg/h)$	
	N_C	P^I	P^{II}	ϕ	Y_h	Y_f	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>
Aqc01	20	10	10	1	0	1	96,3	92,3	72,1	88,2	52,86 *	13,18
Aqc02	20	10	10	1	0	1	96,1	86,2	64,1	83,8	59,92 *	30,24
Aqc03	20	10	10	1	0	1	96,0	84,4	62,1	82,2	61,26 *	35,51
Aqc04	20	10	10	1	0	1	95,2	82,1	60,3	80,4	63,36 *	41,47
Aqc05	20	10	10	1	0	1	92,2	77,2	56,6	75,8	63,38 *	49,71
Aqc06	20	10	10	1	0	1	88,9	73,2	54,1	72,0	66,76 *	58,76
Aqc07	20	10	10	1	0	1	90,5	73,2	56,1	72,3	64,38 *	69,00
Aqc08	20	10	10	1	0	1	85,8	68,3	52,5	67,7	65,15 *	75,23
Aqc09	20	10	10	1	0	1	82,0	64,4	49,5	63,8	65,47 *	80,78
Aqc10	20	10	10	1	0	1	78,6	60,9	47,0	60,4	65,89 *	87,22
Aqc11	20	10	10	1	0	1	83,0	66,3	54,1	65,9	64,41 *	91,39
Aqc12	20	10	10	1	0	1	81,0	64,1	52,5	63,8	64,56 *	96,78
Aqc13	20	10	10	1	0	1	79,3	62,0	50,9	61,7	65,34 *	104,48
Aqc14	20	10	10	1	0	1	77,3	59,9	49,3	59,6	66,55 *	112,63
Aqc15	20	10	10	1	0	1	92,2	83,0	68,9	81,9	84,32 *	59,85
Aqc16	20	10	10	1	0	1	91,4	81,6	67,5	80,5	85,46 *	64,61
Aqc17	20	10	10	1	0	1	90,0	79,7	65,8	78,8	87,87 *	69,82
Aqc18	20	10	10	1	0	1	87,7	76,8	63,6	76,1	87,97 *	76,91
Aqc19	20	10	10	1	0	1	85,6	74,4	61,5	73,7	89,26 *	82,15
Aqc20	20	10	10	1	0	1	89,4	82,2	65,0	80,3	80,47 *	37,99
Aqc21	20	10	10	1	0	1	90,4	81,9	62,9	80,2	85,72 *	42,26
Aqc22	20	10	10	1	0	1	89,0	80,0	60,8	78,5	87,37 *	44,57
Aqc23	20	10	10	1	0	1	86,3	76,6	58,4	75,2	87,63 *	50,75
Aqc24	20	10	10	1	0	1	84,9	75,2	57,4	74,0	88,89 *	52,09
Aqc25	20	10	10	1	0	1	83,2	73,2	56,2	72,1	89,00 *	56,12
Aqc26	20	10	10	1	0	1	96,2	89,0	67,5	86,3	58,98 *	22,68
Aqc27	20	10	10	1	0	1	87,8	78,5	59,6	77,1	88,21 *	47,03

* vazão calculada através do balanço global de energia

Tabela 10.3.4: Resultados dos ensaios de troca térmica de aquecimento

Cod.	<i>Re</i>		<i>Pr</i>		<i>C</i> [*] –	<i>Q</i> (W)	<i>E</i> (%)	<i>U</i> (W/m ² K)	<i>NTU</i> –	<i>F_T</i> –
	<i>hot</i>	<i>cold</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>						
Aqc01	1.622	343	1,87	2,23	0,25	247	66,5	229	1,42	0,857
Aqc02	1.776	727	1,94	2,42	0,50	693	61,6	633	1,71	0,688
Aqc03	1.796	834	1,97	2,49	0,58	830	59,3	747	1,72	0,659
Aqc04	1.825	950	2,00	2,55	0,65	970	57,6	918	1,81	0,614
Aqc05	1.743	1.075	2,10	2,72	0,78	1.109	53,9	1.090	1,80	0,581
Aqc06	1.757	1.215	2,20	2,85	0,88	1.222	51,4	1.271	1,77	0,562
Aqc07	1.711	1.450	2,18	2,80	0,94	1.299	50,3	1.462	1,85	0,529
Aqc08	1.631	1.489	2,32	2,99	0,87	1.328	52,6	1.682	2,11	0,490
Aqc09	1.559	1.516	2,45	3,17	0,81	1.341	54,2	1.732	2,16	0,493
Aqc10	1.497	1.562	2,58	3,34	0,76	1.356	56,0	1.864	2,32	0,479
Aqc11	1.563	1.805	2,40	3,00	0,71	1.252	57,8	1.942	2,46	0,467
Aqc12	1.524	1.859	2,47	3,09	0,67	1.270	59,3	2.106	2,67	0,445
Aqc13	1.503	1.950	2,54	3,19	0,63	1.311	60,8	2.165	2,71	0,451
Aqc14	1.489	2.042	2,62	3,29	0,59	1.346	62,1	2.259	2,78	0,452
Aqc15	2.400	1.466	2,03	2,38	0,71	906	55,8	1.296	1,77	0,607
Aqc16	2.401	1.555	2,06	2,42	0,75	978	54,4	1.372	1,74	0,602
Aqc17	2.421	1.642	2,10	2,48	0,79	1.056	53,7	1.550	1,82	0,573
Aqc18	2.349	1.750	2,17	2,57	0,87	1.118	51,9	1.754	1,87	0,541
Aqc19	2.319	1.812	2,23	2,66	0,92	1.165	50,6	1.825	1,82	0,541
Aqc20	2.242	898	2,07	2,47	0,47	676	62,7	801	1,72	0,697
Aqc21	2.398	984	2,06	2,51	0,49	851	62,9	957	1,85	0,660
Aqc22	2.397	1.012	2,11	2,58	0,51	918	62,8	1.051	1,93	0,636
Aqc23	2.317	1.107	2,19	2,69	0,58	991	60,2	1.166	1,88	0,622
Aqc24	2.310	1.119	2,23	2,74	0,58	1.005	60,4	1.244	1,96	0,603
Aqc25	2.260	1.179	2,29	2,80	0,63	1.037	58,9	1.332	1,94	0,591
Aqc26	1.777	567	1,91	2,33	0,38	497	65,5	472	1,70	0,739
Aqc27	2.382	1.048	2,14	2,63	0,53	957	62,1	1.117	1,94	0,624

Tabela 10.3.5: Ensaios de regeneração para estimação de parâmetros de troca térmica

Cod.	Configuração						T_{hot} (°C)		T_{cold} (°C)		W (kg/h)	
	N_C	P^I	P^{II}	ϕ	Y_h	Y_f	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>
Rgn01	18	9	9	4	1	1	88,2	36,3	21,7	72,1	13,18	13,18
Rgn02	18	9	9	4	1	1	83,8	39,6	21,9	64,1	30,24	30,24
Rgn03	18	9	9	4	1	1	82,2	41,8	22,0	62,1	35,51	35,51
Rgn04	18	9	9	4	1	1	80,4	42,2	22,1	60,3	41,47	41,47
Rgn05	18	9	9	4	1	1	75,8	41,2	22,1	56,6	49,71	49,71
Rgn06	18	9	9	4	1	1	72,0	40,5	22,1	54,1	58,76	58,76
Rgn07	18	9	9	4	1	1	72,3	41,0	24,1	56,1	69,00	69,00
Rgn08	18	9	9	4	1	1	67,7	39,7	24,1	52,5	75,23	75,23
Rgn09	18	9	9	4	1	1	63,8	38,6	24,0	49,5	80,78	80,78
Rgn10	18	9	9	4	1	1	60,4	37,6	23,9	47,0	87,22	87,22
Rgn11	18	9	9	4	1	1	65,9	45,5	33,5	54,1	91,39	91,39
Rgn12	18	9	9	4	1	1	63,8	44,8	33,4	52,5	96,78	96,78
Rgn13	18	9	9	4	1	1	61,7	44,1	33,3	50,9	104,48	104,48
Rgn14	18	9	9	4	1	1	59,6	43,3	33,2	49,3	112,63	112,63
Rgn15	18	9	9	4	1	1	81,9	52,9	38,9	68,9	59,85	59,85
Rgn16	18	9	9	4	1	1	80,5	52,8	38,8	67,5	64,61	64,61
Rgn17	18	9	9	4	1	1	78,8	52,4	38,6	65,8	69,82	69,82
Rgn18	18	9	9	4	1	1	76,1	51,6	38,3	63,6	76,91	76,91
Rgn19	18	9	9	4	1	1	73,7	50,7	37,8	61,5	82,15	82,15
Rgn20	18	9	9	4	1	1	80,3	40,4	24,1	65,0	37,99	37,99
Rgn21	18	9	9	4	1	1	80,2	41,6	24,2	62,9	42,26	42,26
Rgn22	18	9	9	4	1	1	78,5	40,4	24,2	60,8	44,57	44,57
Rgn23	18	9	9	4	1	1	75,2	40,0	24,2	58,4	50,75	50,75
Rgn24	18	9	9	4	1	1	74,0	40,0	24,1	57,4	52,09	52,09
Rgn25	18	9	9	4	1	1	72,1	39,8	23,9	56,2	56,12	56,12
Rgn26	18	9	9	4	1	1	86,3	33,3	21,8	67,5	22,68	22,68
Rgn27	18	9	9	4	1	1	77,1	39,3	24,3	59,6	47,03	47,03

