UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Térmica de um Regenerador Rotativo

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**
Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

22/2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Análise Térmica de um Regenerador Rotativo

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**
Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P. – Brasil

ADE BC
IAMADA
EX
BC/ 67837
16.123.06
D X
11,00
06/4/06

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

M669a

Mioralli, Paulo Cesar
Análise térmica de um regenerador rotativo / Paulo Cesar Mioralli. --Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Trocadores de calor. 2. Simulação (Computadores). 3. Calor - Transmissão. 4. Modelos matemáticos. I. Ganzarolli, Marcelo Moreira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Thermal analysis of a rotary regenerator.
Palavras-chave em Inglês: Heat exchanger, Computer simulation, Heat transfer e Mathematical models.
Área de concentração: Térmica e Fluidos
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Cláudia Regina de Andrade e Jorge Isaias Llagostera Beltran.
Data da defesa: 21/02/2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Análise Térmica de um Regenerador Rotativo

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**
Orientador: **Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli**

Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Profª. Drª. Cláudia Regina de Andrade
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Campinas, 21 de fevereiro de 2005

Dedicatória

À minha família pelo exemplo de dignidade, solidariedade inesgotável e apoio inestimável na persistência de meu sonho. E também pela imensa confiança e auxílio sem medir esforços nos momentos de maiores dificuldades.

Agradecimentos

A Deus por esta oportunidade de aprendizado.

À minha família pelo incentivo constante sempre em busca de vitórias.

Ao orientador Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli pelo exemplo de profissionalismo, além dos ensinamentos, dedicação e paciência na orientação deste trabalho.

À Refinaria de Paulínia (REPLAN), em especial ao engenheiro de equipamentos pleno Wu Shin Chien pelo fornecimento de dados de campo e equipamento necessário à realização deste estudo.

Aos bravos amigos de estrada pelo companheirismo e maravilhosa convivência no decorrer destes anos.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Não se pode voltar atrás e fazer um novo começo,
mas é possível começar agora e fazer um novo fim.
Somos escravos do ontem, mas somos donos de nosso amanhã.

Resumo

MIORALLI, Paulo Cesar, *Análise Térmica de um Regenerador Rotativo*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 174p. Dissertação (Mestrado).

Este estudo concentra-se na análise térmica de um regenerador rotativo, no qual o processo de transferência de calor é investigado numericamente. As equações de transporte foram discretizadas utilizando o método de volumes finitos e um programa computacional em linguagem FORTRAN foi confeccionado para as simulações numéricas. Uma correlação para estimar o coeficiente médio de transferência de calor em um canal da matriz do regenerador foi obtida para o regime laminar de escoamento a partir da utilização do pacote numérico comercial PHOENICS 3.5. O valor de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento foi obtido e comparado com o valor calculado por método existente em literatura. Os resultados foram analisados e também comparados com dados de campo e uma concordância relativamente boa foi observada. Através das simulações numéricas, foi possível obter a distribuição de temperatura ao longo de um canal do regenerador em diferentes posições angulares. Conhecendo essa distribuição de temperatura, é possível obter um dimensionamento adequado para o sistema de selagem acoplado na matriz do regenerador. Foi visto neste trabalho que o perfil de temperatura na direção axial é determinante no dimensionamento do sistema de selagem do regenerador.

Palavras Chave: regenerador rotativo, trocador de calor, simulação numérica, transferência de calor.

Abstract

MIORALLI, Paulo Cesar, *Thermal Analysis of a Rotary Regenerator*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 174p. Dissertação (Mestrado).

This study focalizes on the thermal analysis of a rotary regenerator, in which the process of heat transfer is numerically investigated. The governing equations are solved using finite volume code. A computational code in FORTRAN programming language was made for the numerical simulations. A correlation for valuation the medium heat transfer coefficient in the duct, for flow in laminar regime, was obtained using a commercial code (PHOENICS 3.5). The value of mean temperature at the exit of each flow was obtained and compared with the value calculated by existent method in the literature. The results were analyzed and also compared with field data and a relatively good agreement was observed. Through the numerical simulations, it was possible to obtain the temperature distribution along a duct of the regenerator in different angular positions.

Key Words: air preheater, heat exchanger, rotary regenerator, heat transfer.

Índice

Lista de Figuras ..... **xiii**

Lista de Tabelas ..... **xx**

Nomenclatura ..... **xxii**

Capítulo 1 ..... **1**

Introdução **1**

Capítulo 2 ..... **5**

Revisão da Literatura **5**

2.1 Histórico e Evolução 5

2.2 Cronologia de Estudos Realizados 8

Capítulo 3 ..... **16**

O Regenerador Rotativo **16**

3.1 Aplicação, Características e Componentes Principais 16

3.2 Superfície de Transferência de Calor 22

3.3 Método Efetividade-NUT para o Regenerador 23

3.4 Efeito de Vazamento e Contaminação entre os Fluidos 27

Capítulo 4 ..... **32**

Modelagem Matemática **32**

4.1 Equações de Transporte 33

4.1.1 Primeira Lei da Termodinâmica: Equação da conservação de energia para o gás....33
4.1.2 Primeira Lei da Termodinâmica: Equação da conservação de energia para a matriz....37
4.2 Condições de Contorno....41
4.3 Obtenção da Porosidade....43
4.4 Obtenção do Raio Hidráulico....45
4.5 Obtenção do Coeficiente de Transferência de Calor....48

Capítulo 5....59
Método Numérico....59
5.1 Solução Numérica....59
5.2 Discretização da Equação de Energia do Gás....61
5.2.1 Interpolação nas Interfaces pelo Esquema de Diferenças Centrais....61
5.2.2 Aproximação nas Interfaces pelo Esquema À Montante....64
5.3 Discretização da Equação de Energia da Matriz....66
5.4 Condições de Contorno....68
5.4.1 Condições de Contorno para o Gás....69
5.4.1.1 Interpolação por Diferenças Centrais nas Interfaces....70
5.4.1.2 Aproximação pelo Método À Montante nas Interfaces....73
5.4.2 Condições de Contorno para a Matriz....74
5.5 Programa Computacional....78

Capítulo 6....86
Testes de Malha e Validação....86
6.1 Testes de Malha....86
6.1.1 Influência da Malha Espacial em Posições Fixas Pré-Definidas....88
6.1.2 Influência da Malha Temporal em Posições Fixas Pré-Definidas....93
6.1.3 Influência da Malha Espacial na Temperatura Média de Mistura e no Calor Total Transferido....97

6.1.4 Influência da Malha Temporal na Temperatura Média de Mistura e no Calor Total Transferido....99
6.2 Malha....101
6.3 Comparação entre os Esquemas de Interpolação À Montante e Diferenças Centrais....102
6.4 Validação....104
6.4.1 Comparação com o Método Efetividade-NUT....104
6.4.2 Influência da Condutividade Térmica da Matriz....105
6.4.3 Influência do Calor Específico no Termo Transiente da Equação de Energia do Gás....106
6.4.4 Validação do Programa com Outras Condições Operacionais do Regenerador....107

Capítulo 7....110
Resultados e Discussões....110
7.1 Dados de Campo e Alguns Resultados....110
7.2 Influência da Rotação da Matriz....112
7.3 Comparação com Dados de Campo....114
7.4 Perfis de Temperatura....120
7.4.1 Variação Axial: Posição Angular Fixada....120
7.4.2 Variação Angular: Posição Axial Fixada....126
7.4.3 Gráficos Tridimensionais....130

Capítulo 8....133
Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos....133

Referências Bibliográficas....135

Apêndice A....139
Teoria de Trocadores e Calor....139
A.1 Definição, Classificação e Conceitos Básicos....139

A.2 Análise Térmica.....143
A.2.1 O Coeficiente Global de Transferência de Calor.....143
A.2.2 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura.....145
A.2.3 Método Efetividade-NUT.....152
A.3 Fundamentos de Escoamento em Dutos.....155

Apêndice B..... 157
Cálculo da Porosidade.....157

Apêndice C..... 160
Cálculo do Raio Hidráulico.....160

Apêndice D..... 163
Extrapolação de Richardson.....163

Apêndice E.....166
Matriz Tridiagonal Aritmética (TDMA).....166

Apêndice F.....169
Regra do Trapézio..... 169

Apêndice G.....172
Propriedades..... 172

Lista de Figuras

Capítulo 1.....1

1.1 Esquema de funcionamento do regenerador rotativo.....2

1.2 Matriz porosa rotativa em construção.....2

Capítulo 2.....5

2.1 Imagem do inventor do pré-aquecedor regenerativo, Fredrik Ljungström, gravada em uma medalha de ouro.....6

2.2 Pré-aquecedor regenerativo de Ljungström no museu de Tekniska em Estocolmo.....7

Capítulo 3.....16

3.1 Arranjo de um regenerador rotativo: Esquema de funcionamento.....18

3.2 Sistema de selagem na matriz do regenerador rotativo.....20

3.3 Componentes principais do regenerador rotativo.....21

3.4 Representação das partes fria e quente do regenerador rotativo.....21

3.5 Alguns tipos de superfície de troca térmica do regenerador rotativo.....22

3.6 Seção transversal dos canais do regenerador rotativo (REPLAN).....23

3.7 Vazamentos no regenerador.....28

3.8 Volume de controle para a obtenção de $T'_{q,e}$ e $T'_{q,s}$ 29

3.9 Contaminação entre os fluidos.....31

(a) final do período do fluido 1.....31

(b) início do período do fluido 2.....31

Capítulo 4.....32

4.1 Volume de controle para a obtenção da equação da energia para o gás.....34

4.2 Volume de controle para a obtenção da equação da energia para a matriz.....38
4.3 Esquema do regenerador rotativo para aplicação das condições de contorno.....41
4.4 Cubo maciço com um canal vazado para demonstração da porosidade.....43
4.5 Módulo do regenerador rotativo cedido pela Petrobrás.....44
4.6 Cesto do regenerador rotativo.....46
(a) vista frontal.....46
(b) vista lateral.....46
4.7 Canais da matriz do regenerador.....47
4.8 Canal do regenerador feito no PHOENICS.....49
4.9 Condições de contorno no canal feito no PHOENICS.....50
4.10 Desenho das partes superior e inferior de um canal do regenerador no PHOENICS.....51
4.11 Chapas que formam os canais do regenerador (REPLAN): (a) parte superior; (b) parte inferior.....51
4.12 Chapas que formam os canais do regenerador (vista superior): (a) parte superior; (b) parte inferior.....52
4.13 Malha computacional do PHOENICS.....52
4.14 *Nu* versus *Re* obtidos a partir dos valores extrapolados de *h*, para as velocidades mostradas na Tabela 4.3 e linha potencial de tendência nos pontos obtidos.....56
4.15 Duto corrugado para a relação amplitude-comprimento de onda.....57
4.16 Variação de Nusselt versus Reynolds para diferentes relações amplitude-comprimento de onda com número de Prandtl Pr = 0,71.....58

Capítulo 5.....59
5.1 Esquema do método de discretização de volumes de controle finitos.....60
5.2 Esquema da malha computacional do gás e matriz para as condições de contorno nas fronteiras.....69
5.3 Designação das fronteiras esquerda e direita para o gás e matriz.....69
5.4 Condição de contorno para as fronteiras do gás quando se utilizou o esquema de interpolação por diferenças centrais nas interfaces..... 70

5.5 Condição de contorno para as fronteiras do gás quando se utilizou o esquema de interpolação à montante nas interfaces..... 73
5.6 Condição de contorno para as fronteiras da matriz.....75
5.7 Temperaturas de saída no regenerador rotativo.....79
5.8 Esquema das malhas espaciais para o gás e matriz.....80
5.9 Diagrama representativo: Etapas do programa computacional.....83
5.10 Regime periódico estacionário para um ponto fixo na metade do canal do regenerador rotativo.....84
5.11 Regime estacionário de um ponto fixo na metade do canal do regenerador rotativo e também em uma posição angular fixa (metade do período frio).....85

Capítulo 6.....86
6.1 Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no período frio.....88
6.2 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.....89
6.3 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.....89
6.4 Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no período quente.....90
6.5 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás quente ao longo do canal na posição angular de $(9\pi/5)$ radianos.....91
6.6 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período quente) ao longo do canal na posição angular de $(9\pi/5)$ radianos.....91
6.7 Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no início do período frio e no começo do canal.....92
6.8 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.....92
6.9 Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.....93

6.10 Ponto utilizado para verificação da influência da malha temporal no início do período frio e no começo do canal.....94
6.11 Influência da malha temporal na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/4)$ radianos.....94
6.12 Influência da malha temporal na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/4)$ radianos.....95
6.13 Ponto utilizado para verificação da influência da malha temporal no início do período quente e no começo do canal.....95
6.14 Influência da malha temporal na temperatura de um ponto do gás quente ao longo do canal na posição angular de $(5\pi/4)$ radianos.....96
6.15 Influência da malha temporal na temperatura de um ponto da matriz (período quente) ao longo do canal na posição angular de $(5\pi/4)$ radianos.....97
6.16 Influência da malha espacial na temperatura média de mistura na saída da corrente fria.....98
6.17 Influência da malha espacial na temperatura média de mistura na saída da corrente quente.....98
6.18 Influência da malha espacial no calor total q transferido no processo.....99
6.19 Influência da malha temporal na temperatura média de mistura na saída da corrente fria.....100
6.20 Influência da malha temporal na temperatura média de mistura na saída da corrente quente.....100
6.21 Influência da malha temporal no calor total q transferido no processo.....101

Capítulo 7.....110
7.1 Influência da rotação no tempo para o regenerador atingir o regime estacionário.....113
7.2 Influência da rotação no calor total transferido.....113
7.3 Influência da rotação na efetividade do regenerador rotativo.....114

7.4 Esquema para a verificação da influência do vazamento.....115
7.5 Influência do vazamento total na diferença entre o dado de campo e a temperatura média de mistura na saída da corrente quente do regenerador.....119
7.6 Posições angulares para os perfis de temperatura do gás e matriz para os períodos frio e quente do regenerador rotativo.....121
7.7 Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador na posição angular de:.....122
(a) $(\pi/2)$ radianos.....122
(b) $(3\pi/2)$ radianos.....122
7.8 Três posições angulares para os perfis de temperatura do gás e matriz para os períodos frio e quente do regenerador rotativo.....123
7.9 Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador em três posições angulares distintas do período frio: $(\pi/5)$, $(\pi/2)$ e $(4\pi/5)$ radianos.....124
(a) gás frio.....124
(b) matriz.....124
7.10 Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador em três posições angulares distintas do período quente: $(6\pi/5)$, $(3\pi/2)$ e $(9\pi/5)$ radianos.....126
(a) gás quente.....126
(b) matriz.....126
7.11 Comportamento periódico do valor de temperatura dos gases em uma posição fixa ao longo do canal durante uma revolução da matriz do regenerador.....127
7.12 Comportamento periódico do valor de temperatura da matriz em uma posição fixa ao longo do canal durante uma revolução da matriz do regenerador.....128
7.13 Posicionamento dos pontos ao longo de um canal, acompanhados durante uma revolução da matriz do regenerador.....128
7.14 Comportamento periódico do valor de temperatura em duas posições fixas (uma no início e outra no final do canal) durante uma revolução da matriz do regenerador.....129
(a) gases.....129
(b) matriz.....129
7.15 Distribuição de temperatura da matriz no regenerador rotativo.....131

7.16 Distribuição de temperatura dos gases no regenerador rotativo.....132
(a) gás frio.....132
(b) gás quente.....132

Apêndice A.....139
A.1 Critérios utilizados na classificação de trocadores de calor.....142
A.2 Configurações de processos que utilizam trocadores de calor.....143
(a) troca de calor junto ao processo.....143
(b) troca de calor separada do processo.....143
(c) processo para recuperação de energia.....143
A.3 Representação esquemática da distribuição de temperatura em uma parede plana em contato com dois fluidos.....144
A.4 Circuito térmico equivalente da Figura A.3.....144
A.5 Distribuição de temperatura num condensador.....146
A.6 Distribuição de temperatura num evaporador.....146
A.7 Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas.....146
A.8 Distribuição de temperatura num trocador de calor contra-corrente.....147
A.9 Balanços globais de energia nos fluidos quente e frio em um trocador de calor com dois fluidos.....148

Apêndice B.....157
B.1 Arranjo do módulo do regenerador para a obtenção do volume total.....157

Apêndice C.....160
C.1 Esquema da matriz do regenerador rotativo.....160
C.2 Seção transversal do regenerador rotativo.....162

Apêndice D.....163
D.1 Esquema da extrapolação de Richardson.....164

Apêndice E.....166
E.1 Malha computacional.....167

Apêndice F.....169
F.1 Regra do trapézio aproximando dois pontos de uma função.....170
F.2 Regra do trapézio aproximando vários pontos de uma função.....171

Lista de Tabelas

Capítulo 2.....5

2.1 Trocadores de calor de Ljungström: calor total transferido e estimativa da economia anual 8

Capítulo 4.....32

4.1 Propriedades do fluido utilizadas na simulação de um canal do regenerador no PHOENICS..... 50

4.2 Resultados obtidos pela simulação do canal para três malhas computacionais distintas com o comprimento do canal L = 0,0936m 53

4.3 Resultados obtidos pela simulação do canal para duas malhas computacionais distintas com o comprimento do canal L = 0,468m 55

Capítulo 6.....86

6.1 Dados de entrada no programa computacional, referente ao regenerador rotativo.....87

6.2 Comparação entre resultados obtidos com a utilização de cada esquema de interpolação no termo convectivo da equação de energia do gás.....103

6.3 Comparação entre resultados de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos.....103

6.4 Comparação entre resultados obtidos no programa computacional e pelo método efetividade-
NUT.....104

6.5 Influência da condutividade térmica da matriz nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, obtidas pelo programa computacional.....105

6.6 Influência do calor específico do termo transiente da equação de energia do gás nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, obtidas pelo programa computacional e também no valor do calor total transferido no processo.....107
6.7 Outros dados de entrada no programa computacional para comparação dos resultados globais finais de temperatura com o método efetividade-NUT..... 108
6.8 Comparação entre resultados obtidos no programa computacional e pelo método efetividade-NUT, para os dados de entrada da Tabela 6.7..... 109

Capítulo 7.....110
7.1 Dados de entrada no programa computacional segundo dados de campo de uma unidade do regenerador rotativo em funcionamento na REPLAN.....111
7.2 Parâmetros do regenerador em estudo obtidos pelo programa computacional.....112
7.3 Valores de vazões e vazamentos.....115
7.4 Temperatura medida pela REPLAN na entrada e na saída de cada escoamento.....116
7.5 Comparação entre os valores de temperatura obtidos pelo programa computacional na saída dos escoamentos e os dados de campo da REPLAN.....116
7.6 Porcentagem do vazamento total $vaz_T = 75143{,}58\,kg/h$ dividida entre vaz_1 e vaz_2.....117
7.7 Valores de temperatura de saída obtidos pelo programa computacional para cada par de vazamento (vaz_1/vaz_2) da Tabela 7.6 e diferença em relação aos dados de campo.....117
7.8 Valores de temperatura de saída obtidos para cada porcentagem de vazamento total de $\dot{m}_f$ e comparação com dados de campo.....118

Apêndice G.....172
G.1 Propriedades da matriz.....174

Nomenclatura

Letras Latinas

a	- amplitude da ondulação do canal	$[m]$
Alt	- altura do arco de um cesto do regenerador	$[m]$
arc	- comprimento do arco de um cesto do regenerador	$[m]$
A_{tr}	- área de troca térmica de um trocador de calor	$[m^2]$
A	- área efetiva de seção transversal de um canal do regenerador	$[m^2]$
A_m	- área de seção transversal da matriz em um canal do regenerador	$[m^2]$
A_T	- área total de seção transversal em um canal do regenerador $(A + A_m)$	$[m^2]$
A_{TRR}	- área de seção transversal total da matriz do regenerador	$[m^2]$
A_{chRR}	- área de seção transversal total de chapas de troca térmica do regenerador	$[m^2]$
A_{canRR}	- área efetiva total de seção transversal dos canais do regenerador	$[m^2]$
B	- constante da extrapolação de Richardson	
C	- taxa de capacidade térmica do fluido	$[W/K]$
C_{min}	- menor taxa de capacidade térmica entre os fluidos	$[W/K]$
C_{max}	- maior taxa de capacidade térmica entre os fluidos	$[W/K]$
C^*	- razão entre as taxas de capacidade térmica dos fluidos (C_{min}/C_{max})	
C_r	- taxa de capacidade térmica da matriz	$[W/K]$
C_r^*	- razão entre as taxas de capacidade térmica (C_r/C_{min})	

c_p	- calor específico do fluido à pressão constante	$[J/kg.K]$
c_v	- calor específico do fluido à volume constante	$[J/kg.K]$
c_m	- calor específico do material da matriz	$[J/kg.K]$
D_h	- diâmetro hidráulico do canal do regenerador	$[m]$
dist	- tamanho do canal em uma determinada direção (X, Y ou Z)	$[m]$
e	- energia no volume de controle	$[J]$
esp	- espessura da chapa de troca térmica do regenerador	$[m]$
g	- aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
h	- coeficiente convectivo de transferência de calor	$[W/m^2K]$
h_i	- propriedade termodinâmica entalpia	$[J/kg]$
i	- energia interna	$[J]$
k	- condutividade térmica da matriz	$[W/m.K]$
k_f	- condutividade térmica do fluido	$[W/m.K]$
L	- comprimento do canal do regenerador	$[m]$
$\dot{m}$	- vazão mássica do fluido	$[kg/s]$
m_{matriz}	- massa da matriz do regenerador	$[kg]$
m_{ch}	- massa das chapas de troca térmica do módulo do regenerador	$[kg]$
n_p	- número de pontos da malha computacional	
n	- constante da extrapolação de Richardson	
Nu	- número adimensional de Nusselt	
NUT	- número de unidades de transferência	
p	- pressão	$[Pa]$
P	- perímetro molhado de um canal do regenerador	$[m]$
Per	- perímetro circunferencial da matriz do regenerador	$[m]$
Pr	- número de Prandtl	
P_{TchRR}	- perímetro total de chapas de troca térmica do regenerador	$[m]$
$\dot{Q}$	- calor transferido no volume de controle	$[W]$

q	- taxa de calor real transferida no regenerador	$[W]$
q_{max}	- máxima quantidade possível de calor transferido no regenerador	$[W]$
R	- constante de gás perfeito	$[N.m/kg.K]$
Re_{D_h}	- número adimensional de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico	
ROT	- rotação da matriz do regenerador	$[rpm]$
r_e	- raio externo da matriz do regenerador	$[m]$
r_i	- raio interno da matriz do regenerador	$[m]$
r_h	- raio hidráulico (A/P)	$[m]$
T	- temperatura	$[^oC]$
T^*	- temperatura adimensional	
T_{ent}	- temperatura de entrada do fluido para simulação no PHOENICS	$[^oC]$
T'	- temperatura de saída de escoamento sem influência de vazamento	$[^oC]$
T_{sai}	- temperatura de saída do fluido para simulação no PHOENICS	$[^oC]$
T_{sup}	- temperatura de superfície da matriz para simulação no PHOENICS	$[^oC]$
t	- tempo	$[s]$
t_f	- tempo total referente ao período frio	$[s]$
t_q	- tempo total referente ao período quente	$[s]$
t_i	- instante de tempo determinado ao longo de um período	$[s]$
t_T	- tempo gasto para uma revolução da matriz do regenerador $(t_f + t_q)$	$[s]$
U	- coeficiente global de transferência de calor	$[W/m^2K]$
u	- velocidade do fluido no canal	$[m/s]$
u_m	- velocidade média de um fluido na seção reta de um duto	$[m/s]$
vaz_1	- vazamento de ar na região de entrada do fluido frio	$[kg/h]$
vaz_2	- vazamento de ar na região de saída do fluido frio	$[kg/h]$
vaz_T	- vazamento total de ar $(vaz_1 + vaz_2)$	$[kg/h]$
V	- volume interno dos canais do módulo do regenerador	$[m^3]$

V_m	- volume das chapas de troca térmica do módulo do regenerador	$[m^3]$
V_T	- volume total do módulo do regenerador	$[m^3]$
v	- volume específico	$[m^3/kg]$
$\dot{W}$	- trabalho realizado pelo volume de controle	$[J]$
w	- metade da distância entre duas paredes corrugadas	$[m]$
x	- posição axial no canal do regenerador	$[m]$
x^*	- posição axial adimensional	
Z	- altura em relação a um determinado plano de referência	$[m]$

Letras Gregas

α	- relação amplitude-comprimento de onda (a/w)	
δ	- diferencial discreto	
Δ	- diferencial discreto	
$\Delta\eta$	- tamanho do volume de controle em uma direção para a obtenção de *h*	$[m]$
ε	- efetividade de um trocador de calor	
ε_r	- efetividade do regenerador rotativo	
φ_r	- fator de correção devido à influência da rotação e da massa da matriz	
ν	- viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
μ	- viscosidade dinâmica	$[N.s/m^2]$
θ	- posição angular	$[rad]$
θ^*	- posição angular adimensional	
ρ	- densidade do fluido	$[kg/m^3]$
ρ_m	- densidade da matriz	$[kg/m^3]$
σ	- porosidade (A/A_T)	

Sobrescritos

0 - instante de tempo anterior

1 - instante de tempo atual

Subscritos

0 - valor extrapolado

e - referente à entrada do escoamento

s - referente à saída do escoamento

f - referente a fluido frio

q - referente a fluido quente

g - referente ao gás

m - referente à matriz

Abreviações

V.C. – Volume de Controle

Siglas

DTML – Diferença de Temperatura Média Logarítmica

REPLAN – Refinaria de Paulínia

TDMA – Matriz Tridiagonal Aritmética

Capítulo 1

Introdução

Geralmente processos industriais utilizam grande quantidade de combustíveis e eletricidade com o intuito de promover transferência de calor. Uma grande porcentagem deste calor é perdida para a atmosfera ou para a água. Conforme artigo publicado pela ASME [2], vários equipamentos têm sido desenvolvidos para o reaproveitamento de parte deste calor perdido, o que tem possibilitado uma economia anual de aproximadamente 20% nos gastos com combustível e eletricidade para a indústria em geral. Em algumas instâncias é possível reduzir também a emissão de poluentes e facilitar muitas vezes a manutenção de equipamentos.

Dentro desse contexto, o regenerador rotativo é um tipo compacto de trocador de calor e torna-se interessante por substituir trocadores muitas vezes de grandes dimensões, como é o caso de trocador de calor do tipo de placa plana em algumas aplicações. Esse fato é responsável por uma grande economia no projeto, principalmente devido ao uso de quantidade significativamente menor de material quando se utiliza trocadores do tipo rotativo.

Este trocador de calor é formado por uma matriz porosa cilíndrica bastante eficaz no armazenamento de energia térmica. Dois fluidos escoam em contra-corrente em dutos adjacentes, sendo as correntes separadas na metade da matriz do regenerador. Como a matriz rotaciona lentamente, a energia térmica é transferida de um fluido para outro. Os canais da matriz do regenerador possuem as paredes corrugadas, o que intensifica o processo de transferência de calor. A Figura 1.1 ilustra o esquema de funcionamento do regenerador rotativo e a Figura 1.2 mostra a matriz porosa rotativa em construção.

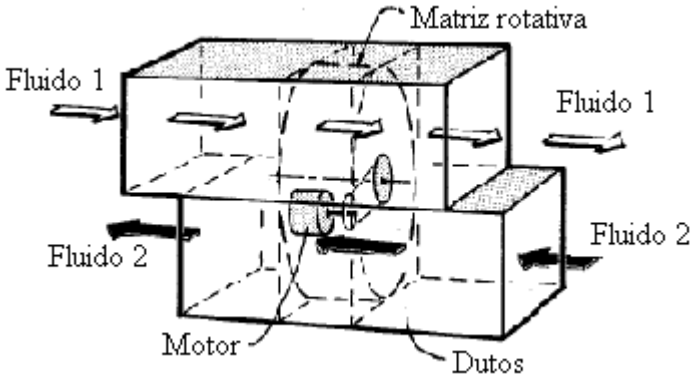


Figura 1.1. Esquema de funcionamento do regenerador rotativo.

Figura 1.2. Matriz porosa rotativa em construção.

As variações de temperatura que ocorrem na matriz possibilitam os efeitos de dilatação e contração, acarretando em consideráveis alterações dimensionais de sua estrutura. Perante a este

fato, torna-se necessário a utilização de um sistema de selagem adequado, acoplado na matriz do regenerador, que visa impedir ou minimizar vazamentos dos gases em diferentes localidades do equipamento. A Refinaria de Paulínia (REPLAN), uma unidade da Petrobras, possui regeneradores rotativos em funcionamento que necessitam de um sistema de selagem apropriado para cada um. Conhecendo a distribuição de temperatura ao longo de um canal do regenerador em diferentes posições angulares, é possível obter um dimensionamento adequado para o sistema de selagem na matriz.

No presente trabalho, o processo de troca térmica em um regenerador rotativo é analisado numericamente através de uma modelagem com o objetivo de prever a distribuição de temperatura ao longo de um canal da matriz do regenerador em diferentes posições angulares. A influência que diversos parâmetros exercem nesse trocador de calor poderia ser investigada, entretanto este trabalho é focado somente na distribuição de temperatura no equipamento. Um programa computacional foi confeccionado em linguagem FORTRAN para as simulações numéricas. O método de volumes de controle finitos foi utilizado para a discretização das equações de transporte modeladas para os fluidos e a matriz. Os valores de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos foram comparados com resultados obtidos por método existente na literatura. No decorrer do trabalho, uma colaboração em caráter informal com a REPLAN permitiu acessar alguns dados de campo. Através de simulações numéricas realizadas com a utilização do pacote computacional PHOENICS (versão 3.5) e com o uso da técnica de extrapolação de Richardson, uma correlação para estimar o coeficiente médio de transferência de calor nos dutos corrugados desse trocador de calor foi obtida para o regime laminar de escoamento.

Conforme a organização do trabalho, no capítulo 2 são apresentados um breve histórico e uma revisão bibliográfica de estudos relacionados ao regenerador rotativo. O capítulo 3 apresenta informações relacionadas ao regenerador, sendo focados a aplicação, características, fundamentos térmicos deste equipamento e efeito de vazamento e contaminação entre os fluidos. A modelagem matemática, as condições de contorno e a busca dos valores de alguns parâmetros que aparecem nas equações de transporte são apresentados no capítulo 4. No capítulo 5 é apresentado o método de solução numérica com a discretização das equações de energia do gás e

da matriz. O capítulo 6 apresenta testes de malha realizados para verificar a influência da malha nos resultados. A validação do modelo através da comparação dos resultados obtidos computacionalmente com os obtidos por método existente na literatura também é encontrada neste capítulo. Os resultados numéricos finais das simulações como o perfil de temperatura ao longo de um canal do regenerador, o seu comportamento periódico após um determinado período de tempo e a comparação com dados de campo são mostrados no capítulo 7. Neste capítulo também é observada a influência que a rotação da matriz exerce em alguns resultados obtidos a partir da simulação. Encerrando o trabalho, conclusões e propostas para a realização de futuras pesquisas sobre este equipamento são apresentados no capítulo 8.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Histórico e Evolução

Há mais de um século já havia a necessidade de se obter melhores desempenhos e diminuir o elevado consumo de combustível existente em processos industriais, principalmente os relacionados ao funcionamento de caldeiras. Das invenções ocorridas no início do século passado para sanar tal problema, destaca-se o invento do trocador de calor rotativo, o qual é responsável por uma notável economia no consumo de combustível utilizado nas indústrias. Este equipamento, também chamado de pré-aquecedor regenerativo ou regenerador rotativo, foi inventado pelo engenheiro sueco Fredrik Ljungström na década de 1920. O primeiro protótipo deste aparelho foi instalado em uma pequena indústria em Gashaga na Suécia, rendendo uma relevante economia de 16% de combustível para a fábrica. A primeira instalação do trocador de calor em uma caldeira comercial aconteceu em 1922 em uma fábrica de chocolate na ilha de Kungsholmen (Estocolmo), a qual proporcionou a economia de 25% no consumo de combustível, segundo um artigo publicado pela American Society of Mechanical Engineers (ASME) [2].

Fredrik Ljungström nasceu em 1875 e juntamente com seu irmão Birger Ljungström (1872 – 1948) são responsáveis por diversos inventos na Suécia, entre eles a bicicleta com freio (travão) contrapedal, as caldeiras de vapor a alta pressão e um novo tipo de turbina a vapor (turbina Ljungström), além da locomotiva movida a turbina. Em 1933 já havia a quantidade de 1000 pré-aquecedores regenerativos de Ljungström espalhados por todo o mundo. Diversas foram as premiações concedidas a Fredrik Ljungström pelo grande sucesso de seu trocador de calor, entre

elas, a condecoração com uma medalha de ouro com seu rosto gravado, em 1957 (Figura 2.1). No ano de 1964 Fredrik Ljungström veio a falecer.

Figura 2.1. Imagem do inventor do pré-aquecedor regenerativo, Fredrik Ljungström, gravada em uma medalha de ouro.

Conforme artigo publicado pelo Instituto Sueco [17], a American Society for Engineering Management (ASEM) classificou o pré-aquecedor regenerativo de ar de Ljungström como um "Marco Histórico Internacional da Engenharia Mecânica", chamando-o de uma das maiores invenções de todos os tempos. A American Society of Mechanical Engineers (ASME) considera a invenção de Ljungström como o "44º Marco Histórico Internacional da Engenharia Mecânica". O projeto inicial de Ljungström consistia basicamente em um trocador de calor rotativo que aumentasse a eficiência de caldeiras a vapor, fazendo o calor recircular da saída de gases quentes até a entrada do ar de combustão. Até 1994 mais de 20.000 pré-aquecedores Ljungström foram instalados no mundo inteiro e continuam sendo fabricados em grande escala pela empresa Svenska Rotormaskiner de Estocolmo. Estima-se que o número de horas de operação acumuladas por todos estes recuperadores de calor é superior a 1.500.000.000.

A idéia inicial deste invento surgiu a partir de um jantar entre os irmãos Fredrik e Birger Ljungström no restaurante Operakällaren em Estocolmo. Fredrik Ljungström sofria de asma e sentia-se fortemente incomodado com as densas nuvens de fumaça causadas pelos fumantes de charuto que se encontravam no lugar. Perante a este fato, Fredrik começou a pensar em uma possibilidade de melhoria da ventilação do ambiente sem ocasionar perda de calor no mesmo. A partir de então ele iniciou experimentos com elementos ondulados para troca de calor, os quais foram utilizados em caldeiras a vapor à alta pressão, de onde surgiu a idéia do pré-aquecedor regenerativo e consequentemente sua criação.

No transcorrer dos anos, as primeiras instalações deste equipamento no setor industrial foram removidas devido a mudanças ocorridas nas plantas de caldeira da época. Em conseqüência disto, este Marco Histórico Internacional da Engenharia Mecânica teve uma de suas unidades (Figura 2.2) colocada em exibição permanente no museu de Tekniska em Estocolmo. Tal equipamento corresponde ao primeiro modelo utilizado em experimentos entre 1961 e 1977 pela empresa sueca Svenska Rotormaskiner.

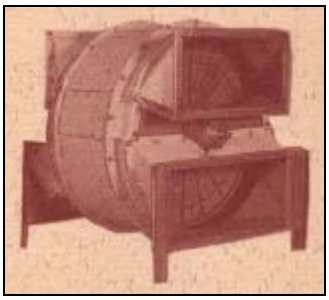


Figura 2.2. Pré-aquecedor regenerativo de Ljungström no museu de Tekniska em Estocolmo.

Segundo artigo publicado pela construtora alemã de pré-aquecedores regenerativos (ALSTOM) [1], os recuperadores de calor de Ljungström, em uma caldeira moderna, fornecem mais de 20% do calor total transferido em processo de caldeira e representam somente 2% do investimento total. A economia de combustível é tão considerável que o custo com esse trocador de calor é geralmente recuperado após poucos meses de uso. É estimado que todos os pré-aquecedores de Ljungström em funcionamento atualmente, permitem uma economia total de combustível superior a 4,5 bilhões de toneladas de óleo. Uma estimativa também mostra que estes equipamentos em operação poupam cerca de 30 bilhões de dólares por ano em todo o mundo. A Tabela 2.1 apresenta a distribuição do calor total transferido pelos trocadores de calor de Ljungström instalados em todo o planeta. A estimativa da economia anual pelo uso destes equipamentos também é mostrada na tabela a seguir.

Tabela 2.1. Trocadores de calor de Ljungström: calor total transferido e estimativa da economia anual (fonte [2]).

Continente	Calor total transferido (GW)	%	Economia (bilhões dólares/ano)
África	65	5	1,6
América do Norte	471	30	6,6
América do Sul	35	2	0,7
Ásia	370	24	7,7
CEI	216	14	3,8
Europa	365	23	7,6
Oceania	38	2	0,5
TOTAL	1560	100	28,5

Nota-se pela Tabela 2.1 que os continentes nos quais situam-se países desenvolvidos, como a América do Norte, Ásia e Europa, são os maiores usuários de regeneradores rotativos do planeta, correspondendo a mais de 75% da capacidade térmica mundial desses equipamentos.

2.2 Cronologia de Estudos Realizados

Desde a criação do pré-aquecedor regenerativo, diversas pesquisas vêm sendo realizadas no âmbito de se reduzir o consumo de combustível em processos industriais. Através da utilização de equipamentos mais compactos e de menores custos, como o trocador de calor rotativo, muitos esforços têm sido concentrados em pesquisas que visam o aperfeiçoamento deste equipamento e consequentemente uma maior economia no setor industrial.

Uns dos primeiros pesquisadores a publicarem uma matéria sobre este tema foram Karlsson e Holm [12] que, em 1943, incluíram em um artigo uma revisão de experimentos e estudos com transferência de calor e queda de pressão no recuperador de calor de Ljungström, os quais haviam sido realizados poucos anos antes pela "Companhia Ljungström de Turbina a Vapor" na Suécia. Tal trabalho continha basicamente algumas investigações teóricas sobre quedas de pressão no trocador de calor rotativo com a utilização de diferentes tipos de superfícies para a

troca de calor. Embora esta revisão tratasse apenas de algumas teorias e testes em laboratório, ela foi de fundamental importância na contribuição de informações técnicas adicionais sobre o equipamento, as quais não eram abundantes na época.

Dez anos mais tarde, Coppage e London [6] realizaram um trabalho no qual comparavam o pré-aquecedor regenerativo com outros tipos de trocadores de calor. Neste artigo é mostrada a complexidade matemática e uma teoria mais aprofundada para este aparelho, além de serem apresentadas curvas que utilizam um conjunto de parâmetros simples adimensionais (efetividade versus número de unidades de transferências - NUT) para o trocador de calor rotativo. Tais curvas são equivalentes àquelas utilizadas em trocadores de calor de transferência direta, tipo casco-tubo, sendo também dependentes da capacidade térmica da corrente e da capacidade térmica da matriz. As curvas obtidas por Coppage e London discordaram em alguns pontos de curvas propostas por outros pesquisadores.

Em paralelo a este trabalho, Harper e Rohsenow [8] investigaram a influência que possíveis escapes dos gases, ocorridos nas fronteiras do rotor do trocador de calor com os dutos, exercem na efetividade e no desempenho do equipamento. Alguns exemplos específicos foram estudados e foi verificado também o desempenho do recuperador de calor para diferentes velocidades rotacionais, comprimento da matriz e vazões mássicas através do canal do rotor. Eles concluíram que o escape dos gases acarreta uma pequena variação na efetividade do pré-aquecedor. Demonstraram ainda que é possível obter uma velocidade de rotação ótima na qual a eficiência pode ser a máxima, além de um comprimento ótimo para um determinado formato da matriz.

Ainda no ano de 1953, Bowden e Hryniszac [3] estudaram a influência do pré-aquecedor regenerativo no desempenho de um ciclo aberto simples de turbina a gás. Os autores apresentaram equações que mostram essa influência, assim como as relações entre as dimensões do trocador de calor e as condições para o consumo mínimo de combustível. Neste trabalho concluiu-se que as vantagens do trocador de calor rotativo em relação aos outros estão relacionadas ao pequeno diâmetro hidráulico dos canais da matriz porosa. Isso porque o fluxo em contra-corrente dos gases, a alta velocidade e a diferença de pressão nos canais proporcionam uma melhor limpeza dos mesmos.

Lambertson [15] apresentou, em 1958, um método de cálculo da efetividade de um pré-aquecedor rotativo com a utilização do método numérico de diferenças finitas. Neste trabalho foi considerado como se a matriz do pré-aquecedor estivesse em contra-corrente com cada fluxo de gás. Lambertson obteve valores para a efetividade com uma gama pré-estabelecida de parâmetros dimensionais necessários ao cálculo, como a capacidade térmica das correntes. Os resultados obtidos foram todos tabelados e o autor pôde estabelecer uma expressão relativamente simples para o cálculo da efetividade em trocadores de calor regenerativos, a qual fornecia bons resultados para uma razoável gama de parâmetros.

Em 1975, Shah [21] desenvolveu uma correlação empírica para a efetividade do pré-aquecedor rotativo, estudando os efeitos da condução de calor longitudinal no mesmo. Shah percebeu que o efeito da condução longitudinal de calor reduzia a efetividade do trocador para determinados números de unidades de transferência. Como a efetividade do recuperador é dependente de diversos parâmetros, o trabalho de tabelamento de dados era bastante extenso, além da necessidade de um considerável armazenamento computacional e tempo gasto com simulações. Assim, a correlação de Shah surgiu como uma ajuda ao ciclo de cálculos computacionais de tal forma a respeitar a influência da rotação e da condução longitudinal.

Na metade da década de 1980, Van Den Bulck, Mitchell e Klein [29] realizaram um amplo estudo sobre trocadores de calor e massa rotativos. Inicialmente eles elaboraram uma teoria e modelagem deste equipamento com NUT infinitos. As equações da continuidade e de energia foram resolvidas utilizando-se o método das características e o de ondas de choque. Estes métodos forneceram um conjunto de equações analíticas que permitiam predizer o desempenho do equipamento com NUT infinitos para qualquer entrada e condições operacionais. Ao final deste trabalho os autores puderam elaborar um diagrama que mostra as modalidades fundamentais de operação do pré-aquecedor.

Como continuação deste trabalho, Van Den Bulck, Mitchell e Klein [30], nesse mesmo ano de 1985, determinaram correlações para a efetividade do recuperador de calor e massa, mas agora, com NUT finitos. Um modelo efetividade-NUT, incorporando as correlações para a

efetividade e o desempenho ideal de um desumidificador, permitiu cálculos rápidos e com boa aproximação para o desempenho do regenerador. Tais correlações são válidas para uma gama ampla de condições de entrada, parâmetros operacionais e números de unidades de transferência.

Três anos depois, Romie [19] realizou um estudo relacionado à resposta transiente de um regenerador rotativo em função de variações no valor de temperatura de entrada do gás. A modelagem deste trabalho consistiu em equações lineares e homogêneas com coeficientes constantes, de tal forma que o valor da temperatura média de mistura de saída no trocador de calor, com variações arbitrárias de temperatura de entrada, pôde ser encontrado usando métodos padrões de análise linear.

Um dos maiores pesquisadores do regenerador rotativo foi Skiepko que, em 1988, publicou dois artigos referentes ao escape de gás, tanto radial como periférico, existente próximo ao rotor do trocador de calor. Essa falha ocorre quando parte de um dos fluxos de gás atravessa o sistema de selagem do trocador invadindo o outro fluxo de gás, proporcionando como conseqüência uma redução na efetividade do equipamento. Em seu primeiro trabalho [26], Skiepko apresentou alguns resultados experimentais obtidos em dois pré-aquecedores regenerativos. A quantidade de escape é dependente da área de selagem e da diferença de pressão estática entre as correntes de gases que escoam através do trocador rotativo. Entretanto, Skiepko percebeu que a diferença de pressão estática é resultante das condições de operação do aparelho. Então ele concluiu que a quantidade de gás que escapa através do sistema de selagem é diretamente dependente da área de selagem. Dessa forma, através dos resultados obtidos, foi possível executar ajustes adequados no sistema de selagem de cada trocador investigado.