Tabela 10.3.6: Resultados dos ensaios de troca térmica de regeneração

Cod.	<i>Re</i>		<i>Pr</i>		<i>C</i> [*] –	<i>Q</i> (W)	<i>E</i> (%)	<i>U</i> (W/m ² K)	<i>NTU</i> –	<i>F_T</i> –
	<i>hot</i>	<i>cold</i>	<i>hot</i>	<i>cold</i>						
Rgn01	269	211	2,89	3,78	1,00	788	77,0	639	3,56	0,937
Rgn02	613	451	2,92	4,08	1,00	1.516	69,8	981	2,38	0,971
Rgn03	723	521	2,90	4,16	1,00	1.659	66,9	998	2,06	0,978
Rgn04	835	599	2,93	4,23	1,00	1.839	65,6	1.096	1,94	0,980
Rgn05	960	693	3,07	4,40	1,00	1.993	64,4	1.244	1,84	0,982
Rgn06	1.096	800	3,19	4,52	1,00	2.165	63,6	1.424	1,78	0,983
Rgn07	1.295	976	3,17	4,33	1,00	2.534	65,7	1.835	1,95	0,980
Rgn08	1.347	1.028	3,34	4,50	1,00	2.462	64,7	1.911	1,86	0,982
Rgn09	1.389	1.072	3,49	4,65	1,00	2.376	63,7	1.964	1,78	0,983
Rgn10	1.445	1.128	3,63	4,78	1,00	2.323	62,9	2.045	1,72	0,984
Rgn11	1.690	1.383	3,22	4,02	1,00	2.174	63,3	2.180	1,75	0,984
Rgn12	1.750	1.442	3,30	4,08	1,00	2.139	62,7	2.247	1,70	0,985
Rgn13	1.847	1.534	3,38	4,15	1,00	2.132	62,0	2.352	1,65	0,986
Rgn14	1.945	1.627	3,47	4,23	1,00	2.117	61,4	2.470	1,61	0,986
Rgn15	1.317	1.075	2,67	3,32	1,00	2.051	68,7	1.819	2,23	0,981
Rgn16	1.407	1.147	2,70	3,37	1,00	2.116	67,7	1.886	2,14	0,976
Rgn17	1.497	1.220	2,74	3,43	1,00	2.173	66,7	1.946	2,05	0,978
Rgn18	1.609	1.317	2,82	3,51	1,00	2.224	65,9	2.066	1,97	0,980
Rgn19	1.677	1.376	2,89	3,59	1,00	2.227	65,1	2.124	1,90	0,981
Rgn20	754	583	2,98	3,96	1,00	1.781	71,9	1.373	2,65	0,964
Rgn21	846	637	2,95	4,04	1,00	1.896	69,1	1.319	2,29	0,973
Rgn22	873	659	3,02	4,12	1,00	1.932	68,8	1.375	2,27	0,973
Rgn23	967	734	3,12	4,22	1,00	2.044	68,1	1.509	2,18	0,975
Rgn24	983	746	3,15	4,27	1,00	2.034	67,5	1.506	2,12	0,976
Rgn25	1.042	793	3,21	4,33	1,00	2.104	67,0	1.590	2,08	0,977
Rgn26	447	349	3,01	3,95	1,00	1.299	76,6	1.072	3,47	0,940
Rgn27	904	688	3,09	4,17	1,00	1.995	69,3	1.482	2,31	0,972

10.3.5 Estimação de Parâmetros

O total de ensaios usados para a estimação de parâmetros é $n = 70$ (desprezando os ensaios Pre11, Pre12 e Pre14 onde o valor de U não pôde ser obtido). As diferentes configurações contidas neste conjunto de ensaios são discriminadas na Tabela 10.3.7.

Diferentes formas da correlação entre os adimensionais Nu , Re e Pr foram testadas para ajustar o modelo aos dados experimentais. As formas testadas e seus respectivos resultados são mostrados na Tabela 10.3.8. Vale notar que como os ensaios foram feitos utilizando água, não foi possível estimar o parâmetro a_μ da eq.(4.2.8) e seu valor foi fixado em 0,14 quando necessário (Shah e Focke, 1988).

A análise do ajuste das correlações na Tabela 10.3.8 mostra que a correlação 3 é a que melhor representa o conjunto de dados experimentais (maior R^2 com menor número de parâmetros). Verificou-se que o uso da correção para a viscosidade na parede, o uso do

parâmetro a_{Re} de Delplace et al. (1997) ou a consideração de escoamento laminar não melhoram o ajuste dos dados.

Tabela 10.3.7: Resultados dos ensaios de troca térmica de regeneração

Configuração						Número de Ensaio (n)
N_C	P^I	P^{II}	ϕ	Y_h	Y_f	
4	2	2	3	0	1	3
6	3	3	4	0	1	3
8	4	4	3	0	1	1
8	1	4	4	1	1	2
8	1	1	4	0	1	2
10	5	5	4	0	1	2
18	9	9	4	1	1	27
20	10	5	4	0	1	1
20	10	10	1	0	1	28
36	18	18	3	0	1	1
Total: n = 70						

Tabela 10.3.8: Resultados de estimação de parâmetros para diferentes correlações

#	Correlação	Parâmetros ajustados	Resultados
1	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14}$	$a_1 = 0,00269$ $a_2 = 0,979$ $a_3 = 1,54$	$\Theta_{min} = 2,99 \cdot 10^6$ $R^2 = 88,6 \%$
2	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14}$	$a_1 = 0,0717$ $a_2 = 0,702$	$\Theta_{min} = 8,84 \cdot 10^6$ $R^2 = 66,3 \%$
3	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3}$	$a_1 = 0,00277$ $a_2 = 0,976$ $a_3 = 1,53$	$\Theta_{min} = 2,91 \cdot 10^6$ $R^2 = 88,9 \%$
4	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{1/3}$	$a_1 = 0,0740$ $a_2 = 0,699$	$\Theta_{min} = 8,70 \cdot 10^6$ $R^2 = 66,9 \%$
5	$Nu = a_1 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/3}$ (escoamento laminar)	$a_1 = 0,958$	$\Theta_{min} = 1,26 \cdot 10^7$ $R^2 = 52,2 \%$
6	$Nu = a_1 \cdot (Re \cdot Pr)^{a_2}$	$a_1 = 0,00395$ $a_2 = 1,01$	$\Theta_{min} = 4,47 \cdot 10^6$ $R^2 = 83,0 \%$
7	$Nu = a_1 \cdot (Re^{a_2} + a_{Re}) \cdot Pr^{a_3}$ (Delplace et al., 1997)	$a_1 = 0,00272$ $a_2 = 0,979$ $a_3 = 1,53$ $a_{Re} = 0,825$	$\Theta_{min} = 2,91 \cdot 10^6$ $R^2 = 88,9 \%$

Era esperado um bom ajuste usando a correlação 4, muito utilizada para PHEs (Shah e Focke, 1988; Kakaç e Liu, 2002). Para uma melhor análise dos ajustes das correlações 3 e 4, são apresentados nas Figuras 10.3.3 e 10.3.5 os gráficos de paridade obtidos para estas correlações. As distribuições dos resíduos E_j para estes casos são apresentados nas Figuras 10.3.4. e 10.3.6.