Em seu segundo trabalho de 1988 [28], Skiepko desenvolveu um método de medida e monitoramento para a quantidade de escape de gás através do sistema de selagem. O equipamento desenvolvido por Skiepko era um instrumento especial que consistia basicamente dos seguintes componentes: um transdutor de deslocamento linear, uma tela digital e um osciloscópio. O transdutor era fixado ao pré-aquecedor e o sinal de deslocamento era enviado para a tela digital e o osciloscópio. A conclusão deste trabalho foi que a partir do conhecimento das condições de operação, tanto na corrente quente como na corrente fria, é possível minimizar

o escape de gases com ajustes realizados a partir das medidas realizadas com o aparelho desenvolvido por Skiepko, sendo possível aumentar a efetividade do pré-aquecedor regenerativo.

No segundo semestre de 1989, Skiepko [27] investigou as irreversibilidades termodinâmicas associadas ao regenerador rotativo e a eficiência de uma caldeira a vapor. Neste trabalho foi obtido um modelo computacional com o objetivo de demonstrar como as irreversibilidades e a eficiência de uma caldeira a vapor dependem dos parâmetros geométricos do trocador de calor. Foi realizada uma análise da geração de entropia existente no processo de troca térmica do recuperador de calor e pôde-se concluir que as maiores contribuições para as irreversibilidades desse sistema estão relacionadas à: transferência de calor em diferença finita de temperatura, transferência de calor para a vizinhança e ao atrito existente entre a matriz e o escoamento de gás. A conclusão mais importante nesse estudo foi que a redução na quantidade de escape de gás no final do período quente aumenta diretamente a eficiência da caldeira. Por outro lado, a minimização da quantidade de escape de gás no período frio leva ao aumento da irreversibilidade.

Em 1999, Shah e Skiepko [23] propuseram uma modelagem abrangente para escapes de gás e desempenho térmico de pré-aquecedores regenerativos. Tal estudo partiu de dois modelos independentes propostos para a transferência de energia no recuperador de calor. Um deles está relacionado com os processos de transferência de calor e queda de pressão. O segundo é baseado no escoamento do gás e sua distribuição de escape dentro do regenerador. Ambos os modelos foram resolvidos iterativamente com dados de entrada e parâmetros geométricos definidos para o trocador de calor. Para tais modelos foi necessário o uso de correlações experimentais para o número de Nusselt, fator de atrito e coeficientes de escape de gás. Mantendo o coeficiente de escape de gás constante, o problema foi resolvido para diferentes distribuições de escapes de gás, sendo radial, periférico e axial. Através deste trabalho foi possível observar que as variadas distribuições de escape de gás ocorrem simultaneamente, e mesmo que algumas sejam consideradas pequenas ou moderadas, podem causar efeitos significativos no desempenho do regenerador rotativo de Ljungström.

Nesse mesmo ano, dois outros pesquisadores, Simonson e Besant, publicaram dois artigos referentes à efetividade do trocador de calor rotativo. No primeiro deles [24], eles desenvolveram grupos adimensionais fundamentais em processos de transferência de calor de gás para gás, os quais envolvem a troca de calor sensível e também vapor d'água. Tais grupos foram obtidos a partir de equações não lineares que envolviam transferência de calor e umidade no regenerador rotativo. Ao contrário dos trocadores de calor que transferem somente calor sensível, a efetividade do recuperador de calor é uma função da temperatura de operação e da umidade, como pôde ser observado em diversos processos de manufatura e pesquisas com esse equipamento. Com este estudo, o significado físico dos grupos adimensionais e a importância das condições de operação do aparelho puderam ser explorados.

A continuação deste trabalho está no segundo artigo publicado, no qual Simonson e Besant [25] apresentaram correlações para a efetividade que permitem predizer as trocas de calores sensível e latente e a efetividade total do pré-aquecedor regenerativo quando as condições de operação são conhecidas. Foi observado que as correlações concordaram com dados simulados dentro de 2,5% para os calores sensível, latente e a efetividade total quando a camada que absorve umidade no recuperador de calor possui uma curva de absorção linear. Assim, os resultados da simulação e correlações obtidos neste trabalho puderam mostrar a importância das condições de operação na efetividade do regenerador. Notou-se que as condições de operação exercem grande efeito na efetividade quando os valores de NUT e da taxa de capacidade térmica total da matriz são baixos. Percebeu-se também que mudanças na efetividade do equipamento, resultantes de mudanças nas condições de operação e curva de absorção, podem ser explicadas pelos grupos adimensionais. Concluiu-se então que os grupos adimensionais e o resultado da simulação mostraram que o absorvedor de umidade com curva de absorção linear proporcionará o melhor desempenho com condições de operação típicas em um regenerador rotativo.

Um estudo que analisava o efeito da velocidade rotacional na efetividade do trocador de calor de Ljungström foi realizado por Büyükalaca e Yilmaz [5] em 2002. Análises numérica, analítica e experimental foram realizadas visando investigar a influência da velocidade rotacional, especialmente quando esta se encontrava em valores baixos. Neste trabalho foram resolvidas equações diferenciais parciais numericamente com algumas considerações pré-

estabelecidas. Foram também obtidas e comparadas com os valores numéricos, duas soluções analíticas para um caso limite com diferentes considerações, quando a velocidade rotacional é próxima de zero. Baseado em estudos numéricos e experimentais realizados em um laboratório com um pré-aquecedor regenerativo, uma equação empírica que pode ser usada até mesmo para pequenas velocidades rotacionais foi desenvolvida para o cálculo da efetividade.

Em 2003, Shah e Skiepko [22] compararam resultados obtidos em uma modelagem teórica com dados obtidos experimentalmente em um pré-aquecedor rotativo. No modelo desenvolvido por eles, a equação de transporte de energia envolvia a condução de calor longitudinal na matriz do trocador. Por meio desse modelo foi possível obter as distribuições de temperatura dos gases e também da matriz no recuperador de calor, as quais foram apresentados em gráficos tridimensionais. Nesse estudo pôde-se concluir que os dados obtidos teoricamente aproximavam-se qualitativa e quantitativamente dos dados obtidos experimentalmente em um trocador de calor em operação. Os resultados foram excelentes com respeito à variação das temperaturas de saída dos gases, já que houve uma ótima concordância entre os valores teórico e experimental. Mas o principal resultado foi uma comparação da efetividade do pré-aquecedor, a qual apresentou uma diferença inferior a 3% entre os resultados alcançados teoricamente e experimentalmente.

Ainda em 2003, Ghodsipour e Sadrameli [7] estudaram a importância da economia de energia, não somente do ponto de vista de consumo de combustível, mas também para a proteção do meio ambiente. Neste trabalho o efeito do dimensionamento dos parâmetros geométricos na efetividade de um trocador de calor rotativo foi investigado. Um modelo matemático foi proposto e as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia foram resolvidas numericamente através de um sistema preditor-corretor. Os resultados experimentais foram obtidos usando uma escala de laboratório para esse tipo de trocador de calor, os quais foram comparados com os resultados obtidos numericamente e boas aproximações foram observadas. Notou-se também, particularmente neste estudo, que três são os parâmetros de maior importância na eficiência de um trocador de calor rotativo, sendo a velocidade rotacional, a velocidade do fluido quente e a velocidade do fluido frio.

Como trabalho mais recente destaca-se o de Büyükalaca e Yilmaz [4] publicado também em 2003. Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo matemático para o trocador de calor rotativo. Tal método é válido para canais lisos da matriz do recuperador de calor, com área de seção transversal arbitrária, podendo ser utilizado para qualquer velocidade de rotação do equipamento. Os autores deste trabalho testaram e validaram o método através de resultados experimental e numérico. A velocidade de rotação foi avaliada entre 0,05 e 7 revoluções por minuto e observou-se uma boa proximidade dos resultados numérico e experimental, de tal forma que este método pode ser recomendado para projetos seguros de pré-aquecedores regenerativos. O coeficiente de transferência de calor pode ser calculado para canais de diversas seções, a partir do qual se podem obter o valor de NUT e a efetividade do trocador de calor. A efetividade obtida pode ser corrigida a partir de fatores de correção devidos à influência da velocidade rotacional e regiões de escape de gás do equipamento.

A maioria dos trabalhos encontrados na literatura concentram-se na obtenção da efetividade e valores globais do regenerador. Trabalhos, como o de Shah e Skiepko [22], que apresentam perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador em diferentes posições angulares, são pouco encontrados. No presente trabalho é utilizada uma modelagem matemática simples, semelhante aos modelos em geral encontrados na literatura, com a finalidade de prever a distribuição de temperatura dos gases e da matriz no regenerador rotativo.

Capítulo 3

O Regenerador Rotativo

Neste capítulo são apresentadas informações relacionadas ao trocador de calor tipo regenerador rotativo, sendo focados a aplicação, características e fundamentos térmicos deste equipamento. Para melhor compreensão de equipamentos de troca térmica, um resumo sobre trocadores de calor em geral, incluindo as formas de transferência de calor em processos industriais, conceitos básicos e fundamentos térmicos relativos a estes equipamentos, pode ser encontrado no Apêndice A.

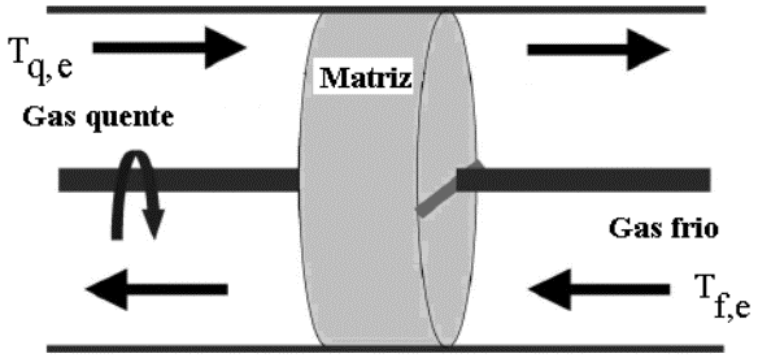
3.1 Aplicação, Características e Componentes Principais

Sistemas de recuperação de calor perdido geralmente envolvem grandes volumes de gás ou ar à pressão em torno da atmosférica, além de uma temperatura que pode ser superior a 950ºC (Saunders [20]). Coeficientes de transferência de calor para gases são baixos e, portanto, o equipamento tubular de transferência de calor torna-se grande considerando a área da superfície de troca térmica, o espaço e o peso. Como os coeficientes de transferência de calor nos dois escoamentos têm magnitude similar, as superfícies interna e externa devem ser estendidas para reduzir o tamanho, o que é geralmente impraticável. Assim, um equipamento compacto e leve para aplicações semelhantes é o chamado regenerador rotativo, o qual é ideal para promover a troca térmica de calor entre dois gases com pressão em torno da atmosférica.

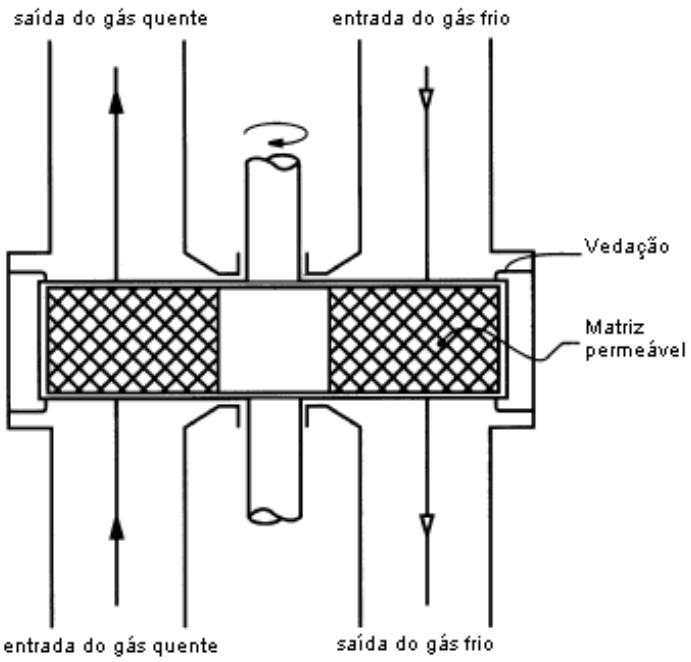
Este equipamento foi desenvolvido primeiramente para a recuperação de calor de gás em grandes caldeiras, mas desde então vem sendo usado em muitas outras aplicações, incluindo

turbinas a gás, aquecedores e ventiladores. O regenerador rotativo corresponde a um tipo específico na categoria dos trocadores de calor compactos de armazenamento, sendo utilizado quando se deseja atingir elevadas áreas de transferência de calor por unidade de volume, geralmente maior ou igual a $700\,m^2/m^3$.

Segundo Saunders [20], um típico regenerador rotativo é basicamente constituído por uma matriz porosa de rotação lenta, a qual pode ser de diversos materiais que tenham a capacidade de armazenar bastante calor, como aço e cerâmica entre outros. Um fluxo de gás passa axialmente através de um dos lados da matriz, enquanto que o outro gás passa axialmente através do outro lado, sendo os fluxos em sentido oposto, de tal forma a ser um arranjo tipo contra-corrente. A matriz rotaciona continuamente e o calor absorvido do fluido quente pela matriz em um dos lados é transmitido para o fluido frio do lado oposto. A potência elétrica necessária para a rotação da matriz é geralmente desprezível quando comparada com a economia de energia recuperada. As Figuras 3.1 (a) e (b) ilustram o esquema de funcionamento do regenerador rotativo, onde $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ são as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 3.1. Arranjo de um regenerador rotativo: Esquema de funcionamento.

Um aspecto importante relacionado ao regenerador rotativo é a compreensão do que vem a ser os chamados períodos frio e quente do equipamento. Para o entendimento disto, basta acompanhar um ponto fixo na matriz durante uma revolução. O período frio é compreendido como sendo o tempo que esse ponto gasta para percorrer o lado da corrente de fluido frio, enquanto que o período quente corresponde ao tempo que esse ponto gasta para percorrer o lado da corrente quente.

A velocidade da matriz geralmente está compreendida entre 5 e 20 revoluções por minuto, entretanto é também comum encontrar valores menores que 5 rotações por minuto, dependendo da aplicação do equipamento. As suas dimensões geométricas constituem-se em valores superiores a 1 metro de comprimento e variam de 1,5 a 20 metros de diâmetro.

Dependendo da aplicação, os regeneradores rotativos podem ser capazes de recuperarem umidade e calor latente tão bem quanto o calor sensível. Alguns regeneradores possuem a passagem do fluido coberta com um material higroscópico, permitindo então a recuperação da umidade. As desvantagens do pré-aquecedor incluem o potencial de contaminação existente entre

os fluidos, a existência de partes móveis e a necessidade de se manter vedações que impeçam o escape de um fluido para o outro devido à diferença de pressão existente entre os fluxos de gases.

Os fatores responsáveis pela contaminação existente entre os dois fluidos de um trocador de calor rotativo são os seguintes: escape de gás pela periferia da matriz devido ao espaço compreendido entre a matriz e as tubulações; escape radial e escape axial de gás, além da contaminação existente de um fluido na corrente do outro, a qual ocorre na mudança do período frio para o quente e vice-versa. Para reduzir a contaminação em um nível baixo, cerca de menos de 1% do volume, deve ser dada atenção especial à vedação do equipamento.

A diferença de pressão existente entre os fluxos de gases requer que o regenerador de Ljunström seja equipado com um sistema de vedação e selagem para manter os fluxos separados e não haver contaminação entre os gases. Tal sistema de selagem inclui selos radiais, axiais e circunferenciais ou periféricos que definem as seções para cada fluido e também minimizam a contaminação entre os gases para um nível aceitável. Segundo a empresa alemã ALSTOM [1], para tamanhos pequenos de pré-aquecedores, até 8 metros de diâmetro, a solução mais econômica é a utilização de um pacote de vedações radiais fixas à estrutura, com selos tipo folheados na extremidade radial da matriz. Todavia, o sistema de vedação radial não pode ser ajustado de fora durante operação. Dependendo da aplicação e das exigências de funcionamento, um sistema de vedação axial ajustável também pode ser instalado. A Figura 3.2 ilustra o sistema de selagem na matriz do regenerador rotativo.

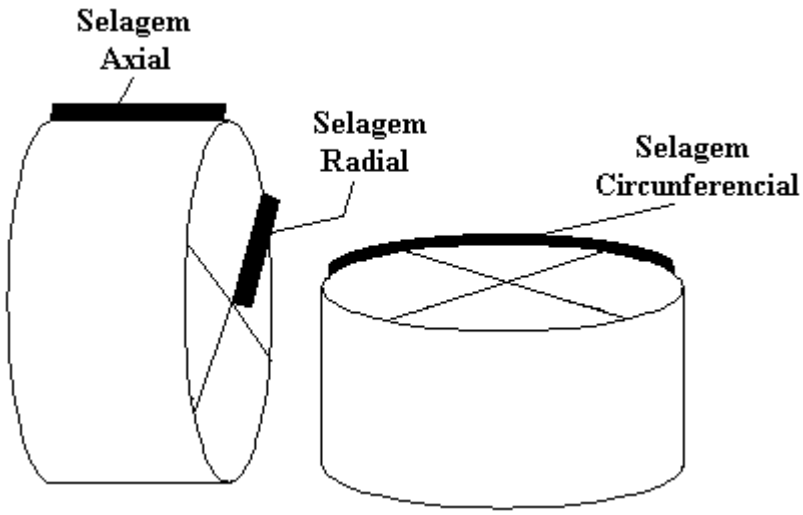


Figura 3.2. Sistema de selagem na matriz do regenerador rotativo.

Conforme o manual de rotina interna da Petrobras para manutenção de pré-aquecedores regenerativos [16], a terminologia dos componentes principais do trocador de calor rotativo é dada conforme a seguinte relação:

(i) Cesto: Elemento principal de troca térmica do equipamento formado por um conjunto de chapas finas corrugadas, conformadas por processo mecânico, sobrepostas e acondicionadas por uma carcaça metálica. O cesto é também conhecido como colmeia ou favo.

(ii) Rotor: Conjunto regenerativo metálico que contém alojamento para os cestos.

(iii) Selagem: São chapas finas montadas no rotor com a finalidade de permitir uma vedação entre a parte móvel e a fixa do equipamento, impedindo a contaminação das correntes gasosas de alimentação e combustão.

(iv) Guilhotinas: São dispositivos instalados nos dutos dos fornos para bloquear, quando acionados, a passagem dos gases.

(v) Diafragma: São chapas soldadas radialmente no rotor, igualmente espaçadas que atuam como alojamento para os cestos.

(vi) Parte fria: É o lado do pré-aquecedor regenerativo mais próximo da entrada do gás frio e mais distante da entrada do gás quente.

(vii) Parte quente: Ao contrário da parte fria, é o lado mais próximo da entrada do gás quente e mais distante da entrada do gás frio.

A Figura 3.3 mostra os componentes principais do regenerador rotativo. A Figura 3.4 ilustra as partes fria e quente do regenerador, conforme descrito acima.

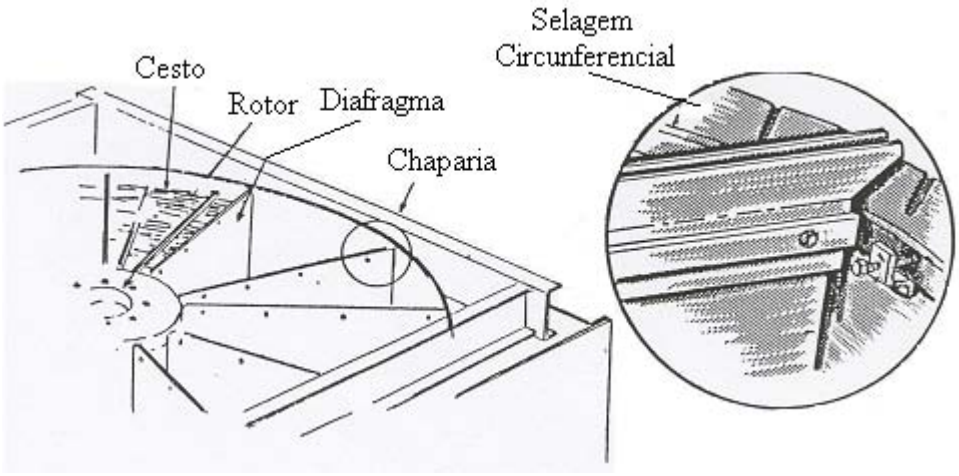


Figura 3.3. Componentes principais do regenerador rotativo.

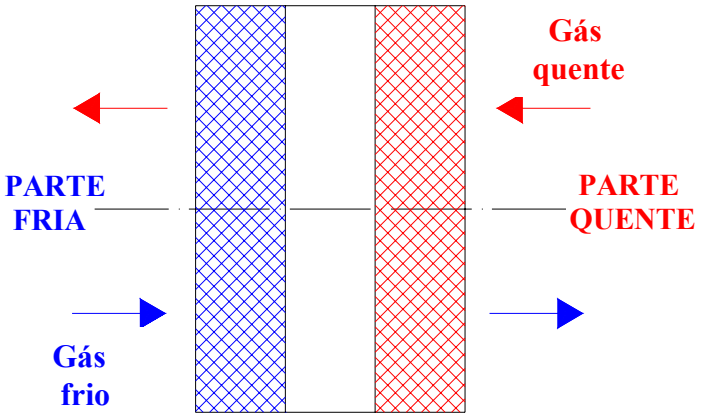


Figura 3.4. Representação das partes fria e quente do regenerador rotativo.

3.2 Superfície de Transferência de Calor

A superfície de transferência de calor do pré-aquecedor regenerativo de ar consiste, geralmente, de pratos de aço fino perfilado, acumulados em cestos de armação que são instalados na carcaça metálica do regenerador. Diversos são os tipos de superfície de troca de calor, sendo utilizadas conforme a aplicação, que leva em conta as condições operacionais do trocador de calor e as características de corrosão do fluxo dos gases envolvidos.

O material utilizado para a superfície de troca térmica pode ser alumínio para temperaturas entre 200ºC e 425ºC, aço entre 425ºC e 980ºC e aço-liga acima de 980ºC. Entretanto, para as condições operacionais em geral, os materiais utilizados para essa superfície são aço temperado para a parte quente e aço de baixa liga resistente à corrosão para a parte fria. Em particular se a superfície de troca térmica estiver exposta a condições operacionais corrosivas severas, camadas de esmalte especiais podem ser usadas para prolongar consideravelmente a vida da superfície. Matrizes de materiais poliméricos também são usadas em aplicações de alta corrosão e temperatura não muito elevada. Dependendo da temperatura e das características de corrosão do fluxo de gás, a matriz pode ser constituída de diferentes materiais, os quais são dispostos em camadas. A Figura 3.5 mostra alguns tipos de superfície de troca de calor.

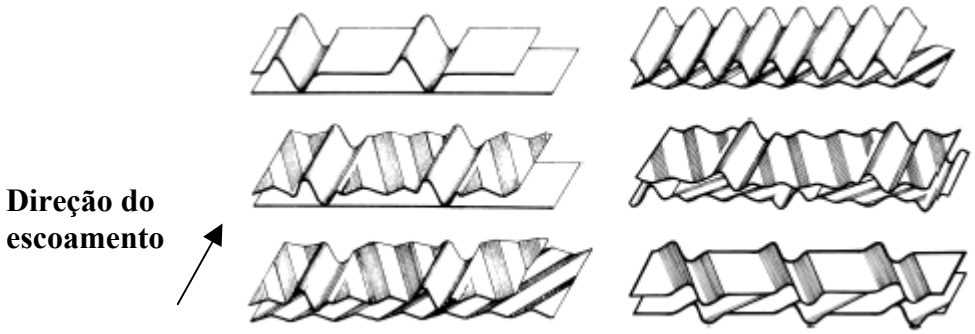


Figura 3.5. Alguns tipos de superfície de troca térmica do regenerador rotativo.

Como todas as superfícies de transferência de calor são chapas corrugadas, o processo de troca térmica é intensificado. A Figura 3.6 mostra a seção transversal de um tipo dessas superfícies (fornecida pela REPLAN) que formam os canais corrugados de escoamento para os fluidos.

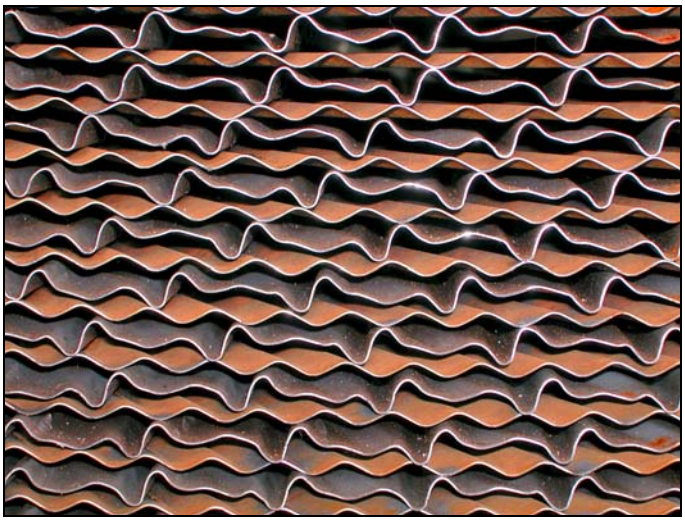


Figura 3.6. Seção transversal dos canais do regenerador rotativo (REPLAN).

Uma maneira de se calcular a quantidade de calor transferido por essas superfícies corrugadas, no regenerador rotativo, será apresentada no item a seguir.

3.3 Método Efetividade-NUT para o Regenerador

O método efetividade-NUT é utilizado em trocadores de calor em geral, como um procedimento alternativo para que se possa obter a quantidade de calor transmitida, quando somente as temperaturas de entrada são conhecidas. A efetividade ε de um trocador de calor é definida como a razão entre a quantidade real de calor transferido por unidade de tempo e a máxima quantidade possível. Então,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{3.1}$$

Duas relações para a taxa total de transferência de calor q no regenerador podem ser estabelecidas através da utilização de balanços globais de energia nos fluidos. Considerando regime permanente, que os fluidos não mudam de fase, que o calor específico c_p seja constante e que as variações nas energias cinética e potencial do sistema e também a transferência de calor

entre o trocador e a vizinhança sejam desprezíveis, tem-se que a taxa de transferência de calor *q* é dada por:

$$q = C_q\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right), \tag{3.2}$$

$$q = C_f\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right), \tag{3.3}$$

sendo as temperaturas que aparecem nas expressões as temperaturas médias de mistura dos fluidos nas seções indicadas. Os subscritos *q* e *f* representam os gases quente e frio, respectivamente, enquanto que *e* e *s* indicam entrada e saída do escoamento. C_q e C_f são as taxas de capacidade térmica em $\left(W/K\right)$ dos fluidos quente e frio, respectivamente, dadas por:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q}, \tag{3.4}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \tag{3.5}$$

sendo $\dot{m}$ a vazão mássica em $\left(kg/s\right)$ e c_p o calor específico do fluido à pressão constante em $\left(J/kg.K\right)$.

A máxima quantidade possível de calor transferido q_{max} é definida como:

$$q_{max} = C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right), \tag{3.6}$$

sendo C_{min} o menor entre C_q e C_f.

Assim, se a efetividade ε de um trocador de calor for conhecida, a quantidade de calor transmitida por unidade de tempo pode ser determinada diretamente pela equação:

$$q = \varepsilon \cdot C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) \tag{3.7}$$

Maiores detalhes sobre as equações para a taxa real de transferência de calor *q*, e também mais informações a respeito do método efetividade-NUT para trocadores de calor em geral, podem ser encontrados nos itens A.2.2 e A.2.3 do Apêndice A.

Kays e London [13] apresentam um método para a obtenção da efetividade em um regenerador rotativo. O método tem o mesmo princípio do que o utilizado para trocadores de calor em geral (Apêndice A). A diferença deste método é que ele envolve a massa da matriz e a velocidade de rotação, as quais exercem influência no valor da efetividade do pré-aquecedor regenerativo. Devido a dificuldades matemáticas, Kays e London recorreram a soluções computacionais para desenvolver uma correlação empírica para a obtenção da efetividade do regenerador, a qual é expressa em função da velocidade rotacional e da massa da matriz.

A efetividade, neste caso, será expressa em função de três parâmetros adimensionais, a razão entre taxas de capacidade térmica dos gases C_{min}/C_{max} ; o número de unidades de transferência de calor (NUT); e a razão entre as taxas de capacidade térmica da matriz e a menor taxa de capacidade térmica entre os fluidos C_r/C_{min} , termo este que não é considerado no caso de trocadores de calor convencionais. Assim,

$$\varepsilon = f\left(C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}},\ NUT,\ C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}}\right), \tag{3.8}$$

sendo NUT dado por:

$$NUT = \frac{1}{C_{min}}\left[\frac{1}{\left(1/hA_{tr}\right)_f + \left(1/hA_{tr}\right)_q}\right], \tag{3.9}$$

no qual *h* é o coeficiente de transferência de calor em $\left(\mathrm{W/m^2K}\right)$ e A_{tr} é a área de troca térmica do regenerador em $\left(\mathrm{m^2}\right)$.

A capacidade térmica da matriz $\mathrm{C_r}$ é dada em função de sua rotação ROT em (rpm), sua massa $\mathrm{m_{matriz}}$ em (kg) e seu calor específico $\mathrm{c_m}$ em $\left(\mathrm{J/kg.K}\right)$.

$$\mathrm{C_r} = \frac{\mathrm{ROT}}{60} \cdot \mathrm{m_{matriz}} \cdot \mathrm{c_m} \tag{3.10}$$

Neste método, primeiramente é calculada a efetividade para um trocador de calor em contra-corrente. Após isso, um fator de correção é utilizado para corrigir esta efetividade devido à influência da velocidade rotacional e da massa da matriz. O intuito deste método é poder estimar os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento de gás. A efetividade de um trocador de calor em contra-corrente é determinada pela equação (3.11).

$$\varepsilon = \frac{1 - \mathrm{e}^{\left[-\mathrm{NUT}\left(1-\mathrm{C}^*\right)\right]}}{1 - \mathrm{C}^* \mathrm{e}^{\left[-\mathrm{NUT}\left(1-\mathrm{C}^*\right)\right]}} \tag{3.11}$$

Kays e London desenvolveram a correlação empírica para o fator de correção φ_r devido à influência da velocidade rotacional e da massa da matriz, válido para a efetividade do regenerador $\varepsilon_r \leq 90\%$, dada por:

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9\mathrm{C}_r^{*1,93}} \tag{3.12}$$

Assim, a efetividade do regenerador rotativo ε_r é dada pelo valor da efetividade de um trocador de calor contra-corrente, corrigida com esse fator, de tal forma que:

$$\varepsilon_r = \varepsilon \cdot \varphi_r \tag{3.13}$$

Com o valor da efetividade do regenerador rotativo, é possível calcular as temperaturas médias de mistura na saída do escoamento de cada gás a partir das equações (3.2) e (3.3).

Uma outra maneira de se obter o valor da taxa de transferência de calor *q* é através do conhecimento dos valores de temperatura na saída de cada escoamento, com a utilização do método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML). Informações mais detalhadas a respeito deste assunto podem ser encontradas no item A.2.2 do Apêndice A.

3.4 Efeito de Vazamento e Contaminação entre os Fluidos

Um efeito importante a ser considerado no regenerador rotativo é o chamado de vazamento. Devido à diferença de pressão existente entre as correntes de fluido quente e frio e ao fato de não existir vedação radial adequada entre ambas as correntes, ocorrem vazamentos, de um fluido para o outro, próximos às partes quente e fria do trocador de calor. Como o ar (fluido frio) é mais pressurizado que os gases de combustão (fluido quente), os vazamentos ocorrem do ar para a corrente quente. A Figura 3.7 ilustra o efeito de vazamento no pré-aquecedor regenerativo, na qual vaz_1 e vaz_2 indicam os vazamentos próximos às partes fria e quente do regenerador, respectivamente. As temperaturas médias de mistura de entrada e saída do fluido quente no regenerador, com seus valores influenciados pelo efeito do vazamento, são representadas por $T'_{q,e}$ e $T'_{q,s}$.

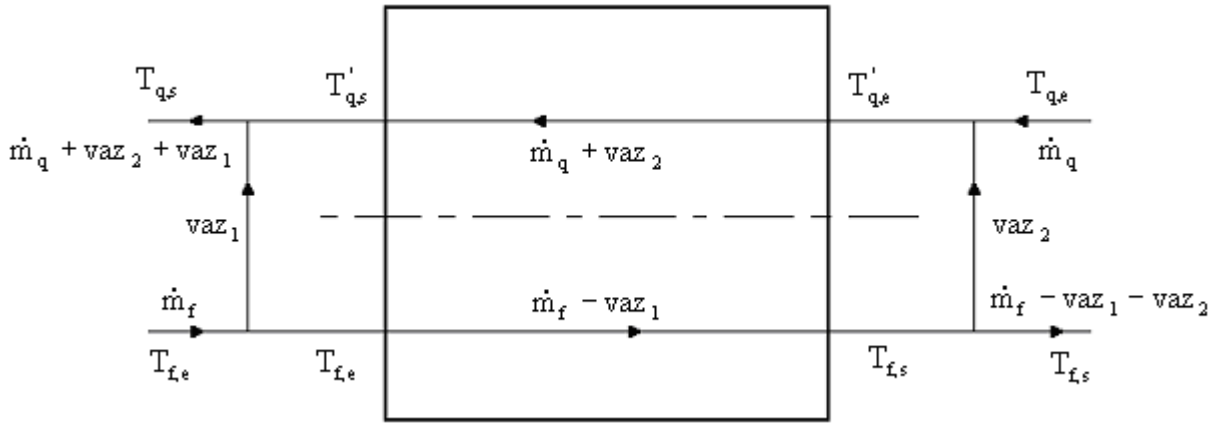


Figura 3.7. Vazamentos no regenerador.

Os valores das temperaturas de entrada de cada gás $T_{f,e}$ e $T_{q,e}$ são conhecidos, assim como suas vazões de entrada $\dot{m}_f$ e $\dot{m}_q$ e os vazamentos vaz_1 e vaz_2, os quais correspondem a uma porcentagem da vazão de entrada do ar (fluido frio) $\dot{m}_f$. Os valores das demais temperaturas, mostrados na Figura 3.7, podem ser obtidos através de uma média ponderada pelas diferentes vazões e vazamentos em cada região do trocador, já que os calores específicos dos fluidos são considerados constantes neste trabalho.

Quando se deseja obter os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento ($T_{f,s}$ e $T_{q,s}$) com a utilização do método efetividade-NUT para o regenerador (que considera vazamento nulo), torna-se necessário a utilização de um processo iterativo para o cálculo. Isso porque os valores de $T'_{q,e}$ e $T'_{q,s}$ não são conhecidos. Para tal, observe o volume de controle (V.C.) na Figura 3.8.

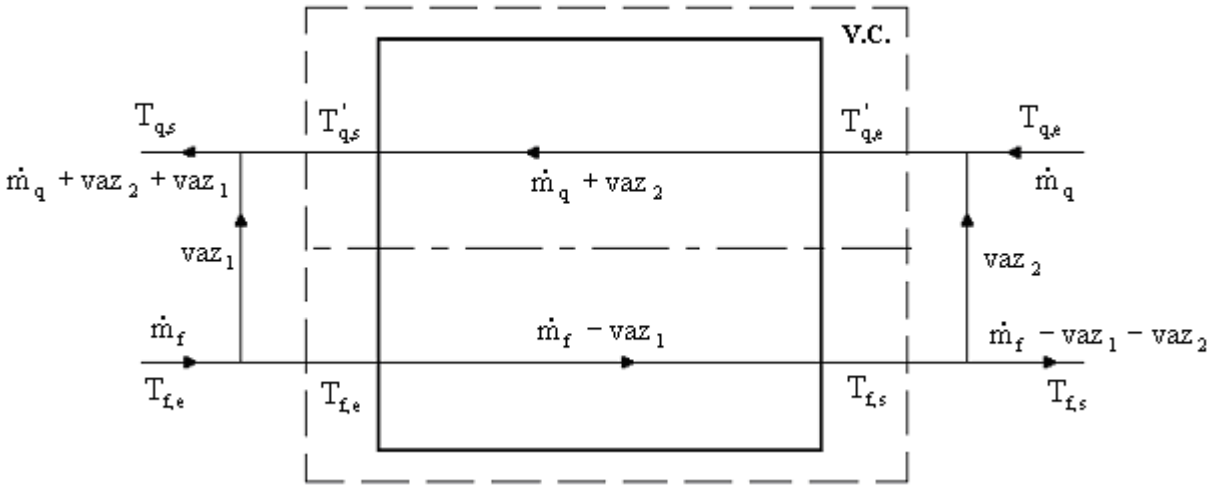


Figura 3.8. Volume de controle para a obtenção de $T'_{q,e}$ e $T'_{q,s}$.

A temperatura de entrada do gás quente $T'_{q,e}$ é obtida pela média ponderada com as vazões conforme a equação (3.14). Contudo, o valor de $T_{f,s}$ não é conhecido. Neste processo iterativo, é atribuído um valor para $T_{f,s}$ e $T'_{q,e}$ é calculado como segue,

$$T'_{q,e} = \frac{T_{f,s} \cdot vaz_2 + T_{q,e} \cdot \dot{m}_q}{\left(\dot{m}_q + vaz_2\right)} \tag{3.14}$$

Assim, a taxa máxima possível de transferência de calor q_{max} no volume de controle pode ser obtida por:

$$q_{max} = C_{min}\left(T'_{q,e} - T_{f,e}\right) \tag{3.15}$$

Com o valor da efetividade do regenerador ε_r, a taxa de calor real *q* transferida no processo pode ser obtida conforme a equação (3.7) e conseqüentemente um novo valor para a temperatura de saída do lado frio $T_{f,s}$ (equação (3.3)). As iterações continuam até que o valor de $T_{f,s}$ não se altere mais. Com esse valor conhecido, a temperatura de saída $T'_{q,s}$ é então obtida, para o volume de controle, através de,

$$q = C_q\left(T'_{q,e} - T'_{q,s}\right), \tag{3.16}$$

similarmente a equação (3.2). A temperatura final média de mistura de saída da corrente quente $T_{q,s}$ é então calculada também pela média ponderada com as vazões pela equação (3.17)

$$T_{q,s} = \frac{T_{f,e}\cdot vaz_1 + T'_{q,s}\cdot\left(\dot{m}_q + vaz_2\right)}{\left(\dot{m}_q + vaz_2 + vaz_1\right)} \tag{3.17}$$

Um outro aspecto relevante a ser explicado a respeito do regenerador é a contaminação existente de um fluido na corrente do outro, a qual ocorre na mudança do período frio para o quente e vice-versa. Para o regenerador modelado neste trabalho e também na teoria do método efetividade-NUT, é idealizado que a quantidade de partículas de gás que permanecem nos canais do trocador de calor na mudança de um período para o outro é desprezível. Isso porque o tempo que as partículas levam para percorrer os canais é bem menor que o tempo de rotação da matriz. Essa contaminação existente entre os fluidos pode ser demonstrada pela Figura 3.9. Observe que imediatamente após o fluido 2 entrar no canal do regenerador, este "empurra" a quantidade do fluido 1 contida no canal do período anterior (período do fluido 1). Assim, as partículas do gás 1 são consequentemente carregadas para fora do canal pela corrente do fluido 2. Essa mistura entre os gases corresponde a contaminação entre os fluidos. Similarmente, ocorre o mesmo quando é a corrente do gás 1 que entra no canal do regenerador.

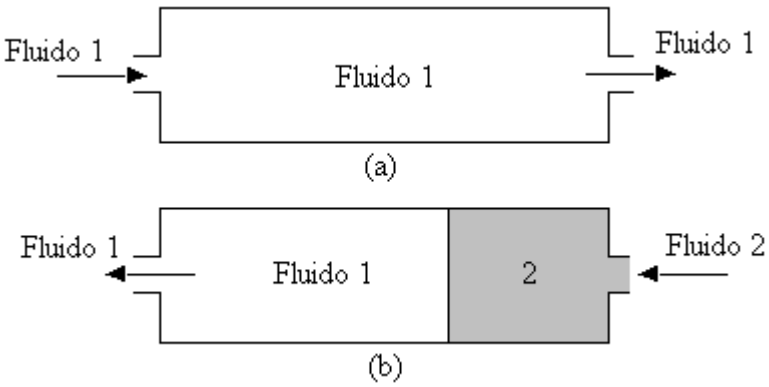


Figura 3.9. Contaminação entre os fluidos: (a) final do período do fluido 1; (b) início do período do fluido 2.

Em um caso extremo, se o tempo em que o fluido gasta para percorrer o canal do regenerador for bem maior que o tempo de rotação da matriz, a contaminação de um gás na corrente do outro seria de 100%, ou seja, somente o fluido 1 é que escoaria na saída do duto no período 2, e somente o fluido 2 é que escoaria na saída do duto no período 1. Assim, as correntes de fluidos estariam completamente contaminadas, o que não acontece em situações reais com a maioria de projetos com regeneradores rotativos.

Capítulo 4

Modelagem Matemática

A modelagem matemática e a obtenção das equações de transporte de energia, para o fluido e para a matriz, são apresentadas neste capítulo. Alguns parâmetros que aparecem nas equações de energia obtidas no trabalho são de valores desconhecidos. A maneira pela qual eles foram estimados também será mostrada neste capítulo. As hipóteses consideradas nessa modelagem para as equações de transporte do regenerador são listadas a seguir:

- A transferência de calor entre o regenerador e a vizinhança é desprezível. Não há fontes de energia térmica no equipamento e também não ocorre mudança de fase nos fluidos;

- A vazão mássica de ambos os fluidos, mesmo sendo diferente, não varia com o tempo durante cada período, quente e frio, do regenerador;

- A velocidade e a temperatura na entrada de cada fluido são uniformes na seção transversal de escoamento e são constantes com o tempo;

- A velocidade de cada fluido é considerada constante com a posição, a temperatura e o tempo ao longo de um canal do regenerador;

- Os coeficientes de transferência de calor entre os fluidos e a matriz são constantes (com a posição, temperatura e tempo) através do trocador regenerativo;

- A área de superfície da matriz assim como a massa do rotor é uniformemente distribuída;

- A distribuição de temperaturas num canal do regenerador, para o gás e a matriz, é unidimensional;

- As propriedades térmicas para ambos os fluidos e para o material da matriz sólida são constantes, independentes do tempo, da posição e da temperatura ao longo de um canal;

- A condução de calor nos fluidos nas direções longitudinal e transversal ao escoamento é desprezível;

- A espessura da parede da matriz é pequena, de tal forma que e a temperatura na mesma é considerada uniforme na seção transversal;

- A contaminação existente entre os fluidos é desprezível quando comparada com os valores de vazões mássicas dos mesmos.

Neste trabalho, um canal do regenerador rotativo será acompanhado durante uma revolução da matriz. No modelo matemático desenvolvido, a velocidade *u* do fluido no canal é considerada constante e uniforme na seção transversal ao escoamento, conforme apresentado na listagem de hipóteses para este regenerador. Assim, a equação de quantidade de movimento, neste caso, é dada por: $u = \text{constante}$. As equações de transporte de energia, para o gás e matriz, foram obtidas para um desses pequenos canais do regenerador, conforme será mostrado a seguir.

4.1 Equações de Transporte

4.1.1 Primeira Lei da Termodinâmica: Equação da conservação de energia para o gás

Seja o volume de controle infinitesimal para o escoamento unidimensional em um canal de área de seção arbitrária do pré-aquecedor regenerativo.

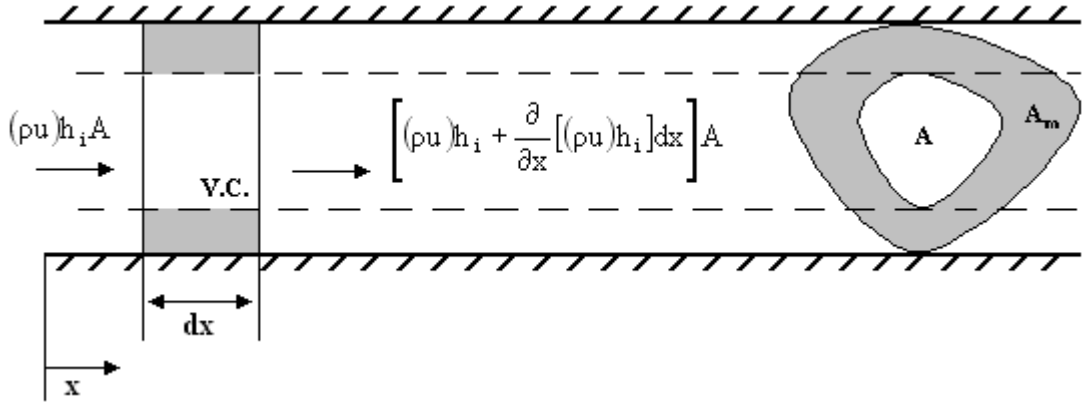


Figura 4.1. Volume de controle para a obtenção da equação da energia para o gás.

A equação da energia para o volume de controle da Figura 4.1 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} + \sum \dot{m}_s \left(h_i + \frac{1}{2}u^2 + gZ\right)_s - \sum \dot{m}_e \left(h_i + \frac{1}{2}u^2 + gZ\right)_e , \qquad (4.1)$$

sendo $\dot{Q}$ o calor transferido para o volume de controle, $\dot{W}$ o trabalho realizado pelo volume de controle, $\dot{m}$ a vazão mássica do fluido, $\frac{1}{2}u^2$ é a energia cinética específica, gZ a energia potencial específica e h_i é a propriedade termodinâmica entalpia, dada pela soma da energia interna específica *i* com o produto da pressão *p* pelo volume específico *v*.

Nesta equação Z representa a altura em que ocorre o escoamento em relação a um plano de referência, *g* é a aceleração da gravidade e *u* a velocidade do fluido. Essa equação é referenciada a um certo estado da substância e a uma posição.

Como não existe variação das energias cinética e potencial neste caso, então a equação (4.1) se resume a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} + \sum\left(\dot{m} \cdot h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m} \cdot h_i\right)_e \text{ ,} \tag{4.2}$$

Como não existe trabalho $\dot{W}$ de eixo realizado, então a equação (4.2) fica:

$$\dot{Q} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} + \sum\left(\dot{m} \cdot h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m} \cdot h_i\right)_e \tag{4.3}$$

Desenvolvendo os dois últimos termos da equação (4.3) por expansão em série de Taylor tem-se que:

$$\begin{aligned} \sum\left(\dot{m}h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m}h_i\right)_e &= \left[\rho u h_i + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u h_i\right)dx\right]A - \rho u h_i A = \rho u h_i A - \rho \cdot u \cdot A + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u h_i\right)dx \cdot A \\ \sum\left(\dot{m}h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m}h_i\right)_e &= \rho u h_i A + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u h_i\right)dx \cdot A - \rho u h_i A \end{aligned} \tag{4.4}$$

Admitindo gás ideal e o calor específico constante, a entalpia h_i é dada por $h_i = c_p T_g$, sendo c_p o calor específico do gás a pressão constante e T_g a temperatura do gás. Substituindo então h_i por $c_p T_g$ em (4.4), tem-se então que:

$$\begin{aligned} \sum\left(\dot{m}h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m}h_i\right)_e &= \rho u h_i A + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u h_i\right)dx \cdot A - \rho u h_i A \\ \sum\left(\dot{m}h_i\right)_s - \sum\left(\dot{m}h_i\right)_e &= \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u \cdot c_p T_g\right)dx \cdot A = \rho u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} dx \cdot A \end{aligned}, \tag{4.5}$$

sendo ρ a densidade do fluido e A a área de seção transversal do canal.

Desenvolvendo o primeiro termo $\dot{Q}$ da equação (4.3) e desprezando a condução axial no gás tem-se que:

$$\dot{Q}_{v.c.} = h\left(T_m - T_g\right)Pdx \tag{4.6}$$

sendo que o subíndice *m* representa a matriz, *P* é o perímetro molhado do canal e *h* o coeficiente de transferência de calor entre o gás e a matriz. Multiplicando e dividindo a equação (4.6) pela área de seção transversal *A* tem-se que:

$$\dot{Q}_{v.c.} = h\left(T_m - T_g\right)\frac{P}{A}A \cdot dx \tag{4.7}$$

Utilizando a definição de raio hidráulico r_h como sendo $r_h = \frac{A}{P}$ e substituindo esta relação em (4.7) tem-se então que:

$$\dot{Q}_{v.c.} = \frac{h\left(T_m - T_g\right)}{r_h}A \cdot dx \tag{4.8}$$

Na equação (4.1), a variação da energia com o tempo é dada por:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} = \left[\frac{\rho e\left(t + dt\right) - \rho e\left(t\right)}{dt}\right]dx \cdot A\,, \tag{4.9}$$

sendo a energia específica *e* do volume de controle representada pela soma das energias específicas interna *i*, cinética e potencial. Assim,

$$e = i + \frac{1}{2}u^2 + gZ \tag{4.10}$$

Admitindo gás ideal e o calor específico constante, a energia interna específica *i* é dada por $i = c_v T_g$, sendo c_v o calor específico do gás a volume constante. Logo, a energia *e* do volume de controle fica: $e = i = c_v T_g$. Desenvolvendo então o primeiro termo do lado direito da equação (4.3) tem-se que:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} = \left[\frac{\rho e(t+dt) - \rho e(t)}{dt}\right] dx \cdot A = \left[\frac{\rho c_v T_g(t+dt) - \rho c_v T_g(t)}{dt}\right] dx \cdot A$$
$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} = \rho c_v \frac{\partial T_g}{\partial t} dx \cdot A \qquad (4.11)$$

Agora, substituindo as relações (4.11), (4.8) e (4.5) na equação (4.3) tem-se que:

$$\frac{h(T_m - T_g)}{r_h} A \cdot dx = \rho c_v \frac{\partial T_g}{\partial t} dx \cdot A + \rho u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} dx \cdot A \qquad .(4.12)$$

Dividindo a equação (4.12) por $(dx \cdot A)$ tem-se finalmente a equação da energia para o gás.

$$\rho c_v \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0\,, \qquad (4.13)$$

Na maioria dos trabalhos encontrados em literatura, é utilizado o calor específico a pressão constante c_p na equação de energia do gás, não havendo distinção entre os calores específicos c_p e c_v. Assim, o mesmo será adotado neste modelo e a equação (4.13) será escrita como:

$$\rho c_p \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0\,, \qquad (4.14)$$

Uma comparação entre resultados obtidos com a utilização de c_p e de c_v no termo transiente da equação de energia do gás será mostrada no capítulo 6 deste trabalho.

4.1.2 Primeira Lei da Termodinâmica: Equação da conservação de energia para a matriz

Seja o volume de controle infinitesimal para a matriz em um canal de área de seção arbitrária do pré-aquecedor regenerativo.

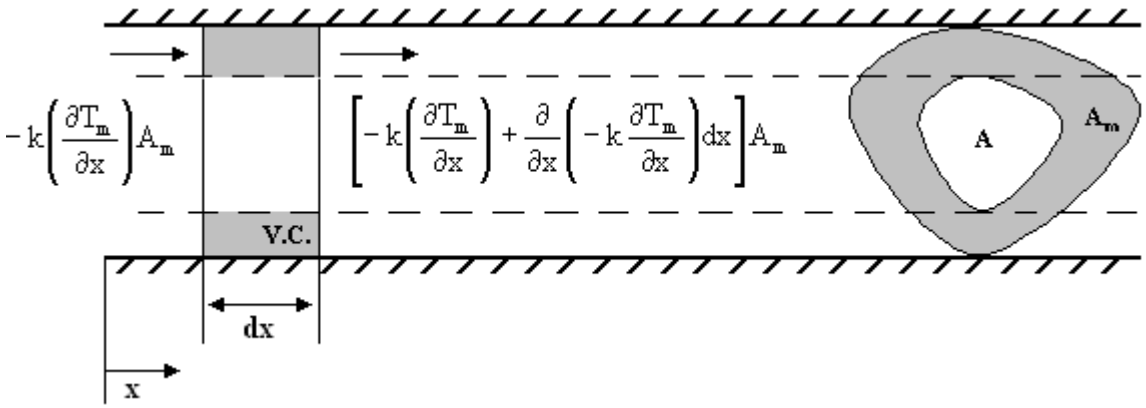


Figura 4.2. Volume de controle para a obtenção da equação da energia para a matriz.

A equação da energia para o volume de controle da matriz da Figura 4.2 é dada conforme a equação (4.1):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} + \sum \dot{m}_s \left(h_i + \frac{1}{2}u^2 + gZ\right)_s - \sum \dot{m}_e \left(h_i + \frac{1}{2}u^2 + gZ\right)_e \qquad (4.1)$$

Como não existe trabalho $\dot{W}$ realizado e não há vazão mássica na matriz, então a equação (4.1) se resume a:

$$\dot{Q} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.}, \qquad (4.15)$$

O primeiro termo $\dot{Q}$ da equação (4.15) será constituído pelas parcelas de convecção entre o gás e a matriz e de condução axial na matriz. Assim,

$$\dot{Q}_{v.c.} = -h\left(T_m - T_g\right)Pdx - k\left(\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)A_m - \left[-k\left(\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left(-k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dx\right]A_m \Rightarrow$$

$$\dot{Q}_{v.c.} = -h\left(T_m - T_g\right)Pdx - k\left(\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)A_m + k\left(\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)A_m + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dx \cdot A_m \Rightarrow . \qquad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{v.c.} = -h\left(T_m - T_g\right)Pdx + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dx \cdot A_m$$

sendo A_m a área da seção transversal da matriz.

A energia *e* do volume de controle, que aparece no termo transiente da equação (4.15), é dada somente pela energia interna *i*. Considerando substância incompressível, a energia interna é dada por $i = c_m T_m$, sendo c_m calor específico da matriz. Desenvolvendo então o último termo da equação (4.15) tem-se que:

$$\begin{aligned}\left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} &= \left[\frac{\rho_m e(t+dt) - \rho_m e(t)}{dt}\right] dx \cdot A_m = \left[\frac{\rho_m (c_m T_m)(t+dt) - \rho_m (c_m T_m)(t)}{dt}\right] dx \cdot A_m \\ \left(\frac{dE}{dt}\right)_{V.C.} &= \frac{\partial}{\partial t}\left[\rho_m (c_m T_m)\right] dx \cdot A_m = \rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} dx \cdot A_m\end{aligned}, \quad (4.17)$$

sendo ρ_m a densidade da matriz.

Agora, substituindo as relações (4.17) e (4.16) na equação (4.15) tem-se que:

$$-h(T_m - T_g) P \cdot dx + \frac{\partial}{\partial x}\left(k \frac{\partial T_m}{\partial x}\right) dx \cdot A_m = \rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} dx \cdot A_m . \quad (4.18)$$

Definindo a área total de seção transversal A_T como sendo,

$$A_T = A_m + A , \quad (4.19)$$

e a porosidade σ como sendo a relação entre a área de seção transversal *A* e a área total A_T, tem-se que:

$$\sigma = \frac{A}{A_T} . \quad (4.20)$$

Multiplicando e dividindo pela área de seção transversal A o primeiro termo da equação (4.18) e utilizando a expressão (4.19) tem-se que:

$$-h\left(T_m - T_g\right)\frac{P_{er}}{A}A\cdot dx + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dx\cdot\left(A_T - A\right) = \rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t}dx\cdot\left(A_T - A\right) \quad (4.21)$$

Rearranjando a equação (4.21) e utilizando a relação (4.20) tem-se então que:

$$\begin{aligned}
-\frac{h\left(T_m - T_g\right)}{r_h} &= -\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)\left(\frac{A_T - A}{A}\right) + \rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t}\left(\frac{A_T - A}{A}\right) \\
-\frac{h\left(T_m - T_g\right)}{r_h} &= \rho_m c_m\left(\frac{A_T}{A} - 1\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - \left(\frac{A_T}{A} - 1\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right) \\
-\frac{h\left(T_m - T_g\right)}{r_h} &= \rho_m c_m\left(\frac{1}{\sigma} - 1\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - \left(\frac{1}{\sigma} - 1\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)
\end{aligned} \quad (4.22)$$

Tem-se por fim a equação da energia para a matriz,

$$\rho_m c_m\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h} = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right) \quad (4.23)$$

Observando as equações diferenciais de energia para o gás e para a matriz, nota-se que ambas possuem as temperaturas do gás T_g e da matriz T_m, sendo, portanto, acopladas. Assim, tem-se então o sistema de equações de transporte de energia formado pelas equações de energia do gás (4.14) e matriz (4.23).

$$\begin{cases}
\rho c_p \dfrac{\partial T_g}{\partial t} + \rho u c_p \dfrac{\partial T_g}{\partial x} + \dfrac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h} = 0 \\
\rho_m c_m\left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right)\dfrac{\partial T_m}{\partial t} - \dfrac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h} = \left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right)\dfrac{\partial}{\partial x}\left(k\dfrac{\partial T_m}{\partial x}\right)
\end{cases} \quad (4.24)$$

Para a resolução das equações de transporte de energia do gás e matriz é necessário conhecer as condições de contorno envolvidas no processo de troca térmica do equipamento em estudo. Tais condições, tanto para os fluidos como para a matriz, são mostradas a seguir.

4.2 Condições de Contorno

Considere um canal do regenerador rotativo que será acompanhado durante uma revolução do rotor do equipamento, conforme ilustra a Figura 4.3.

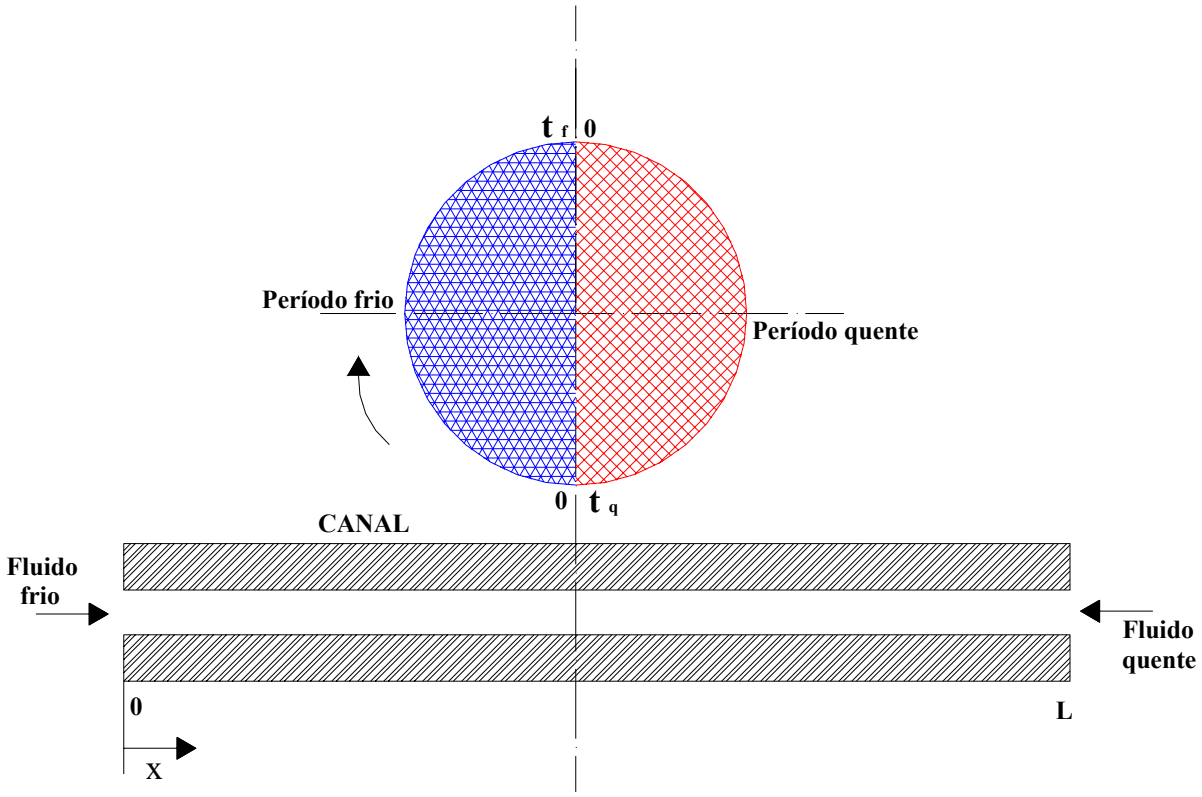


Figura 4.3. Esquema do regenerador rotativo para aplicação das condições de contorno.

Nesta figura, L representa o comprimento do canal do regenerador. Sabe-se que o fluido frio entra no canal na posição $x = 0$ e o fluido quente entra no canal na posição $x = L$, conforme mostra a Figura 4.3, uma vez que os fluidos estão em contra-corrente no regenerador. Seja t_T o tempo total para uma revolução completa do rotor do regenerador, t_f o tempo total referente ao

período frio e t_q o tempo total referente ao período quente do regenerador, de tal forma que $t_T = t_f + t_q$.

O valor de temperatura T em qualquer ponto do regenerador é dependente somente da posição x ao longo do canal e do instante de tempo t_i ou posição angular, ou seja, $T = T(x, t_i)$. Caso esse instante de tempo esteja no período frio, ele será chamado de $t_{i,f}$, caso esteja no período quente será $t_{i,q}$. A temperatura de entrada do gás frio durante todo o período frio é um valor constante conhecido $T_{f,e}$. A temperatura de entrada do gás quente durante todo o período quente é um valor constante conhecido $T_{q,e}$. Assim, durante o período frio tem-se que:

$$T_f(x = 0, t_{i,f}) = T_{f,e}, \quad \text{para} \quad 0 \le t_{i,f} \le t_f, \tag{4.25}$$

e para o período quente tem-se que:

$$T_q(x = L, t_{i,q}) = T_{q,e}, \quad \text{para} \quad 0 \le t_{i,q} \le t_q \tag{4.26}$$

No caso da matriz, as extremidades $x = 0$ e $x = L$ são consideradas adiabáticas, já que elas são pequenas e trocam pouco calor comparado com a superfície do canal pela qual escoam os fluidos. Assim,

$$\frac{\partial T_m(x = L, t_i)}{\partial x} = 0, \quad \text{para} \quad 0 \le t_i \le t_T, \tag{4.27}$$

$$\frac{\partial T_m(x = 0, t_i)}{\partial x} = 0, \quad \text{para} \quad 0 \le t_i \le t_T. \tag{4.28}$$

O perfil de temperatura da matriz no final de um período corresponde ao perfil de temperatura inicial do período seguinte, ou seja, a temperatura da matriz no início do período quente é igual à temperatura da matriz no final do período frio e vice-versa. Assim,

$$T_m\left(x, t_{i,q} = t_q\right) = T_m\left(x, t_{i,f} = 0\right), \quad \text{para} \quad 0 \le x \le L, \tag{4.29}$$

$$T_m\left(x, t_{i,q} = 0\right) = T_m\left(x, t_{i,f} = t_f\right), \quad \text{para} \quad 0 \le x \le L. \tag{4.30}$$

O intuito principal do trabalho é obter o perfil de temperatura tanto para a matriz quanto para o gás, ao longo do escoamento. Um método numérico de resolução será utilizado nas equações diferenciais de energia para a obtenção desse perfil. Entretanto, antes da obtenção da distribuição de temperatura em diversas posições angulares, será necessário estimar valores para a porosidade σ, o raio hidráulico r_h e o coeficiente de transferência de calor h, os quais aparecem nas equações de transporte de energia para o gás e matriz obtidas anteriormente. A forma como esses parâmetros foram calculados será mostrada nos itens a seguir.

4.3 Obtenção da Porosidade

Para explicar melhor a porosidade σ, observa-se o cubo maciço com um canal vazado em seu centro, conforme mostra a Figura 4.4, na qual A representa a área de seção transversal do canal, A_m a área de seção transversal do cubo, V o volume interno do canal e V_m o volume do cubo, excluída a parte vazada. Como a matriz é uniforme, a porosidade pode ser definida segundo a equação (4.31). Lembrando que $A_T = A + A_m$ e o volume total V_T é dado por $V_T = V + V_m$.

$$\sigma = \frac{A}{A_T} = \frac{V}{V_T}. \tag{4.31}$$

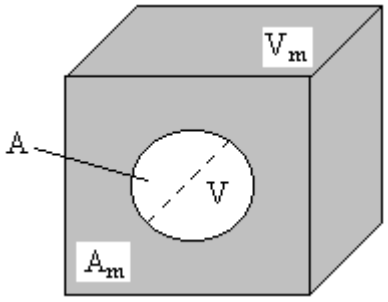


Figura 4.4. Cubo maciço com um canal vazado para demonstração da porosidade.

A Refinaria de Paulínia cedeu um módulo de um regenerador rotativo para este estudo, conforme mostrado nas Figuras 4.5 (a) e (b). Nota-se, nestas figuras, que existe um denso envoltório de aço sobre as chapas perfiladas de troca térmica.

(a)

(b)

Figura 4.5. Módulo do regenerador rotativo cedido pela Petrobras.

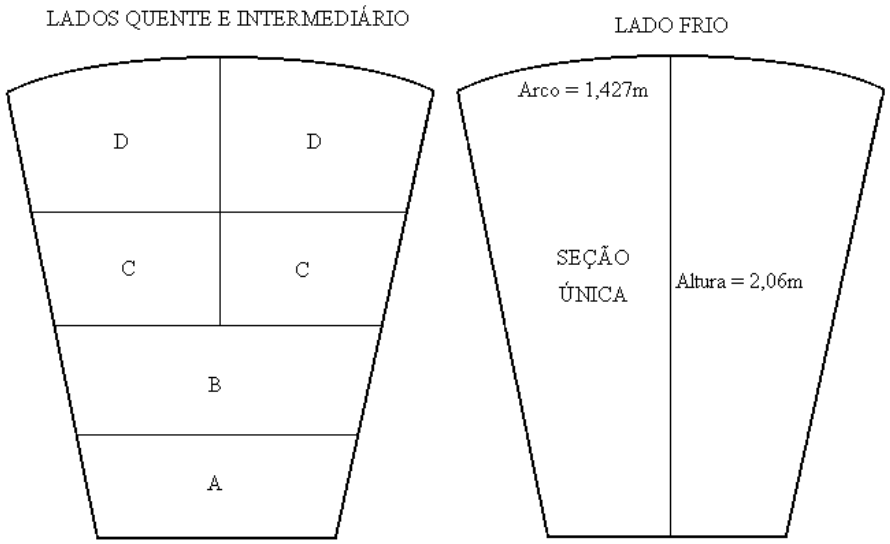
Para o cálculo da porosidade deste elemento, primeiramente o volume total V_T do módulo foi medido. Em seguida, o envoltório de aço foi excluído das chapas de troca térmica e elas foram pesadas para a obtenção do valor de sua massa. Através da densidade do aço (material das chapas) e do valor da massa das chapas foi possível obter o volume de chapas de troca térmica V_m

do módulo do regenerador. Conhecendo o volume total V_T e o volume de chapas de troca térmica V_m, é possível calcular o volume V dos canais do módulo, e conseqüentemente, estimar o valor da porosidade através de uma relação de volumes, a qual foi de $\sigma = 0{,}894$, conforme a equação (4.31).

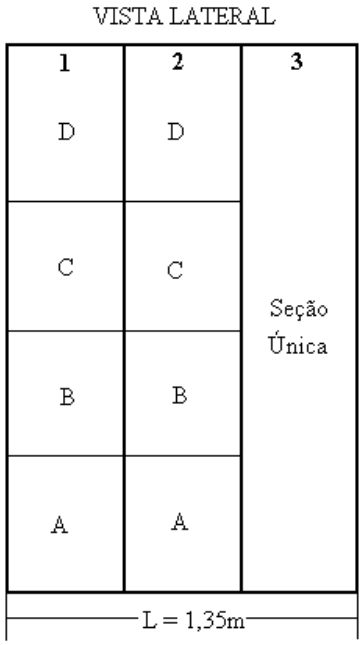
O procedimento utilizado para a obtenção dos valores de volume e conseqüentemente o valor da porosidade é mostrado com detalhes no Apêndice B.

4.4 Obtenção do Raio Hidráulico

Alguns dados geométricos relacionados ao pré-aquecedor regenerativo foram fornecidos pela Refinaria de Paulínia. A Figura 4.6(a) mostra o chamado "cesto" do regenerador rotativo. A matriz do regenerador é formada por 12 cestos dispostos um ao lado do outro. Vale ressaltar que três cestos em seqüência é que formam o comprimento da matriz do regenerador rotativo, conforme mostra a Figura 4.6(b), na qual os números *1*, *2* e *3* indicam o cesto voltado para a parte quente, o cesto intermediário e o cesto voltado para a parte fria, respectivamente. Observa-se nas Figuras 4.6 (a) e (b) que os cestos das partes quente e intermediária são formados por seções, indicadas por *A*, *B*, *C* e *D*, enquanto que o cesto da parte fria é formado por uma seção única. O módulo do regenerador cedido pela Petrobrás (Figura 4.5) corresponde a uma seção *D* conforme indicada nas Figuras 4.6.



(a)



(b)

Figura 4.6. Cesto do regenerador rotativo; (a) vista frontal; (b) vista lateral.

A partir dos valores do arco, da altura do cesto e do comprimento *L* da matriz do regenerador, conforme mostrados nas Figuras 4.6 (a) e (b), foi possível executar um processo de cálculo no qual se obtém diversos parâmetros geométricos do regenerador necessários para a obtenção do seu raio hidráulico, como os raios interno e externo da matriz desse trocador de

calor, a área de seção transversal total dos canais da matriz (considerando a porosidade do regenerador) e o valor do perímetro total das chapas da matriz do regenerador.

O valor do raio hidráulico para o regenerador em estudo foi estimado como sendo $r_h = 0{,}002\text{m}$. O procedimento de cálculo utilizado para a obtenção do valor do raio hidráulico é mostrado com detalhes no Apêndice C.

É conveniente ressaltar que o raio hidráulico foi estimado a partir de valores totais de área de seção transversal de canais e perímetro das chapas de troca térmica do trocador de calor rotativo. Quando foram desenvolvidas as equações de transporte no item 4.1, a definição de raio hidráulico foi dada como sendo a razão entre a área de seção transversal *A* pelo perímetro *P* de um único canal. Entretanto, o valor obtido para o raio hidráulico é o mesmo, caso fosse calculado levando em consideração apenas um canal, já que foi admitido que todos os canais do regenerador são idênticos. Além do que, este processo de cálculo realizado foi bastante conveniente devido a uma certa dificuldade de estimar os valores de área de seção transversal e perímetro para um único canal do regenerador, o qual pode ser observado na Figura 4.7.

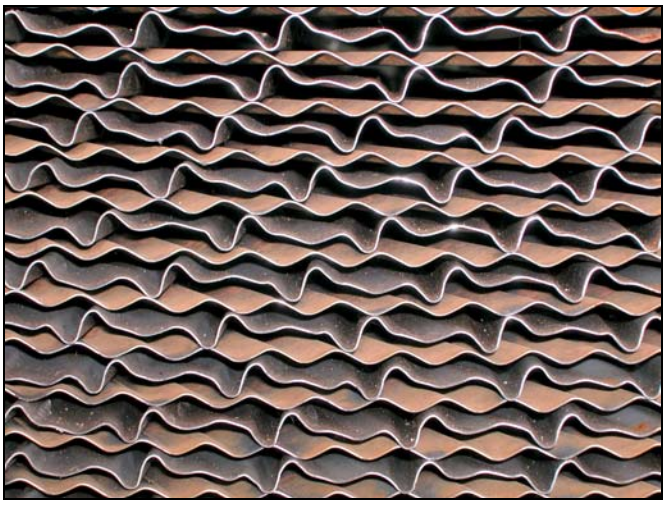


Figura 4.7. Canais da matriz do regenerador.

4.5 Obtenção do Coeficiente de Transferência de Calor

Uma forma adimensional de expressar o coeficiente de transferência de calor *h* é através do número de Nusselt (Nu),

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{hD_h}}{\mathrm{k_f}}, \tag{4.32}$$

sendo k_f a condutividade térmica do fluido em $\left(\mathrm{W/m.K}\right)$ e D_h o diâmetro hidráulico em (m) dado por $\mathrm{D_h} = 4\mathrm{r_h}$.

Conhecendo o número de Nusselt *Nu*, o coeficiente de transferência de calor *h* pode ser calculado então pela equação (4.32). O número de Nusselt é em geral relacionado com o número de Reynolds $\left(\mathrm{Re_{D_h}}\right)$ e com o número de Prandtl (Pr) através de correlações para diferentes tipos e regimes de escoamento. Na análise de escoamento interno, deve-se estar atento para o tipo de regime de escoamento, laminar ou turbulento, o qual é definido pelo número de Reynolds, sendo este baseado no diâmetro hidráulico da seção do canal em dutos fechados.

$$\mathrm{Re_{D_h}} = \frac{\rho \mathrm{u_m D_h}}{\mu}, \tag{4.33}$$

sendo $\mathrm{u_m}$ a velocidade média do fluido na seção reta do duto e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em $\left(\mathrm{N.s/m^2}\right)$. Mais informações relacionadas a fundamentos de escoamento em dutos podem ser encontradas no item A.3 do Apêndice A.

Devido à dificuldade de se encontrar na literatura correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor *h* em dutos corrugados, uma forma alternativa para estimar tal parâmetro foi a simulação de um canal do regenerador em um software comercial. Para isso, foi utilizado o software PHOENICS 3.5, no qual foi feito um canal semelhante ao do trocador de calor, conforme mostra a Figura 4.8.

Figura 4.8. Canal do regenerador feito no PHOENICS.

A partir de dados de vazões fornecidos pela REPLAN, observou-se, em geral, que o número de Reynolds, baseado no diâmetro hidráulico deste canal, é $\mathrm{Re} < 2300$. Admitindo-se então que o regime de escoamento nesse canal é laminar, foi atribuída uma velocidade constante com perfil uniforme na entrada do canal. Na saída do duto foi atribuída pressão *p* nula em relação à pressão atmosférica 10^5 Pa. A simulação foi realizada considerando temperatura de superfície T_{sup} constante, sendo $\mathrm{T_{sup}} = 60^{\circ}\mathrm{C}$. A temperatura de entrada do gás T_{ent} foi atribuída como sendo $\mathrm{T_{ent}} = 0^{\circ}\mathrm{C}$. Entretanto, as temperaturas de superfície T_{sup} e de entrada T_{ent} poderiam ser qualquer valor, uma vez que as propriedades do fluido e da matriz tiveram seus valores fixados. As condições de contorno utilizadas na simulação no PHOENICS são mostradas na Figura 4.9. As propriedades do fluido (ar) foram tomadas à temperatura de 277ºC, sendo este um valor aproximadamente médio entre alguns dados de temperatura média de mistura de saída e temperatura de entrada da corrente fria do regenerador, os quais foram fornecidos pela Refinaria de Paulínia. As propriedades do fluido utilizadas nesta simulação, sendo a densidade ρ, o calor específico $\mathrm{c_p}$, a condutividade térmica *k*, o número de Prandtl *Pr* e a viscosidade cinemática ν são mostradas na Tabela 4.1. As propriedades da matriz são as propriedades do aço. O comprimento do canal é aproximadamente o valor do comprimento do módulo de um cesto do regenerador, mostrado anteriormente, sendo neste caso $\mathrm{L} = 0{,}468\mathrm{m}$. O perímetro deste canal foi estimado como sendo $\mathrm{P} = 0{,}084\mathrm{m}$ a partir da ampliação e impressão do desenho do canal em papel milimetrado.

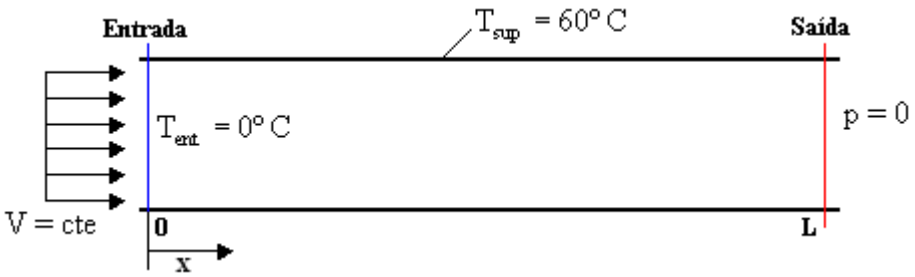


Figura 4.9. Condições de contorno no canal feito no PHOENICS.

Tabela 4.1. Propriedades do fluido utilizadas na simulação de um canal do regenerador no PHOENICS.

PROPRIEDADE DO FLUIDO	**VALOR**
Densidade $\rho\left(\mathrm{kg/m^3}\right)$	0,5829
Calor Específico $c_p\left(\mathrm{J/kg.K}\right)$	1040
Condutividade Térmica $k\left(\mathrm{W/m.K}\right)$	0,0439
Número de Prandtl Pr	0,68
Viscosidade Cinemática $\nu\left(\mathrm{m^2/s}\right)$	$4{,}948 \times 10^{-5}$

Na simulação, o software resolveu as equações de energia e quantidade de movimento (Navier-Stokes) envolvidas no escoamento, fornecendo como resultados a vazão mássica $\dot{m}\,(\mathrm{kg/s})$ no canal e o calor total transferido $q\,(\mathrm{W})$ no processo. Com estes dados pôde-se calcular a temperatura de saída do gás T_{sai} conforme as equações (3.2) e (3.3) apresentadas no item 3.3, e consequentemente o valor do coeficiente de transferência de calor *h*, já que a temperatura de superfície da matriz é considerada constante neste caso, o que não ocorre na realidade. Então, no caso da simulação no PHOENICS com temperatura constante na superfície do canal, tem-se que o coeficiente de transferência de calor é obtido por:

$$q = \dot{m} c_p \left(T_{sai} - T_{ent}\right) = hPL \cdot \Delta T_{ml} \tag{4.34}$$

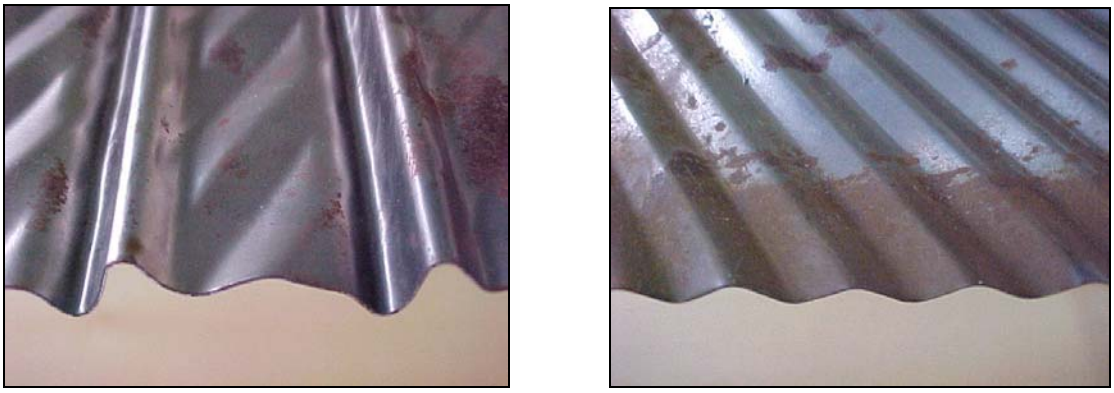
A diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ml} para o caso de escoamento com temperatura de superfície constante é dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{sai} - \Delta T_{ent}}{\ln\left(\Delta T_{sai} / \Delta T_{ent}\right)}, \tag{4.35}$$

sendo neste caso $\Delta T_{sai} = T_{sup} - T_{sai}$ e $\Delta T_{ent} = T_{sup} - T_{ent}$.

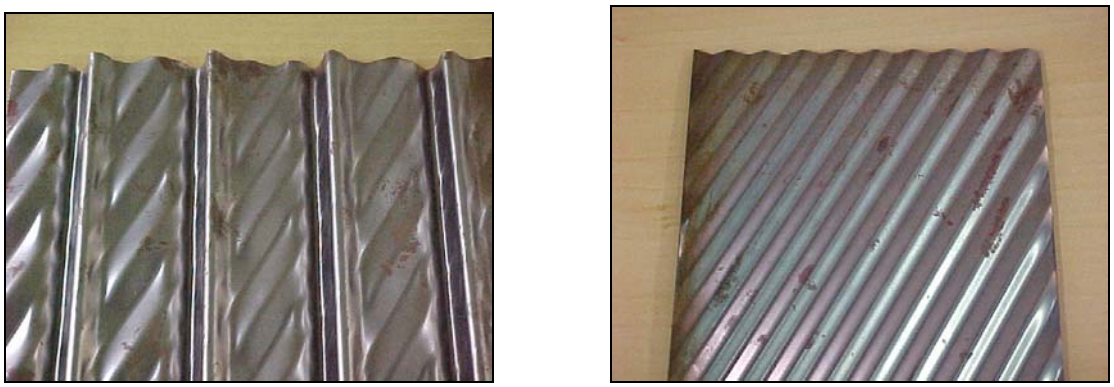
A Figura 4.10 mostra as chapas, que formam o canal do regenerador, desenhadas para a simulação no PHOENICS. Vale ressaltar que o desenho dessas chapas não é idêntico às chapas fornecidas pela REPLAN, devido à dificuldade de se desenhar os corrugados. As Figuras 4.11 e 4.12 são fotos das chapas fornecidas pela REPLAN. Nota-se que ambas as chapas dessas figuras apresentam corrugados na superfície, enquanto que o desenho mostrado na Figura 4.10 apresenta corrugados somente em uma delas, no caso a parte inferior. Os corrugados nessa parte fazem um ângulo de 30º com a direção Z.

Figura 4.10. Desenho das partes superior e inferior de um canal do regenerador no PHOENICS.



(a) (b)

Figura 4.11. Chapas que formam os canais do regenerador (REPLAN): (a) parte superior; (b) parte inferior.



(a) (b)

Figura 4.12. Chapas que formam os canais do regenerador (vista superior): (a) parte superior; (b) parte inferior.

Para a simulação do canal mostrado na Figura 4.8 foi utilizada uma malha cartesiana, conforme Figura 4.13.

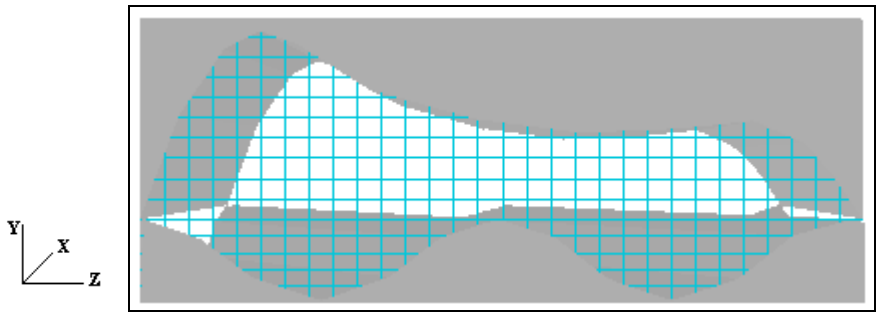


Figura 4.13. Malha computacional do PHOENICS.

Todavia, conforme a malha computacional era refinada para um determinado caso com velocidade fixa, o valor do coeficiente de transferência de calor sofria variações consideráveis. A partir de um determinado nível de refinamento da malha, não foi possível a simulação no PHOENICS, pois a necessidade de armazenamento de dados excedeu a capacidade do software. Assim, para se obter um melhor valor para o coeficiente de transferência de calor, já que este variava consideravelmente com o refinamento da malha, foi realizada uma extrapolação de Richardson. Com este método é possível estimar o valor de h para uma malha com grau de refinamento tal que o tamanho dos volumes de controle tenda a zero. O método de extrapolação

de Richardson é explicado no Apêndice D. O sistema de equações para a extrapolação de Richardson para este caso é:

$$\begin{cases} h_1 - h_0 = B \cdot (\Delta\eta)_1^n \\ h_2 - h_0 = B \cdot (\Delta\eta)_2^n \\ h_3 - h_0 = B \cdot (\Delta\eta)_3^n \end{cases}, \tag{4.36}$$

sendo as incógnitas: *B* e *n* constantes e h_0 o valor extrapolado do coeficiente de transferência de calor. O parâmetro $\Delta\eta$ representa o comprimento do volume de controle em uma determinada direção, dado por $\Delta\eta = dist/n_p$, onde *dist* e n_p são, respectivamente, o tamanho do canal e o número de pontos da malha computacional nessa direção. Para cada valor de $\Delta\eta$ estipulado, tem-se um valor de *h* correspondente calculado a partir da simulação do canal no PHOENICS.

Para a obtenção do parâmetro *n* são necessárias três equações. Como não foi possível simular casos com malhas mais refinadas por impossibilidade de armazenamento de dados no software, a solução para tal foi reduzir o comprimento *L* do canal para $L = 0{,}0936\,m$, sendo isto apenas para o cálculo de *n*. Assim, um caso com a velocidade fixada em $6{,}5\,m/s$ foi rodado para três malhas distintas. Tais malhas e os resultados obtidos para a vazão mássica, o calor total transferido e o coeficiente de transferência de calor são mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Resultados obtidos pela simulação do canal para três malhas computacionais distintas com o comprimento do canal $L = 0{,}0936\,m$.

Malha Espacial	**Malha Espacial (nº de pontos) (X – Y – Z)**	**Δη (m) (Direção X)**	**ṁ (kg/s)**	**q (W)**	**h (W/m².K)**
1	30 x 15 x 30	0,00312	$9{,}773 \times 10^{-4}$	24,60	66,7
2	45 x 23 x 45	0,00208	$9{,}797 \times 10^{-4}$	25,75	70,9
3	90 x 45 x 90	0,00104	$9{,}847 \times 10^{-4}$	26,67	74,1

As malhas computacionais na Tabela 4.2 foram feitas de tal forma a manter uma proporção do tamanho do volume de controle em cada direção, *X*, *Y* e *Z*. Nota-se que elas também foram refinadas mantendo uma proporção entre si, sendo a segunda malha 1,5 vez mais refinada que a primeira, com exceção da direção *Y*, já que existe um arredondamento no número de pontos. A terceira malha é 3 vezes mais refinada que a primeira. Dessa forma, o comprimento do volume de controle $\Delta\eta$ pode ser calculado em qualquer uma das direções, *X* ou *Z*, pois no cálculo da potência *n* (equação (D.3) do Apêndice D), o que aparece na equação é a razão entre os $\Delta\eta$ de duas malhas ($(\Delta\eta_3/\Delta\eta_1)\text{e}(\Delta\eta_2/\Delta\eta_1)$). Neste caso, $\Delta\eta$ foi calculado utilizando a direção *X*. Substituindo os valores de *h* e $\Delta\eta$ no sistema de equações (4.36), foi possível obter o valor de *n*, o qual foi aproximadamente $n \cong 1{,}5$. Para a obtenção deste valor, foi feito um programa computacional em ambiente FORTRAN utilizando a equação (D.3) do Apêndice D, sendo este valor obtido iterativamente.