Figura 10.3.3: Gráfico de paridade para o ajuste usando a correlação 3

Figura 10.3.4: Distribuição dos resíduos para o ajuste usando a correlação 3

Figura 10.3.5: Gráfico de paridade para o ajuste usando a correlação 4

Figura 10.3.6: Distribuição dos resíduos para o ajuste usando a correlação 4

O comportamento dos resíduos para o ajuste usando as correlações 3 e 4 (Figuras 10.3.4 e 10.3.6) indica um pequeno desvio da distribuição normal. Pode-se observar pela Figura 10.3.5 que no ajuste ocorreu uma separação entre os pontos relativos aos ensaios preliminares,

de aquecimento e de regeneração. Por este motivo, o ajuste de parâmetros foi realizado separadamente para os ensaios de aquecimento e de regeneração pois a configuração é fixa para estes dois grupos de ensaios.

Verificando a diferença entre Q_{cold} e Q_{hot} (balanço global térmico) nos ensaios de regeneração, verifica-se que apenas os ensaios Rgn26 e Rgn27 na Tabela 10.3.3 apresentam um desvio superior a 5 % para estes valores. Portanto, estes dois ensaios não são considerados neste novo ajuste. No caso dos ensaios de aquecimento, todos os 27 apresentados na Tabela 10.3.5 são considerados, pois não há como verificar o balanço global. Os melhores ajustes obtidos para cada caso são apresentados na Tabela 10.3.9 e os respectivos gráficos de paridade nas Figuras 10.3.7 e 10.3.8.

Tabela 10.3.9: Melhores ajustes para os ensaios de aquecimento e regeneração

Ensaio	Correlação	Parâmetros ajustados	Resultados
Aquecimento (Tabela 10.3.3)	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3}$ (#3 na Tabela 10.3.8)	$a_1 = 9,51 \cdot 10^{-6}$ $a_2 = 1,53$ $a_3 = 3,23$	$\Theta_{min} = 2,98 \cdot 10^5$ $R^2 = 95,9 \%$
Regeneração (Tabela 10.3.5)	$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{1/3}$ (#4 na Tabela 10.3.8)	$a_1 = 0,0401$ $a_2 = 0,817$	$\Theta_{min} = 1,61 \cdot 10^5$ $R^2 = 99,8 \%$

Figura 10.3.7: Gráfico de paridade para o ajuste dos ensaios de aquecimento com a correlação 3

Figura 10.3.8: Gráfico de paridade para o ajuste dos ensaios de regeneração com a correlação 4

10.4 Discussão

Foi possível ajustar os dados experimentais de troca térmica de um conjunto de 70 ensaios usando diferentes configurações do PHE, como pode-se observar na Figura 10.3.3, validando o modelo simplificado para configurações genéricas desenvolvido nos Capítulos 4 e 5. Os parâmetros obtidos no ajuste da correlação 3 na Tabela 10.3.8 são próximos dos apresentados por Tadini et al. (2000) (ver Tabela 2.2.1) que utilizaram o mesmo equipamento experimental.

A metodologia proposta na Seção 10.3.3 para estimação não-linear de parâmetros foi empregada com sucesso. Entretanto, verificou-se ao longo do estudo que ao correlacionar dados de PHEs com configurações diferentes, a dispersão dos pontos no gráfico de paridade aumenta. Acredita-se que a razão desta maior dispersão esteja relacionada com variações na distribuição de tempos de residência no PHE decorrentes de mudanças na configuração (em especial o número de canais por passes) e no perfil de velocidade para o escoamento nos canais, que não são representadas pelo modelo matemático do PHE. Estas variações afetam os coeficientes convectivos dentro dos canais e conseqüentemente o valor de U . Realizando todos os ensaios com uma configuração fixa, a influência desta variação é eliminada e o ajuste do modelo é portanto melhor.

A estimação de parâmetros para os grupos de ensaios de aquecimento e de regeneração forneceu resultados interessantes. Pode-se observar na Tabela 10.3.9 que os parâmetros estimados para os ensaios de aquecimento diferem muito dos parâmetros usuais, como os mostrados na Tabela 2.2.1. Em contrapartida, os resultados de estimação para os ensaios de regeneração estão muito próximos dos obtidos por Kakaç et al. (1987) apud Muley e Manglick (1999) (ver Tabela 2.2.1) para PHEs com placas lisas.

É difícil interpretar os resultados para o grupo de ensaios de aquecimento pois não é possível validar os dados experimentais através da verificação do balanço global térmico. Outro fator importante relacionado à obtenção destes ensaios é o de perda de calor para o ambiente, maior quando é usado o sistema de aquecimento. Como a estrutura do PHE é de metal e as placas fixa e móvel entram em contato com os fluidos, as hipóteses C1 e C6 da modelagem (ver Seção 4.2) ficam comprometidas.

Como até a conclusão deste trabalho os manômetros do pasteurizador ainda não estavam instalados, não foi possível coletar dados de pressão para a realização da validação experimental das eqs.(4.3.1) de perda de carga e (4.3.3) de fator de atrito Fanning. Acredita-se que a distribuição do fator de atrito possa ser útil para identificar a faixa de Reynolds onde ocorre o início do escoamento turbulento nos canais.

11. CONCLUSÕES

11.1 Considerações Gerais

No presente trabalho, foram desenvolvidas metodologias para a determinação da configuração ótima em trocadores de calor a placas (PHEs). Foram estes os principais passos da pesquisa:

- 1) Revisão bibliográfica.
- 2) Parametrização da configuração de um PHE.
- 3) Modelagem hidráulica e térmica do PHE em estado estacionário.
- 4) Desenvolvimento de um modelo de simulação para configurações generalizadas.
- 5) Testes de simulação para verificação do modelo e das hipóteses adotadas.
- 6) Formulação do problema de otimização de configuração.
- 7) Desenvolvimento de um método de otimização, o *screening*.
- 8) Testes de otimização para verificação e análise do método proposto.
- 9) Formulação do problema de otimização de configuração para múltiplas seções.
- 10) Desenvolvimento de um método de otimização, o *branching*.
- 11) Testes de otimização para verificação do método proposto.
- 12) Modelagem térmica dinâmica do PHE para configurações generalizadas.
- 13) Testes de simulação do modelo dinâmico.
- 14) Validação experimental da modelagem térmica estacionária do PHE.

Neste Capítulo, os principais resultados do trabalho são apresentados. Também são destacadas as contribuições desta pesquisa e a sua divulgação no meio científico e, ao finalizar, são apresentadas propostas para a sua continuação.

11.2 Sumário da Tese

Uma extensa revisão bibliográfica sobre trocadores de calor a placas foi apresentada no Capítulo 2, destacando os principais avanços em diversas área de pesquisa entre 1959 e 2002. Observa-se que na literatura aberta não são disponíveis métodos rigorosos de dimensionamento ou otimização para os PHEs, sendo os fabricantes do equipamento os detentores desta tecnologia. A influência da configuração do PHE sobre o seu desempenho foi investigada por alguns autores (Shah e Kandlikar, 1988; Pignotti e Tamborenea, 1988; Zaleski e Klepacka, 1992b) e os métodos propostos para seleção de configuração baseiam-se na comparação de desempenho entre as configurações mais usuais.

No Capítulo 3, a configuração do PHE foi caracterizada pelo seu número de canais, pelos números de passes em cada lado, pela localização dos fluidos e das conexões de alimentação e ainda pelo tipo de escoamento dentro dos canais. Foi então definido um conjunto de seis parâmetros discretos para representar uma configuração genérica e verificou-se que existe uma relação complexa entre o número de configurações possíveis e o número de canais do PHE. Foi determinada e estruturada a lógica para identificação de configurações equivalentes, ou seja, configurações que tenham o mesmo desempenho térmico e hidráulico.