Após isso, foi retomado o canal com comprimento $L = 0{,}468\text{m}$ para simulação. Conhecendo o valor de *n*, agora é necessário um sistema com somente duas equações para determinar o valor de *h* extrapolado. Isso significa que serão necessárias duas malhas computacionais para a extrapolação de Richardson. A Tabela 4.3 mostra as malhas computacionais utilizadas na simulação do canal com $L = 0{,}468\text{m}$. Nota-se que o número de pontos nas direções *Y* e *Z* são os mesmos que os apresentados na Tabela 4.2. Como o comprimento do canal, que está na direção *X*, foi a única medida alterada, o número de pontos nesta direção também foi alterado de tal forma a manter o mesmo tamanho de volume de controle que no caso quando $L = 0{,}0936\text{m}$. O sistema de equações para a extrapolação de Richardson é agora da seguinte forma:

$$\begin{cases} h_1 - h_0 = B \cdot (\Delta\eta)_1^{1,5} \\ h_2 - h_0 = B \cdot (\Delta\eta)_2^{1,5} \end{cases}, \tag{4.37}$$

sendo as incógnitas o coeficiente de transferência de calor extrapolado h_0 e a constante *B*. Neste caso, os valores de $\Delta\eta$ são os mesmos de anteriormente, calculados na direção *X*. Vale ressaltar

que o comprimento do canal $L = 0{,}0936m$ para a obtenção do valor da potência *n* na extrapolação de Richardson, é exatamente $1/5$ do comprimento total $L = 0{,}468m$. Isso porque $L = 0{,}0936m$ é um tamanho que torna possível a simulação do canal com três malhas distintas, sem que a necessidade de armazenamento de dados exceda a capacidade do software.

Foram fixadas duas malhas computacionais com $L = 0{,}468m$ para três valores distintos de velocidade do fluido no canal, conforme mostra a Tabela 4.3. Cada caso foi simulado no PHOENICS, através do qual foi possível obter o valor de *h* extrapolado correspondente a cada velocidade. Com isso obtiveram-se também os valores dos números de Nusselt (Nu) e Reynolds (Re) a partir das equações (4.32) e (4.33). Como estes parâmetros são dependentes do raio hidráulico, vale ressaltar que o valor do raio hidráulico neste canal simulado no PHOENICS é em torno de $r_h \cong 0{,}003m$. Essa diferença para o valor calculado anteriormente é devido à imperfeição do desenho do canal, já que é difícil representar esta geometria de forma precisa em um desenho para a simulação.

Tabela 4.3. Resultados obtidos pela simulação do canal para duas malhas computacionais distintas com o comprimento do canal $L = 0{,}468m$.

Velocidade (m/s)	**Malha Espacial (nº de pontos) (X – Y – Z)**	**ṁ (kg/s)**	**q (W)**	**h (W/m².K)**	**Nu**	**Re**
4,0	150 x 15 x 30	6,0453E-04	35,50	45,3	x-x-x	x-x-x
	225 x 23 x 45	6,0600E-04	35,90	47,8	x-x-x	x-x-x
	extrapolado	x-x-x	x-x-x	**50,8**	**13,9**	**970,1**
6,5	150 x 15 x 30	9,8237E-04	54,79	58,3	x-x-x	x-x-x
	225 x 23 x 45	9,8476E-04	56,16	63,9	x-x-x	x-x-x
	extrapolado	x-x-x	x-x-x	**70,5**	**19,3**	**1576,4**
9,0	150 x 15 x 30	1,3602E-03	71,86	67,5	x-x-x	x-x-x
	225 x 23 x 45	1,3635E-03	74,79	76,2	x-x-x	x-x-x
	extrapolado	x-x-x	x-x-x	**86,6**	**23,7**	**2182,7**

O tempo de simulação computacional utilizando a malha mais refinada (225x23x45) mostrada na Tabela 4.3 é em torno de 4 horas para todos os valores de velocidades testados. As simulações foram realizadas utilizando-se um processador Intel Pentium com 2,6GHz.

Plotando em um gráfico os valores dos números de Nusselt (Nu) e Reynolds (Re) mostrados na Tabela 4.3, obtidos para os valores extrapolados de *h*, é possível obter uma correlação que permite o cálculo do coeficiente de transferência de calor válida para regime laminar neste canal do regenerador. A correlação é obtida a partir do traçado de uma linha de tendência potencial (lei de potência) sobre estes pontos.

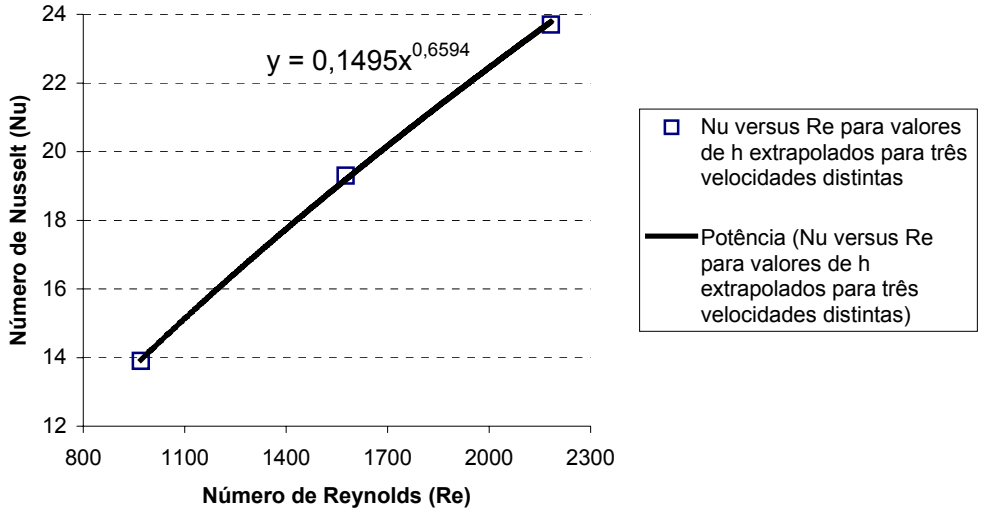


Figura 4.14. *Nu* versus *Re* obtidos a partir dos valores extrapolados de *h*, para as velocidades mostradas na Tabela 4.3 e linha potencial de tendência nos pontos obtidos.

Assim, com o auxílio de um software comercial e a utilização do método de extrapolação de Richardson, foi possível a obtenção de uma correlação do número de Nusselt (Nu) em função do número de Reynolds (Re), a partir da qual se torna possível a obtenção do coeficiente de transferência de calor *h* médio no escoamento,

$$\mathrm{Nu}_{D_h} = 0{,}149\mathrm{Re}_{D_h}^{0{,}66}. \tag{4.38}$$

Calculando o número de Reynolds pela equação (4.33), o número de Nusselt é facilmente obtido pela equação (4.38) acima. Conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor é obtido a partir da equação (4.32). É importante ressaltar que as propriedades dos fluidos utilizadas na determinação dos números de Reynolds e de Nusselt são calculadas na temperatura média de cada corrente, para o caso do regenerador em estudo, simulado no programa computacional em FORTRAN confeccionado neste trabalho.

É interessante notar que escoamento laminar em dutos fechados de paredes lisas apresenta o número de Nusselt como sendo um valor constante, o que não ocorre no caso de dutos corrugados. Nota-se que a equação (4.38) é dependente do número adimensional de Reynolds, isso porque os corrugados existentes nos dutos intensificam a transferência de calor no escoamento. Wang e Chen [31] estudaram escoamento laminar em dutos corrugados distintos e perceberam que o número de Nusselt varia diferentemente com o número de Reynolds conforme o tipo de ondulação existente no canal. Eles perceberam que a intensidade da transferência de calor depende de uma relação entre a amplitude da superfície de uma ondulação e a metade da distância entre as paredes onduladas, a chamada relação amplitude-comprimento de onda. O esquema da Figura 4.15 mostra essa relação, onde "a" é a amplitude da ondulação do canal e "w" é a metade da distância entre duas paredes corrugadas.

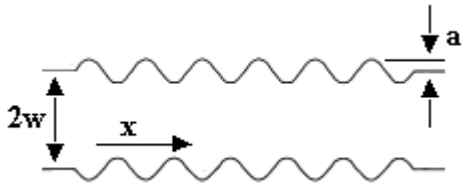


Figura 4.15. Duto corrugado para a relação amplitude-comprimento de onda.

A relação amplitude-comprimento de onda α é definida como sendo $\alpha = a/w$. Em seu estudo, Wang e Chen verificaram a seguinte variação (Figura 4.16) do Nusselt médio com Reynolds para diferentes relações amplitude-comprimento de onda em escoamento laminar de ar.

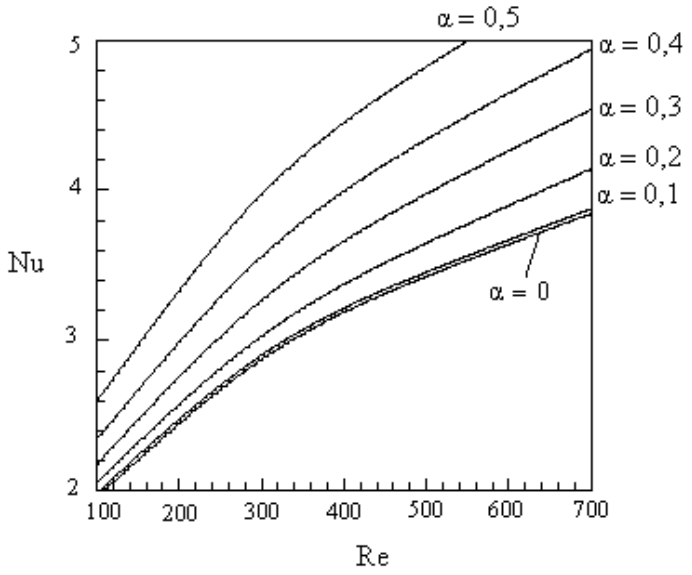


Figura 4.16. Variação de Nusselt versus Reynolds para diferentes relações amplitude-comprimento de onda com número de Prandtl $Pr = 0{,}71$.

Para maiores relações amplitude-comprimento de onda, não há aumento significativo na transferência de calor quando o número de Reynolds é baixo. Entretanto, para relações amplitude-comprimento de onda e Reynolds elevados, o número de Nusselt pode aumentar significativamente, o que faz do duto corrugado um dispositivo efetivo na transferência de calor, intensificando-a neste caso. Para maiores valores do número de Prandtl, o efeito da transferência de calor se intensifica ainda mais.

Capítulo 5

Método Numérico

As equações (4.14) e (4.23) de energia para o gás e para a matriz obtidas no Capítulo 4 são equações diferenciais parciais e necessitam de uma técnica numérica para sua resolução. Nota-se que as equações são dependentes entre si, ou seja, elas são acopladas. Neste capítulo será apresentado o método de resolução utilizado para as equações de energia do gás e da matriz do regenerador rotativo. As condições de contorno utilizadas no método numérico também serão mostradas.

5.1 Solução Numérica

As equações de transporte de energia foram discretizadas utilizando o método de volumes de controle finitos desenvolvido por Patankar [18]. Neste método, as equações diferenciais são integradas no volume de controle considerado, sendo admitidos perfis para a variação da variável entre os pontos de cada volume de controle para obter as equações algébricas. Mais detalhes de discretização podem ser encontrados em Patankar [18]. A Figura 5.1 representa o esquema de discretização do método de volumes de controle finitos. Nesta figura, o ponto **P** corresponde ao nó central da malha, situado entre os nós **W** e **E**, os quais estão à esquerda e à direita de **P**, respectivamente. As linhas tracejadas **w** e **e** correspondem às interfaces dos volumes de controle.

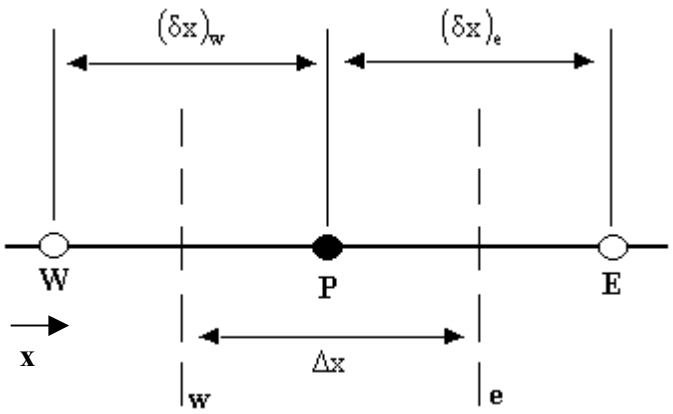


Figura 5.1. Esquema do método de discretização de volumes de controle finitos.

No método de volumes finitos, a equação geral para cada volume de controle é escrita na forma,

$$-a_W T_W + a_P T_P - a_E T_E = b, \tag{5.1}$$

sendo T a temperatura e a_W, a_P, a_E e d os coeficientes da equação. Essa equação corresponde à equação geral (E.1) do Apêndice E.

Dois esquemas de interpolação para a obtenção do valor de temperatura nas interfaces dos volumes de controle foram utilizados na discretização da equação de transporte de energia do gás, os quais se aplicam somente ao termo convectivo desta equação. O primeiro deles foi o esquema de diferenças centrais e o outro o esquema à montante. Os resultado obtidos pelos dois esquemas foram comparados posteriormente. As equações de energia do gás, com o termo convectivo interpolado por diferenças centrais, e da matriz foram resolvidas utilizando o esquema implícito de solução e com a utilização do método da Matriz Tridiagonal Aritmética (TDMA), o qual é explicado no Apêndice E. A equação de energia do gás, com o termo convectivo interpolado pelo esquema à montante, foi resolvida através de um processo de solução em marcha, no qual o valor da temperatura em um ponto da malha depende somente do valor de temperatura no ponto à montante, conforme o sentido do escoamento.

A seguir será apresentada a discretização das equações de transporte de energia para o gás e matriz. Os métodos de interpolação utilizados nas interfaces dos volumes de controle e as condições de contorno para cada caso também serão mostrados.

5.2 Discretização da Equação de Energia do Gás

5.2.1 Interpolação nas Interfaces pelo Esquema de Diferenças Centrais

A equação (4.14) do capítulo 4 corresponde à equação de transporte de energia para o gás. A integração do método de volumes finitos é realizada no tempo e no espaço para cada volume de controle. No tempo, será integrada de um tempo determinado t até um tempo seguinte $(t + \Delta t)$. No espaço, a integração será entre as interfaces *w* e *e* conforme esquema da Figura 5.1. Esta integração é válida somente aos pontos internos da malha computacional.

$$\rho c_p \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0 \tag{4.14}$$

Multiplicando a equação (4.14) pela área de seção transversal *A* de um canal do regenerador rotativo tem-se que:

$$\rho A c_p \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho A u c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + Ph(T_g - T_m) = 0 \tag{5.2}$$

sendo que a vazão mássica $\dot{m}$ no canal é dada por:

$$\dot{m} = \rho u A \tag{5.3}$$

então a equação (4.14) fica:

$$\rho A c_p \frac{\partial T_g}{\partial t} + \dot{m} c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + Ph(T_g - T_m) = 0 \tag{5.4}$$

Integrando o primeiro termo da equação (5.4) tem-se que:

$$\rho A c_p \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T_g}{\partial t} dt dx = \rho A c_p \Delta x \left(T_{Pg}^1 - T_{Pg}^0 \right) \tag{5.5}$$

sendo que os índices *1* e *0* representam os tempos nos instantes atual e anterior, respectivamente.

Integrando o segundo termo da equação (5.4) tem-se que:

$$\dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T_g}{\partial x} dx dt = \dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \left(T_{eg} - T_{wg} \right) dt \tag{5.6}$$

Patankar [18] apresenta a seguinte proposta de como a temperatura varia no tempo em cada volume de controle;

$$\int_t^{t+\Delta t} T_P dt = \left[f \cdot T_P^1 + (1-f) T_P^0 \right] \Delta t \tag{5.7}$$

onde *f* é um valor entre 0 e 1 e define o tipo de esquema a ser utilizado. Para $f = 0$ tem-se o esquema explícito e para $f = 1$ o implícito. Neste trabalho será utilizado o esquema implícito de resolução. Então, a equação (5.6) fica:

$$\begin{aligned} \dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \left(T_{eg} - T_{wg} \right) dt &= \dot{m} c_p \Delta t \left[f \left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1 \right) + (1-f) \left(T_{eg}^0 - T_{wg}^0 \right) \right] \\ \dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \left(T_{eg} - T_{wg} \right) dt &= \dot{m} c_p \Delta t \left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1 \right) \end{aligned} \tag{5.8}$$

Nota-se que as temperaturas T_{eg} e T_{wg} correspondem às temperaturas nas interfaces dos volumes de controle. Na interpolação pelo esquema de diferenças centrais, um valor de temperatura na interface é obtido como sendo a média aritmética entre os pontos à esquerda e à

direita da mesma. Então, aplicando a interpolação pelo esquema de diferenças centrais para a equação (5.8) tem-se que:

$$\begin{aligned} \dot{m}c_p\Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) &= \dot{m}c_p\Delta t\left[\left(\frac{T_{Eg}^1 + T_{Pg}^1}{2}\right) - \left(\frac{T_{Pg}^1 + T_{Wg}^1}{2}\right)\right] \\ \dot{m}c_p\Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) &= \frac{1}{2}\dot{m}c_p\Delta t\left(T_{Eg}^1 - T_{Wg}^1\right) \end{aligned} \tag{5.9}$$

Integrando por fim o último termo da equação (5.4) e adotando o esquema implícito de resolução, tem-se:

$$\begin{aligned} Ph\int_w^e\int_t^{t+\Delta t}\left(T_g - T_m\right)dtdx &= hP\cdot\Delta x\int_t^{t+\Delta t}T_g dt - hP\cdot\Delta x\int_t^{t+\Delta t}T_m dt \\ Ph\int_w^e\int_t^{t+\Delta t}\left(T_g - T_m\right)dtdx &= hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pm}^1 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Substituindo então (5.10), (5.9) e (5.5) em (5.4) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para os pontos internos do gás.

$$\begin{aligned} &\rho Ac_p\Delta x\left(T_{Pg}^1 - T_{Pg}^0\right) + \frac{1}{2}\dot{m}c_p\Delta t\left(T_{Eg}^1 - T_{Wg}^1\right) + hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pm}^1 = 0 \\ &\frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^1 - \frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \frac{1}{2}\dot{m}c_p T_{Eg}^1 - \frac{1}{2}\dot{m}c_p T_{Wg}^1 + hP\cdot\Delta x T_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x T_{Pm}^1 = 0 \end{aligned} \tag{5.11}$$

o que resulta em:

$$-\frac{1}{2}\dot{m}c_p T_{Wg}^1 + \left(\frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t} + hP\cdot\Delta x\right)T_{Pg}^1 - \left(-\frac{1}{2}\dot{m}c_p\right)T_{Eg}^1 = \frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + hP\cdot\Delta x T_{Pm}^1 \tag{5.12}$$

Dividindo a equação (5.12) pela área de seção transversal *A* e lembrando que o raio hidráulico é dado por $r_h = A/P$, tem-se por fim que:

$$-\frac{1}{2}\rho u c_p T_{Wg}^1 + \left(\frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right) T_{Pg}^1 - \left(-\frac{1}{2}\rho u c_p\right) T_{Eg}^1 = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pm}^1 \qquad (5.13)$$

A equação (5.13) corresponde à equação de energia do gás discretizada para os pontos internos da malha computacional, com a utilização do esquema de interpolação de diferenças centrais. Comparando a equação (5.13) com a equação geral (5.1), tem-se que:

$$a_W = \frac{1}{2}\rho u c_p, \qquad a_P = \left(\frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right),$$

$$a_E = -\frac{1}{2}\rho u c_p, \qquad b = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pm}^1 .$$

5.2.2 Aproximação nas Interfaces pelo Esquema À Montante

Analogamente ao item 5.2.1, a equação (4.14) de energia para o gás será integrada no tempo e no espaço para cada volume de controle, sendo válida para os pontos internos da malha computacional. A única diferença existente entre este item e o anterior está na forma da obtenção de um valor de temperatura nas interfaces do volume de controle. Logo, será realizada, neste item, somente a integração do termo convectivo da equação (5.4), no qual esses valores de temperatura nas interfaces aparecem.

Integrando então o termo convectivo da equação (5.4) tem-se que:

$$\dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T_g}{\partial x} dx dt = \dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \left(T_{eg} - T_{wg}\right) dt = \dot{m} c_p \Delta t \left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) \qquad (5.8)$$

Nota-se que as temperaturas T_{eg} e T_{wg} correspondem às temperaturas nas interfaces dos volumes de controle. No esquema à montante estas temperaturas são tomadas como sendo iguais aos valores de temperatura do ponto à montante de cada uma delas, conforme o sentido do escoamento. Então, utilizando o esquema à montante tem-se, para a equação (5.8), que:

$$\dot{m}c_p\Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) = \dot{m}c_p\Delta t\left(T_{Pg}^1 - T_{Wg}^1\right) \tag{5.14}$$

Substituindo então (5.10), (5.14) e (5.5) em (5.4) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para os pontos internos do gás.

$$\begin{aligned} &\rho Ac_p\Delta x\left(T_{Pg}^1 - T_{Pg}^0\right) + \dot{m}c_p\Delta t\left(T_{Pg}^1 - T_{Wg}^1\right) + hP\cdot\Delta x\Delta tT_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x\Delta tT_{Pm}^1 = 0 \\ &\frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^1 - \frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \dot{m}c_pT_{Pg}^1 - \dot{m}c_pT_{Wg}^1 + hP\cdot\Delta xT_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta xT_{Pm}^1 = 0 \end{aligned} \tag{5.15}$$

o que resulta em:

$$-\dot{m}c_pT_{Wg}^1 + \left(\frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t} + \dot{m}c_p + hP\cdot\Delta x\right)T_{Pg}^1 = \frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + hP\cdot\Delta xT_{Pm}^1 \tag{5.16}$$

Dividindo a equação (5.16) pela área de seção transversal *A* e lembrando que o raio hidráulico é dado por $r_h = A/P$, tem-se por fim que:

$$-\rho uc_pT_{Wg}^1 + \left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \rho uc_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right)T_{Pg}^1 = \frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pm}^1 \tag{5.17}$$

A equação (5.17) corresponde à equação de energia do gás discretizada para os pontos internos da malha computacional, com a utilização do esquema à montante de interpolação. Comparando a equação (5.17) com a equação geral (5.1), tem-se que:

$$a_W = \rho uc_p, \qquad a_P = \left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \rho uc_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right),$$

$$a_E = 0, \qquad b = \frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pm}^1.$$

5.3 Discretização da Equação de Energia da Matriz

A equação (4.23) do capítulo 4 corresponde à equação de transporte de energia para a matriz. De maneira análoga ao item 5.2 (discretização da equação de energia do gás), essa equação gás será integrada no tempo e no espaço para cada volume de controle, sendo válida para os pontos internos da malha computacional. A equação (4.23) é dada por:

$$\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h} = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right) \tag{4.23}$$

Multiplicando a equação (4.23) pela área de seção transversal *A* de um canal do regenerador rotativo tem-se que:

$$A\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - hP\left(T_g - T_m\right) = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right) \tag{5.18}$$

Integrando o primeiro termo da equação (5.18) tem-se que:

$$A\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_w^e\int_t^{t+\Delta t}\frac{\partial T_m}{\partial t}dtdx = A\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta x\left(T_{Pm}^1 - T_{Pm}^0\right) \tag{5.19}$$

sendo que os índices *1* e *0* representam os tempos nos instantes atual e anterior respectivamente.

Integrando o terceiro termo (difusivo) da equação (5.18) tem-se que:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_w^e\int_t^{t+\Delta t}\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dtdx = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\frac{\partial T}{\partial x}\bigg|_e - k_w\frac{\partial T}{\partial x}\bigg|_w\right]dt \tag{5.20}$$

Utilizando o método de diferenças centrais nas derivadas parciais que aparecem na equação (5.20), tem-se que:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left(\frac{T_{Em}-T_{Pm}}{(\delta x)_e}\right) - k_w\left(\frac{T_{Pm}-T_{Wm}}{(\delta x)_w}\right)\right]dt \quad (5.21)$$

Assumindo o esquema implícito de resolução $(f=1)$ e considerando a condutividade térmica nas interfaces do volume de controle $k_e = k_w = k$ e os espaçamentos $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$, a equação (5.21) fica:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left(\frac{T_{Em}-T_{Pm}}{(\delta x)_e}\right) - k_e\left(\frac{T_{Pm}-T_{Wm}}{(\delta x)_w}\right)\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k}{(\delta x)}\left(T_{Em}^1 - 2T_{Pm}^1 + T_{Wm}^1\right) \quad (5.22)$$

Nota-se que o segundo termo da equação (5.18) apareceu também na equação de energia do gás (5.4), o qual já foi integrado, equação (5.10). Substituindo então (5.10), (5.22) e (5.19) em (5.18) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para os pontos internos da matriz.

$$\begin{aligned}
&A\rho_m c_m\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta x\left(T_{Pm}^1 - T_{Pm}^0\right) - hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pg}^1 + hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pm}^1 = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k}{(\delta x)}\left(T_{Em}^1 - 2T_{Pm}^1 + T_{Wm}^1\right)\\
&\frac{A\rho_m c_m\Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^1 - \frac{A\rho_m c_m\Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 - hP\cdot\Delta x T_{Pg}^1 + hP\cdot\Delta x T_{Pm}^1 =\\
&= A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Em}^1 - 2A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Pm}^1 + A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Wm}^1
\end{aligned} \quad (5.23)$$

o que resulta em:

$$\begin{aligned}
&-A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Wm}^1 + \left[\frac{A\rho_m c_m\Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + hP\cdot\Delta x + 2A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right]T_{Pm}^1 - A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Em}^1 =\\
&= \frac{A\rho_m c_m\Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + hP\cdot\Delta x T_{Pg}^1
\end{aligned} \quad (5.24)$$

Dividindo a equação (5.24) pela área de seção transversal A e lembrando que o raio hidráulico é dado por $r_h = A/P$, tem-se por fim que:

$$-\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T^1_{Wm}+\left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)+\frac{h\cdot\Delta x}{r_h}+2\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right]T^1_{Pm}-\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T^1_{Em}= \\ =\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T^0_{Pm}+\frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T^1_{Pg} \tag{5.25}$$

A equação (5.25) corresponde à equação de energia da matriz discretizada para os pontos internos da malha computacional. Comparando a equação (5.25) com a equação geral (5.1), tem-se que:

$$a_W=\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}, \qquad a_P=\left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)+\frac{h\cdot\Delta x}{r_h}+2\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right],$$

$$a_E=\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}, \qquad b=\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T^0_{Pm}+\frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T^1_{Pg}.$$

5.4 Condições de Contorno

Para se obter as equações discretizadas de transporte de energia para as fronteiras da malha computacional, tanto para o gás como para a matriz, o mesmo procedimento de integração utilizado nos itens 5.2 e 5.3, referentes aos pontos internos da malha computacional para o gás e para a matriz, será utilizado neste caso. Entretanto, a integração será realizada nos volumes de controle de fronteira, de tal forma que as condições de contorno possam ser aplicadas.

As condições de contorno para o gás e matriz seguem o esquema da malha computacional da Figura 5.2, na qual os pontos de fronteira são coincidentes com as interfaces de extremidade da malha.

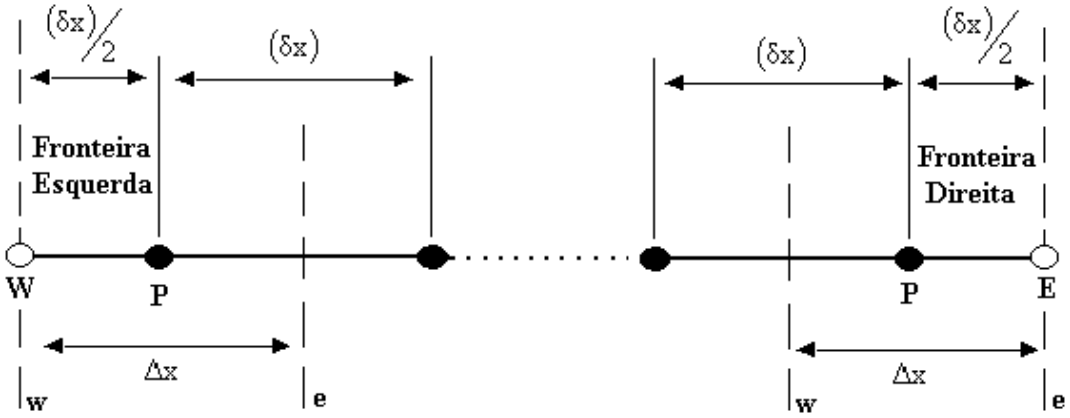


Figura 5.2. Esquema da malha computacional do gás e matriz para as condições de contorno nas fronteiras.

Na aplicação das condições de contorno, para o gás e matriz, será chamada de fronteira esquerda a extremidade de entrada de um fluido, $x = 0$. A fronteira direita será designada pela extremidade de saída de um fluido, $x = L$, conforme esquema da Figura 5.3.

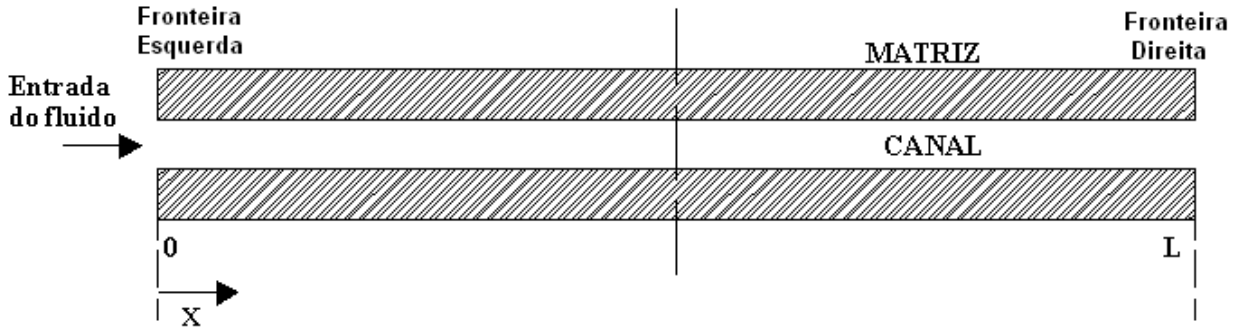


Figura 5.3. Designação das fronteiras esquerda e direita para o gás e matriz.

5.4.1 Condições de Contorno para o Gás

Analogamente ao item 5.2, a equação (4.14) de energia para o gás será integrada no tempo e no espaço, pelo método de volumes finitos, para cada volume de controle de fronteira. A diferença existente entre este item e o item 5.2 está no resultado da integração do termo convectivo da equação de energia do gás. Assim, somente a integração deste termo será realizada neste item, com a utilização das duas abordagens de aproximação para o valor de temperatura nas

interfaces, sendo o método por diferenças centrais e o método à montante. A integração com a utilização destas abordagens são apresentadas a seguir.

5.4.1.1 Interpolação por Diferenças Centrais nas Interfaces

A Figura 5.4 ilustra a malha computacional do gás para a aplicação das condições de contorno, onde T_{gcon} é a temperatura de entrada do gás de valor conhecido.

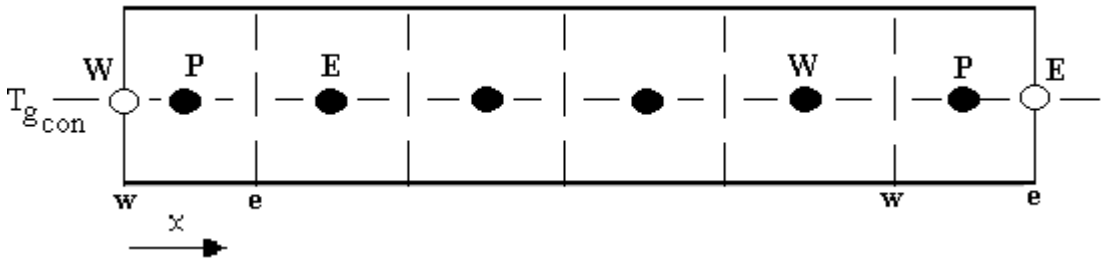


Figura 5.4. Condição de contorno para as fronteiras do gás quando se utilizou o esquema de interpolação por diferenças centrais nas interfaces.

Lembrando que a equação da energia do gás a ser integrada é a equação (5.4) dada por:

$$\rho A c_p \frac{\partial T_g}{\partial t} + \dot{m} c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + Ph\left(T_g - T_m\right) = 0 \tag{5.4}$$

Integrando então o termo convectivo da equação (5.4) tem-se que:

$$\dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T_g}{\partial x} dx dt = \dot{m} c_p \int_t^{t+\Delta t} \left(T_{eg} - T_{wg}\right) dt = \dot{m} c_p \Delta t \left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) \tag{5.8}$$

Assim, para cada fronteira do canal do regenerador, tem-se, a partir das condições de contorno para o gás, que:

- **Fronteira Esquerda** $(x = 0)$

Nota-se que as temperaturas T_{eg} e T_{wg} na equação (5.8) correspondem às temperaturas nas interfaces do volume de controle de fronteira. A temperatura T_{wg} corresponde ao valor de temperatura conhecido de entrada do gás T_{gcon} (Figura 5.4). Aplicando a interpolação pelo esquema de diferenças centrais na interface **e**, tem-se então que:

$$\dot{m}c_p\Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) = \dot{m}c_p\Delta t\left[\left(\frac{T_{Eg}^1 + T_{Pg}^1}{2}\right) - T_{gcon}\right] \tag{5.26}$$

Substituindo então (5.10), (5.26) e (5.5) em (5.4) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para a fronteira esquerda do gás.

$$\begin{aligned}
&\rho Ac_p\Delta x\left(T_{Pg}^1 - T_{Pg}^0\right) + \dot{m}c_p\Delta t\left[\frac{1}{2}\left(T_{Eg}^1 + T_{Wg}^1\right) - T_{gcon}\right] + hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x\Delta t T_{Pm}^1 = 0 \\
&\frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^1 - \frac{\rho Ac_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \dot{m}c_p\left[\frac{1}{2}T_{Eg}^1 + \frac{1}{2}T_{Wg}^1 - T_{gcon}\right] + hP\cdot\Delta x T_{Pg}^1 - hP\cdot\Delta x T_{Pm}^1 = 0
\end{aligned} \tag{5.27}$$

o que resulta em:

$$\left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \frac{1}{2}\rho uc_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right)T_{Pg}^1 - \left(-\frac{1}{2}\rho uc_p\right)T_{Eg}^1 = \frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \rho uc_p T_{gcon} + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pm}^1 \tag{5.28}$$

A equação (5.28) corresponde à equação de energia do gás discretizada para a fronteira esquerda da malha computacional, com a utilização do esquema de interpolação de diferenças centrais. Comparando a equação (5.28) com a equação geral (5.1) tem-se que:

$$a_W = 0\,, \qquad a_P = \left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \frac{1}{2}\rho uc_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right),$$

$$a_E = -\frac{1}{2}\rho u c_p, \qquad b = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \rho u c_p T_{gcon} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pm}^1.$$

- **Fronteira Direita** $(x = L)$

Nota-se que as temperaturas T_{eg} e T_{wg} na equação (5.8) correspondem às temperaturas nas interfaces do volume de controle de fronteira. O valor da temperatura T_{eg} será o mesmo que o valor no ponto à montante desta interface, no caso T_{Pg}. Observando a Figura 5.4 tem-se que $T_E = T_P$. Isso é feito para que o processo de cálculo dos valores de temperatura na malha computacional possa ser finalizado. Aplicando a interpolação pelo esquema de diferenças centrais na interface **w**, tem-se então que:

$$\begin{aligned} \dot{m} c_p \Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) &= \dot{m} c_p \Delta t\left[T_{Pg}^1 - \left(\frac{T_{Wg}^1 + T_{Pg}^1}{2}\right)\right] \\ \dot{m} c_p \Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) &= \frac{1}{2}\dot{m} c_p \Delta t\left(T_{Pg}^1 - T_{Wg}^1\right) \end{aligned} \tag{5.29}$$

Substituindo então (5.10), (5.29) e (5.5) em (5.4) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para a fronteira direita do gás.

$$\begin{aligned} &\rho A c_p \Delta x\left(T_{Pg}^1 - T_{Pg}^0\right) + \frac{1}{2}\dot{m} c_p \Delta t\left(T_{Pg}^1 - T_{Wg}^1\right) + hP \cdot \Delta x \Delta t T_{Pg}^1 - hP \cdot \Delta x \Delta t T_{Pm}^1 = 0 \\ &\frac{\rho A c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^1 - \frac{\rho A c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{1}{2}\dot{m} c_p T_{Pg}^1 - \frac{1}{2}\dot{m} c_p T_{Wg}^1 + hP \cdot \Delta x T_{Pg}^1 - hP \cdot \Delta x T_{Pm}^1 = 0 \end{aligned} \tag{5.30}$$

o que resulta em:

$$-\frac{1}{2}\rho u c_p T_{Wg}^1 + \left(\frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \frac{1}{2}\rho u c_p + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right) T_{Pg}^1 = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pm}^1 \tag{5.31}$$

A equação (5.31) corresponde à equação de energia do gás discretizada para a fronteira direita da malha computacional, com a utilização do esquema de interpolação de diferenças centrais. Comparando a equação (5.31) com a equação geral (5.1) tem-se que:

$$a_W = \frac{1}{2}\rho u c_p, \qquad a_P = \left(\frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \frac{1}{2}\rho u c_p + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right),$$

$$a_E = 0, \qquad b = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^{0} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pm}^{1}.$$

5.4.1.2 Aproximação pelo Método À Montante nas Interfaces

Neste método, o valor de temperatura no ponto de interesse depende somente do valor de temperatura no ponto à sua montante, conforme o sentido do escoamento. Como o valor de temperatura em cada ponto é obtido através de um processo em marcha, basta conhecer o valor de temperatura de entrada do gás para a obtenção da temperatura nos demais pontos da malha. Na fronteira esquerda tem-se a temperatura de entrada conhecida T_{gcon}, conforme ilustra a Figura 5.5.

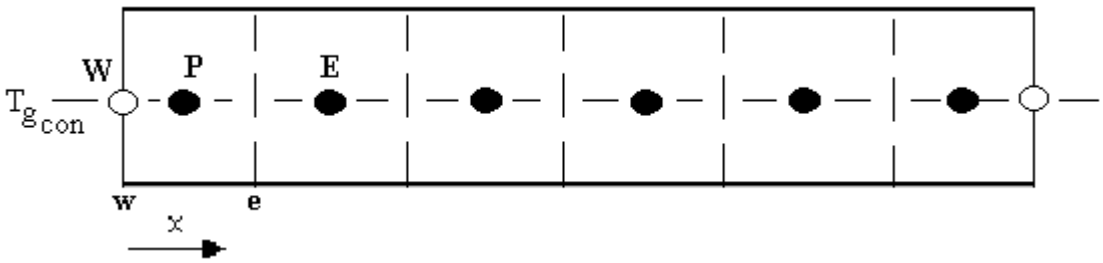


Figura 5.5. Condição de contorno para as fronteiras do gás quando se utilizou o esquema de interpolação à montante nas interfaces.

Assim, para a fronteira esquerda tem-se que:

- **Fronteira Esquerda** $(x = 0)$

As temperaturas T_{eg} e T_{wg} correspondem na equação (5.8) às temperaturas nas interfaces do volume de controle de fronteira. A temperatura T_{wg} corresponde ao valor de temperatura conhecido de entrada do gás T_{gcon}. Aplicando a interpolação pelo esquema à montante na interface **e**, tem-se então que:

$$\dot{m}c_p\Delta t\left(T_{eg}^1 - T_{wg}^1\right) = \dot{m}c_p\Delta t\left(T_{Pg}^1 - T_{gcon}\right) \tag{5.32}$$

Substituindo então (5.10), (5.32) e (5.5) em (5.4) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para a fronteira esquerda da malha computacional do gás, com a utilização do esquema de interpolação à montante. Nota-se que a equação (5.33) corresponde exatamente à equação (5.17) para os pontos internos quando $T_{gcon} = T_{Wg}^1$.

$$\left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \rho u c_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right)T_{Pg}^1 = \frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \rho u c_p T_{gcon} + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pm}^1, \tag{5.33}$$

sendo,

$$a_W = 0, \qquad a_P = \left(\frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t} + \rho u c_p + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}\right),$$

$$a_E = 0, \qquad b = \frac{\rho c_p\Delta x}{\Delta t}T_{Pg}^0 + \rho u c_p T_{gcon} + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pm}^1.$$

5.4.2 Condições de Contorno para a Matriz

Analogamente ao item 5.3, a equação (4.23) de energia para a matriz será integrada no tempo e no espaço, pelo método de volumes finitos, para cada volume de controle de fronteira. A diferença existente entre este item e o item 5.3 está no resultado da integração do termo difusivo

da equação de energia da matriz. Assim, somente a integração deste termo será realizada neste item.

Baseado na hipótese em que não ocorre nenhum processo difusivo nas fronteiras da matriz, ambas são consideradas adiabáticas. Em termos matemáticos, elas podem ser representadas através de uma derivada nula da temperatura nas fronteira, isto é, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$. A Figura 5.6 esquematiza a condição descrita.

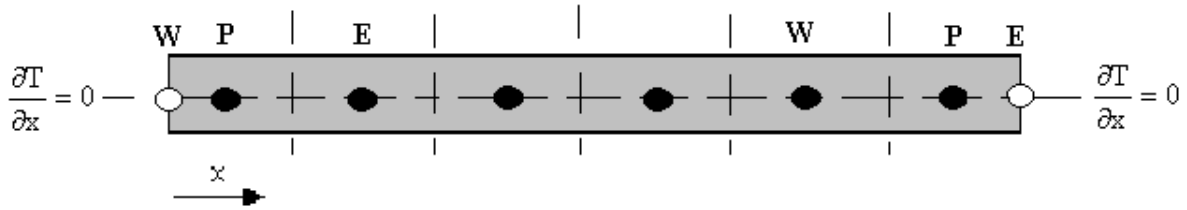


Figura 5.6. Condição de contorno para as fronteiras da matriz.

Lembrando que a equação da energia da matriz a ser integrada é a equação (5.18) dada por:

$$A\rho_m c_m\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - hP\left(T_g - T_m\right) = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right) \tag{5.18}$$

Integrando então o termo difusivo da equação (5.18) tem-se que:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_w^e\int_t^{t+\Delta t}\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)dtdx = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt \tag{5.20}$$

Utilizando o método de diferenças centrais nas derivadas parciais que aparecem na equação (5.20), tem-se que:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left(\frac{T_{Em}-T_{Pm}}{(\delta x)_e}\right) - k_w\left(\frac{T_{Pm}-T_{Wm}}{(\delta x)_w}\right)\right]dt \tag{5.21}$$

Assim, para cada fronteira da matriz, tem-se, a partir das condições de contorno que:

- **Fronteira Esquerda** $(x = 0)$

Para a fronteira esquerda tem-se que $\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w = 0$ e $\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e \cong \left(\frac{T_{E_m} - T_{P_m}}{(\delta x)_e}\right)$. Assim, a equação (5.20) fica:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left(\frac{T_{Em} - T_{Pm}}{(\delta x)_e}\right) - k_w(0)\right]dt \quad (5.34)$$

Utilizando o esquema implícito de resolução e considerando a condutividade térmica $k_e = k_w = k$ e o espaçamento $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$, a equação (5.34) fica:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k}{(\delta x)}\left(T^1_{Em} - T^1_{Pm}\right) \quad (5.35)$$

Substituindo então (5.10), (5.19) e (5.35) em (5.18) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para a fronteira esquerda da matriz.

$$\begin{aligned}&\left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right]T^1_{Pm} - \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T^1_{Em} = \\ &= \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T^0_{Pm} + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T^1_{Pg}\end{aligned}, \quad (5.36)$$

sendo,

$$a_W = 0, \qquad a_P = \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right],$$

$$a_E = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}, \qquad b = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pg}^1 .$$

- **Fronteira Direita** $(x = L)$

Para a fronteira esquerda tem-se que $\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e = 0$ e $\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w \cong \left(\frac{T_{P_m} - T_{W_m}}{(\delta x)_w}\right)$. Assim, a equação (5.20) fica:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e(0) - k_w\left(\frac{T_{Pm} - T_{Wm}}{(\delta x)_w}\right)\right]dt \qquad (5.37)$$

Utilizando o esquema implícito de resolução e considerando a condutividade térmica $k_e = k_w = k$ e o espaçamento $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$, a equação (5.37) fica:

$$A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_e\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_e - k_w\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_w\right]dt = A\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k}{(\delta x)}\left(T_{Pm}^1 - T_{Wm}^1\right) \qquad (5.38)$$

Substituindo então (5.10), (5.19) e (5.38) em (5.18) e rearranjando esta equação tem-se a equação de energia discretizada para a fronteira direita da matriz.

$$\begin{aligned} &-\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}T_{Wm}^1 + \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right]T_{Pm}^1 = \\ &= \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h}T_{Pg}^1 \end{aligned} \qquad (5.39)$$

sendo,

$$a_W = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}, \qquad a_P = \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h\cdot\Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right],$$

$$a_E = 0, \qquad b = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^{0} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T_{Pg}^{1}.$$

Em posse das equações discretizadas de transporte de energia para o gás e matriz, um programa computacional foi confeccionado e o regenerador rotativo foi simulado para uma determinada configuração. Nota-se que essas equações discretizadas de energia são acopladas. A maneira como elas foram resolvidas e mais detalhes relacionados ao programa computacional desenvolvido serão mostrados a seguir.

5.5 Programa Computacional

As simulações numéricas foram realizadas usando o software COMPAQ VISUAL FORTRAN 6.0, onde foi feito um programa computacional para a obtenção do perfil de temperatura ao longo de um canal do regenerador em posições angulares distintas. Os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento também foram obtidos. Os dados de entrada do programa incluíram a geometria do trocador de calor e outros dados relacionados aos fluidos simulados.

No programa computacional deste trabalho, as temperaturas médias de mistura na saída de cada escoamento, bem próximo da matriz do regenerador, (no caso da Figura 5.7 são $T_{f,s}$ e $T'_{q,s}$) são calculadas através de uma integração numérica pela regra do trapézio, a qual é explicada no Apêndice F. Em posse desses valores, os valores de temperatura média de mistura ainda não conhecidos ($T'_{q,e}$ e $T_{q,s}$) são obtidos pela média ponderada com as vazões e vazamentos, conforme as equações (3.14) e (3.17).

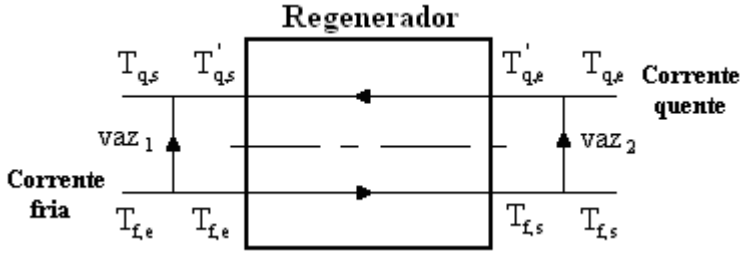


Figura 5.7. Temperaturas de saída no regenerador rotativo.

Para a obtenção dos resultados de temperatura na saída dos escoamentos, tanto pelo programa computacional como pelo método efetividade-NUT para o regenerador, é necessário o conhecimento das propriedades, as quais são calculadas para um valor médio de temperatura em cada corrente. Um processo iterativo foi realizado para a obtenção deste valor médio de temperatura nas correntes. O processo é da seguinte forma:

1. São atribuídos valores para cada temperatura média de mistura ($T_{f,s}$ e $T_{q,s}$) na saída de cada escoamento;
2. Uma temperatura média de escoamento é calculada em cada caso pela média aritmética dos valores de temperatura de entrada e saída de cada gás;
3. As propriedades são calculadas, conforme Apêndice G, para esse valor médio de temperatura em cada escoamento;
4. Com as propriedades, os números de Reynolds, Nusselt e o coeficiente de transferência de calor *h* são calculados;
5. Em posse de *h*, novos valores para as temperaturas de saída dos escoamentos são calculados pelo método efetividade-NUT para o regenerador (item 3.3);
6. Os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento são comparados com seus valores atribuídos anteriormente (passo 1);
7. Repete-se esse processo iterativo até que esses valores de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos atinjam uma tolerância pré-estabelecida.

Todo esse processo é feito no início do programa computacional e só então é que se inicia a resolução numérica das equações de transporte para a obtenção da distribuição de temperatura ao longo do canal do regenerador.

As malhas espaciais computacionais utilizadas para o gás e para a matriz foram dispostas conforme mostra o esquema da Figura 5.8, de tal forma que os volumes de controle, tanto do gás como da matriz, ficassem posicionados exatamente uns sobre os outros, com as interfaces sobre uma mesma linha vertical.

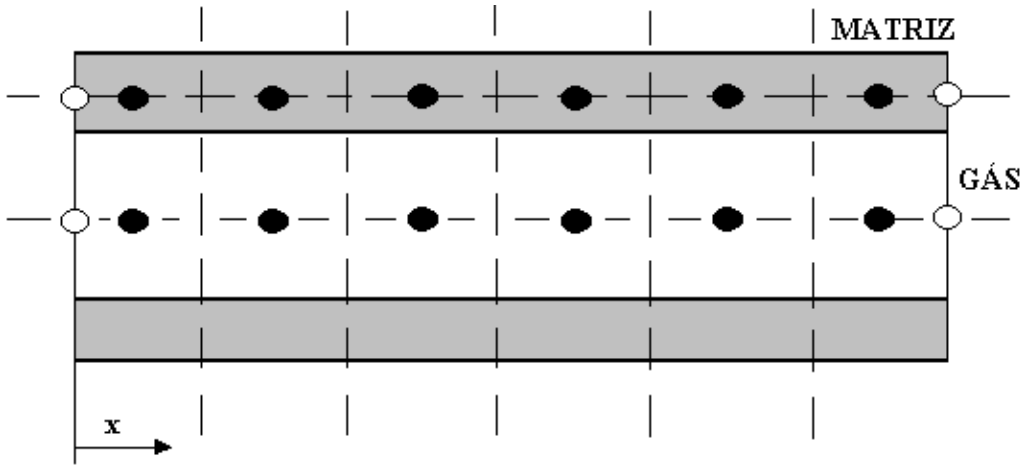


Figura 5.8. Esquema das malhas espaciais para o gás e matriz.

As equações discretizadas de energia para os pontos internos do gás e matriz formam o seguinte sistema:

$$\begin{cases} -\frac{1}{2}\rho u c_p T^1_{Wg} + \left(\frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right) T^1_{Pg} - \left(-\frac{1}{2}\rho u c_p\right) T^1_{Eg} = \frac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T^0_{Pg} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T^1_{Pm} \\ -\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)} T^1_{Wm} + \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} + 2\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)}\right] T^1_{Pm} - \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k}{(\delta x)} T^1_{Em} = , \quad (5.40) \\ = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) T^0_{Pm} + \frac{h \cdot \Delta x}{r_h} T^1_{Pg} \end{cases}$$

com a equação de energia do gás interpolada por diferenças centrais, ou

$$\begin{cases} -\rho u c_p T^1_{Wg} + \left(\dfrac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} + \rho u c_p + \dfrac{h \cdot \Delta x}{r_h}\right) T^1_{Pg} = \dfrac{\rho c_p \Delta x}{\Delta t} T^0_{Pg} + \dfrac{h \cdot \Delta x}{r_h} T^1_{Pm} \\ -\left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right)\dfrac{k}{(\delta x)} T^1_{Wm} + \left[\dfrac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \dfrac{h \cdot \Delta x}{r_h} + 2\left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right)\dfrac{k}{(\delta x)}\right] T^1_{Pm} - \left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right)\dfrac{k}{(\delta x)} T^1_{Em} = \\ = \dfrac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\dfrac{1-\sigma}{\sigma}\right) T^0_{Pm} + \dfrac{h \cdot \Delta x}{r_h} T^1_{Pg} \end{cases}, \quad (5.41)$$

com a equação de energia do gás interpolada pelo método à montante.

Como estas equações são acopladas, elas são resolvidas iterativamente, sendo necessária a atribuição de valores iniciais de temperatura nos pontos das malhas, tanto do gás como da matriz. Um processo iterativo de cálculo é realizado, de tal forma a se obter os valores de temperatura convergidos em cada ponto das malhas para cada intervalo de tempo. O processo iterativo utilizado para a resolução desse sistema é descrito nos passos a seguir:

1. Foi atribuído inicialmente o valor de temperatura ambiente de 25ºC para o gás e a matriz;
2. No instante de tempo seguinte, são calculados os valores de temperatura nos pontos da malha do gás;
3. Em seguida são calculados os valores de temperatura nos pontos da malha da matriz a partir dos valores obtidos para o gás;
4. Os valores de temperatura nos pontos das malhas do gás e matriz são comparados com seus valores anteriores. Se a diferença entre estes valores, para uma das malhas, não for inferior a uma tolerância pré-estabelecida, calcula-se novamente os valores de temperatura nos pontos da malha do gás e retorna-se ao passo 3. Se os valores de temperatura de ambas as malhas atingiram essa tolerância, retorna-se ao passo 2, e assim sucessivamente para os demais intervalos de tempo.

A cada revolução da matriz do regenerador, é verificado se ocorrem mudanças nos valores de temperatura em posições axial e angular fixas. Quando a distribuição de temperatura na matriz

do regenerador não se altera mais a cada revolução, significa que o regenerador atingiu o chamado regime periódico estacionário. O tempo necessário para o pré-aquecedor atingir esse regime depende de suas condições operacionais.

O diagrama a seguir ilustra as etapas dos cálculos e procedimentos básicos executados em seqüência no programa computacional confeccionado.

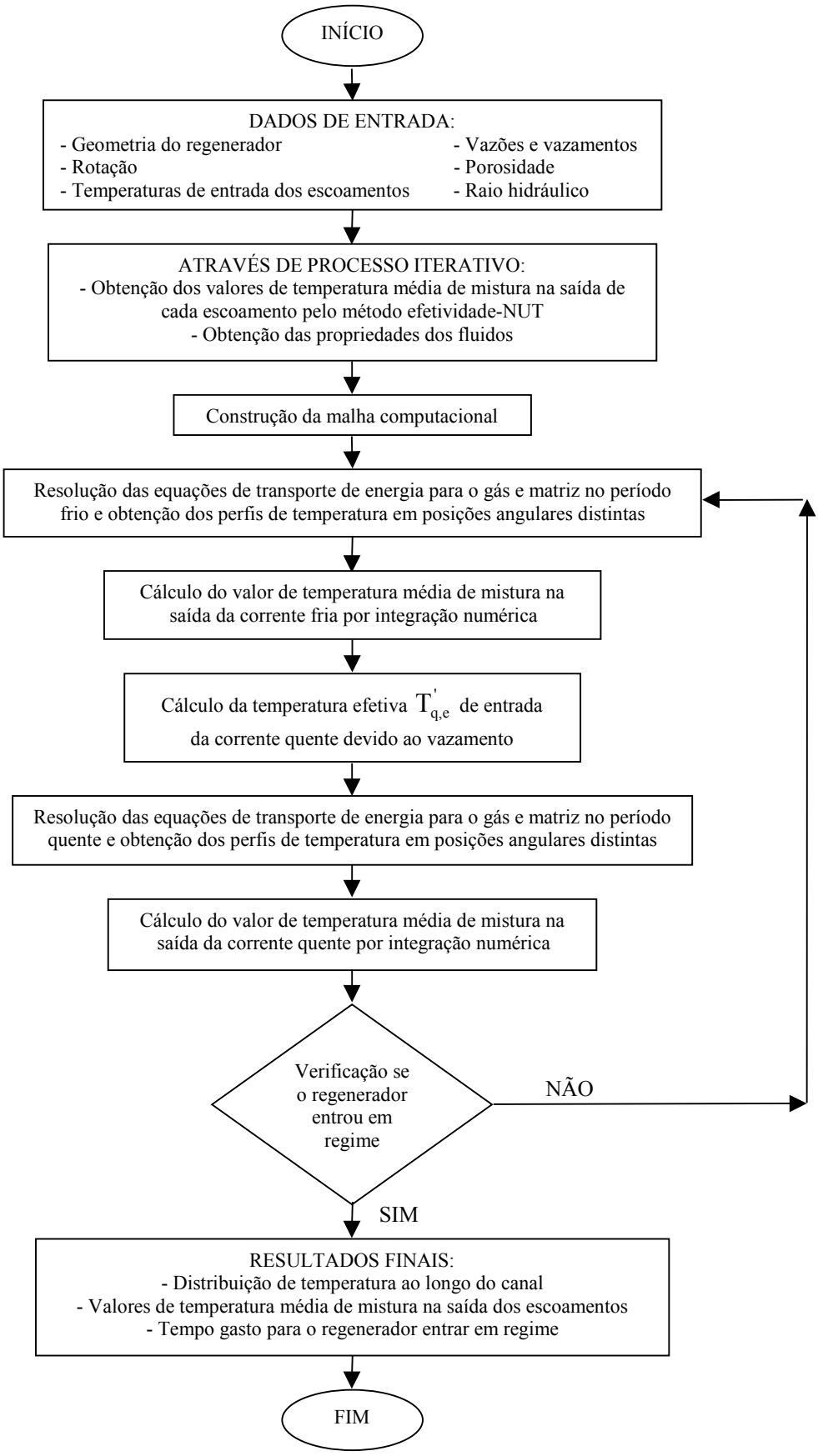


Figura 5.9. Diagrama representativo: Etapas do programa computacional.

Para melhor compreensão do regime periódico estacionário, a Figura 5.10 representa um ponto fixo na matriz na metade do canal do regenerador que foi acompanhado durante as revoluções de seu rotor até o regenerador entrar neste regime. Observa-se que a partir de um determinado instante de tempo, a temperatura adquire um comportamento periódico. Em outras palavras, a Figura 5.10 representa a visão de um observador fixo na matriz do regenerador. Para este observador tem-se que $T = T(x, t)$.

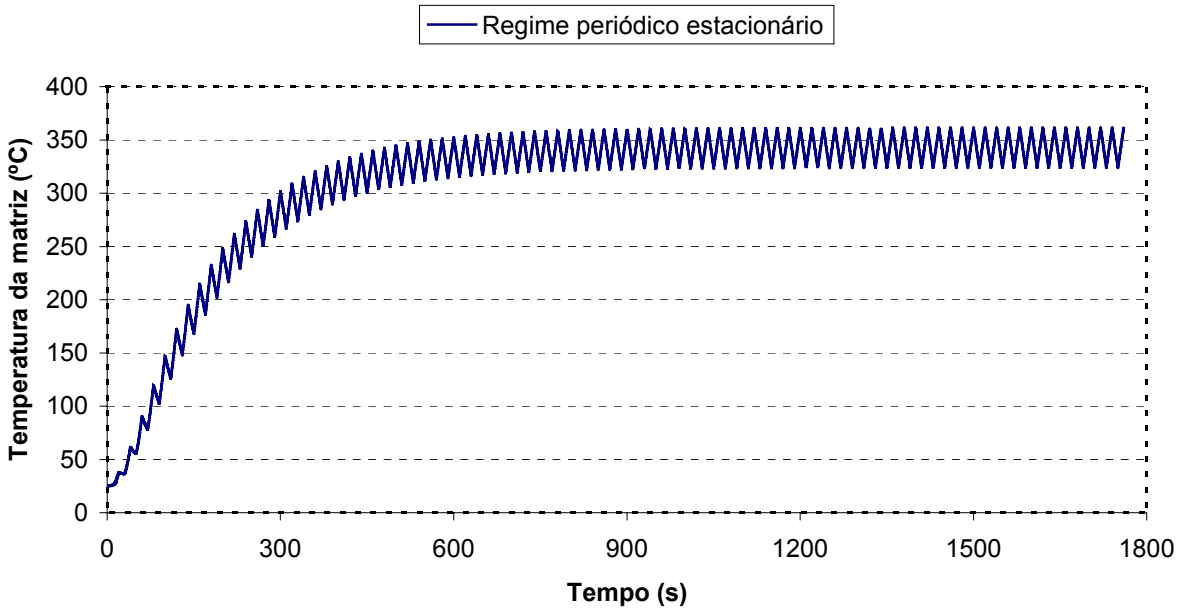


Figura 5.10. Regime periódico estacionário para um ponto fixo na metade do canal do regenerador rotativo.

Por outro lado, a temperatura num ponto fixo ao longo do canal da matriz e em uma posição angular também fixa, pode ser acompanhada por um observador fixo na terra. Observa-se que esse ponto atinge um regime estacionário após um determinado período de tempo, como ilustrado na Figura 5.11. Para este observador tem-se que $T = T(x, \theta, t)$, onde θ é a posição angular. O mesmo comportamento das Figuras 5.10 e 5.11 pode ser observado quando se faz o acompanhamento de um ponto do gás ao invés da matriz.

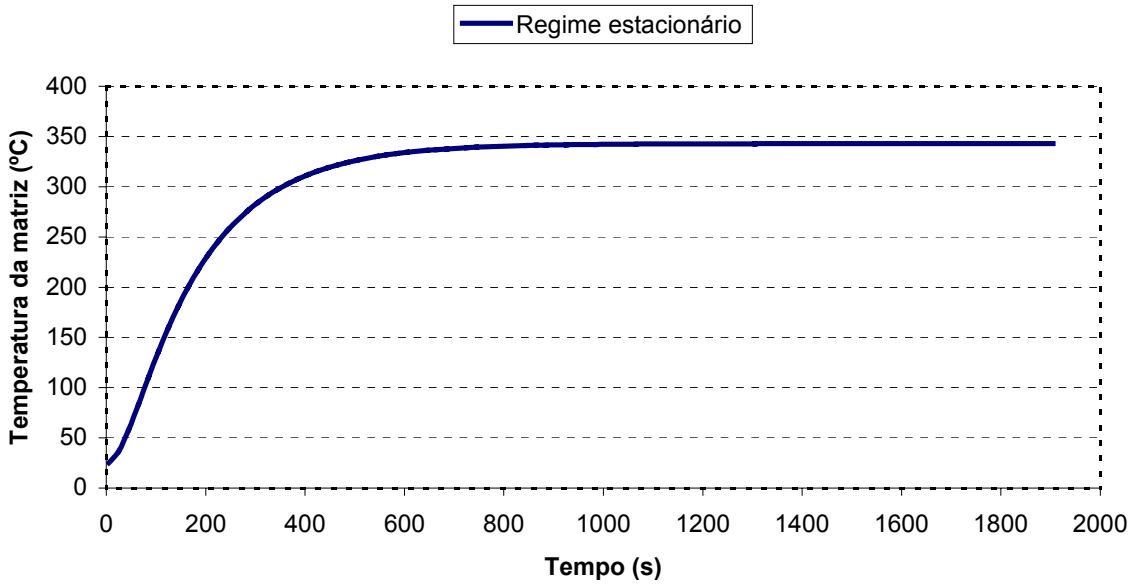


Figura 5.11. Regime estacionário de um ponto fixo na metade do canal do regenerador rotativo e também em uma posição angular fixa (metade do período frio).

Com o programa computacional desenvolvido, diversos testes de malha foram realizados para verificar a influência da malha computacional nos resultados finais. Através de comparações dos resultados obtidos no programa com resultados calculados por método em literatura, foi possível validar o modelo numérico utilizado neste trabalho. Os vários testes de malha e também a validação do modelo serão apresentados no capítulo 6.

Capítulo 6

Testes de Malha e Validação

Com o intuito de avaliar e validar o modelo numérico foram realizadas comparações entre os resultados numéricos obtidos para as temperaturas médias de mistura na saída de cada escoamento com os resultados destes parâmetros obtidos pelo método efetividade-NUT para o regenerador. Testes de malha também foram realizados para averiguar a influência da malha nos resultados.

6.1 Testes de Malha

Vários testes de malha foram feitos e a variação dos resultados conforme o refinamento da malha foi observada. As simulações foram realizadas com alguns dados de entrada no programa computacional fornecidos pela REPLAN e outros obtidos neste trabalho, como a porosidade e o raio hidráulico. As propriedades dos gases são consideradas constantes e tomadas no valor médio de temperatura de cada corrente, sendo calculadas pelo programa computacional com as equações apresentadas no Apêndice G. O material da matriz é o aço e suas propriedades também são mostradas neste apêndice. Os dados de entrada utilizados na simulação são listados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1. Dados de entrada no programa computacional, referente ao regenerador rotativo.

DADO	**VALOR**
Rotação	3 rpm
Comprimento do canal	1,35 m
Raio externo do regenerador	2,725 m
Raio interno do regenerador	0,665 m
Vazão mássica de entrada (gás frio)	237.046 kg/h
Vazão mássica de entrada (gás quente)	178.574 kg/h
Temperatura de entrada (gás frio)	75 ºC
Temperatura de entrada (gás quente)	550 ºC
Vazamento 1	28,5% da vazão de entrada do gás frio
Vazamento 2	3,2% da vazão de entrada do gás frio
Porosidade	0,894
Raio hidráulico	0,002

Todos os resultados gráficos que serão apresentados relacionados ao teste de malha foram obtidos quando se utilizou o esquema à montante de interpolação na equação de transporte de energia para o gás. Com a utilização do esquema de interpolação de diferenças centrais na equação de energia do gás, foram obtidos resultados muito próximos aos obtidos com a utilização do esquema à montante. Para uma mesma malha computacional e condições operacionais do regenerador, diversos perfis de temperatura, em posições angulares distintas, foram obtidos com a utilização dos dois esquemas de interpolação utilizados neste trabalho, sendo estes resultados comparados posteriormente. Dentre todas essas comparações, a maior diferença computada para um valor de temperatura, em uma determinada posição axial e angular, foi em torno de 3%. O mesmo foi verificado quando se compararam valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, tanto para a corrente fria como para a corrente quente. Uma comparação entre os resultados obtidos com a utilização destes dois métodos de interpolação é mostrada no item 6.3.

6.1.1 Influência da Malha Espacial em Posições Fixas Pré-Definidas

Primeiramente foi verificada a influência da malha espacial em algumas posições fixas pré-definidas do canal, tanto para o gás como para a matriz, em posições angulares estabelecidas. As malhas espaciais testadas foram com 50, 100, 200, 300 e 400 pontos. A malha temporal foi fixada com o intervalo de tempo $\Delta t = 0{,}2s$, o que corresponde a 100 divisões angulares na matriz do regenerador para 3 rotações por minuto da matriz. A Figura 6.1 indica um ponto fixo pré-definido no meio do canal $(x = 0{,}675m)$, na posição angular de $(\pi/5)$ radianos, ou seja, no início do período frio. As Figuras 6.2 e 6.3 mostram a influência da malha espacial na temperatura desse ponto do gás frio e da matriz, respectivamente.

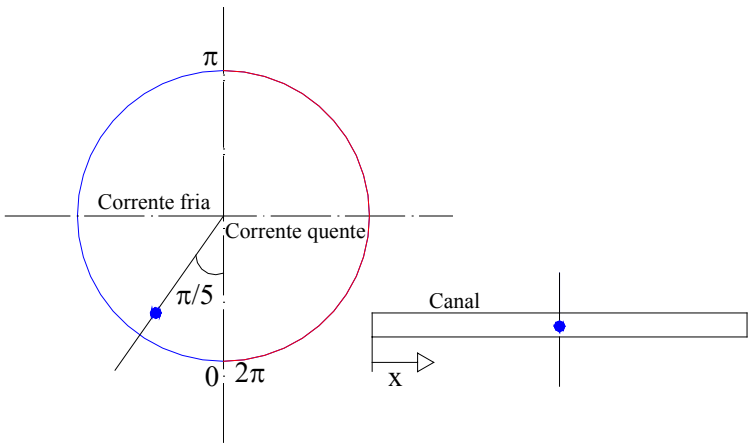


Figura 6.1. Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no período frio.

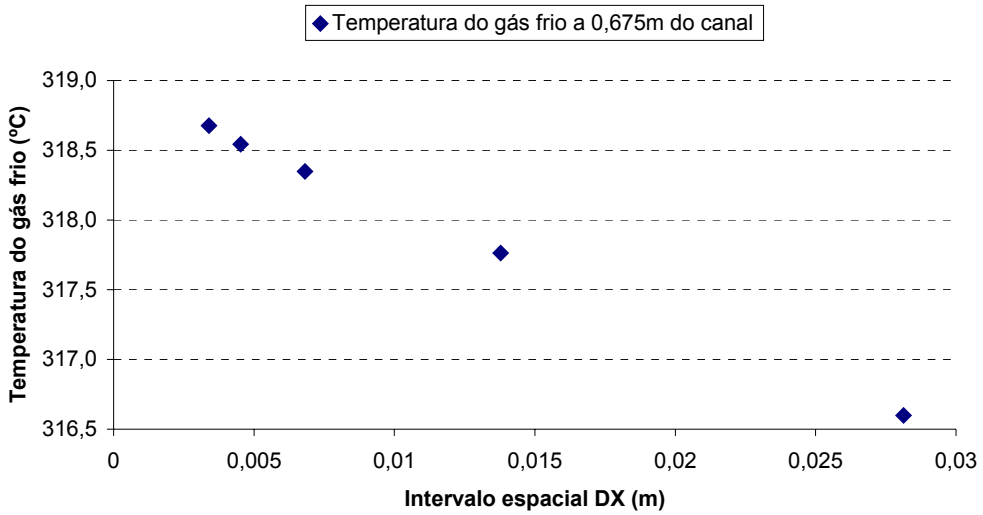


Figura 6.2. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.

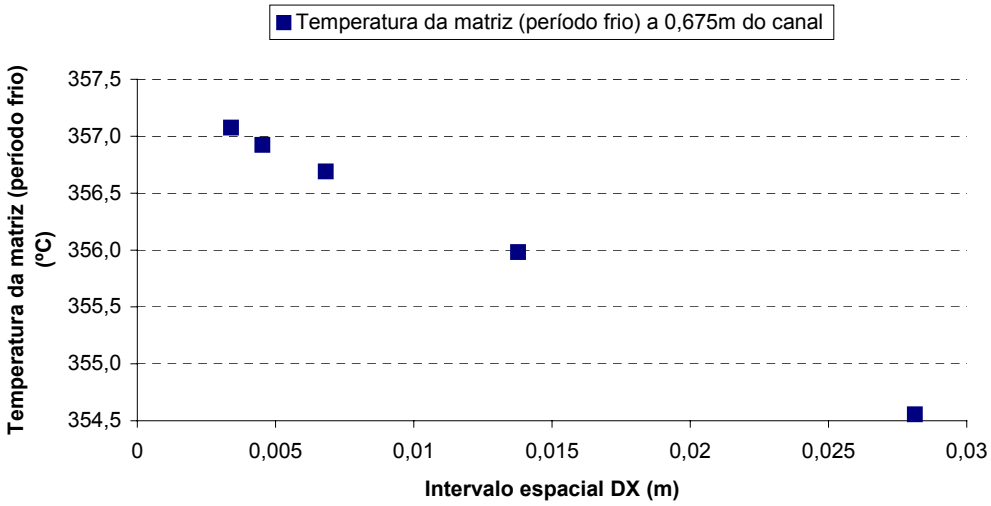


Figura 6.3. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.

Observa-se em -ambos os gráficos, Figuras 6.2 e 6.3, que a maior variação de temperatura foi inferior a 3ºC, o que fornece uma diferença de cerca de 0,94% para o gás frio e 0,84% para a matriz. Assim, o valor de temperatura nessa posição pré-definida é pouco influenciado pela variação da malha espacial de 50 para 400 pontos.

Analogamente, a Figura 6.4 indica um ponto fixo pré-definido no meio do canal $(x = 0{,}675m)$, na posição angular de $(9\pi/5)$ radianos, ou seja, no final do período quente. As Figuras 6.5 e 6.6 mostram a influência da malha espacial na temperatura desse ponto do gás quente e da matriz, respectivamente.

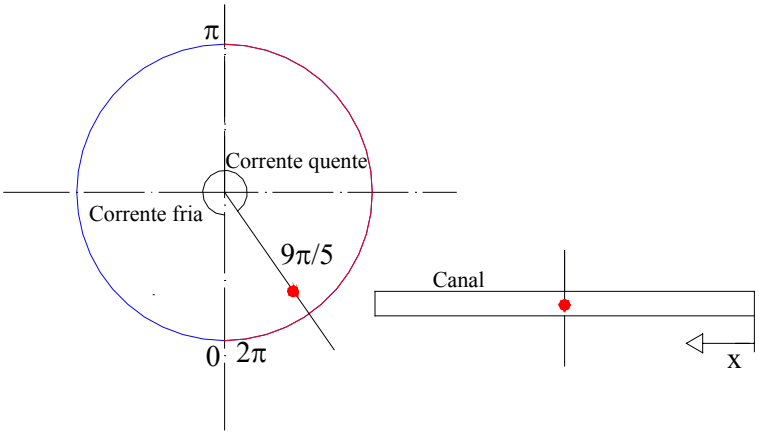


Figura 6.4. Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no período quente.

Assim como o ponto verificado no período frio, a influência da malha espacial no resultado do valor de temperatura deste ponto é pequena. Em ambos os gráficos a maior variação de temperatura foi cerca de 3ºC, o que fornece uma diferença de cerca de 0,76% para o gás quente e 0,84% para a matriz.

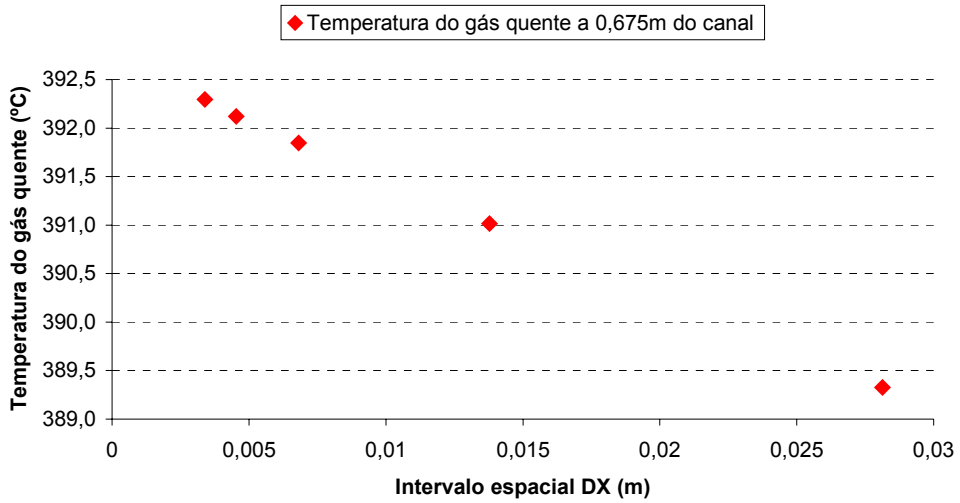


Figura 6.5. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás quente ao longo do canal na posição angular de $(9\pi/5)$ radianos.

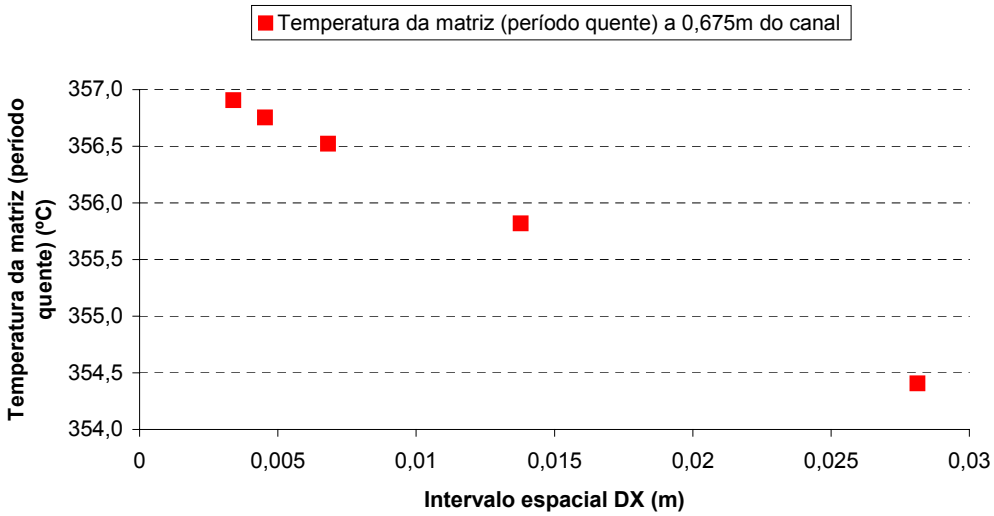


Figura 6.6. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período quente) ao longo do canal na posição angular de $(9\pi/5)$ radianos.

Outra posição fixa foi analisada no início do período frio e no começo do canal. A Figura 6.7 mostra o posicionamento deste ponto, sendo $(x = 0{,}2\text{m})$ e posição angular de $(\pi/5)$ radianos. As Figuras 6.8 e 6.9 mostram a influência da malha espacial na temperatura deste ponto do gás frio e da matriz, respectivamente.

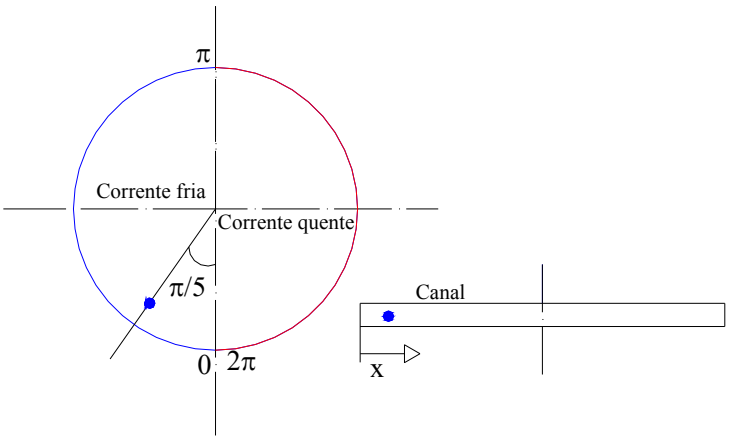


Figura 6.7. Ponto utilizado para verificação da influência da malha espacial no início do período frio e no começo do canal.

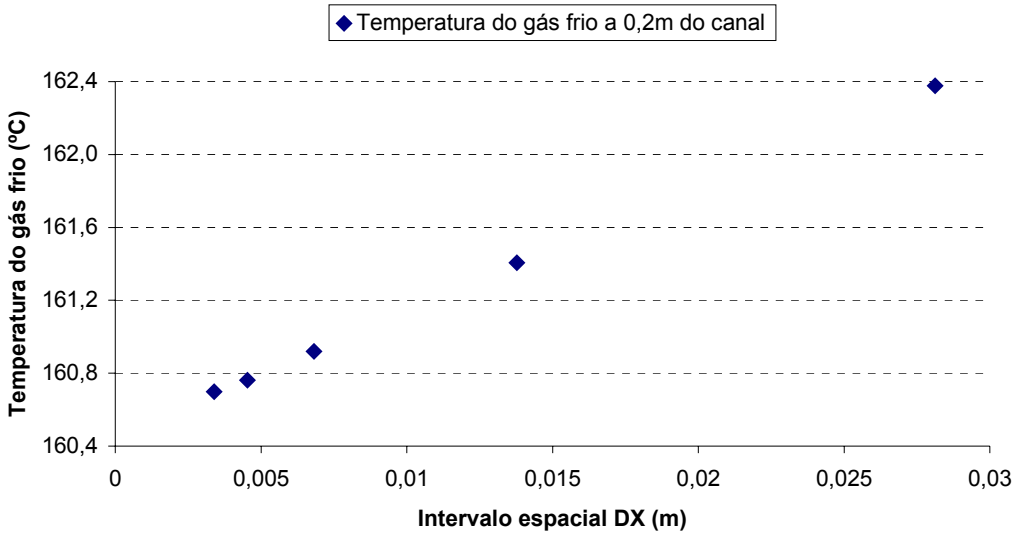


Figura 6.8. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.

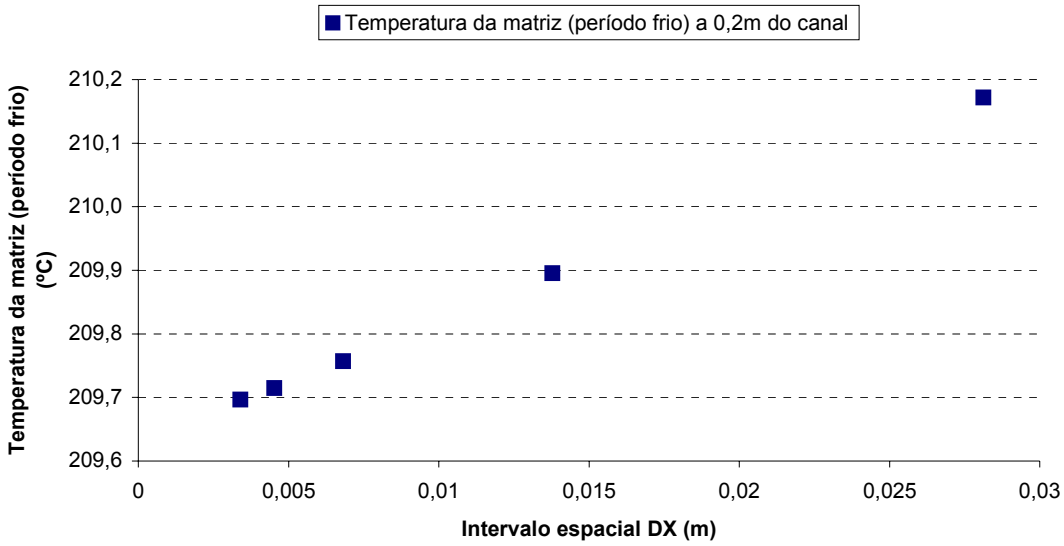


Figura 6.9. Influência da malha espacial na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/5)$ radianos.

Observa-se que, na Figura 6.8, para o gás frio, a maior variação de temperatura foi inferior a 2ºC, o que fornece uma diferença de cerca de 1,2%. Na Figura 6.9, para a matriz, a maior variação de temperatura foi inferior a 1ºC, fornecendo uma diferença inferior a 0,48%, sendo, portanto, valores muito pequenos.

6.1.2 Influência da Malha Temporal em Posições Fixas Pré-Definidas

Assim como a malha espacial, a influência da malha temporal em algumas posições fixas pré-definidas do canal foi verificada, tanto para o gás como para a matriz, em posições angulares estabelecidas. As malhas temporais testadas foram com 40, 80, 160 e 320 intervalos de tempo durante uma revolução da matriz a $3\,\text{rpm}$. A malha espacial foi fixada com 100 pontos ao longo do comprimento do canal. A Figura 6.10 indica um ponto fixo pré-definido no começo do canal, sendo a posição exata do nó $(x = 0{,}19974\text{m})$ da malha espacial. A posição angular é de $(\pi/4)$ radianos, ou seja, no início do período frio. As Figuras 6.11 e 6.12 mostram a influência da malha temporal na temperatura desse ponto do gás frio e da matriz, respectivamente.

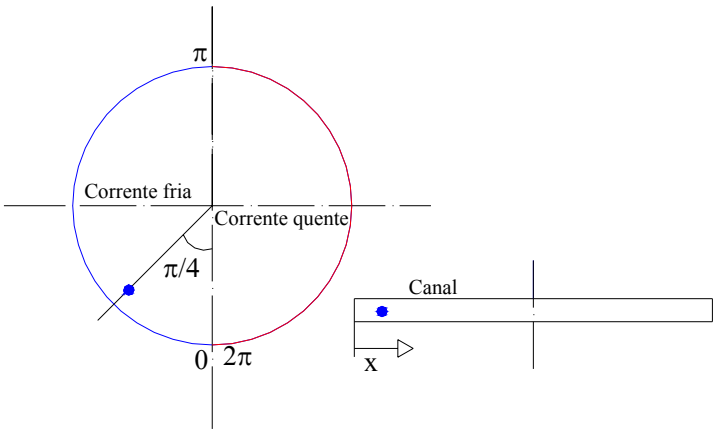


Figura 6.10. Ponto utilizado para verificação da influência da malha temporal no início do período frio e no começo do canal.

Observa-se na Figura 6.11, para o gás frio, que a maior variação de temperatura foi inferior a 0,5ºC, o que corresponde a uma diferença de cerca de 0,35%, enquanto que na Figura 6.12, para a matriz, a maior variação de temperatura é em torno de 0,25ºC, o que corresponde a uma diferença de 0,13%. Assim, o valor de temperatura nessa posição pré-definida é pouco influenciado pela variação da malha temporal de 40 para 320 intervalos de tempo durante uma revolução da matriz a 3 rpm .

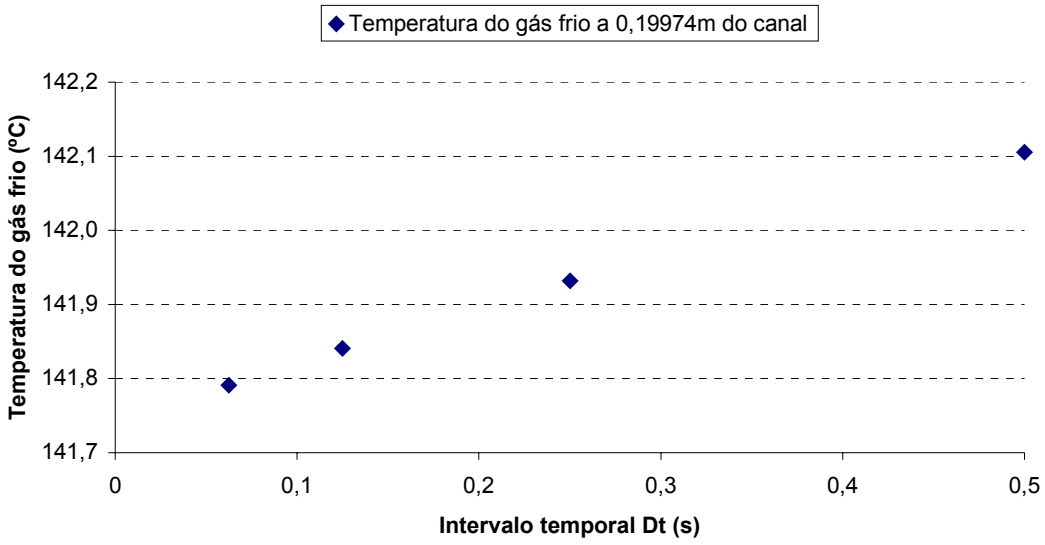


Figura 6.11. Influência da malha temporal na temperatura de um ponto do gás frio ao longo do canal na posição angular de $(\pi/4)$ radianos.