Através de balanços materiais e energéticos, foi desenvolvida no Capítulo 4 a modelagem matemática de um PHE com uma configuração conhecida operando em estado estacionário. A modelagem, denominada U-distribuído, consiste de um sistema não-linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem, um conjunto de equações lineares de condição de contorno e um sistema não-linear de equações algébricas. A resolução deste modelo, através do método de diferenças finitas, fornece os perfis de temperatura em todo o PHE, a distribuição do coeficiente global de troca térmica U e a perda de carga dos fluidos. Assumindo a hipótese de constância das propriedades físicas dos fluidos (e conseqüentemente de U), as equações diferenciais são linearizadas e é obtido o modelo simplificado de simulação, que possui solução analítica. Neste Capítulo foi ainda apresentada uma forma de extensão do modelo para o caso de fluidos não-Newtonianos através do uso de adimensionais generalizados para o modelo reológico de Lei de Potência.

Como verificou-se que o modelo matemático do PHE não pode ser representado explicitamente nos parâmetros de configuração, a modelagem para configurações generalizadas foi desenvolvida na forma de um algoritmo de construção. Dados os parâmetros de configuração, o algoritmo guia a construção do modelo (simplificado ou de U-distribuído) e a sua resolução para avaliação do trocador. Alguns exemplos de simulação são apresentados e pôde-se observar que a hipótese de constância das propriedades físicas dos fluidos não é limitante para a avaliação global do PHE. Desta forma, o modelo simplificado foi escolhido para aplicação na formulação do problema de otimização da configuração.

Este problema de otimização foi formulado no Capítulo 6 como a minimização da área de troca térmica do PHE sujeita a restrições no número de canais, nas perdas de carga e velocidades de escoamento dos fluidos e na eficiência térmica do PHE. O objetivo é encontrar valores ótimos para o PHE, em especial para os seis parâmetros de configuração. Devido à natureza algorítmica da modelagem do PHE, não foi possível resolver este problema utilizando técnicas de programação mista-inteira não linear (MINLP). Foi então proposto um método de *screening* para a obtenção da solução ótima. Neste método, as restrições do

problema são sucessivamente utilizadas para a remoção de soluções inviáveis e não-ótimas do conjunto definido pelos limites no número de canais. O algoritmo do método foi estruturado visando a realização do menor número possível de avaliações do PHE para a solução do problema. Verificou-se através de exemplos que, quando comparado a um procedimento de enumeração exaustiva, o método de *screening* promove uma redução de aproximadamente 95 % no número de cálculos de perda de carga e velocidade e de 99 % no número de simulações térmicas necessárias.

No Capítulo 7, uma análise de sensibilidade detalhada é aplicada aos dois exemplos de otimização apresentados no Capítulo 6. Foi analisada a influência dos limites das restrições, das condições de processo e do tipo de placa sobre a composição da solução ótima e sobre o caminho percorrido para a sua obtenção através do método de *screening*. Como as variáveis de otimização são discretas e estão interrelacionadas, as curvas de sensibilidade do problema são complexas, especialmente quando são analisadas variáveis de processo ou características da placas (cujos valores ótimos podem ser obtidos através desta análise).

Como uma das principais aplicações dos PHEs é em processos de pasteurização, onde o trocador possui múltiplas seções de troca térmica, desenvolveu-se um método de otimização específico para estes casos no Capítulo 8. Foi apresentada a modelagem de um pasteurizador HTST com três seções e um método de otimização de configuração denominado *branching*. Este método permite obter as configurações com mínimos custos fixos e operacionais de processo através de um eficiente algoritmo de busca que realiza um número muito pequeno de avaliações das seções do PHE. No exemplo de otimização apresentado para pasteurização do leite, foi possível localizar a configuração ótima em um universo de $2,36 \cdot 10^8$ elementos com apenas 154 simulações térmicas.

No Capítulo 9 foi apresentada a modelagem dinâmica do PHE para configurações genéricas. Considerou-se que o coeficiente global de troca térmica não varia ao longo do trocador, mas considerou-se que seu valor médio varia com o tempo em função das vazões e temperaturas das correntes. Dois exemplos de simulação foram analisados, levando em conta diferentes cenários de processo como *start-up*, variações nas características das correntes ou o uso de um controlador analógico.

O modelo simplificado de simulação do PHE para o estado estacionário é validado experimentalmente no Capítulo 10 através da estimação de parâmetros de troca térmica que utiliza dados de ensaios realizados em um trocador de pequena escala com placas lisas. Normalmente, esta estimação é realizada para um PHE com uma configuração fixa que seja simétrica e tenha fluxo contracorrente. Verificou-se que, modificando a configuração do PHE

entre os ensaios, a dispersão no erro experimental aumenta. Este resultado indica que existem diferenças na distribuição de tempos de residência ao longo do trocador, na distribuição de fluxo nos canais de um passo e no perfil de escoamento dentro dos canais que não foram consideradas na modelagem.

11.3 Contribuições desta Pesquisa

As principais contribuições desta pesquisa são as seguintes:

- 1) Revisão bibliográfica. Foi compilada uma extensa revisão bibliográfica sobre o tema de trocadores de calor a placas, destacando os principais linhas de pesquisa estudadas entre 1959 e 2002. O conteúdo desta revisão é fundamental para este e futuros projetos de pesquisa relacionados ao tema.
- 2) Parâmetros de configuração. A configuração do PHE foi caracterizada através de um conjunto de parâmetros discretos, o que possibilitou o desenvolvimento da sua modelagem matemática. Outras formas de parametrização foram apresentadas por Pignotti e Tamborenea (1988) e Zaleski e Klepacka (1992b), entretanto não foram usados parâmetros para representar a localização dos fluidos quente e frio e o tipo de escoamento nos canais.
- 3) Lógica para identificação de configurações equivalentes. Esta lógica, baseada no conjunto de parâmetros de configuração proposto, pode ser empregada na resolução do problema de seleção da configuração do trocador, evitando cálculos redundantes.
- 4) Análise da hipótese de constância do coeficiente global de troca térmica, U . Através do desenvolvimento de um modelo de U -distribuído para simulação do PHE foi possível obter distribuição de U ao longo do trocador. A comparação de resultados de simulação usando um modelo simplificado mostrou que a hipótese de constância de U não é limitante para a avaliação do trocador.
- 5) Modelagem estacionária do PHE para configurações generalizadas. Esta modelagem do estado estacionário foi desenvolvida na forma de um algoritmo de construção que permite uma análise quantitativa dos efeitos da configuração sobre o desempenho do trocador e a formulação do problema de otimização da configuração. Foi realizada a validação experimental desta modelagem.
- 6) Modelagem dinâmica do PHE para configurações generalizadas. A modelagem dinâmica foi desenvolvida e testada visando o estudo do regime transitório do trocador e o uso na criação de malhas de controle.

- 7) Método de *screening* para seleção da configuração ótima. Este método é apresentado em forma algorítmica e verificou-se através da resolução de exemplos que é possível obter as configurações com menor área de troca térmica realizando um número bastante reduzido de avaliações do PHE. Dois exemplos de casos de otimização foram resolvidos e analisados criteriosamente.
- 8) Método de *branching* para seleção da configuração ótima em PHEs multi-seção: Este método permite a minimização dos custos fixos e operacionais de um processo de pasteurização através da escolha da configuração das seções de aquecimento, resfriamento e regeneração. A estrutura do método é tal que o esforço computacional de resolução é mínimo quando comparado às dimensões do problema. Os métodos inéditos de *branching* e *screening* representam as mais importantes contribuições desta pesquisa.

11.4 Divulgação dos Resultados da Pesquisa

Até a conclusão desta tese, três artigos técnicos foram publicados em periódicos de engenharia, conforme seguem as referências:

1. PINTO, J.M.; GUT, J.A.W. A Screening Method for the Optimal Selection of Plate Heat Exchanger Configurations. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v.19, n.4, p.433-439, 2002.
2. GUT, J.A.W.; PINTO, J.M. Conhecendo os Trocadores de Calor a Placas. **Revista de Graduação da Engenharia Química**. São Paulo: , v.VI, n.11, p.9-16, 2003.
3. GUT, J.A.W.; PINTO, J.M. Modeling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.46, n.14, p.2571-2585, 2003.

Um manuscrito apresentando o método de *branching* foi submetido ao periódico **Industrial & Engineering Chemistry Research** em Maio de 2003. Encontra-se em produção um manuscrito apresentando os resultados de validação experimental, que está sendo produzido em conjunto com o Laboratório de Engenharia de Alimentos que participou da etapa de validação. Prevê-se que novos manuscritos serão produzidos em breve em cooperação com outros pesquisadores da área.