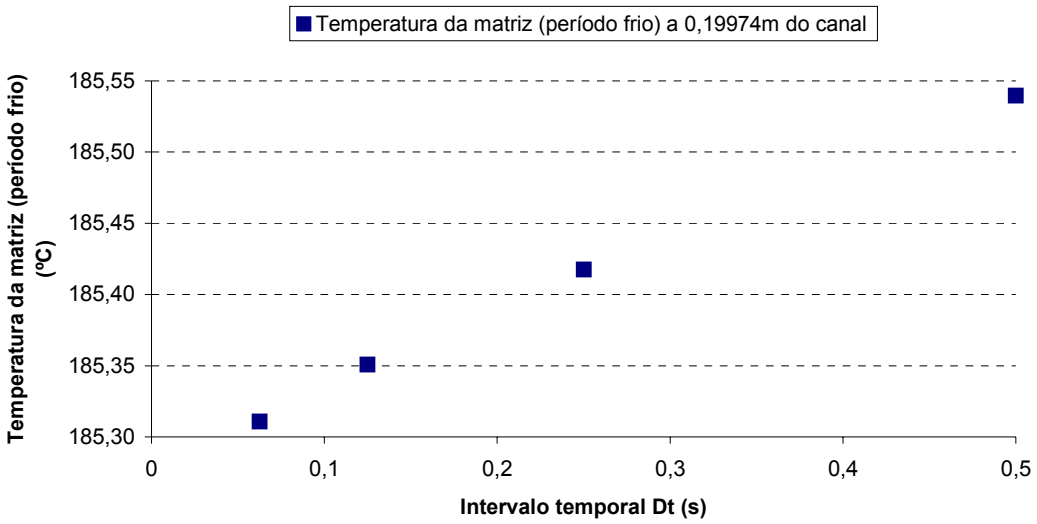


Figura 6.12. Influência da malha temporal na temperatura de um ponto da matriz (período frio) ao longo do canal na posição angular de $(\pi/4)$ radianos.

Outro ponto fixo pré-definido no começo do canal $(x = 0{,}19974\text{m})$ e na posição angular de $(5\pi/4)$ radianos, no início do período quente, é mostrado na Figura 6.13. A influência da malha temporal na temperatura desse ponto do gás quente e da matriz é mostrada, respectivamente, nas Figuras 6.14 e 6.15.

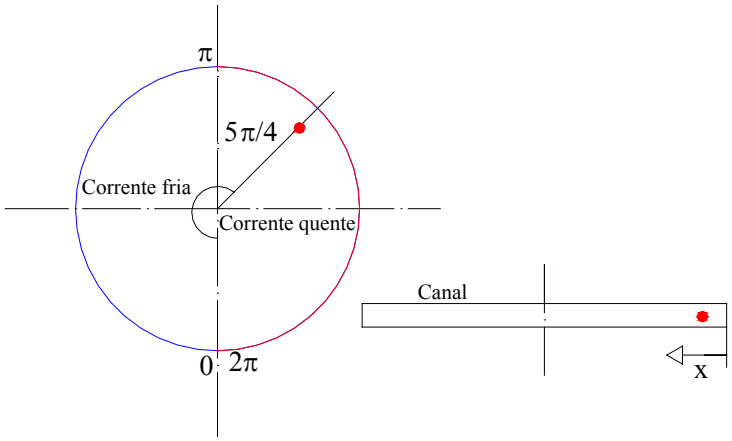


Figura 6.13. Ponto utilizado para verificação da influência da malha temporal no início do período quente e no começo do canal.

Assim como o ponto verificado no período frio, a influência da malha temporal no resultado do valor de temperatura deste ponto é pequena, pois em ambos os gráficos a maior variação de temperatura foi cerca de 1ºC, o que corresponde a uma diferença de cerca de 0,20% para o gás quente e 0,22% para a matriz.

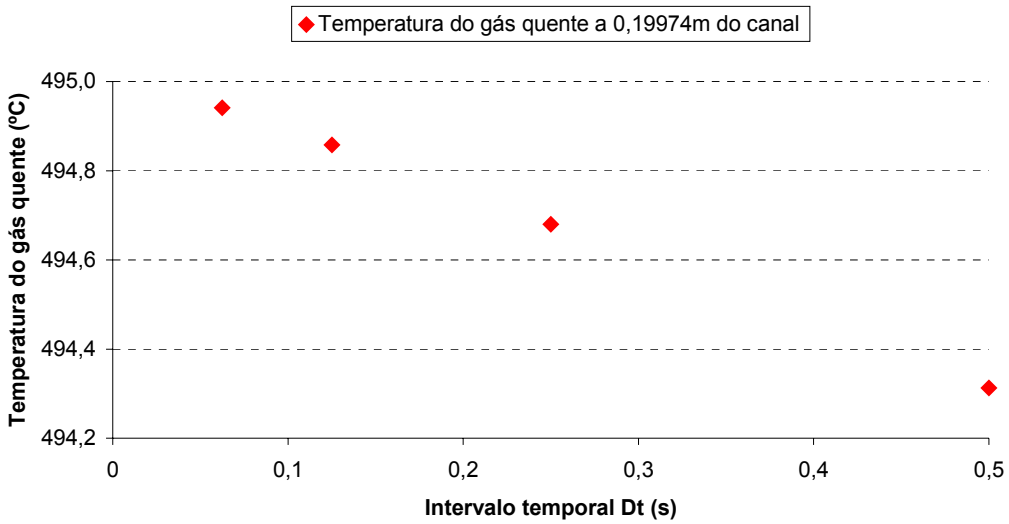


Figura 6.14. Influência da malha temporal na temperatura de um ponto do gás quente ao longo do canal na posição angular de $(5\pi/4)$ radianos.

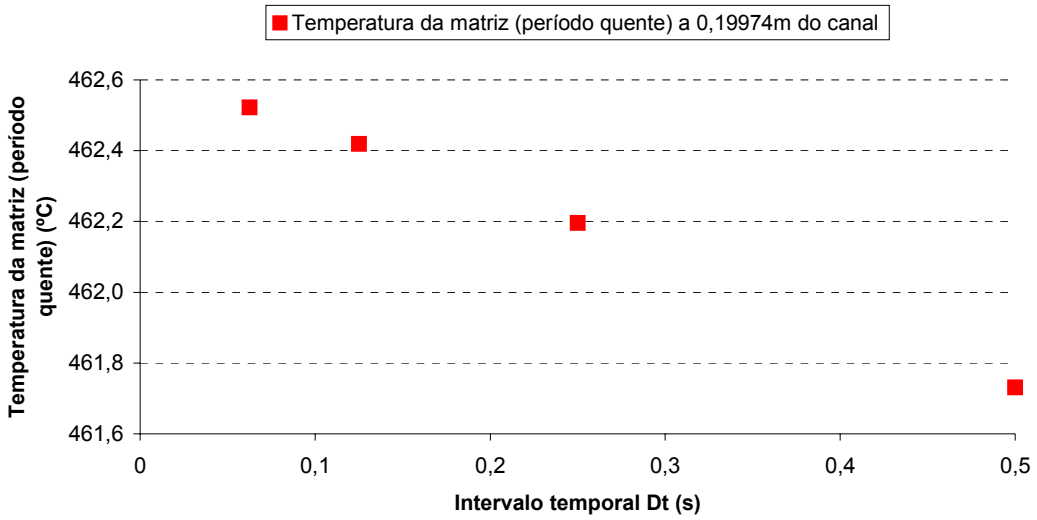


Figura 6.15. Influência da malha temporal na temperatura de um ponto da matriz (período quente) ao longo do canal na posição angular de $(5\pi/4)$ radianos.

6.1.3 Influência da Malha Espacial na Temperatura Média de Mistura e no Calor Total Transferido

Foi verificada a influência da malha espacial nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, $T_{f,s}$ e $T_{q,s}$ (fluidos quente e frio), e também no calor total transferido no processo. O calor total transferido foi calculado pela equação (3.3) a partir dos valores de temperatura média de mistura. As malhas espaciais testadas foram com 50, 100, 200, 300 e 400 pontos. A malha temporal foi fixada com o intervalo de tempo $\Delta t = 0{,}2s$, o que corresponde a 100 divisões angulares na matriz do regenerador para 3 rotações por minuto da matriz.

As Figuras 6.16 e 6.17 mostram a influência da malha espacial na temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, frio e quente, respectivamente. Observa-se na Figura 6.16 que a máxima variação de temperatura verificada neste caso é inferior a 2ºC, o que corresponde a uma diferença em porcentagem em torno de 0,4%. Na Figura 6.17, a máxima variação de temperatura foi inferior a 1ºC, correspondendo cerca de 0,68% em diferença percentual. Assim,

os valores de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos também foram muito pouco influenciados pelo refinamento da malha espacial para os casos testados.

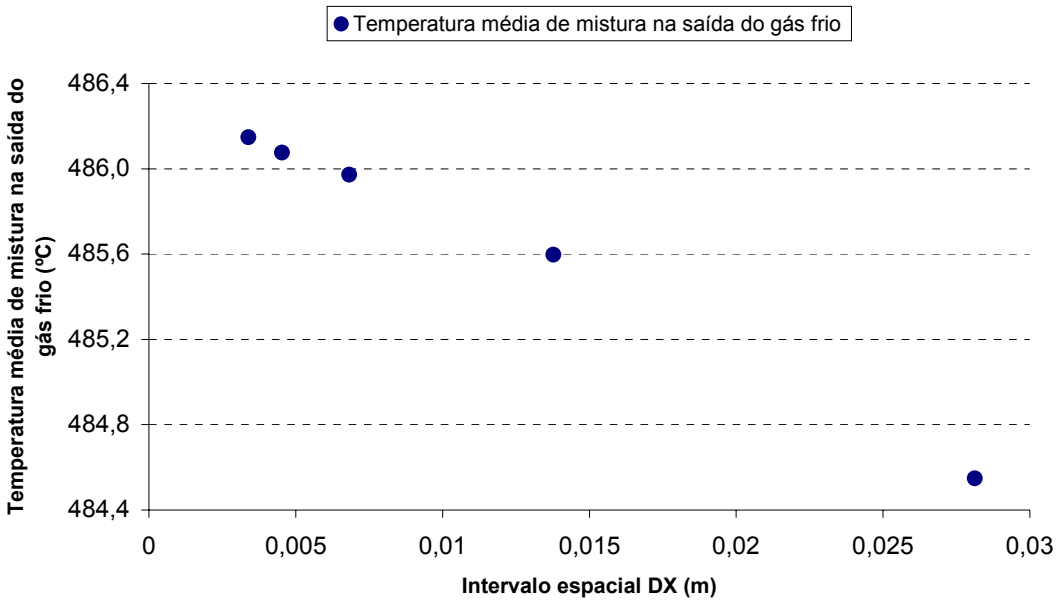


Figura 6.16. Influência da malha espacial na temperatura média de mistura na saída da corrente fria.

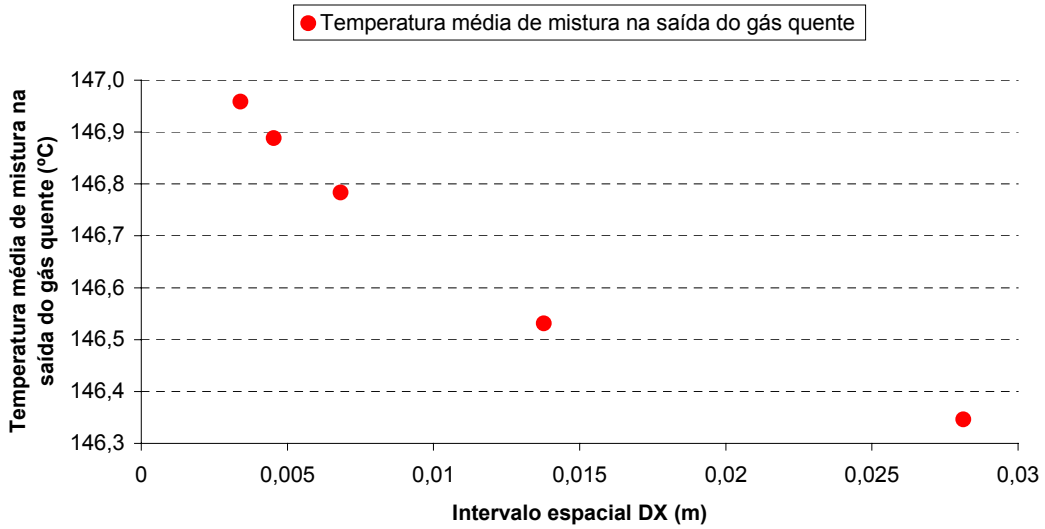


Figura 6.17. Influência da malha espacial na temperatura média de mistura na saída da corrente quente.

A Figura 6.18 mostra a influência da malha espacial no calor total q transferido no processo. Observa-se nesta figura que a máxima variação desse parâmetro corresponde a uma diferença em porcentagem em torno de 0,4%. Como o calor total transferido no processo é função da temperatura média de mistura na saída do escoamento, seu valor é pouco influenciado pelo refinamento da malha espacial.

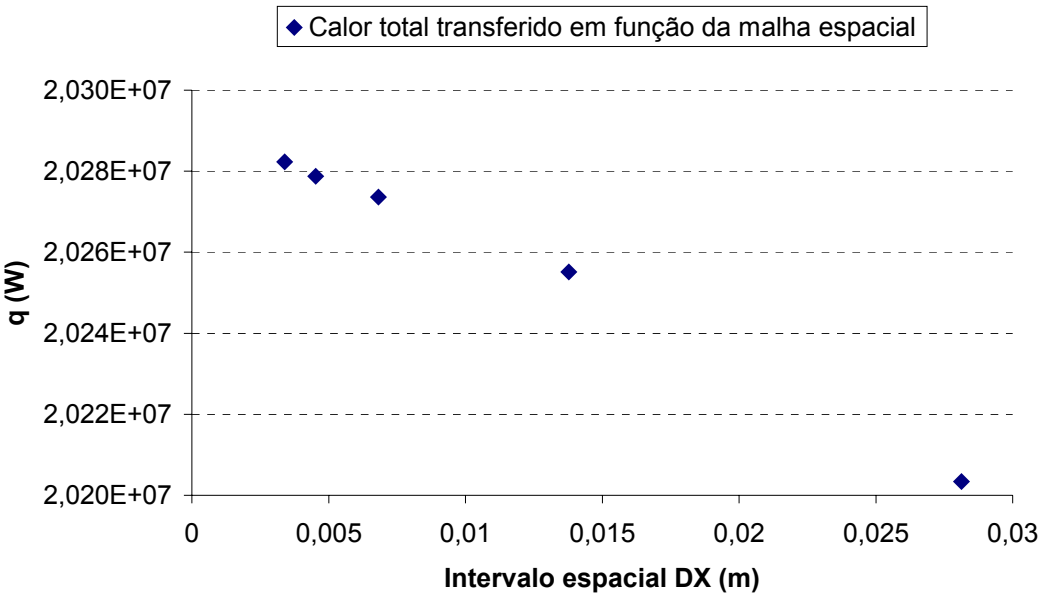


Figura 6.18. Influência da malha espacial no calor total q transferido no processo.

6.1.4 Influência da Malha Temporal na Temperatura Média de Mistura e no Calor Total Transferido

A variação dos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento e o calor total transferido no processo foi observada em função do refinamento da malha temporal. As malhas temporais testadas foram com 40, 100, 160 e 200 intervalos de tempo durante uma revolução da matriz a $3\,\text{rpm}$. A malha espacial foi fixada com 100 pontos ao longo do comprimento do canal. As Figuras 6.19 e 6.20 mostram a influência da malha temporal na temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, frio e quente, respectivamente.

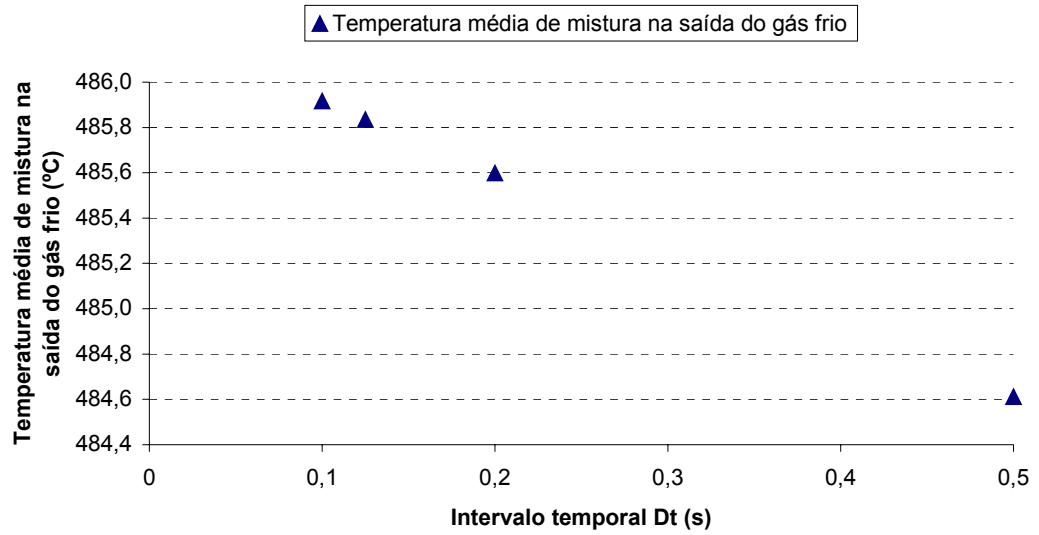


Figura 6.19. Influência da malha temporal na temperatura média de mistura na saída da corrente fria.

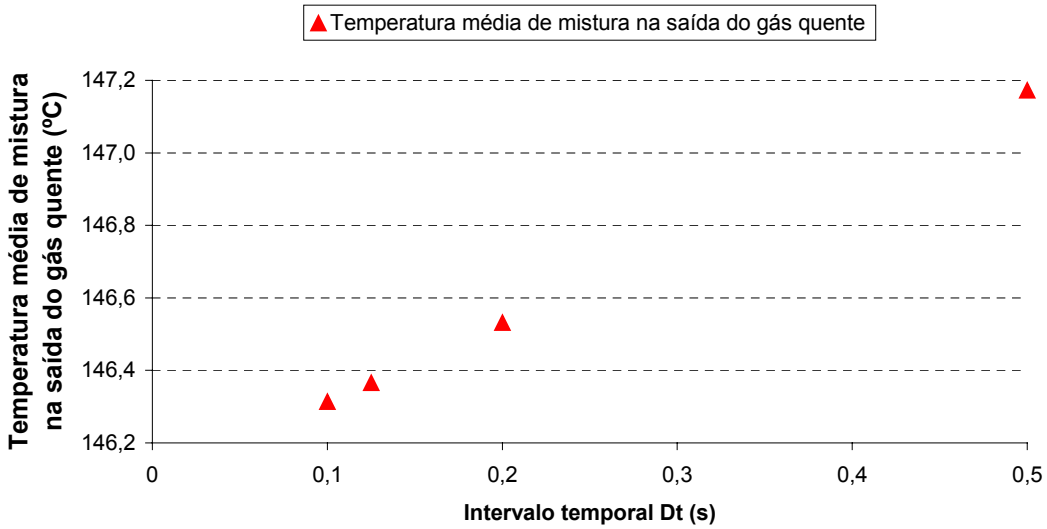


Figura 6.20. Influência da malha temporal na temperatura média de mistura na saída da corrente quente.

Similarmente ao refinamento da malha espacial (item 6.1.3), observa-se na Figura 6.19 que a máxima variação de temperatura verificada neste caso é inferior a 2ºC, o que corresponde a uma diferença em porcentagem em torno de 0,4%. Na Figura 6.20, a máxima variação de

temperatura foi inferior a 1ºC, correspondendo cerca de 0,68% em diferença percentual. Assim, os valores de temperatura média de mistura são pouco influenciados pelo refinamento da malha temporal.

A Figura 6.21 mostra a influência da malha temporal no calor total *q* transferido no processo. Observa-se nessa figura que a máxima variação desse parâmetro corresponde a uma diferença em porcentagem em torno de 0,3%. Como o calor total transferido no processo é função da temperatura média de mistura na saída dos escoamentos, o seu valor é pouco influenciado pelo refinamento da malha temporal.

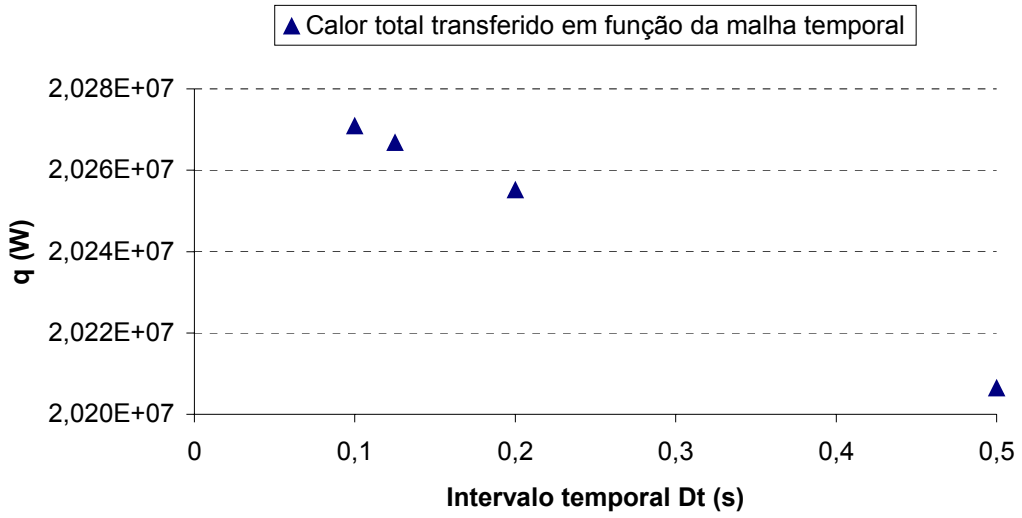


Figura 6.21. Influência da malha temporal no calor total *q* transferido no processo.

6.2 Malha

O teste de malha mostrou que, para todas as malhas testadas neste trabalho, a variação dos valores de temperatura em posições fixas pré-definidas é pequena. O mesmo foi observado com os valores de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos, tanto para a malha espacial como para a temporal. As variações observadas em ambos os casos foram inferiores a 2%. Isso mostra que os valores de temperatura, obtidos através da simulação do regenerador no

programa computacional, são pouco sensíveis às malhas espacial e temporal testadas neste trabalho.

Baseado nos resultados dos testes de malha, definiu-se então a malha computacional mais adequada para a simulação do regenerador rotativo. A malha definida neste trabalho foi com uma divisão espacial de 100 pontos, o que fornece um comprimento de volume de controle de $\Delta x = 0{,}0137755\text{m}$ e uma divisão angular na matriz do regenerador também com 100 pontos, correspondendo a um intervalo de tempo de $\Delta t = 0{,}2\text{s}$. Malhas computacionais mais refinadas, como por exemplo, com 400 pontos no espaço e 360 divisões angulares gastam um tempo computacional para a resolução cerca de 15 vezes maior que a malha adotada, sendo a diferença entre os valores de temperatura média de mistura na saída do regenerador, entre estes casos, inferior a 0,2%. Outro teste mostrou que, para malhas computacionais espacial e temporal, 5 vezes mais refinadas do que a adotada, a diferença nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, entre estes casos, é em torno de 0,2%. Adicionalmente a este fato, o tempo de simulação computacional para esta malha mais refinada é próximo de 20 vezes maior que o tempo gasto para a simulação com a malha adotada neste trabalho. O tempo de simulação computacional com a malha adotada é em torno de 12 segundos. Vale ressaltar que a simulação do regenerador foi realizada em um computador com processador AMD Athlon de 1,67GHz e 1,00GB de RAM.

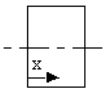
6.3 Comparação entre os Esquemas de Interpolação À Montante e Diferenças Centrais

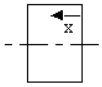
Conforme mencionado anteriormente, foram utilizados dois esquemas de interpolação no termo convectivo da equação de energia do gás: o esquema à montante e o de diferenças centrais. Utilizando a malha definida, uma comparação entre os resultados obtidos com a utilização destes esquemas foi realizada.

A Tabela 6.2 mostra uma comparação entre os resultados obtidos com o uso de cada esquema de interpolação no termo convectivo da equação de energia do gás para duas posições angulares fixas. Os dados de entrada no programa computacional são os mostrados na Tabela 6.1.

Tabela 6.2. Comparação entre resultados obtidos com a utilização de cada esquema de interpolação no termo convectivo da equação de energia do gás.

Posição axial (m)	**Temperatura gás frio (ºC) na posição angular de $(\pi/2)$ rad**		**Diferença (%)**
	À MONTANTE	**DIF. CENTRAIS**	
0,11709	120,49	121,05	0,46
0,66811	304,05	313,22	2,93
1,23291	457,53	162,17	1,00
Posição axial (m)	**Temperatura gás quente (ºC) na posição angular de $(3\pi/2)$ rad**		**Diferença (%)**
	À MONTANTE	**DIF. CENTRAIS**	
0,11709	520,07	525,74	1,08
0,66811	382,37	391,88	2,43
1,23291	212,30	216,85	2,10





A Tabela 6.3 apresenta os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, obtidos com a utilização dos diferentes esquemas de interpolação.

Tabela 6.3. Comparação entre resultados de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos.

	Temperatura média de mistura (ºC) na saída de cada corrente		**Diferença (%)**
	À MONTANTE	**DIF. CENTRAIS**	
Corrente fria	485,60	491,95	1,29
Corrente quente	146,53	149,32	1,87

Nota-se nas Tabelas 6.2 e 6.3 que as diferenças entre os resultados obtidos são inferiores a 3%.

6.4 Validação

6.4.1 Comparação com o Método Efetividade-NUT

Com a malha computacional definida, o modelo matemático desenvolvido neste trabalho pode ser validado através da comparação dos resultados de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento fornecidos pelo programa computacional com os resultados obtidos pelo método efetividade-NUT mostrado no capítulo 3. O calor total transferido q no processo também pode ser comparado, sendo seu valor obtido a partir da equação (3.3) e o obtido pelo método efetividade-NUT (equação (3.7)). Lembrando que todos os resultados apresentados a seguir neste item do trabalho são referentes aos dados de entrada da Tabela 6.1. A Tabela 6.4 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos pelo programa computacional e pelo método efetividade-NUT para o regenerador.

Tabela 6.4. Comparação entre resultados obtidos no programa computacional e pelo método efetividade-NUT.

PARÂMETRO	**Programa Computacional**	**Método Efetividade-NUT**	**Diferença (%)**
Temperatura de saída (gás frio) (ºC)	485,59	488,00	0,49
Temperatura de saída (gás quente) (ºC)	146,53	145,77	0,52
Calor total transferido (W)	$2{,}025 \times 10^7$	$2{,}037 \times 10^7$	0,57

Observa-se na Tabela 6.4 que as diferenças entre os valores obtidos pelo programa computacional e pelo método efetividade-NUT são bem pequenas para todos os parâmetros, sendo em torno de 0,5%. Essa semelhança entre os resultados pode ser explicada devido ao fato do método Efetividade-NUT para o regenerador ter sido desenvolvido a partir de soluções computacionais por causa das dificuldades matemáticas existentes no processo.

6.4.2 Influência da Condutividade Térmica da Matriz

Uma investigação interessante a ser realizada é a respeito da influência da condutividade térmica da matriz nos resultados finais de temperatura neste trabalho, já que diversos artigos da literatura incluem o efeito desse parâmetro no regenerador. No Capítulo 4 foi desenvolvida e equação de transporte de energia para a matriz do regenerador rotativo, sendo a equação (4.23) mostrada aqui novamente.

$$\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h} = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right). \tag{4.23}$$

Esta equação foi obtida considerando-se o termo de condução axial na matriz do regenerador, dado pelo último termo da equação (4.23), $\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T_m}{\partial x}\right)$. Com o intuito de averiguar a influência que esse termo exerce nos resultados de temperatura média de mistura de saída do trocador de calor, foi realizado um teste desprezando esse termo de condução, fazendo então $k = 0$, de tal forma a considerar nula a condutividade térmica da matriz no programa computacional. A Tabela 6.5 apresenta os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento obtidas no programa com $k = 63{,}9\,W/m.K$ e $k = 0\,W/m.K$ e também a diferença em porcentagem entre eles.

Tabela 6.5. Influência da condutividade térmica da matriz nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento obtidas pelo programa computacional.

GÁS	**Temperatura de saída (ºC) com $k = 63{,}9\,W/m.K$**	**Temperatura de saída (ºC) com $k = 0\,W/m.K$**	**Diferença (%)**
Frio	485,59	486,47	0,18
Quente	146,53	145,88	0,44

Percebe-se uma diferença muito pequena entre os valores de temperatura média de mistura da Tabela 6.5. Assim, o modelo matemático utilizado neste trabalho poderia ser ainda mais simplificado, excluindo o termo de condução da equação de transporte de energia da matriz. Neste modelo mais simples a equação (4.23) se resumiria a:

$$\rho_m c_m \left(\frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{h\left(T_g - T_m\right)}{r_h}, \tag{6.1}$$

já que a condutividade térmica na matriz exerce pouca influência no resultado final de temperatura.

6.4.3 Influência do Calor Específico no Termo Transiente da Equação de Energia do Gás

É interessante também observar a influência do calor específico à pressão constante c_p no termo transiente da equação de transporte de energia para o gás. Foi visto no capítulo 4 que, para gás ideal, a equação de energia para o gás apresentava originalmente o calor específico a volume constante c_v em seu termo transiente. Entretanto, como a maioria dos artigos encontrados na literatura utilizam o calor específico à pressão constante c_p neste termo, o mesmo foi feito neste trabalho.

Foi realizada uma investigação sobre a influência que o calor específico, que aparece no termo transiente da equação da energia do gás, exerce nos resultados. A Tabela 6.6 mostra uma comparação dos resultados obtidos pelo programa computacional, quando se utiliza c_p no termo transiente da equação de energia do gás e quando se utiliza c_v nesse termo. No caso de um gás perfeito, o valor de c_v é dado pela diferença entre c_p e a constante R do gás, que no caso do ar é $R = 287\,\text{N.m/kg.K}$. Assim, $c_v = c_p - R = 1047{,}81 - 287 \Rightarrow c_v = 760{,}81\,\text{J/kg.K}$.

Tabela 6.6. Influência do calor específico do termo transiente da equação de energia do gás nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento obtidas pelo programa computacional e também no valor do calor total transferido no processo.

PARÂMETRO	**c_p no termo transiente da equação da energia do gás**	**c_v no termo transiente da equação da energia do gás**	**Diferença (%)**
Temperatura de saída (gás frio) (ºC)	485,59	485,67	0,04
Temperatura de saída (gás quente) (ºC)	146,53	146,42	0,08
Calor total transferido (W)	$2{,}025 \times 10^7$	$2{,}026 \times 10^7$	0,05

Nota-se que os resultados obtidos com c_p no termo transiente da equação de energia do gás são muito próximos dos obtidos com c_v nesse termo. A diferença entre os resultados é inferior a 0,1%. Assim, é por este fato que a maioria dos artigos na literatura não faz distinção entre c_p e c_v.

6.4.4 Validação do Programa com Outras Condições Operacionais do Regenerador

Uma comparação entre os resultados obtidos pelo programa computacional com os obtidos pelo método efetividade-NUT foi realizada utilizando-se outras condições operacionais do regenerador. A Tabela 6.7 mostra outros valores atribuídos aos dados de entrada no programa computacional para a simulação do regenerador. A condutividade da matriz é considerada não nula neste caso.

Tabela 6.7. Outros dados de entrada no programa computacional para comparação dos resultados obtidos computacionalmente com os obtidos pelo método efetividade-NUT.

DADO	**VALOR**
Rotação	2 rpm
Comprimento do canal	3,0 m
Raio externo do regenerador	8,0 m
Raio interno do regenerador	2,0 m
Vazão mássica de entrada (gás frio)	500000 kg/h
Vazão mássica de entrada (gás quente)	350000 kg/h
Temperatura de entrada (gás frio)	120 ºC
Temperatura de entrada (gás quente)	600 ºC
Vazamento 1	0% da vazão de entrada do gás frio
Vazamento 2	0% da vazão de entrada do gás frio
Porosidade	0,894
Raio hidráulico	0,002

A Tabela 6.8 mostra a comparação entre os resultados obtidos pelo programa computacional e os obtidos pelo método efetividade-NUT, referentes aos dados de entrada da Tabela 6.7. Os resultados comparados são as temperaturas médias de mistura na saída dos escoamentos e o calor total transferido no processo.

Tabela 6.8. Comparação entre resultados obtidos pelo programa computacional e pelo método efetividade-NUT, para os dados de entrada da Tabela 6.7.

PARÂMETRO	Programa Computacional	Método Efetividade-NUT	Diferença (%)
Temperatura de saída (gás frio) (ºC)	465,07	455,82	1,99
Temperatura de saída (gás quente) (ºC)	123,45	120,26	2,58
Calor total transferido (W)	$5{,}022 \times 10^7$	$4{,}887 \times 10^7$	2,68

Observa-se na Tabela 6.8 que as diferenças entre os valores obtidos pelo programa computacional e os obtidos pelo método efetividade-NUT são pequenas, sendo inferiores a 3%. Nota-se que essas diferenças são maiores que as mostradas na Tabela 6.4, as quais foram calculadas com a utilização dos dados de entrada da Tabela 6.1 no programa computacional. Entretanto, os valores mostrados na Tabela 6.8 também são valores aceitáveis.

A influência que a velocidade rotacional da matriz exerce em alguns resultados obtidos para o regenerador será mostrada no capítulo 7. Será apresentada também a distribuição de temperatura para uma configuração específica do equipamento, o que corresponde ao foco principal deste trabalho. Uma comparação dos resultados com dados de campo e uma análise da influência do vazamento nos valores de temperatura média de mistura na saída dos escoamentos também foram realizadas.

Capítulo 7

Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos do regenerador rotativo. Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador são apresentados para uma configuração específica. O comportamento periódico dos gases e da matriz durante uma revolução do rotor do regenerador e a influência da rotação em alguns resultados obtidos através da simulação também são mostrados neste capítulo. Todos os resultados apresentados foram obtidos quando se utilizou o esquema à montante de interpolação na equação de transporte de energia para o gás.

7.1 Dados de Campo e Alguns Resultados

A REPLAN forneceu alguns dados de campo referentes a uma unidade em funcionamento do regenerador rotativo, os quais são listados na Tabela 7.1, com exceção da porosidade e do raio hidráulico, que foram calculados. A diferença dos dados desta tabela para aqueles apresentados na Tabela 6.1, quando se realizaram testes de malha, está somente nos valores de temperatura de entrada de cada gás, que naquele caso eram estimados e aqui foram medidos diretamente no equipamento.

Tabela 7.1. Dados de entrada no programa computacional de uma unidade do regenerador rotativo em funcionamento na REPLAN.

DADO	VALOR
Rotação	3 rpm
Comprimento do canal	1,35 m
Raio externo do regenerador	2,725 m
Raio interno do regenerador	0,665 m
Vazão mássica de entrada (gás frio)	237.046 kg/h
Vazão mássica de entrada (gás quente)	178.574 kg/h
Temperatura de entrada (gás frio)	81,56ºC
Temperatura de entrada (gás quente)	483,91ºC
Vazamento 1	28,5% da vazão de entrada do gás frio
Vazamento 2	3,2% da vazão de entrada do gás frio
Porosidade	0,894
Raio hidráulico	0,002

A partir dos dados de entrada da Tabela 7.1, alguns parâmetros do regenerador em estudo, como a velocidade do gás nos canais e os números adimensionais de Reynolds e Nusselt foram calculados pelo programa computacional para cada escoamento. O número de Nusselt foi determinado pela correlação (4.38) e conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor *h* pela equação (4.32). Tais parâmetros são mostrados na Tabela 7.2. As propriedades dos gases são consideradas constantes e tomadas na temperatura média de cada corrente, sendo calculadas pelo programa computacional com as equações apresentadas no Apêndice G. O material da matriz é o aço e suas propriedades também são mostradas neste apêndice.

Tabela 7.2. Parâmetros do regenerador em estudo obtidos pelo programa computacional.

PARÂMETRO	GÁS FRIO (AR)	GÁS QUENTE
Velocidade (m/s)	7,82	9,50
Número de Reynolds	2020,96	2182,60
Número de Nusselt	22,64	23,82
h (W/m^2K)	81,33	87,85

A comparação de resultados obtidos pelo programa computacional com dados de campo é mostrada no item 7.3. Perfis de temperatura no regenerador para as condições operacionais da Tabela 7.1 são mostrados no item 7.4. Embora o foco deste trabalho seja a distribuição de temperatura no equipamento, outros parâmetros, como a velocidade rotacional, também podem ser explorados. O item a seguir mostra a influência da rotação da matriz em alguns resultados obtidos para o regenerador através da simulação computacional.

7.2 Influência da Rotação da Matriz

Foram realizadas simulações do regenerador com diferentes velocidades rotacionais da matriz. As demais condições operacionais são as mostradas na Tabela 7.1 e a rotação foi variada de 3 a 15 rpm. A Figura 7.1 mostra o tempo para o regenerador entrar em regime periódico estacionário em função da velocidade rotacional. Observa-se que quanto maior a rotação, menor é o tempo para o regenerador atingir esse regime. Entretanto, esse tempo diminui pouco com um aumento significativo no valor da rotação. Nota-se nesta figura que um aumento de 5 vezes no valor da rotação (de 3 para 15 rpm) implica em um tempo em torno de 4,5 minutos menor para o regenerador entrar em regime estacionário.

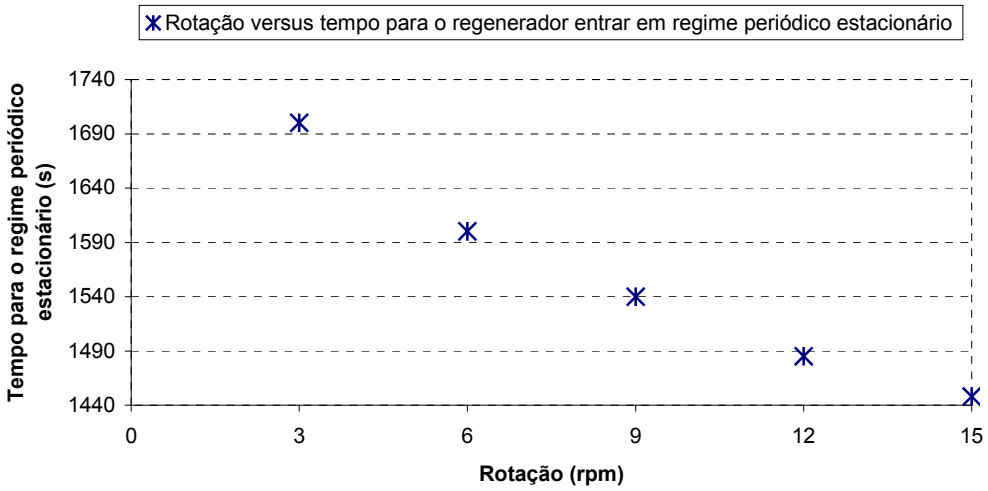


Figura 7.1. Influência da rotação no tempo para o regenerador atingir o regime estacionário.

O calor total q transferido no regenerador também pode ser observado em função da velocidade rotacional. Através da Figura 7.2 é possível observar que, para as condições operacionais testadas neste caso, a variação da velocidade rotacional da matriz praticamente não altera o valor do calor total transferido no processo. A maior variação de q na Figura 7.2 é inferior a 0,4%.

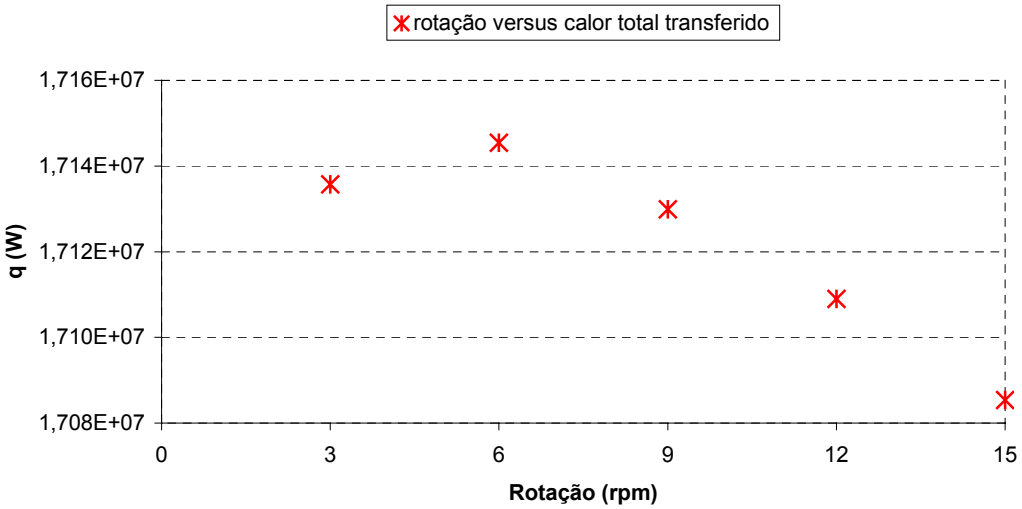


Figura 7.2. Influência da rotação no calor total transferido.

A Figura 7.3 mostra a influência da rotação na efetividade do regenerador. Nota-se que a efetividade praticamente não sofre alteração para a faixa de valores de rotação testada. Isso ocorre para valores elevados da razão entre a capacidade térmica da matriz e a menor capacidade térmica do fluido, C_r^* $\left(C_r^* > 10\right)$, o que torna o fator de correção φ_r devido à velocidade rotacional $\varphi_r \cong 1$, conforme pode ser observado na equação (3.12). O mesmo aspecto foi verificado no trabalho de Büyükalaca e Yilmaz [5].

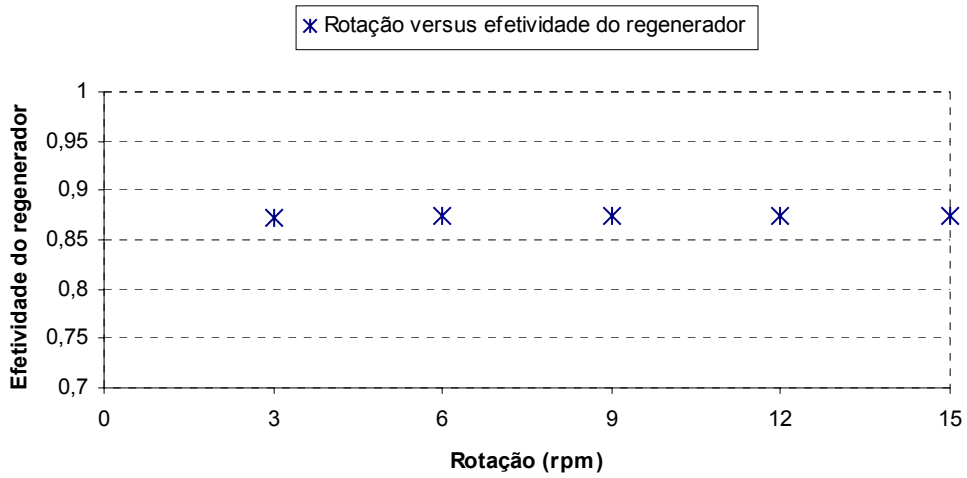


Figura 7.3. Influência da rotação na efetividade do regenerador rotativo.

7.3 Comparação com Dados de Campo

Conforme foi visto no Capítulo 3, o vazamento no regenerador ocorre na entrada e na saída da corrente fria para a corrente quente. Uma porcentagem da vazão de entrada $\dot{m}_f$ do lado frio corresponde ao valor do vazamento total nos dois lados da corrente fria (entrada e saída) do regenerador, segundo a Figura 7.4. Assim, a vazão do gás dentro de um canal do regenerador na corrente fria é diferente da vazão de entrada $\dot{m}_f$ do fluido frio. O mesmo se aplica à corrente quente, onde a vazão dentro do regenerador é diferente da vazão de entrada do fluido quente $\dot{m}_q$. A Tabela 7.3 mostra os valores de vazão de entrada de cada escoamento, a porcentagem total de vazamento e o valor total de vazamento vaz_T dado por $vaz_T = vaz_1 + vaz_2$.

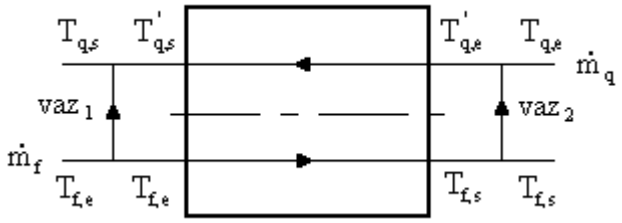


Figura 7.4. Esquema para a verificação da influência do vazamento.

Tabela 7.3. Valores de vazões e vazamentos.

DADO	**VALOR**
Vazão mássica de entrada (gás frio)	237046 kg/h
Vazão mássica de entrada (gás quente)	178574 kg/h
Porcentagem de vazamento 1	28,5% da vazão de entrada do gás frio
Porcentagem de vazamento 2	3,2% da vazão de entrada do gás frio
Porcentagem de vazamento total	31,7% da vazão de entrada do gás frio
Vazamento 1 (vaz_1)	67558,11 kg/h
Vazamento 2 (vaz_2)	7585,47 kg/h
Vazamento total (vaz_T)	75143,58 kg/h

Do valor total de vazamento (vaz_T) observa-se, na Tabela 7.3, que cerca de 90% ocorre na entrada da corrente fria e cerca de 10% na saída, já que a região de entrada é bem mais pressurizada que a de saída. Esses valores de vazões e vazamento são estimados e não são totalmente confiáveis.

A unidade do regenerador rotativo em funcionamento na REPLAN com dados de entrada mostrados na Tabela 7.1 possui medidores de temperatura na saída e na entrada de cada escoamento. As vazões e os vazamentos em (kg/h) são esses mostrados na Tabela 7.3. A Tabela 7.4 apresenta as temperaturas medidas pela REPLAN na entrada e saída de cada escoamento dessa unidade.

Tabela 7.4. Temperatura medida pela REPLAN na entrada e na saída de cada escoamento.

LOCAL	Temperatura do gás frio (ºC)	Temperatura do gás quente (ºC)
Entrada ($T_{f,e}$ e $T_{q,e}$)	81,56	483,91
Saída ($T_{f,s}$ e $T_{q,s}$)	405,65	194,27

Uma simulação do regenerador através do programa computacional foi realizada com essas temperaturas de entrada, com as condições operacionais da Tabela 7.1 e com os valores de vazões e vazamento da Tabela 7.3. A Tabela 7.5 apresenta uma comparação entre os valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento obtidos pelo programa computacional e os valores de temperatura medidos pela REPLAN na saída dos escoamentos (Tabela 7.4).

Tabela 7.5. Comparação entre os valores de temperatura obtidos pelo programa computacional na saída dos escoamentos e os dados de campo da REPLAN.

LOCAL	Temperatura na saída dos escoamentos (ºC)		Diferença (%)
	Programa Computacional	Dados de campo	
Corrente fria	428,92	405,65	5,42
Corrente quente	142,43	194,27	26,68

Observa-se na Tabela 7.5 que, com relação aos dados de campo, o programa computacional superestima o valor de temperatura de saída no lado frio e subestima o valor no lado quente, no qual se tem uma diferença significativa nessa temperatura de saída, 26,68%. Como os vazamentos são estimados, foram realizados testes para verificar a influência desse parâmetro nos valores de temperatura média de mistura obtidos pelo programa computacional na saída dos escoamentos. Assim, a porcentagem de cada vazamento foi variada e foi realizada uma comparação entre os valores de temperatura de saída dos escoamentos obtidos computacionalmente e os mesmos medidos pela REPLAN. Conforme dito anteriormente, do valor total de vazamento, $vaz_T = 75143{,}58\,kg/h$ (Tabela 7.2), cerca de 90% ocorre na entrada da corrente fria e cerca de 10% na saída. Essas porcentagens foram alteradas e simulações do regenerador no programa computacional foram realizadas para diferentes valores, mostrados na

Tabela 7.6. O valor do vazamento total foi mantido e as porcentagens desse valor foram diferentemente divididas entre os vazamentos em cada região do trocador, vaz_1 e vaz_2.

Tabela 7.6. Porcentagem do vazamento total $vaz_T = 75143{,}58\,kg/h$ dividida entre vaz_1 e vaz_2.

Porcentagem de vaz_1 em relação à vaz_T (%)	**vaz_1 (kg/h)**	**Porcentagem de vaz_2 em relação à vaz_T (%)**	**vaz_2 (kg/h)**
80	60114,87	20	15028,72
85	63872,04	15	11271,54
90	67629,22	10	7514,36
95	71386,40	5	3757,18
100	75143,58	0	0

A Tabela 7.7 mostra os valores de temperatura média de mistura obtidos pelo programa computacional na saída de cada escoamento, para cada caso da Tabela 7.6. Essa tabela também fornece a diferença em porcentagem entre os valores de temperatura calculados e os dados de campo.

Tabela 7.7. Valores de temperatura de saída obtidos pelo programa computacional para cada par de vazamento (vaz_1/vaz_2) da Tabela 7.6 e diferença em relação aos dados de campo.

(vaz_1/vaz_2) em relação a vaz_T (%)	**$T_{f,s}$ obtida pelo programa computacional (ºC)**	**Diferença (%) de $T_{f,s}$ com dado de campo $T_{f,s} = 405{,}65^{o}C$**	**$T_{q,s}$ obtida pelo programa computacional (ºC)**	**Diferença (%) de $T_{q,s}$ com dado de campo $T_{q,s} = 194{,}27^{o}C$**
80/20	425,65	4,70	144,54	25,60
85/15	427,29	5,06	143,47	26,15
90/10	428,92	5,43	142,43	26,68
95/05	430,61	5,80	141,35	27,24
100/0	432,23	6,15	140,26	27,80

Observa-se na Tabela 7.7 que a variação de vaz_1 e vaz_2 não afeta muito os resultados de temperatura de saída. Testes com menores porcentagens de vaz_1, como por exemplo, $(vaz_1/vaz_2) = (70/30)$, proporcionam uma vazão efetiva da corrente fria no canal do regenerador, de tal forma que se tenha escoamento fora do regime laminar, o que invalida a correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor obtida neste trabalho.

A porcentagem total de vazamento foi fixada como sendo 31,7% da vazão de entrada $\dot{m}_f$ da corrente fria e esse valor foi dividido e distribuído em cada região de vazamento do regenerador (entrada e saída do lado frio). Agora será mostrada uma investigação na qual a porcentagem total de vazamento em relação à corrente fria de entrada $\dot{m}_f$ será variada, mantendo vaz_1 e vaz_2 fixados como sendo 90% e 10% desse valor total, respectivamente.

A Tabela 7.8 mostra os valores de temperatura média de mistura obtidos pelo programa computacional na saída de cada escoamento, com variação do vazamento total vaz_T e também a diferença em porcentagem entre os valores de temperatura calculados e os valores de temperatura de saída medidos no campo (Tabela 7.4).

Tabela 7.8. Valores de temperatura de saída obtidos para cada porcentagem de vazamento total de $\dot{m}_f$ e comparação com dados de campo.

Porcentagem de vaz_T em relação a $\dot{m}_f$ (%)	**$T_{f,s}$ obtida pelo programa computacional (ºC)**	**Diferença (%) de $T_{f,s}$ com dado de campo $T_{f,s} = 405{,}65^{o}C$**	**$T_{q,s}$ obtida pelo programa computacional (ºC)**	**Diferença (%) de $T_{q,s}$ com dado de campo $T_{q,s} = 194{,}27^{o}C$**
25	414,84	2,22	134,71	30,66
30	425,43	4,65	140,34	27,76
35	435,63	6,88	146,64	24,52
40	445,25	8.89	153,61	20,93
45	454,01	10,65	161,19	17,03
50	461,72	12,14	169,31	12,85

Observa-se na Tabela 7.8 que aumentando a porcentagem do vazamento total vaz_T, o valor de temperatura na saída do gás quente, que é o caso mais crítico, tende a se aproximar do valor de campo. Em contrapartida, a temperatura na saída do gás frio tende a se distanciar, mesmo que relativamente pouco, do valor de campo correspondente.

A Figura 7.5 auxilia na visualização da influência do vazamento total na diferença entre o dado de campo e a temperatura média de mistura na saída da corrente quente do regenerador. A linha contínua representa o valor do dado de campo dessa temperatura. Os pontos discretos no gráfico indicam o valor dessa temperatura obtida no programa computacional para cada porcentagem total de vazamento da Tabela 7.8. Como foi visto, o valor de temperatura tende a se aproximar do dado de campo conforme se aumenta o vazamento total.

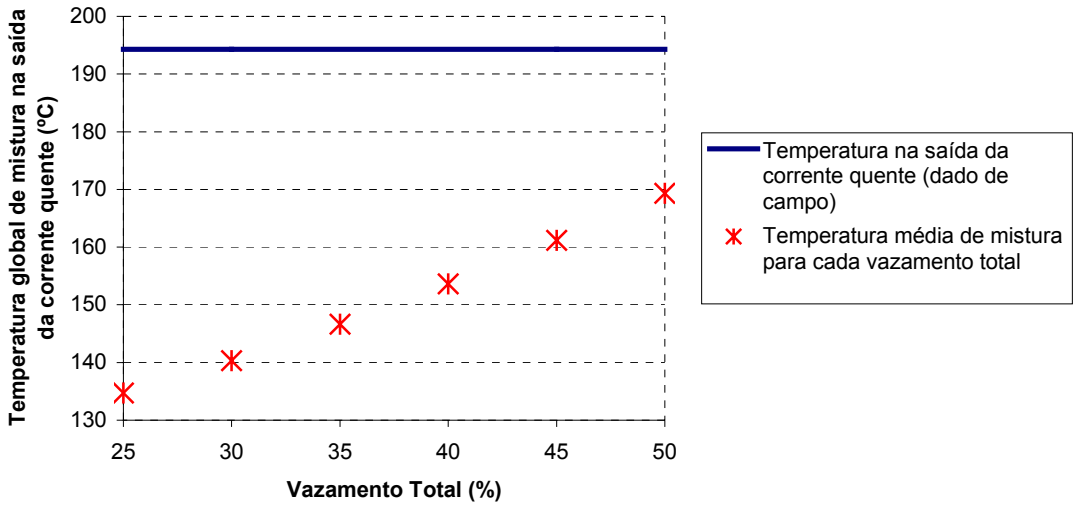


Figura 7.5. Influência do vazamento total na diferença entre o dado de campo e a temperatura média de mistura na saída da corrente quente do regenerador.

Talvez essa considerável diferença entre a temperatura na saída da corrente quente e o seu valor de campo possa ser devido ao fato de não se conhecer exatamente o posicionamento dos medidores de temperatura nos dutos que conduzem os gases que passam pela matriz do trocador de calor. Não se sabe se esses medidores estão a uma distância suficiente do trocador, a ponto de se afirmar que o valor de temperatura que ele mede é o valor médio de mistura. Esse medidor de

temperatura na corrente quente pode estar numa posição tal que a corrente de fluido quente não tenha recebido ainda grande influência de vaz_1. Dessa forma, conforme a Figura 7.4, a temperatura que ele estaria medindo poderia estar mais próxima de $T'_{q,s}$ do que de $T_{q,s}$. Se esse for o caso, tem-se o valor fornecido pelo programa computacional de $T'_{q,s} = 164{,}52^{o}C$ para o caso padrão simulado neste trabalho. Neste caso, a diferença entre o valor de $T'_{q,s}$ e o dado de campo seria de 15,26%.

7.4 Perfis de Temperatura

7.4.1 Variação Axial: Posição Angular Fixada

Com a malha computacional definida, foi possível então obter os perfis de temperatura, para o gás e matriz, ao longo de um canal do regenerador em posições angulares distintas para uma situação real de funcionamento do pré-aquecedor regenerativo, conforme condições operacionais da Tabela 7.1.

A Figura 7.6 mostra duas posições angulares fixas, sendo uma no período frio, $(\pi/2)$ radianos, e outra no período quente, $(3\pi/2)$ radianos. As Figuras 7.7 (a) e (b) mostram os perfis de temperatura obtidos para o gás e matriz ao longo do escoamento, para os períodos frio e quente, respectivamente, nessas posições angulares.

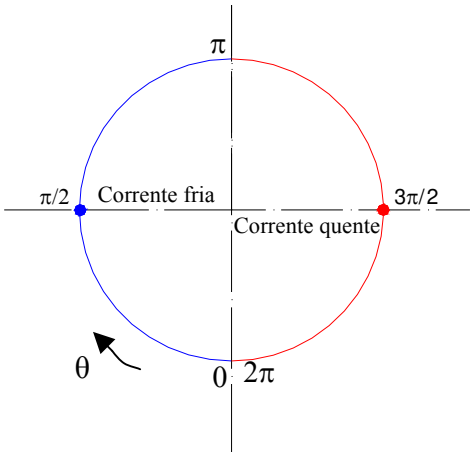
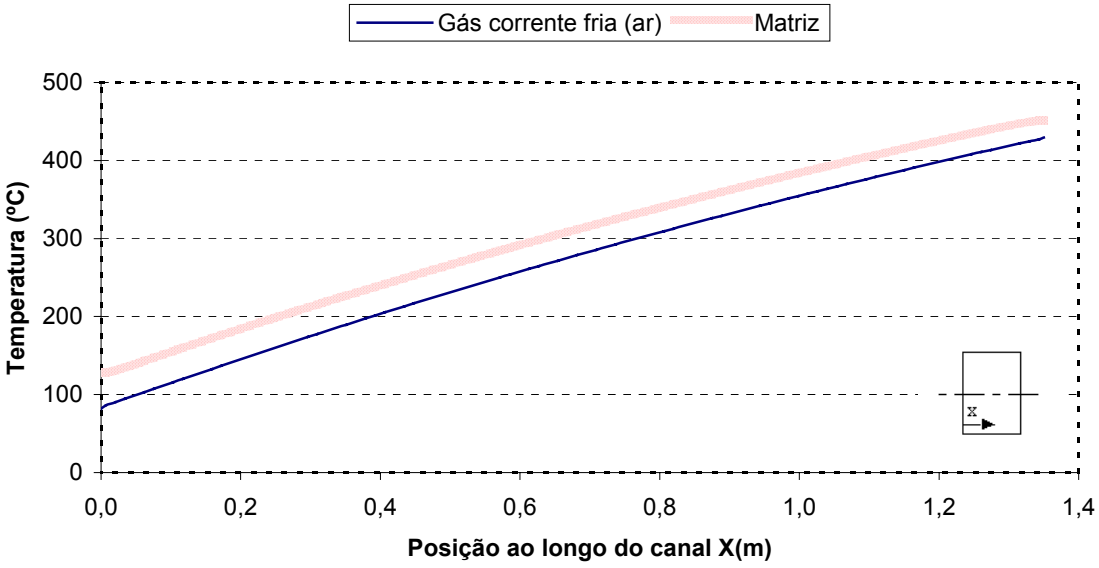
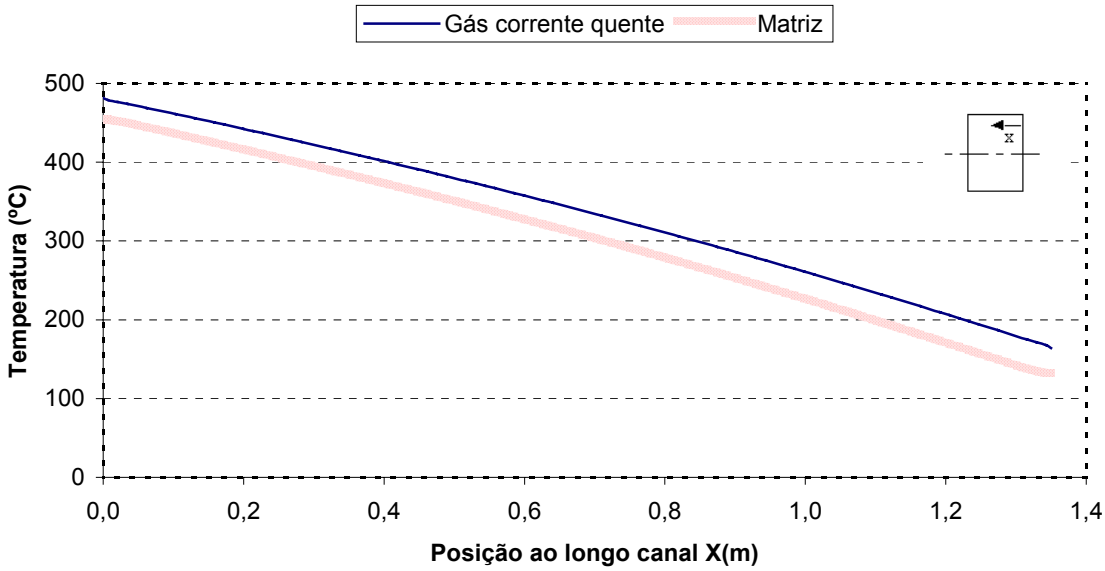


Figura 7.6. Posições angulares para os perfis de temperatura do gás e matriz para os períodos frio e quente do regenerador rotativo.



(a)



(b)

Figura 7.7. Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador na posição angular de: (a) $(\pi/2)$ radianos; e (b) $(3\pi/2)$ radianos.

Os perfis de temperatura apresentados nas Figuras 7.7 (a) e (b) correspondem aos perfis do trocador de calor rotativo quando estes não mudam mais após ter atingido o regime estacionário. O programa computacional calcula o tempo em que o regenerador leva para entrar nesse regime, sendo em torno de 28,5 minutos após o início de seu funcionamento, considerando a matriz inicialmente na temperatura ambiente de 25ºC. É importante perceber também que os valores de temperatura no regenerador são dependentes apenas da posição axial ao longo do escoamento e da posição angular, sendo, portanto, independentes da posição radial na matriz do regenerador. Assim, qualquer ponto fixo em uma determinada posição axial e angular, terá o mesmo valor de temperatura em qualquer localização ao longo do raio do trocador de calor.

Observa-se nas Figuras 7.7 (a) e (b) que a variação de temperatura, entre os valores de entrada e saída de cada gás é em torno de 350ºC. Conforme a Figura 7.7(a), a matriz apresenta valores de temperatura maiores que o gás frio, enquanto que na Figura 7.7(b), o gás quente apresenta valores de temperatura maiores que a matriz. Isso é condizente com o modo de funcionamento deste trocador de calor, pois no período frio a matriz aquece o gás e no período quente é o gás que aquece a matriz.

A Figura 7.8 ilustra três posições angulares para cada período do regenerador, sendo uma posição no início, uma na metade e outra no final de cada período. Para o período frio têm-se as posições angulares de $(\pi/5)$, $(\pi/2)$ e $(4\pi/5)$ radianos e para o período quente têm-se as posições angulares de $(6\pi/5)$, $(3\pi/2)$ e $(9\pi/5)$ radianos. As Figuras 7.9 e 7.10 mostram três perfis de temperatura, para o gás e matriz, nos períodos frio e quente, nas posições angulares indicadas na Figura 7.8.

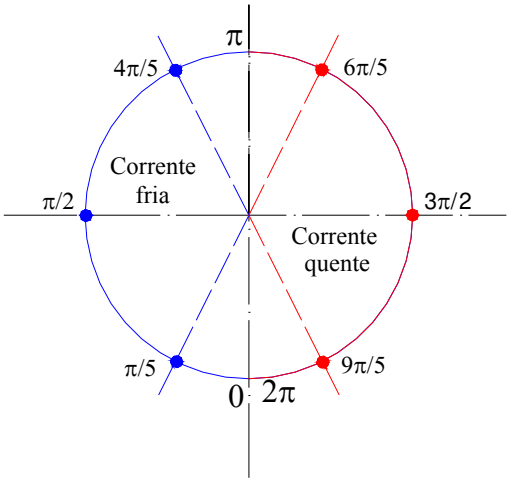
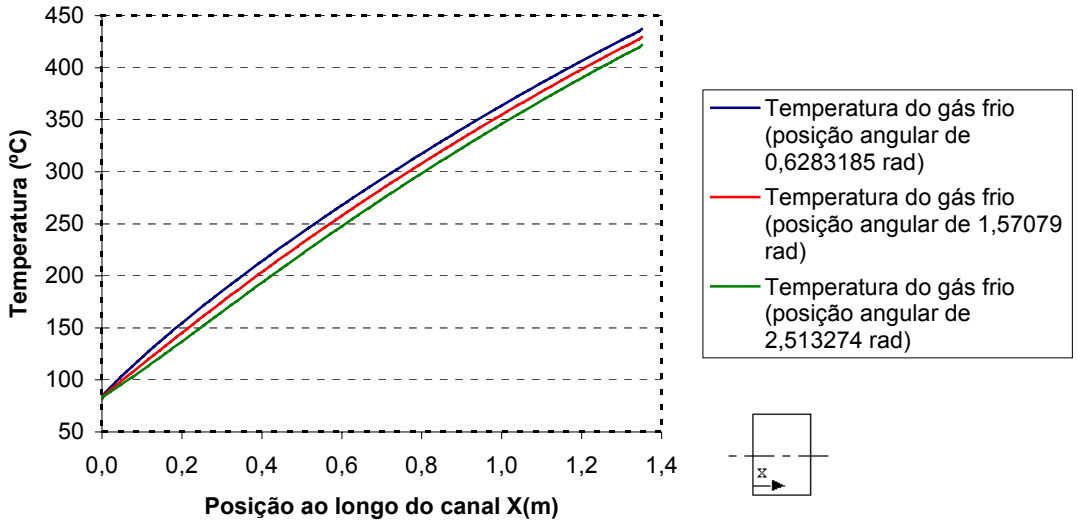
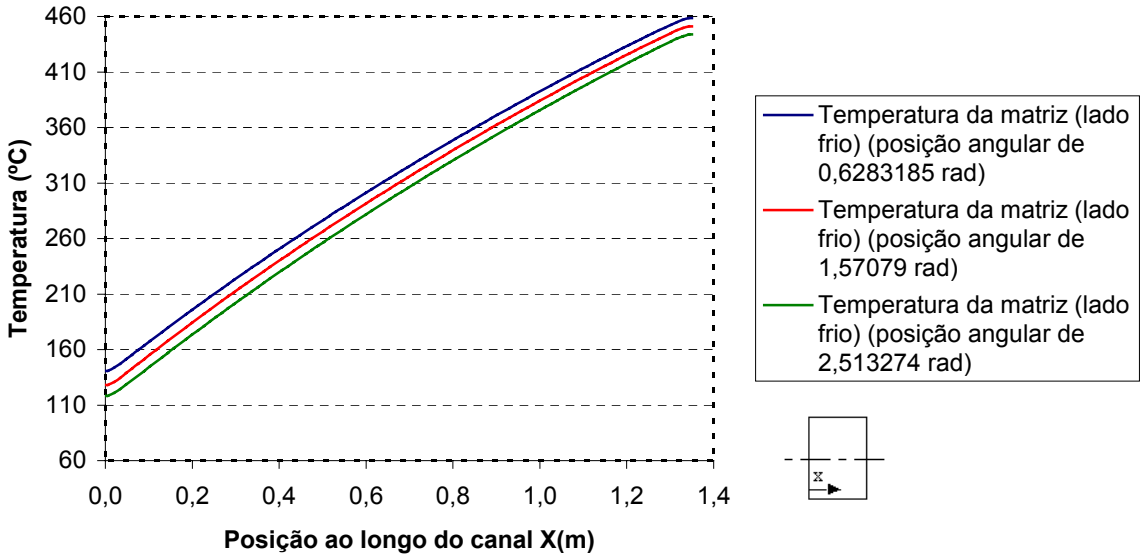


Figura 7.8. Três posições angulares para os perfis de temperatura do gás e matriz para os períodos frio e quente do regenerador rotativo.

Observa-se na Figura 7.9 que a variação de temperatura de um perfil para o outro não é tão elevada. Nota-se uma diferença de aproximadamente 25ºC, na saída do escoamento, entre os perfis nas posições angulares de $(\pi/5)$ e $(4\pi/5)$ radianos, tanto para o gás frio como para a matriz.



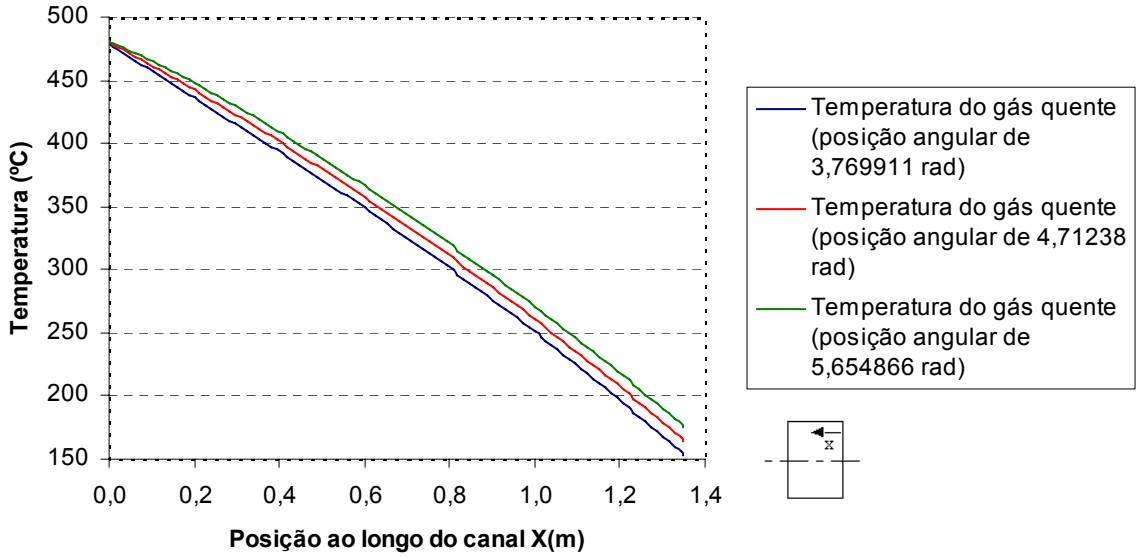
(a)



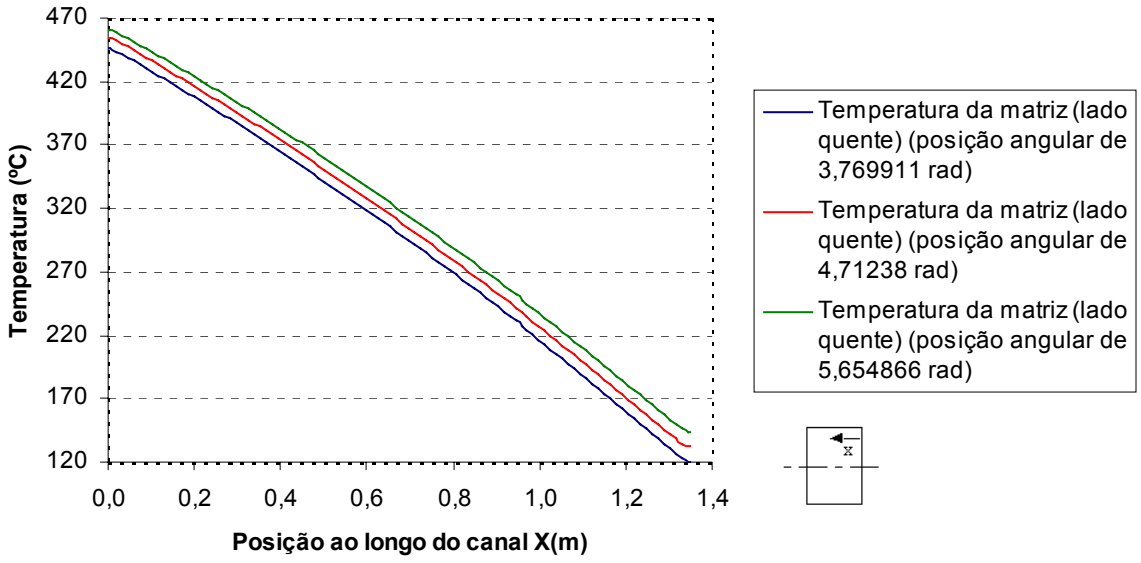
(b)

Figura 7.9. Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador em três posições angulares distintas do período frio: $(\pi/5)$, $(\pi/2)$ e $(4\pi/5)$ radianos; (a) gás frio e (b) matriz.

As Figuras 7.10 (a) e (b) mostram os perfis de temperatura no período quente em três posições angulares distintas para o gás e matriz, respectivamente. Assim como no período frio, a variação de temperatura de um perfil para o outro não é tão elevada. Nota-se uma diferença de aproximadamente 25ºC, na saída do escoamento, entre os perfis nas posições angulares de $(6\pi/5)$ e $(9\pi/5)$ radianos, tanto para o gás quente como para a matriz.



(a)



(b)

Figura 7.10. Perfis de temperatura ao longo de um canal do regenerador em três posições angulares distintas do período quente: $(6\pi/5)$, $(3\pi/2)$ e $(9\pi/5)$ radianos; (a) gás quente e (b) matriz.

7.4.2 Variação Angular: Posição Axial Fixada

A Figura 7.11 mostra o comportamento periódico dos gases no regenerador após entrar em regime. A posição axial foi fixada em $x = 0{,}66811\,\text{m}$ (a partir da entrada da corrente fria), que corresponde a um ponto aproximadamente no meio do canal. Este ponto foi acompanhado durante uma revolução da matriz do regenerador. Observa-se que, no período frio, o valor de temperatura neste ponto é decrescente até o final deste período, já que a matriz está resfriando. Quando o ponto atinge o período quente, o valor de temperatura no mesmo começa a aumentar, sendo crescente até o final deste período, pois a matriz está aquecendo. Nota-se que a variação de temperatura total em cada período é de cerca de 30ºC.

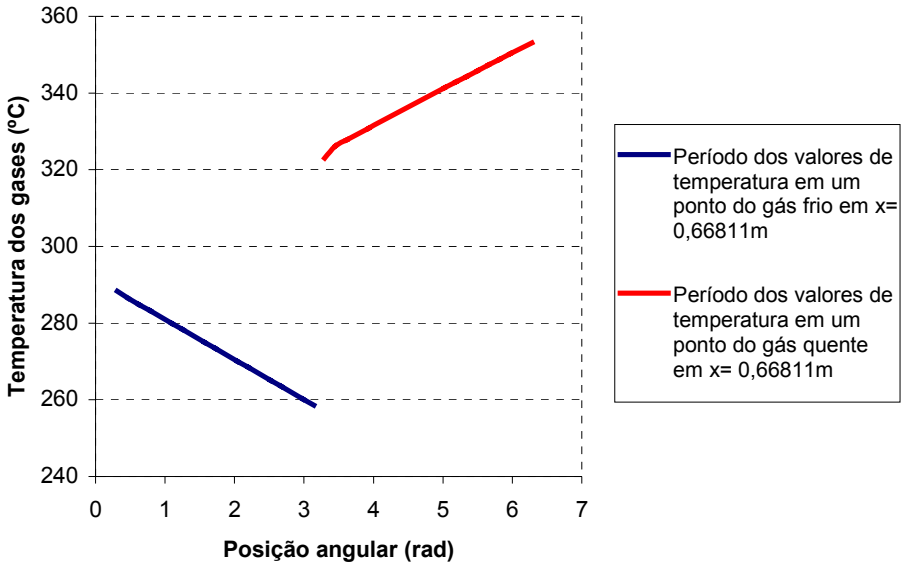


Figura 7.11. Comportamento periódico do valor de temperatura dos gases em uma posição fixa ao longo do canal durante uma revolução da matriz do regenerador.

O mesmo comportamento periódico pode ser observado na matriz do regenerador. A Figura 7.12 mostra o comportamento periódico da matriz do regenerador após este entrar em regime. Assim como nos gases, o mesmo ponto à distância de 0,66811 metros foi acompanhado durante uma revolução da matriz. Similarmente ao comportamento dos gases, o valor de temperatura neste ponto é decrescente no período frio e crescente no período quente, sendo a variação de temperatura total em cada período também em torno de 30ºC.

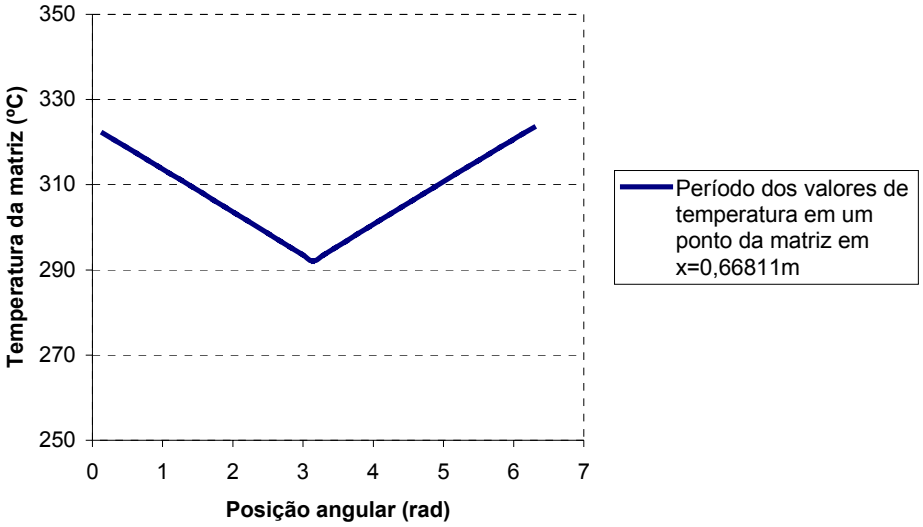


Figura 7.12. Comportamento periódico do valor de temperatura da matriz em uma posição fixa ao longo do canal durante uma revolução da matriz do regenerador.

O comportamento periódico dos gases e da matriz em duas outras posições axiais ao longo do canal, uma no início e outra no final, também pode ser observado. A Figura 7.13 mostra estas posições, as quais correspondem às partes fria e quente da matriz do regenerador. É importante lembrar que um ponto no final do duto referente ao gás frio corresponde a um ponto no início do duto para o gás quente e vice-versa, já que o trocador opera em contra-corrente.

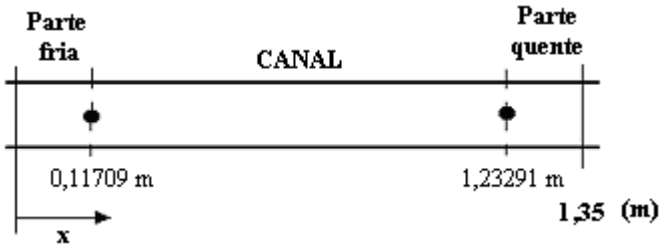
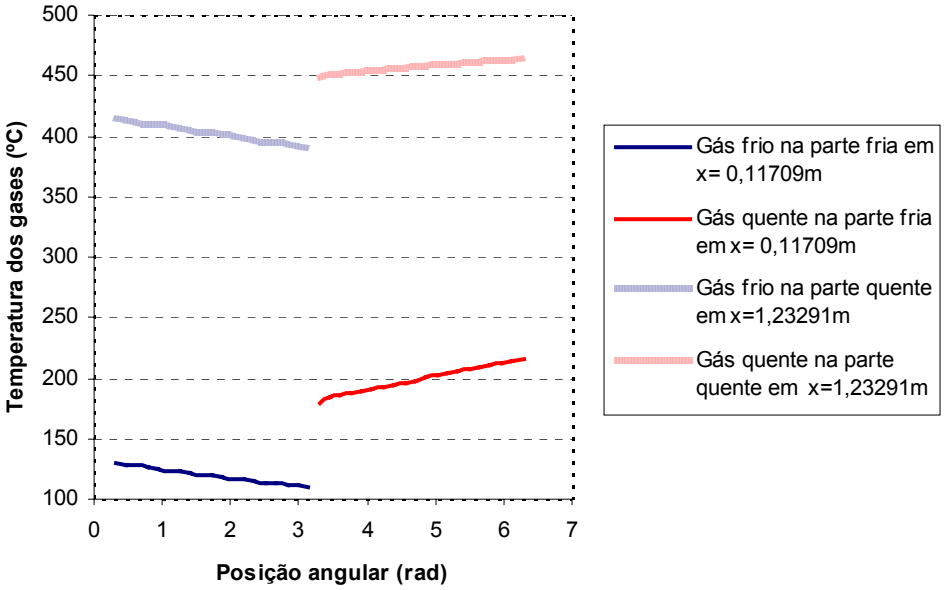
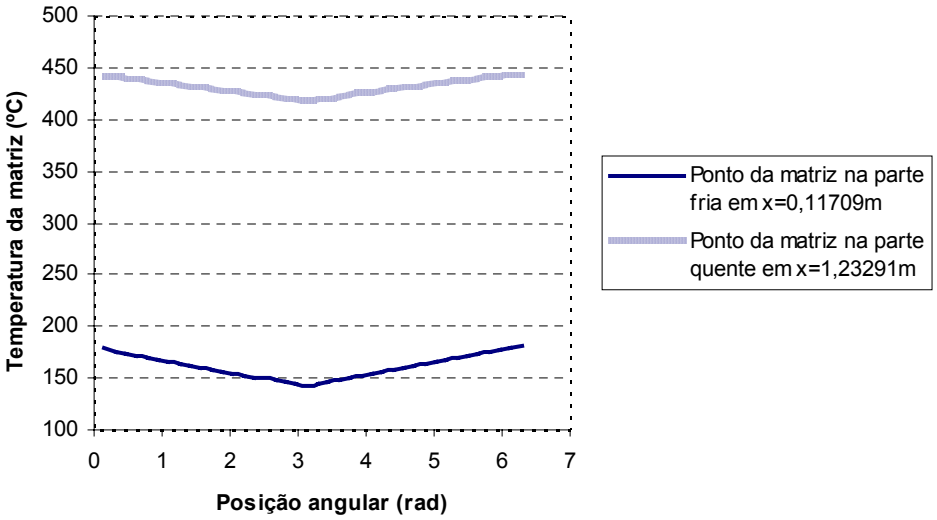


Figura 7.13. Posicionamento dos pontos ao longo de um canal, acompanhados durante uma revolução da matriz do regenerador.

As Figuras 7.14 (a) e (b) mostram o comportamento periódico dos gases e da matriz para os pontos mostrados na Figura 7.13.



(a)



(b)

Figura 7.14. Comportamento periódico do valor de temperatura em duas posições fixas (uma no início e outra no final do canal) durante uma revolução da matriz do regenerador; (a) gases; (b) matriz.

Observa-se nas Figuras 7.14 (a) e (b) que as curvas de comportamento periódico são deslocadas no gráfico conforme a posição axial ao longo do canal. Nota-se que para pontos no final do escoamento do gás frio, que corresponde ao início do escoamento do gás quente, é onde se atingem maiores valores de temperatura. No caso dessas posições averiguadas, percebe-se um deslocamento das curvas periódicas em torno de 275ºC, tanto para os gases como para a matriz.

Conforme já foi observado anteriormente, as Figuras 7.14 (a) e (b) mostram claramente que a variação de temperatura em um determinado ponto ao longo do canal, durante um período (frio ou quente), é bem inferior à variação de temperatura na direção axial em uma posição angular fixada.

7.4.3 Gráficos Tridimensionais

No regime estacionário, a distribuição de temperatura em um regenerador rotativo é dependente de uma posição axial (x) e uma posição angular (θ), ou seja, $T = T(x,\theta)$. Dessa forma, os resultados da distribuição de temperatura dos gases e da matriz no regenerador rotativo em estudo podem ser plotados em gráficos tridimensionais. Para isso, os parâmetros envolvidos foram adimensionalizados da seguinte forma:

$$T^* = \frac{T - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,e}}, \tag{7.1}$$

$$x^* = \frac{x}{L}, \tag{7.2}$$

$$\theta^* = \frac{\theta}{2\pi}, \tag{7.3}$$

sendo T^* a temperatura adimensional, x^* a posição axial adimensional e θ^* a posição angular adimensional.

A Figura 7.15 ilustra a distribuição de temperatura da matriz no pré-aquecedor regenerativo. As Figuras 7.16 (a) e (b) representam a distribuição de temperatura dos gases frio e quente, respectivamente, no regenerador.

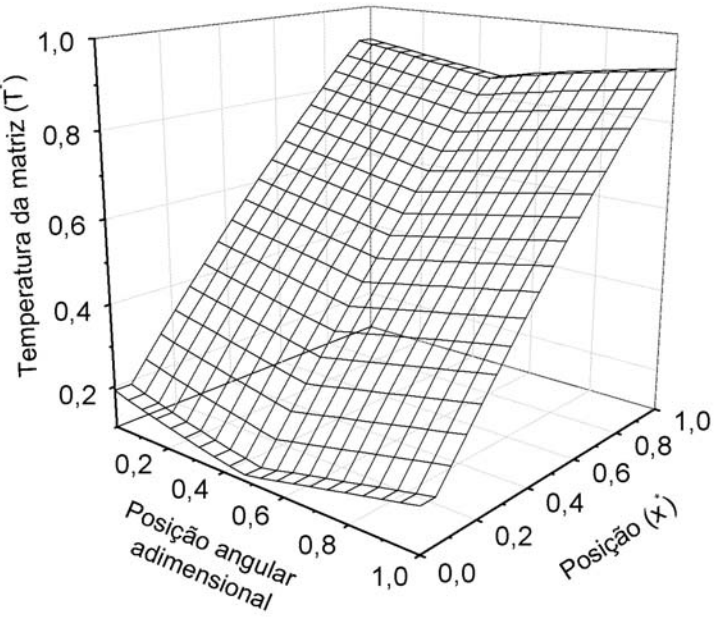
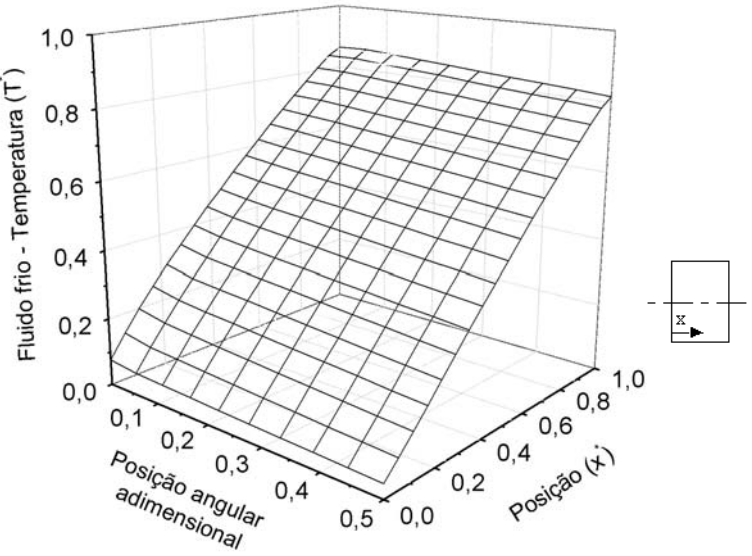
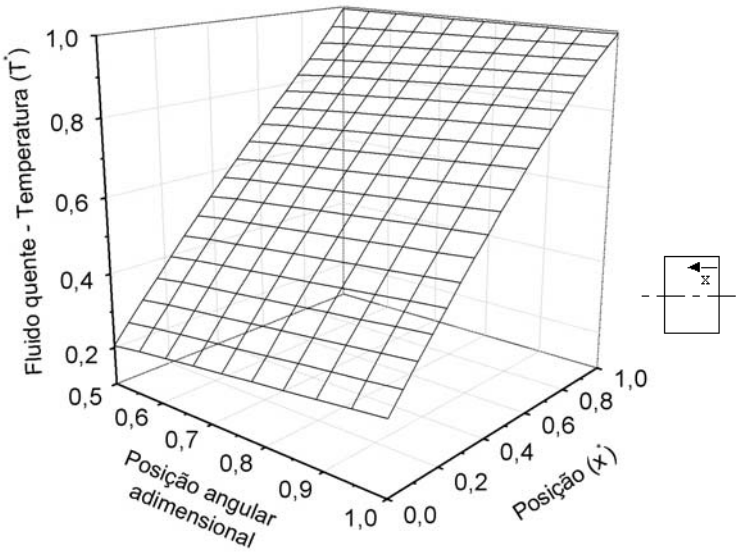


Figura 7.15. Distribuição de temperatura na matriz do regenerador rotativo.