Os resultados da pesquisa foram apresentados até o momento em quatro congressos de diferentes áreas de engenharia, conforme segue:

1. **Evento:** 3rd Mercosur Congress on Process Systems Engineering and 1st Mercosur Congress on Chemical Engineering (ENPROMER), Santa Fé (Ar), 2001. **Trabalho:** PINTO, J.M.; GUT, J.A.W. A Screening Method for the Optimal Selection of Plate Heat Exchanger Configuration. Publicado nos anais impressos e em CD-ROM.

2. **Evento:** XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), Uberlândia (Br), 2001. **Trabalho:** GUT, J.A.W., PINTO, J.M. Modeling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations. Publicado nos anais em CD-ROM.
3. **Evento:** 18º Congresso Brasileiro de Ciência e Tecnologia de Alimentos (CBCTA), Porto Alegre (Br), 2002. **Trabalho:** FERNANDES, R.; GUT, J.A.W.; TADINI, C.C.; PINTO, J.M. Validação Experimental de Modelo de Trocadores de Calor a Placas com Configurações Generalizadas. Publicado nos anais em CD-ROM.
4. **Evento:** 2002 Annual Meeting of the American Institute of Chemical Engineers (AIChE), Indianapolis (USA), 2002. **Trabalho:** GUT, J.A.W.; PINTO, J.M. Optimal Configurations for Plate Heat Exchangers in Pasteurization Processes.

É esperada a participação no 2003 Annual Meeting of the American Institute of Chemical Engineers com o trabalho “Pasteurization of Egg Yolk Using Plate Heat Exchangers: Thermophysical Properties and Process Simulation” (GUT, J.A.W.; PINTO, J.M.; GABAS, A.L.; TELIS-ROMERO, J.) e no 9th International Congress on Engineering and Food com o trabalho “HTST Milk Processing: Evaluating the Thermal Lethality inside Plate Heat Exchangers” (GUT, J.A.W.; FERNANDES, R.; TADINI, C.C.; PINTO, J.M.). A submissão de resumo já foi feita para ambos os congressos.

11.5 Considerações Finais

A pesquisa sobre configurações ótimas para trocadores de calor a placas (PHEs) teve início em Janeiro de 1999 e estendeu-se por quatro anos e meio até a finalização do documento desta tese. Os principais frutos desta pesquisa foram apresentados na Seção 11.3, donde se destacam os métodos de *screening* e *branching* para otimização da configuração de PHEs. Estes métodos não convencionais tiveram sucesso na resolução do problema de otimização da configuração, um problema de grande complexidade (especialmente para os casos de PHEs com múltiplas seções).

Para trabalhos futuros, sugere-se a integração completa dos algoritmos de construção do problema, de *screening*, de *branching* e de resolução do sistema de equações diferenciais. No presente trabalho, os algoritmos de construção do modelo e de otimização foram integrados utilizando linguagem C, mas a simulação das configurações é realizada à parte utilizando o software gPROMS. A consolidação dos métodos de geração do modelo, de resolução matemática (analítica ou numérica) e de otimização da configuração em um único pacote irá agilizar e flexibilizar os cálculos. Isso possibilitará o desenvolvimento de um método de

dimensionamento mais abrangente que permita otimizar outras características do trocador e do processo. Sugere-se que a primeira variável a ser considerada seja o tipo de placa, entretanto, será necessário um banco de dados com informações de fabricantes.

O modelo dinâmico de simulação do PHE pode servir como base para o estudo de estratégias de controle para PHEs com configurações complexas ou para o caso dos pasteurizadores onde o controle de temperatura do produto é fundamental.

Quanto ao modelo estacionário de simulação, a próxima etapa para aumentar a sua complexidade seria o abandono da hipótese de distribuição uniforme de fluxo entre os canais de um passe. Para isso recomenda-se o estudo dos trabalhos citados na Seção 2.6 da revisão bibliográfica.

Na área de validação experimental, seria de grande valia a estimação de parâmetros de troca térmica e de fator de atrito para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos utilizando a formulação apresentada na Seção 4.4. A obtenção de parâmetros independentes do tipo de fluido ampliaria a aplicabilidade dos métodos desenvolvidos neste trabalho.

LISTA DE REFERÊNCIAS

- ALFA LAVAL. Warminster. **Processes: Milk and Cream Pasteurization**. Disponível em: <<http://www.us.thermal.alfalaval.com>>. Acesso em: 19 de dez. 2002.
- ALFA-LAVAL Ltda. **Trocadores de Calor a Placas para as Indústrias Mecânicas**. São Paulo: 1981.
- APV/INVENSYS. London. **Data Sheet: Heat Exchanger A085 MGS-7/10/16/25**. Disponível em: <<http://www.apv.invensys.com>>. Acesso em: 12 de nov. 2001.
- APV/INVENSYS. London. **Download Page - Heat Exchangers**. Disponível em: <<http://www.apv.invensys.com>>. Acesso em: 10 de out. 2002.
- APV DO BRASIL S.A. **Seminário Paraflow**. São Paulo: 1977.
- APV DO BRASIL S.A. **Manual do Usuário**: Intercambiador de Calor a Placas Paraflow. 1994.
- ARMFIELD. Instruction Manual: Laboratory Pasteuriser FT43A. Issue 13. Ringwood: 1997.
- ARMFIELD. Ringwood. **Laboratory Pasteuriser FT43**, issue 7. Disponível em: <<http://www.armfield.co.uk>>. Acesso em: 22 de jul. 2002.
- ASSIS, M.M.M. **Comportamento Reológico do Suco de Cajá (*Spondias mombin*, L.): Influência da Temperatura e da Concentração**. 2002. 149p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Ciências Farmacêuticas, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2002.
- BANSAL, B.; MÜLLER-STEINHAGEN, H.; CHEN, X.D. Comparison of Crystallization Fouling in Plate and Double-Pipe Heat Exchangers. **Heat Transfer Engineering**, v.22, p.13-25, 2001.
- BASSIOUNY, M. K.; MARTIN, H. Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers - I, U-Type Arrangement. **Chemical Engineering Science**, v.39, n.4, p.693-700, 1984a.
- BASSIOUNY, M.K.; MARTIN, H. Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers - II, Z-Type Arrangement. **Chemical Engineering Science**, v.39, n.4, p.701-704, 1984b.
- BASSIOUNY, M.K.; MARTIN, H. Temperature Distribution in a Four Channel Plate Heat Exchanger. **Heat Transfer Engineering**, v.6, n.2, p.58-72, 1985.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. New York: John Wiley & Sons, 1996.
- BELL, K.J. Plate Heat Exchangers. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A.E.; MAYINGER, F. (Ed.) **Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design**. London: Hemisphere P.C., 1981, p.165-175.
- BENNETT, C.O.; MYERS, J.E. **Momentum, Heat and Mass Transfer**. 3.ed. London: McGraw-Hill, 1982.
- BOND, M.P. Plate Heat Exchanger for Effective Heat Transfer. **The Chemical Engineer**, April, p.162-167, 1981.
- BOTT, T. R. **Fouling of Heat Exchangers**, Elsevier, Amsterdam, 1995.
- BUDZAR INDUSTRIES INC. Willoughby. **Self-Contained Water-Cooled Chillers**. Disponível em: <<http://www.budzar.com>>. Acesso em: 10 de out. 2002.

- BUONOPANE, R.A.; TROUPE, R.A.; MORGAN, J.C. Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering Progress**, v.57, n.7, p.57-61, July 1963.
- BUONOPANE, R.A.; TROUPE, A. A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels. **AIChE Journal**, v.15, n.4, p.585-596, 1969.
- BURLEY, J.R. Don't Overlook Compact Heat Exchangers. **Chemical Engineering**, August, n.29, p.90-96, 1991.
- CASTRO, M. M.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. Minimization of Operational Costs in Cooling Water Systems, **Chemical Engineering Research and Design**, v.78A, pp.192-201, 2000.
- CAVE, G.D.; GIUDICI, M.; PEDROCCHI, E.; PESCE, G. Study of Fluid Flow Distribution inside Plate Heat Exchangers by Thermographic Analysis. In: TABOREK, J.; HEWITT, G.F.; AFGAN, N. (Ed.) **Heat Exchangers Theory and Practice**. McGraw-Hill, 1983, p.521-531.
- CHOI, Y., OKOS, M. R. Thermal Properties of Liquid Foods - Review, In: OKOS, M. R., (Ed.), **Physical and Chemical Properties of Food**, p.35-77. St. Joseph: ASAE, 1986.
- CHUANSHAN, D.; JUN, L. Optimum Design and Running of PHEs in Geothermal District Heating. **Heat Transfer Engineering**, v.20, n.4, p.52-61, 1999.
- CHANG, Y.P.; YANG B.C.; HWANG J.W. Preliminary Results of MCPHE by Experimental Studies. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.16, p.299-304, 1998.
- CIPRIANI SCAMBIATORI. Italy. **Products: The Wide Range of Cipriani**. Disponível em: <<http://www.cipriani.it>>. Acesso em 06 dez. 2000.
- COOPER, A.; USHER, J.D. Plate Heat Exchangers. In: HEWITT, G.F. (Ed.) **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House, s.3.7, 1992.
- COWAN, C.T. Choosing Materials of Construction for Plate Heat Exchangers-I. **Chemical Engineering**, v.82, n.12, p.100-103, 1975a.
- COWAN, C.T. Choosing Materials of Construction for Plate Heat Exchangers-II. **Chemical Engineering**, v.82, n.14, p.102-104, 1975b.
- CROSS, P.H. Preventing Fouling in Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering**, January, p.87-90, 1979.
- CROZIER, R.D.; BOOTH, J.R.; STEWART, J.E. Heat Transfer in Plate and Frame Exchangers. **Chemical Engineering Progress**, v.60, n.8, p.43-45, 1964.
- DAICHENDT, M.M.; GROSSMANN, I.E. A Preliminary Screening Procedure for MINLP Heat Exchanger Networks Synthesis Using Aggregated Models. **Chemical Engineering Research and Design**, v.72A, p.357-363, May 1994a.
- DAICHENDT, M.M.; GROSSMANN, I.E. A Preliminary Screening Procedure for the MINLP Synthesis of Process Systems – I. Aggregation and Decomposition Techniques. **Computers Chem. Engineering**, v.8, n.8, p.663-677, Aug. 1994b.
- DAICHENDT, M.M.; GROSSMANN, I.E. A Preliminary Screening Procedure for the MINLP Synthesis of Process Systems – II. Heat Exchanger Networks. **Computers Chem. Engineering**, v.8, n.8, p.679-709, Aug. 1994c.
- DARBY, R. Laminar and Turbulent Pipe Flows of Non-Newtonian Fluids. In: CHEREMISINOFF, N.P. (Ed.) **Encyclopedia of Fluid Mechanics**. Houston: Gulf Pub. Co., 1986, v.7, p.19-53.

- DAS, S.K.; ROETZEL, W. Second Law Analysis of a Plate Heat Exchanger with an Axial Dispersive Wave. **Cryogenics**, v.38, n.8, p.791-798, 1998.
- DAS, S.K.; SPANG, B.; ROETZEL, W. Dynamic Behavior of Plate Heat Exchangers - Experiments and Modeling. **Journal of Heat Transfer**, v.117, n.4, p.859-864, Nov. 1995.
- DAVIS, M.E. **Numerical Methods and Modeling for Chemical Engineers**. New York: John Wiley & Sons, 1984.
- DELPLACE, F.; LEULIET, J.C. Generalized Reynolds Number for the Flow of Power Law Fluids in Cylindrical Ducts of Arbitrary Cross-Section. **Chemical Engineering Journal**, v.56, p.33-37, 1995.
- DELPLACE, F.; LEULIET, J.C.; LEVIEUX, D. A Reaction Engineering Approach to the Analysis of Fouling by Whey Proteins of a Six-Channels-per-Pass Plate Heat Exchanger. **Journal of Food Engineering**, v.34, p.91-108, 1997.
- DRYDEN AQUA. Scotland. **Plate Heat Exchanger Operating & Instruction Manual**. Disponível em: <http://www.drydenaqua.com/heating_cooling/>. Acesso em: 18 de out. 2002.
- EDWARDS, M.F. Heat Transfer in Plate Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers. In: KAKAÇ, S.; SHAH, R.K.; BERGLES, A.E. (Eds.) **Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers**. New York: Hemisphere, 1983, p.933-947.
- EDWARDS, M.F.; CHANGAL VAIE, A.A. PARROT, D.L. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids. **The Chemical Engineer**, v.285, p.286-293, 1974.
- FERNANDES, R.; GUT, J.A.W ; TADINI, C.C.; PINTO, J.M. Validação Experimental de Modelo de Trocadores de Calor a Placas com Configurações Generalizadas, In: CONGRESSO BRASILEIRO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE ALIMENTOS, 18., Porto Alegre (Br), 2002. **Anais do XVIII CBCTA**. Porto Alegre: 2002. p.2962-2965. 1 CD-ROM.
- FOCKE, W.W. Turbulent Convective Transfer in Plate Heat-Exchangers. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.10, n.3, p.201-210, 1983.
- FOCKE, W.W. Selecting Optimum Plate Heat-Exchanger Surface Patterns. **Journal of Heat Transfer**, v.108, n.1, p.153-160, Feb 1986.
- FOCKE, W.W; ZACHARIADES, J.; OLIVIER, I. The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.28, n.8, p.1469-1479, 1985.
- GEORGIADIS, M.C.; ROTSTEIN, G.E.; MACCHIETTO, S. Modeling and Simulation of Complex Plate Heat Exchanger Arrangements under Milk Fouling. **Computers Chem. Engineering**, v.22 supS, p.S331-S338, Mar./Apr. 1998a.
- GEORGIADIS, M.C.; ROTSTEIN, G.E.; MACCHIETTO, S. Optimal Design and Operation of Heat Exchangers under Milk Fouling. **AIChE Journal**, v.44, n.9, p.2099-2111, 1998b.
- GEORGIADIS, M.C.; MACCHIETTO, S. Dynamic Modeling and Simulation of Plate Heat Exchangers under Milk Fouling. **Chemical Engng Science**, v.55, p.1605-1619, 2000.
- GRANDI, J.G.; TADINI, C.C. Determinação Experimental do Coeficiente Global de Transferência de Calor em Trocador de Calor Tipo Placas, na Pasteurização de Leite Tipo B. **Ciência e Tecnologia de Alimentos**, v.11, n.2, p.239-251, 1991.

- GRANDGEORGE, S.; JALLUT, C.; THONON, B. Particulate Fouling of Corrugated Plate Heat Exchangers: Global Kinetic and Equilibrium Studies. **Chemical Engineering Science**, v.53, n.17, p.3051-3071, 1998.
- GRETh. Grenoble (France). **CEPAJ**. Disponível em: <<http://www.greth.org>>. Acesso em 13 maio 2002.
- GUT, J.A.W.; PINTO, J.M.; SONG, T.W. Desenvolvimento de um Simulador de Redes de Tubulação: Fluidos Newtonianos, Não-Newtonianos e Compressíveis. **Revista de Iniciação Científica do CETEPE**, n.2, p.59-62, 2000.
- HEGGS, P.J.; SANDHAM, P.; HALLAM, R.A.; WALTON, C. Local Transfer Coefficients in Corrugated Plate Heat Exchanger Channels. **Chemical Engineering Research and Design**, v.75, n.A7, p.641-645, Oct. 1997.
- HEWITT, G.F.; SHIRES, G.L.; BOTT, T.R. **Process Heat Transfer**. Boca Raton: CRC Press, 1994.
- HIMMELBLAU, D. M. **Process Analysis by Statistical Methods**. New York: John Wiley & Sons, 1970.
- HONIG, P. **Principios de la Tecnologia Azucarera**. México: Continental, 1969. v.1.
- HTFS. Oxford. **APLE: Design, Rating & Performance Simulation of Gasketed Plate & Frame Exchangers**, rev.1/2001. Disponível em: <<http://www.htfs.com>>. Acesso em 16 abr. 2002.
- INEOS OXIDE. Southampton. **Technical Data Sheet: Ethylene Glycol**. Disponível em: <<http://www.ineosoxide.com>>. Acesso em: 10 de out. 2002.
- INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. Brasília. **Gráficos Climatológicos**, Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br>>. Acesso em: 28 de mar. 2002.
- JACKSON, B.W.; TROUPE, R.A. Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger. **Chemical Engineering Progress**. v.60, n.7, p.62-65, July 1964.
- JACKSON, B.W.; TROUPE, R.A. Plate Heat Exchanger Design by ϵ -NTU Method. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v.62, n.64, p.185-190, 1966.
- JARZESKI, A.B. Comments on 'Some Properties of the Coefficient Matrix of the Differential-Equations for Parallel-Flow Multichannel Heat-Exchangers'. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.27, n.6, p.951-952, 1984.
- JARZESKI, A.B.; WARDAS-KOZIEL, E. Dimensioning of Plate Heat-Exchangers to Give Minimum Annual Operating Costs. **Chemical Engineering Research & Design**, v.63, n.4, p.211-218, 1985.
- JAYBEE PRECISION Inc. Bristol. **Pasteurization of Apple (and other) Juice**, 1997. Disponível em: <<http://www.jaybeeprecision.com>>. Acesso em: 13 de jan. 2003.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2.ed. Boca Raton: CRC Press, 2002.
- KANDLIKAR, S.G.; SHAH, R.K. Multipass Plate Heat Exchangers – Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements. **Journal of Heat Transfer**, v.111, p.300-313, 1989a.
- KANDLIKAR, S.G.; SHAH, R.K. Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v.111, p.314-321, 1989b.

- KEDZIERSKI, M.A.; KIM M.S. Single-phase heat transfer and pressure drop characteristics of an integral-spine fin within an annulus. **Journal of Enhanced Heat Transfer**, v.3, n.3, p.201-210, 1996.
- KERN, D.Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982, p.83-85.
- KHADIR, M.T.; RICHALET, J.; RINGWOOD, J.; O'CONNOR, B. Modelling and Predictive Control of Milk Pasteurisation in a Plate Heat Exchanger. In: INT. CONFERENCE ON SIMULATION IN FOOD AND BIO INDUSTRIES, 1., Nantes (France), 2000. **Proceedings of FOODSIM'2000**. Nantes: 2000. p.216-220.
- KHAN, A.R.; BAKER, N.S.; WARDLE, A.P. The Dynamic Characteristics of a Countercurrent Plate Heat-Exchanger. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.31, n.6, p.1269-1278, June 1988.
- KHO, T.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering Research and Design**, v.77A, p.124-130, 1999.
- KIM, H.B.; TADINI, C.C.; SINGH, R.K. Heat Transfer in a Plate Exchanger During Pasteurization of Orange Juice. **Journal of Food Engineering**, v.42, p.79-84, 1999.
- LAKSHMANAN, C.C.; POTTER, O.E. Dynamic Simulation of Plate Heat-Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.33, n.5, p.995-1002, May 1990.
- LALANDE, M.; CORRIEU, G.; TISSIER, J.P.; FERRET, R. Étude du Comportement d'un Échangeur à Plaques Vicarb Utilisé pour la Pasteurisation du Lait. **Lait**, v.59, n.581, p.13-33, 1979.
- LAPIDUS, L.; PINDER, G.F. **Numerical Solution of Partial Differential Equations in Science and Engineering**. New York: Wiley, 1982.
- LAWRY, F.J. Plate-Type Heat Exchangers. **Chemical Engineering**, June, n.29, p.89-94, 1959.
- LEULIET, J.C.; MAINGONNAT, J.F.; LALANDE, M. Etude de la Perte de Charge dans des Échangeurs de Chaleur à Plaques Traitant des Produits Non-Newtoniens. **Revue Générale de Thermique**, v.26, n.308-309 p.445-450, 1987.
- LEULIET, J.C.; MAINGONNAT, J.F.; LALANDE, M. Écoulements et Transferts de Chaleur dans les Échangeurs à Plaques Traitant des Produits Visqueux Newtoniens et Pseudoplastiques, 1. Modélisation des variations du diamètre hydraulique. **Canadian J. of Chemical Engineering**, v.68, p.220-229, Apr. 1990.
- LEWIS, M.J. Heat Treatment of Milk. In: ROBINSON, R.K. (Ed.) **Modern Dairy Technology**. Gaithersburg: Aspen Publishers, 1999. v.1.
- LEWIS, M.; HEPPELL, N. **Continuous Thermal Processing of Foods: Pasteurization and UHT Sterilization**. Gaithersburg: Aspen Publishers, 2000.
- LYLE, O. **Technology for Sugar Refinery Workers**. 3.ed. London: Chapman & Hall, 1970.
- MANGLIK, R.M.; DING, J. Laminar Flow Heat Transfer to Viscous Power-Law Fluids in Double-Sine Ducts. **Int Journal of Heat Mass Transfer**, v.40, p.1379-1390, 1997.
- MARRIOTT, J. Where and How to Use Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering**, v.5, p.127-134, Apr. 1971.
- MARRIOTT, J. Performance of an Alfaflex Plate Heat-Exchanger. **Chemical Engineering Progress**, v.73, n.2, p.73-78, 1977.

- MARTIN, H. A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-type Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering and Processing**, v.35, n.4, p.301-310, Aug. 1996.
- MASUBUCHI, M.; ITO, A. Dynamic Analysis of a Plate Heat Exchanger System. **Bulletin of the JSME**, v.20, n.142, p.434-441, Apr. 1977.
- McKILLOP, A.A.; DUNKLEY, W.L. Plate Heat Exchangers: Heat Transfer. **Industrial and Engineering Chemistry**, v.52, n.9, p.740-744, Sept. 1960.
- MEHRABIAN, M. A.; POULTER, R.; QUARINI, G. L. Hydrodynamic and Thermal Characteristics of Corrugated Channels: Experimental Approach, **Experimental Heat Transfer**, v.13, pp.223-234, 2000.
- MULEY, A.; MANGLIK, R.M. Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates. **Journal of Heat Transfer**, v.121, n.1, p.110-117, Feb. 1999.
- MULEY, A.; MANGLIK, R.M.; METWALLY, H.M. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v.121, p.1011-1017, 1999.
- NEMHAUSER, G.L.; WOLSEY, L.A. **Integer and Combinatorial Optimization**. New York: Wiley, 1988.
- OH, M.; PANTELIDES, C.C. A Modelling and Simulation Language for Combined Lumped and Distributed Parameters Systems. **Computers Chem. Engineering**, v.20, n.6/7, p.611-633, 1996.
- ÖZILGEN, M. **Food Process Modeling and Control: Chemical Engineering Applications**. Amsterdam: Gordon and Breach Science Publishers, 1998.
- PANTELIDES, C.C. gPROMS: An Advanced Tool for Process Modeling, Simulation and Optimization. In: CHEMPUTERS EUROPE III CONFERENCE, Frankfurt, 29-30 Oct. 1996. **Proceedings**. 1996.
- PEACOCK, S. Predicting Physical Properties of Factory Juices and Syrups. **Int. Sugar Journal**, v.97, n.1162, p.574-577, 1995.
- PEARCE, N. Plate Exchanger Defeats Industry Conservatism. **European Power News**. p.16-17, Oct. 2001.
- PERRY, R.H.; GREEN, D.W.; MALONEY, J.O. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 7.ed. New York: McGraw-Hill, 1997.
- PHE Ltda. São Paulo. Trocador de Calor APV. Disponível em: <<http://www.phe.com.br>>. Acesso em 09 maio 2002.
- PIGNOTTI, A. Flow Reversibility of Heat Exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v.106, p.361-368, 1984.
- PIGNOTTI, A.; TAMBORENEA, P.I. Thermal Effectiveness of Multipass Plate Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.31, n.10, p.1983-1991, Oct. 1988.
- POLLEY, G.T.; SHAHI, M.H.P.; NUNEZ, M.P. Rapid Design Algorithm for Shell-And-Tube and Compact Heat Exchangers. **Chemical Engineering Research and Design**, v.69A, p.435-444, 1991.

- PROCESS SYSTEMS ENTERPRISE Ltd. **gPROMS Introductory User Guide**. Release 2.0, London, 2001.
- RAJU, K.S.N.; BANSAL, J.C. Plate Heat Exchangers and Their Performance. In: KAKAÇ, S.; SHAH, R.K.; BERGLES, A.E. (Eds.) **Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers**. New York: Hemisphere, 1983a, p.899-912.
- RAJU, K.S.N.; BANSAL, J.C. Design of Plate Heat Exchangers. In: KAKAÇ, S.; SHAH, R.K.; BERGLES, A.E. (Eds.) **Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers**. New York: Hemisphere, 1983b, p.913-932.
- REKLAITIS, G.V.; RAVINDRAN, A.; RAGSDELL, K.M. **Engineering Optimization: Methods and Applications**. New York: Wiley, 1983.
- ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. (Ed.) **Handbook of Heat Transfer**. 3.ed. New York: McGraw-Hill, 1998.
- SAUNDERS, E.A.D. **Heat Exchangers: Selection, Design & Construction**. Harlow (UK): Longman S.&T., 1988.
- SCHWIER, K. Properties of Liquid Water. In: HEWITT, G.F. (Ed.) **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House, s.5.5.3, 1992.
- SEBORG, D.E.; EDGAR, T.F.; MELLICHAMP, D.A. **Process Dynamic and Control**. New York: Wiley, 1989.
- SEC HEAT EXCHANGERS. Canada. **Plate Heat Exchanger Installation Manual**. Disponível em: <<http://www.secplateandframe.com>>. Acesso em: 14 de ago. 2002.
- SETTARI, A.; VENART, J.E.S. Approximate Method for the Solution to the Equations for Parallel and Mixed-Flow Multi-Channel Heat Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.15, p.819-829, 1972.
- SHAH, R.K. Heat Exchanger Basic Design Methods. In: KAKAÇ, S.; SHAH, R.K.; BERGLES, A.E. (Eds.) **Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers**. New York: Hemisphere, 1983, p.21-72.
- SHAH, R.K.; FOCKE, W.W. Plate Heat Exchangers and their Design Theory. In: SHAH, R.K.; SUBBARAO, E.C.; MASHELKAR, R.A. (Ed.) **Heat Transfer Equipment Design**. Hemisphere P.C., 1988, p.227-254.
- SHAH, R.K.; KANDLIKAR, S.G. The Influence of the Number of Thermal Plates on Plate Heat Exchanger Performance. In: MURTHY, M.V.K. et al. (Ed.) **Current Research in Heat and Mass Transfer**. New York: Hemisphere P.C., 1988, p.227-241.
- SHARIFI, F.; NARANDJI, M.R.G.; MEHRAVARAN, K. Dynamic Simulation of Plate Heat-Exchangers. **Inter. Communications Heat Mass Transfer**, v.22, n.2, p.213-225, Mar./Apr. 1995.
- STASIEK J.; COLLINS, M.W.; CIOFALO, M.; CHEW, P.E. Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages – I. Experimental Results. **Int Journal of Heat Mass Transfer**, v.39, p.149-164, 1996.
- STATSOFT, Inc. **Statistica for Windows**. Tulsa: 1996.
- STEFFE, J.F.; MOHAMED, I.O.; FORD, E.W. Rheological Properties of Fluid Food: Data Compilation, In: OKOS, M. R., (Ed.), **Physical and Chemical Properties of Food**, p.35-77. St. Joseph (USA): ASAE, 1986.

- SUNG, N.; COLLINS, M.T. Thermal Tolerance of Mycobacterium paratuberculosis. **Applied and Environmental Microbiology**, v.64, n.3, p.999-1005, 1998.
- TADINI, C.C.; BADOLATO, G.G.; VIEIRA, B.M.N.L.; MARQUES, A.C. Study of the Heat Transfer of Liquid Foods using a Plate Exchanger. In: INT. CONFERENCE ON SIMULATION IN FOOD AND BIO INDUSTRIES, 1., Nantes (France), 2000. **Proceedings of FOODSIM'2000**. Nantes: 2000. p.90-94.
- THONON, B. Echangeurs à Plaques: Dix Ans de Recherche au GRETh Partie I. Ecoulements et Transferts de Chaleur en Simple Phase et Double Phase. **Revue Générale de Thermique**, v.34, n.397 p.77-90, 1995.
- THONON, B.; GRANDGEORGE, S.; JALLUT, C. Effect of Geometry and Flow Conditions on Particulate Fouling in Plate Heat Exchangers. **Heat Transfer Engineering**, v.20, n.3, p.12-24, 1999.
- THONON, B.; MERCIER, P. Les Échangeurs à Plaques: Dix Ans de Recherche au GRETh: Partie 2. Dimensionnement et Mauvaise Distribution. **Revue Générale de Thermique**, v.35, p.561-568, 1996.
- THONON, B.; SOLECKI, J.C.; FEIDT, M. BLANC, P. Champ de Vitesse dans des Canaux Bidimensionnels Corrugés: Mesure par une Méthode Thermographique. **Revue Générale de Thermique**, v.32, n.375-376 p.172-176, 1993.
- TOLEDO, R.T. **Fundamentals of Food Process Engineering**. 2.ed. New York: Chapman & Hall, 1999.
- TRIBBE, C.; MÜLLER-STEINHAGEN, H.M. Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers - Part I: Pressure Drop Measurements. **Heat Transfer Engineering**, v.22, p.5-11, 2001a.
- TRIBBE, C.; MÜLLER-STEINHAGEN, H.M. Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers - Part II: Two-Phase Multiplier and Flow Pattern Analysis. **Heat Transfer Engineering**, v.22, p.12-21, 2001b.
- USHER, J.D. Evaluating Plate Heat Exchangers. **Chemical Engng**, February 23, p.90-94, 1970.
- USHER, J.D. Costing of Plate Heat Exchangers. In: HEWITT, G.F. (Ed.) **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House, 1992a, s.4.8.4.
- USHER, J.D. Mechanical Design of Plate Heat Exchangers. In: HEWITT, G.F. (Ed.) **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House, 1992b, s.4.4.2.
- VARMA, A.; MORBIDELLI, M. **Mathematical Methods in Chemical Engineering**. Oxford: Oxford U. Press, 1997.
- WANG, L.; SUNDÉN, B. Optimal Design of Plate Heat Exchangers with and without Pressure Drop Specifications. **Applied Thermal Engineering**, v.23, p.295-311, 2003.
- WATSON, E.L.; McKILLOP, A.A.; DUNKLEY, W.L.; PERRY, R.L. Plate Heat Exchangers: Flow Characteristics. **Industrial and Engineering Chemistry**, v.52, n.9, p.733-740, Sept. 1960.
- WILKINSON, W. L. **Non-Newtonian Fluids: Fluid Mechanics, Mixing and Heat Transfer**. New York: Pergamon Press, 1960.
- WRIGHT, A.D.; HEGGS, P.J. Rating Calculation for Plate Heat Exchanger Effectiveness and Pressure Drop Using Existing Performance Data. **Chemical Engineering Research and Design**, v.80A, p.309-312, 2002a.

- WRIGHT, A.D.; HEGGS, P.J. Simplified Methodology for Calculating the Effectiveness of a Two Stream Plate Heat Exchanger with One Stream Undergoing a Phase Change. **Chemical Engineering Research and Design**, v.80A, p.313-319, 2002b.
- YAN, Y.Y.; LIO, H.C.; LIN, T.F. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger. **Int Journal of Heat Mass Transfer**, v.42, p.993-1006, 1999.
- ZALESKI, T. A General Mathematical-Model of Parallel-Flow, Multichannel Heat-Exchangers and Analysis of its Properties. **Chemical Engineering Science**, v.39, n.7/8, p.1251-1260, 1984.
- ZALESKI, T. Erratum. **Chemical Engineering Science**, v.40, n.11, p.2173, 1985.
- ZALESKI, T. Mean Driving Force in Multichannel Parallel-Flow Heat-Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.35, n.4, p.777-782, 1992.
- ZALESKI, T.; JARZEBSKI, A.B. Remarks on Some Properties of Equation of Heat-Transfer in Multichannel Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.16, n.8, p.1527-1530, 1973.
- ZALESKI, T.; JARZEBSKI, A.B. Zero Latent Roots of Coefficient Matrix on Equation of Multichannel Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.17, n.9, p.1116-1118, 1974.
- ZALESKI, T.; KLEPACKA, K. Approximate Methods of Solving Equations for Plate Heat-Exchangers. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v.35, p.1125-1130, 1992a.
- ZALESKI, T.; KLEPACKA, K. Plate Heat-Exchangers – Method of calculation, Charts and Guidelines for Selecting Plate Heat-Exchangers Configurations. **Chemical Engineering and Processing**, v.31, n.1, p.45-56, 1992b.