(a)



(b)

Figura 7.16. Distribuição de temperatura nos gases do regenerador rotativo; (a) gás frio; (b) gás quente.

Através das Figuras 7.15 e .7.16 observa-se que a variação da temperatura na direção angular é muito menor que a variação na direção axial, tanto para os gases como para a matriz, indicando que o perfil de temperatura na direção axial é determinante no dimensionamento do sistema de selagem do regenerador.

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Neste trabalho, foi realizada uma análise térmica de um regenerador rotativo, no qual o processo de transferência de calor foi investigado numericamente. Um programa computacional foi desenvolvido para a simulação do equipamento. O efeito de vazamento nos valores de temperatura média de mistura na saída de cada escoamento também foi investigado.

Utilizando o software comercial PHOENICS (versão 3.5), e através de uma extrapolação de Richardson, foi possível obter uma correlação de Nusselt em função de Reynolds para canais corrugados com o tipo de ondulação da matriz sólida deste regenerador estudado. Através dos testes de malha, foi possível estabelecer uma malha adequada, de tal forma a se obter uma boa relação custo-benefício no que diz respeito ao tempo de simulação computacional e à obtenção de bons resultados em um computador com processador AMD Athlon de 1,67GHz e 1,00GB de RAM.

Foi verificado que, na equação de transporte de energia da matriz, o termo de condução não é significativo nos resultados finais de temperatura no regenerador, mostrando que a modelagem matemática utilizada no trabalho poderia ser ainda mais simplificada. A comparação entre os resultados de temperatura média de mistura, obtidos com a utilização de c_p e c_v no termo transiente da equação de energia do gás, explicou o motivo da não distinção entre esses parâmetros pela maioria dos trabalhos encontrados na literatura.

Na validação do modelo numérico verificou-se uma boa concordância entre os resultados de temperatura média de mistura obtidos pelo programa computacional e os calculados pelo método efetividade-NUT para o regenerador. Os resultados obtidos computacionalmente também foram comparados com dados de campo e uma concordância relativamente boa foi observada.

Foram obtidos perfis de temperatura ao longo do escoamento em um canal da matriz do regenerador, em diferentes posições angulares. Através da distribuição de temperatura, um dimensionamento adequado para as vedações pode ser alcançado, o que possibilita evitar o travamento da matriz e minimizar os vazamentos radial, circunferencial e axial que ocorrem no equipamento. Assim, este trabalho pode ser uma contribuição em projetos de sistemas de selagem apropriados para escapes de gás em regeneradores rotativos.

Na mudança de um período para o outro no regenerador, existe um intervalo de tempo em que não há vazão de gás nos canais da matriz. A inclusão dos efeitos deste intervalo nos resultados poderá servir de interesse em trabalhos futuros. A utilização de um modelo de fluido compressível e estudos relacionados à queda de pressão no escoamento também poderão ser realizados em pesquisas futuras.

Referências Bibliográficas

[1] ALSTOM Power Air Preheater GmbH, Artigo: *Ljungström Air Preheaters for Power Stations*, Alemanha, 2001.

[2] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, *The Ljungström Air Preheater 1920: An International Historic Mechanical Engineering Landmark*, Estocolmo, Suécia, 1995.

[3] BOWDEN, A. T.; HRYNISZAK, W. *The Rotary Regenerative Air Preheater for Gas Turbines*, Trans. ASME, 1953, Volume 75, 767-777p.

[4] BÜYÜKALACA, O.; YILMAZ, T. *Design of Regenerative Heat Exchangers*, Heat Transfer Engineering, 2003, Volume 24, 32-38p.

[5] BÜYÜKALACA, O.; YILMAZ, T. *Influence of Rotational Speed on Effectiveness of Rotary-Type Heat Exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, Volume 38, 441-447p.

[6] COPPAGE, J. E.; LONDON, A. L. *The Periodic-Flow Regenerator: A Summary of Design Theory*, Trans. ASME, 1953, Volume 75, 779-787p.

[7] GHODSIPOUR, N.; SADRAMELI, M. *Experimental and Sensitivy Analisys of a Rotary Air Preheater for the Flue Gas Heat Recovery*, Applied Thermal Engineering, 2003, Volume 23, 571-580p.

[8] HARPER, D. B.; ROHSENOW, W. M. *Effect of Rotary Regenerator Performance on Gas-Turbine-Plant Performance*, Trans. ASME, 1953, Volume 75, 759-765p.

[9] HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. *Process Heat Transfer*, Londres, Begell House, 1994.

[10] HOLMAN, J. P. *Transferência de Calor*, São Paulo: Mcgraw-Hill do Brasil, 1983.

[11] INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*, Rio de Janeiro, LTC, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1992.

[12] KARLSSON, H.; HOLM, S. *Heat Transfer and Fluid Resistances in Ljungstrom Regenerative-Type Air Preheaters*, Trans. ASME, 1943, Volume 65, 61-72p.

[13] KAYS, S.; LONDON, A. L. *Compact Heat Exchangers*, Nova York, 3rd ed., McGraw-Hill, 1984.

[14] KREITH, F. *Princípios da Transmissão de Calor*, São Paulo: Edgard Blucher, 1973.

[15] LAMBERTSON, T. J. *Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger*, Trans. ASME, 1958, Volume 80, 586-592p.

[16] Manual de Rotina Interna da Petrobras para Manutenção de Pré-Aquecedores Regenerativos, *Manutenção de Pré-Aquecedores Rotativos*, Refinaria de Paulínia, REPLAN, Petrobras.

[17] Material Informativo do Instituto Sueco, *Invenções e Descobertas Suecas*, Estocolmo, Suécia, julho de 2003.

[18] PATANKAR, S. H. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Washington, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

[19] ROMIE, F. E. *Transient Response of Rotary Regenerators*, Trans. ASME, 1988, Volume 110, 836-840p.

[20] SAUNDERS, E. A. D. *Heat Exchangers*, Nova York: Longman Scientific & Technical, 1988.

[21] SHAH, R. K. *A Correlation for Longitudinal Heat Conduction Effects in Periodic-Flow Heat Exchangers*, International Journal of Engineering for Power, 1975, 453-454p.

[22] SHAH, R. K.; SKIEPKO, T. *A Comparison of Rotary Regenerator Theory and Experimental Results for an Air Preheater for a Thermal Power Plant*, Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, Volume 28, 257-264p.

[23] SHAH, R. K.; SKIEPKO, T. *Influence of Leakage Distribution on the Thermal Performance of a Rotary Regenerator*, Applied Thermal Engineering, 1999, Volume 19, 685-705p.

[24] SIMONSON, C. J.; BESANT, R. W. *Energy wheel effectiveness: part I – development of dimensionless groups*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, Volume 42, 2161-2170p.

[25] SIMONSON, C. J.; BESANT, R. W. *Energy wheel effectiveness: part II – correlations*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, Volume 42, 2171-2185p.

[26] SKIEPKO, T. *Experimental Results Concerning Seal Clearances in Some Rotary Heat Exchangers*, Heat Recovery Systems and CHP, 1988, Volume 8, 577-581p.

[27] SKIEPKO, T. *Irreversibilities Associated with a Rotary Regenerator and the Efficiency of a Steam Power Plant*, Heat Recovery Systems and CHP, 1990, Volume 10, 187-211p.

[28] SKIEPKO, T. *Method of Monitoring and Measuring Seal Clearances in a Rotary Heat Exchanger*, Heat Recovery Systems and CHP, 1988, Volume 8, 469-473p.

[29] VAN DEN BULCK, E.; MITCHELL, J. W.; KLEIN, S. A. *Design Theory for Rotary Heat and Mass Exchangers – I: Wavy Analysis of Rotary Heat and Mass Exchangers with Infinite Transfer Coefficients* , International Journal of Heat and Mass Transfer, 1985, Volume 28, 1575-1586p.

[30] VAN DEN BULCK, E.; MITCHELL, J. W.; KLEIN, S. A. *Design Theory for Rotary Heat and Mass Exchangers – II: Effectiveness-Number-of-Transfer-Units Method for Rotary Heat and Mass Exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1985, Volume 28, 1587-1595p.

[31] WANG, C. C.; CHEN, C. K. *Forced Convection in a Wavy-Wall Channel*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, Volume 45, 2587-2595p.

[32] WHITE, F. M. *Viscous Fluid Flow*, Nova York, McGraw-Hill, 1974.

Apêndice A

Teoria de Trocadores de Calor

Este Apêndice tem como finalidade apresentar um resumo sobre trocadores de calor em geral, incluindo as formas de transferência de calor em processos industriais, conceitos básicos e fundamentos térmicos relativos ao equipamento.

A.1 Definição, Classificação e Conceitos Básicos

Conforme Kreith [14], o trocador de calor é um equipamento que efetua a transferência de calor de um fluido para o outro. O tipo mais simples de troca de calor ocorre quando um fluido quente e outro frio são misturados diretamente em um recipiente. Em tal sistema ambos os fluidos adquirirão a mesma temperatura final, e a quantidade de calor transferida pode ser estimada através da igualdade entre a perda de energia do fluido quente e a energia ganha do fluido frio. Entretanto os tipos mais comuns de equipamentos de transferência de calor são os chamados trocadores de calor, que em geral, um fluido se encontra separado do outro por meio de uma fronteira sólida, através da qual o calor se transporta. Há muitas formas desses equipamentos, variando de um simples tubo dentro de outro até alguns metros quadrados de superfície de troca de calor.

Os trocadores de calor são classificados tipicamente conforme a configuração do escoamento, tipo de construção, grau de compactação da superfície e processo de transferência de calor (Incropera e DeWitt [11]). Dependendo do processo de transferência, a troca térmica ocorre através de contato direto entre os fluidos, na qual o calor é transferido diretamente entre fluidos imiscíveis, como é o caso de gás com vapor ou gás com algum líquido sob baixa pressão. Tais equipamentos possuem aplicações específicas na produção de energia, na recuperação de calor em processos industrias, processamento químico e também no aquecimento e resfriamento de ambientes.

Em processos industriais, trocadores de calor aparecem de várias formas e tamanhos com características distintas, podendo ser utilizados para diversas funções. Perante esse fato, uma classificação com quatro critérios principais é comumente utilizada para que se possa distinguir um tipo do outro. A Figura A.1 ilustra estes critérios usados na classificação de trocadores de calor. Uma breve descrição dos mesmos é apresentada a seguir:

(i) Recuperação / Regeneração: A Figura A.1i(a) representa um trocador de calor convencional, sendo que há troca de calor entre duas correntes de fluidos. Ele é chamado recuperador porque o fluido frio *A* absorve parte do calor do fluido quente *B*, de tal maneira que a transferência ocorre continuamente. No regenerador, uma matriz sólida é responsável pela troca térmica, a qual recebe alternadamente as correntes de fluidos quente e frio. Essa matriz corresponde à superfície de armazenamento e transferência de calor. O fluido quente atravessa a superfície de troca térmica e a matriz armazena calor. Posteriormente, o fluido frio escoa pela mesma passagem e a matriz "libera" a energia térmica. Resumindo, a matriz perde calor enquanto está na corrente fria *A* e ganha calor quando está na corrente quente *B*. Este ciclo é ilustrado na Figura A.1i(b).

(ii) Contato direto: Neste caso não existe parede entre as correntes fria e quente. Fluidos imiscíveis, como gás-líquido ou gás-sólido, entram em contato formando uma interface através da qual o calor é transferido, conforme é ilustrado na Figura A.1ii(a). A maioria dos trocadores

recuperadores de calor permitem a troca térmica através de paredes que separam os escoamentos de cada fluido, conforme mostrado na Figura A.1ii(b).

(iii) Monofásico / Bifásico: Quando ocorre evaporação ou condensação em uma das correntes de fluido, os padrões de comportamento de escoamento e troca térmica são bem mais complexos do que o comportamento de fluidos monofásicos. A Figura A.1iii ilustra dois modos possíveis de troca de calor em escoamentos bifásicos. Na Figura A.1iii(b), o fluido *A* está evaporando e recebendo calor do fluido *B*. Na Figura A.1iii(c), o fluido *A* está condensando e fornecendo calor para o fluido *B*.

(iv) Geometria: O tamanho e a forma de trocadores de calor variam imensamente de acordo com sua função ou tipo de troca térmica. As geometrias mais comuns são mostradas na Figura A.1iv. No item (a) desta figura está representado um tubo, em (b) tem-se um canal delimitado por placas paralelas e (c) representa um esquema de uma placa com superfícies estendidas para a troca de calor.

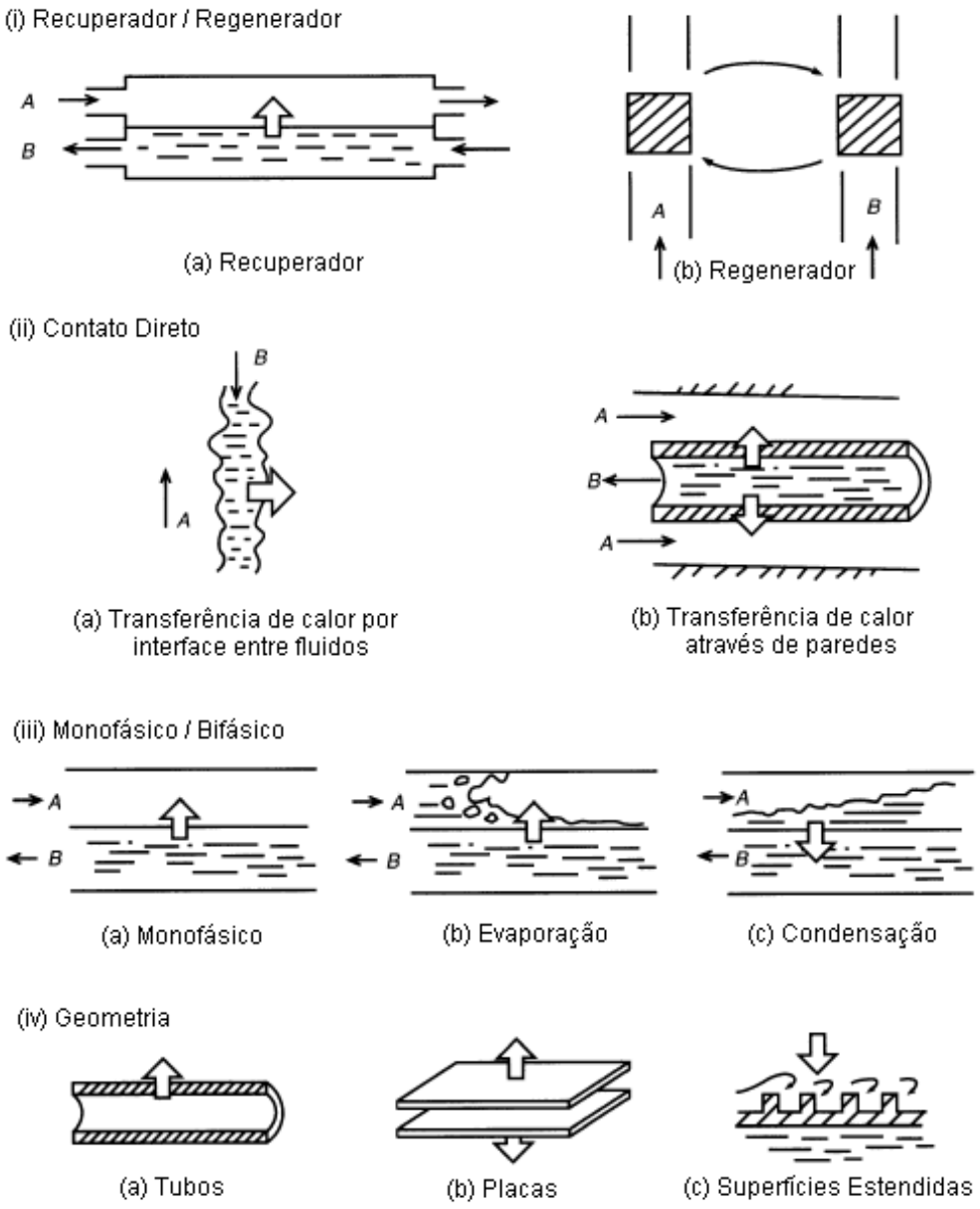


Figura A.1. Critérios utilizados na classificação de trocadores de calor.

Hewitt et al [9] classificam também, quanto a configuração, os processos que utilizam trocadores de calor em três formas distintas. O trocador pode formar parte do recipiente no qual o processo está ocorrendo, conforme pode ser observado na Figura A.2(a); pode ser externo ao recipiente em que ocorre o processo, como mostrado na Figura A.2(b); o terceiro arranjo é o usado para recuperação de energia, no qual parte da perda de calor é reutilizada, como ilustra a Figura A.2(c).

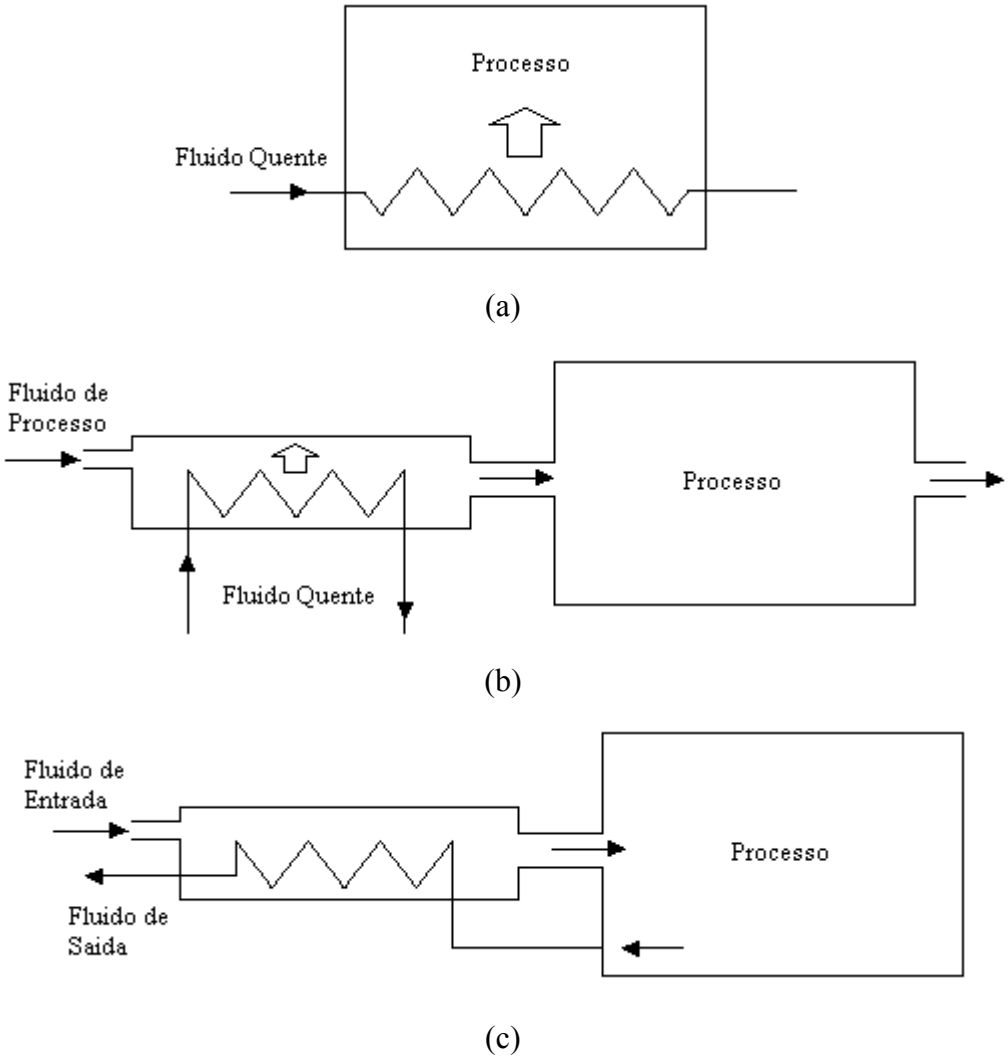


Figura A.2. Configurações de processos que utilizam trocadores de calor. (a) troca de calor junto ao processo; (b) troca de calor separada do processo, (c) processo para recuperação de energia.

A.2 Análise Térmica

A.2.1 O Coeficiente Global de Transferência de Calor

Um parâmetro importante a ser determinado na análise de um trocador de calor é o coeficiente global de transferência de calor U, o qual é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Assim, o calor total transferido pelos mecanismos de condução e convecção é freqüentemente expresso em termos de um coeficiente global de

transferência de calor, o qual se determina entre fluidos separados por fronteiras planas e cilíndricas, sendo suas superfícies limpas e sem aletas.

A troca de calor entre fluidos através de uma parede plana é mostrada na Figura A.3. Considere a hipótese de regime permanente, ausência de fontes de calor e que as superfícies sejam sem rugosidade e não aletadas. A temperatura média de mistura de cada um dos fluidos são representadas por T_{m_1} e T_{m_2}, enquanto que T_{w_1} e T_{w_2} representam as temperaturas das paredes em contato com os fluidos 1 e 2, respectivamente. O coeficiente médio de transferência convectiva de calor em cada um dos fluidos é representado por h_1 e h_2.

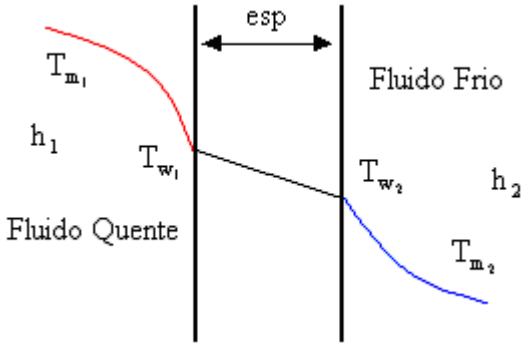


Figura A.3. Representação esquemática da distribuição de temperatura em uma parede plana em contato com dois fluidos.

O processo de transferência de calor da Figura A.3 pode ser representado pelo seguinte circuito térmico, Holman [10].

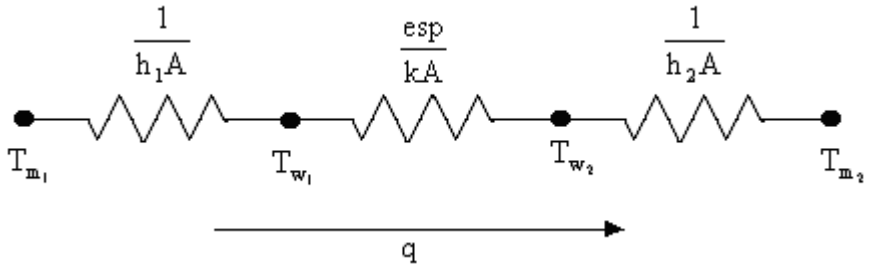


Figura A.4. Circuito térmico equivalente da Figura A.3.

O coeficiente global de transferência de calor é expresso por:

$$\frac{1}{UA_{tr}} = \frac{1}{(h_1 A_{tr})} + \frac{esp}{(kA_{tr})} + \frac{1}{(h_2 A_{tr})}, \tag{A.1}$$

onde *esp* representa a espessura da parede e *k* é a condutividade térmica do material da parede. O calor trocado é definido como:

$$q = UA_{tr} \cdot \Delta T_{total}, \tag{A.2}$$

onde A_{tr} é a área superficial total e ΔT_{total} é a variação de temperatura dada por:

$$\Delta T_{total} = T_{m_1} - T_{m_2}. \tag{A.3}$$

A determinação da área de troca de calor necessária a uma determinada taxa de transferência de calor é usualmente aspecto relevante inicial para o projeto de trocadores de calor. Seja para a transferência de calor de uma ou de ambas correntes que entram no trocador, com condições determinadas de temperatura e escoamento dos fluidos.

A.2.2 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

As temperaturas dos fluidos, num trocador de calor, em geral não são constantes, de tal forma que variam de ponto a ponto à medida que o fluido mais frio recebe o calor transferido pelo fluido mais quente. Dessa forma, mesmo que a resistência térmica à transferência de calor seja constante, a taxa de calor transferida varia ao longo do escoamento, uma vez que seu valor é dependente da diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio em cada seção. As variações de temperatura que podem ocorrer num trocador de calor simples, em um ou ambos os fluidos são ilustradas nas Figuras A.5, A.6, A.7 e A.8. Nessa figuras os índices e subscritos 1 e 2 são usados para designar as extremidades opostas do trocador de calor. Os subscritos *q* e *f*

designam os fluidos quente e frio, respectivamente, enquanto os subscritos *e* e *s* representam a entrada e saída de cada fluido, respectivamente.

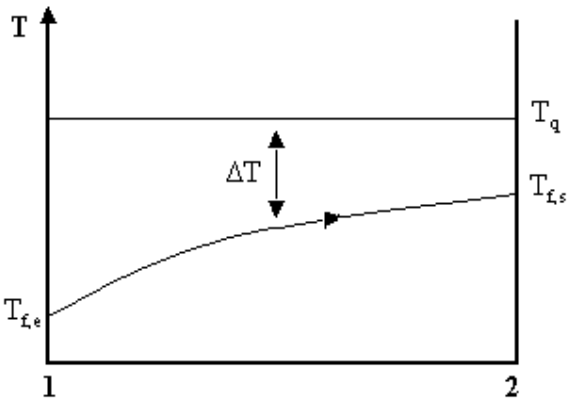


Figura A.5. Distribuição de temperatura num condensador.

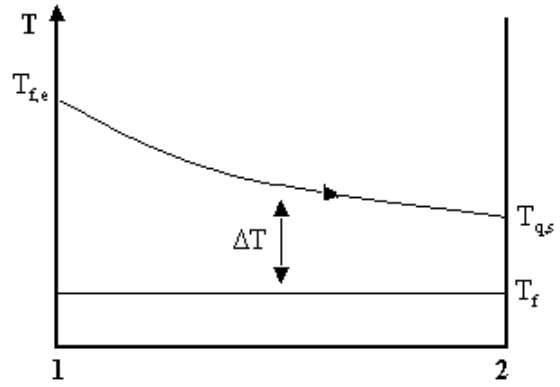


Figura A.6. Distribuição de temperatura num evaporador.

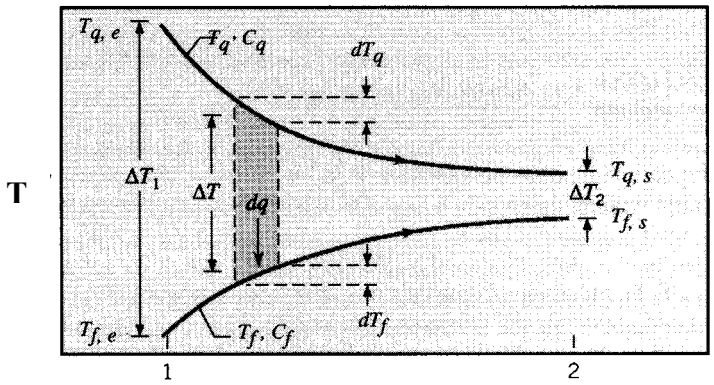


Figura A.7. Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas.

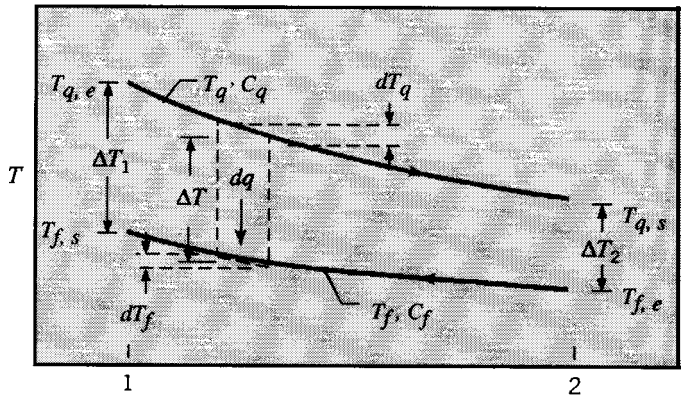


Figura A.8. Distribuição de temperatura num trocador de calor contra-corrente.

A Figura A.5 ilustra o caso em que o fluido quente é um vapor em condensação, a qual ocorre a uma temperatura constante enquanto o outro fluido está sendo aquecido. A Figura A.6 corresponde ao caso em que o fluido frio é um líquido em evaporação à temperatura constante, enquanto recebe calor do fluido mais quente. As Figuras A.7 e A.8 se aplicam a condições de trocadores de calor de correntes paralelas e contra-corrente, respectivamente, sendo que não há mudança de fase nestes casos. Uma análise no trocador de correntes paralelas, Figura A.7, mostra que a temperatura de saída do fluido frio nunca pode exceder a temperatura de saída do fluido quente, independente do comprimento do trocador. Todavia, em uma configuração contra-corrente, Figura A.8, pode ocorrer que a temperatura de saída do fluido frio exceda a temperatura de saída do fluido quente, já que o gradiente de temperatura é favorável para que isso ocorra, ao longo de todo o trocador.

Através da utilização de balanços globais de energia nos fluidos quente e frio é possível estabelecer duas relações para a taxa total de transferência de calor q entre ambos os fluidos. Considerando regime permanente e que não haja trabalho realizado no volume de controle da Figura A.9, seja desprezível a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança, assim como as mudanças nas energias cinética e potencial do sistema, um balanço de energia pela primeira lei da termodinâmica fornece:

$$q = \dot{m}_q \left(h_{i\,q,e} - h_{i\,q,s} \right) \tag{A.4}$$

$$q = \dot{m}_f \left(h_{if,s} - h_{if,e} \right) \tag{A.5}$$

sendo h_i a entalpia do fluido e $\dot{m}$ a vazão mássica. Se for admitido calor específico c_p constante e se os fluidos não mudam de fase, as expressões (A.4) e (A.5) transformam-se em

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} \left(T_{q,e} - T_{q,s} \right), \tag{A.6}$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} \left(T_{f,s} - T_{f,e} \right), \tag{A.7}$$

sendo as temperaturas que aparecem nas expressões as temperaturas médias dos fluidos nas seções indicadas. A vazão em massa é dada em (kg/s), o calor específico à pressão constante em $(J/kg.K)$ e a temperatura em Kelvin (K).

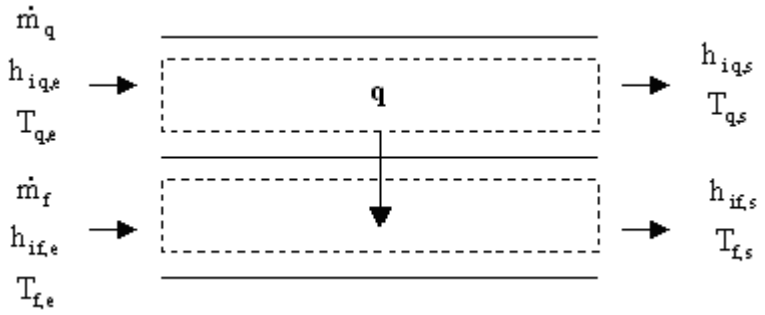


Figura A.9. Balanços globais de energia nos fluidos quente e frio em um trocador de calor com dois fluidos.

Para se determinar a taxa de calor transmitida por elemento de área do trocador de calor utiliza-se a expressão (A.8).

$$dq = U \cdot \Delta T dA_{tr} \tag{A.8}$$

sendo ΔT a diferença de temperatura local entre os fluidos dada por

$$\Delta T = T_q - T_f . \tag{A.9}$$

Através de uma integração sobre a área de transmissão de calor *A* ao longo do trocador, o fluxo de calor total transferido pode ser obtido. Devido à mudanças nas propriedades dos fluidos e nas condições de escoamento, existe uma variação do coeficiente global de transferência de calor. O mesmo ocorre com os calores específicos devido a mudanças na temperatura. Entretanto se essas variações não forem significativas, se as variações nas energias cinética e potencial e a condução de calor na direção axial ao longo dos tubos forem desprezíveis e se o casco do trocador for isolado, torna-se razoável trabalhar com valores médios para tais parâmetros. Aplicando um balanço de energia, conforme as equações (A.6) e (A.7), mas agora para uma área diferencial dA obtém-se:

$$dq = \dot{m}_q c_{p,q} dT_q = \pm \dot{m}_f c_{p,f} dT_f = U \cdot \Delta T dA_{tr} , \tag{A.10}$$

ou

$$dq = C_q dT_q = \pm C_f dT_f = U \cdot \Delta T dA_{tr} , \tag{A.11}$$

sendo que o sinal + no terceiro termo aplica-se a correntes paralelas, enquanto que o sinal – à contra-corrente. C_q e C_f são as taxas de capacidade térmica dos fluidos em (W/K) dos fluidos quente e frio, respectivamente, dadas por:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} , \tag{A.12}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} . \tag{A.13}$$

Substituindo a equação (A.11), para o caso de escoamento em contra-corrente, na forma diferencial da equação (A.9) tem-se que:

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f = -dq\left(\frac{1}{C_q} - \frac{1}{C_f}\right). \tag{A.14}$$

Substituindo *dq* a partir da equação (A.8) e integrando ao longo do trocador de calor, obtém-se que:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U\left(\frac{1}{C_q} - \frac{1}{C_f}\right)\int_1^2 dA_{tr}\ , \tag{A.15}$$

o que resulta em

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA_{tr}\left(\frac{1}{C_q} - \frac{1}{C_f}\right). \tag{A.16}$$

Substituindo agora C_q e C_f a partir das equações (A.6) e (A.7), respectivamente, segue-se que:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA_{tr}\left(\frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{q} - \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{q}\right) = -\frac{UA_{tr}}{q}\left[\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)\right]. \tag{A.17}$$

Lembrando que os índices subscritos 1 e 2 são usados para designar as extremidades opostas do trocador de calor, conforme mostrado nas Figuras de A.5 a A.8. Segundo a Figura A.8, tem-se para o trocador em contra-corrente que: $\Delta T_2 = \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)$ e $\Delta T_1 = \left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)$. Substituindo na equação (A.17) tem-se então que:

$$q = UA_{tr}\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\Delta T_2 / \Delta T_1\right)}. \tag{A.18}$$

Assim, é conveniente utilizar na prática uma diferença de temperatura efetiva média ΔT_{ml} para todo o trocador, definida por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}, \tag{A.19}$$

a qual é chamada de diferença de temperatura média logarítmica (DTML). A DTML também se aplica quando a temperatura de um dos fluidos é constante. Quando $C_q = C_f$, a diferença de temperatura é constante em escoamento contra-corrente, de tal forma que $\Delta T_{ml} = \Delta T_1 = \Delta T_2$. A diferença de temperatura média aritmética poderá ser utilizada para simplificar os cálculos quando a diferença de temperatura ΔT_1 não for 50% maior que ΔT_2, uma vez que esta diferirá em menos de 1% da DTML.

É importante ressaltar que como o coeficiente global de transferência de calor U, na prática, geralmente não é constante, então o uso da temperatura média logarítmica é apenas uma aproximação. Em um projeto de trocador de calor, U é usualmente calculado numa seção média, normalmente à meia distância entre os extremos, e tratado como constante. Caso U variar consideravelmente, pode ser necessária uma iteração numérica, conforme Incropera e DeWitt [11].

Comparando as equações (A.18) e (A.19) verifica-se então que:

$$q = UA_{tr}\Delta T_{ml}. \tag{A.20}$$

Este equacionamento também é válido para trocadores de calor de correntes paralelas, podendo ser obtido de forma análoga a esta, com a diferença de que as temperaturas nas extremidades são definidas por: $\Delta T_2 = (T_{q,s} - T_{f,s})$ e $\Delta T_1 = (T_{q,e} - T_{f,e})$.

A.2.3 Método Efetividade-NUT

Para o uso do método da DTML, as temperaturas de saída de cada fluido precisam ser conhecidas ou determinadas de imediato pelas expressões que representam o balanço de energia. Entretanto, se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, um procedimento alternativo é utilizado para que se possa obter a quantidade de calor transmitida sem a necessidade das temperaturas de saída serem especificadas. Tal método é conhecido como efetividade-NUT, sendo a efetividade ε de um trocador de calor definida como a razão entre a quantidade real de calor transferido por unidade de tempo e a máxima quantidade possível. Então,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}. \tag{A.21}$$

A efetividade é dependente da menor taxa de capacidade térmica, de tal forma que:

$$\varepsilon = \frac{C_q\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right)}{C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)}, \tag{A.22}$$

ou

$$\varepsilon = \frac{C_f\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right)}{C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)}, \tag{A.23}$$

sendo C_{min} o menor entre C_q e C_f.

Conhecendo então a efetividade de um trocador de calor, a quantidade de calor transmitida por unidade de tempo pode ser determinada diretamente pela equação:

$$q = \varepsilon \cdot C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right), \tag{A.24}$$

já que: $\varepsilon \cdot C_{min}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) = C_q\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) = C_f\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right)$.

Assim, a quantidade de calor transferido em termos da efetividade, da menor taxa de capacidade térmica e da diferença entre as temperaturas de entrada é expressa pela equação (A.24), a qual substitui a equação (A.20) na análise por DTML, não envolvendo as temperaturas de saída de cada fluido.

A efetividade, para qualquer trocador de calor, pode ser expressa em função de dois parâmetros adimensionais, a razão entre taxas de capacidade térmica C_{min}/C_{max} e a razão entre o coeficiente global de transferência de calor e a menor taxa de capacidade térmica, UA_{tr}/C_{min}. Este último parâmetro é conhecido como número de unidades de transferência de calor (NUT). Assim,

$$\varepsilon = f\left(\frac{C_{min}}{C_{max}}, NUT\right). \tag{A.25}$$

A razão entre a mínima e a máxima taxa de capacidade térmica é definida pela equação (A.26). Considerando regime permanente, escoamento totalmente desenvolvido e calores específicos independentes da temperatura para que o coeficiente global de transferência de calor não seja função da posição, o número de unidades de transferência (NUT) pode ser considerado constante e é expresso pela equação (A.27).

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \tag{A.26}$$

$$NUT = \frac{UA_{tr}}{C_{min}}. \tag{A.27}$$

Expressões para a efetividade de trocadores de calor operando em diferentes configurações de corrente podem ser encontradas em Kays e London [13]. As efetividades para trocadores de

calor de correntes paralelas e contra-corrente são expressas pelas equações (A.28) e (A.29), respectivamente.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[-NUT\left(1+C^*\right)\right]}}{1 + C^*}, \tag{A.28}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[-NUT\left(1-C^*\right)\right]}}{1 - C^* e^{\left[-NUT\left(1-C^*\right)\right]}}. \tag{A.29}$$

É importante notar que para o valor de $C^* = 1$ em disposição contra-corrente, a efetividade fica indeterminada. Aplicando-se a regra de L'Hopital, esta indeterminação é levantada e obtém-se:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}. \tag{A.30}$$

O efeito da condução de calor longitudinal tanto nas paredes sólidas como nos fluidos não é considerado no método efetividade-NUT e na análise por DTML. Tal condução pode ser desprezada nos casos em que $Pe > 10$ e $Gz^{-1} \geq 0{,}005$, sendo:

$$Pe = Re_{D_h} Pr, \tag{A.31}$$

$$Gz^{-1} = \frac{L}{D_h Pe}, \tag{A.32}$$

onde *Pe* é o número de Peclet, *Re* é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, *Pr* é o número de Prandtl, *Gz* é o número de Graetz, *L* é o comprimento do canal e D_h é o diâmetro hidráulico dado por $D_h = 4A/P$ (sendo *A* a área de seção transversal do duto e *P* o perímetro molhado do duto). Com exceção de trocadores para metal líquido, estes valores são aplicáveis a diversos tipos de escoamentos em trocadores de calor.

A.3 Fundamentos de Escoamento em Dutos

É conveniente que para o aquecimento e o resfriamento de fluidos usados em processos de troca térmica, a configuração de um escoamento interno seja utilizada, na qual o fluido está confinado por uma superfície. Uma vez que o coeficiente de transferência de calor *h* é conhecido, pode-se determinar a taxa de calor transmitido por unidade de área *q"*, a partir da seguinte equação:

$$q'' = h(T_{sup} - T_{med}), \tag{A.33}$$

sendo T_{sup} a temperatura de superfície do duto e T_{med} a temperatura média de mistura do fluido em uma determinada seção do escoamento. A temperatura média de mistura é dada pela seguinte equação:

$$T_{med} = \frac{\int_A \rho u c_p T dA}{\int_A \rho u c_p dA}, \tag{A.34}$$

sendo ρ a densidade do fluido em (kg/m^3), *u* a velocidade em (m/s) e *A* é a área de seção transversal do duto (m^2).

Em escoamento interno, ao contrário de escoamento externo, não existe uma condição de corrente livre de fácil identificação. Isso se deve ao fato de, no escoamento externo, a camada limite se desenvolver ao longo de uma superfície sem restrições, enquanto que no escoamento interno, a camada limite tem o seu desenvolvimento restringido devido ao confinamento do fluido por uma superfície. Em diversas aplicações de transferência de calor em canais, o tópico de interesse é o calor total transferido ao fluido, seja em um elemento de comprimento do tubo ou em todo o seu comprimento.

Uma forma adimensional de expressar o coeficiente de transferência de calor *h* é através do número de Nusselt (Nu),

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{hD_h}}{\mathrm{k_f}}, \tag{A.35}$$

sendo k_f a condutividade térmica do fluido em $\left(\mathrm{W/m.K}\right)$.

Correlações empíricas para diferentes tipos e regimes de escoamento que relacionam o número de Nusselt (Nu) com os números de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) podem ser encontradas em Incropera e DeWitt [11].

Na análise de escoamento interno, deve-se estar atento para o fato da existência de uma região de entrada e de uma região de escoamento completamente desenvolvido. Assim, é importante ter conhecimento da extensão da região de entrada, que depende do fato de o escoamento ser laminar ou turbulento. O número de Reynolds de escoamento em dutos fechados é baseado na velocidade média do fluido e no diâmetro hidráulico da seção do canal:

$$\mathrm{Re_{D_h}} = \frac{\rho \mathrm{u_m D_h}}{\mu}, \tag{A.36}$$

sendo $\mathrm{u_m}$ a velocidade média do fluido na seção reta do duto e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em $\left(\mathrm{N.s/m^2}\right)$.

Em um escoamento interno completamente desenvolvido em duto circular, o número de Reynolds crítico, que corresponde ao surgimento da turbulência é de $\mathrm{Re_{D_h}} \approx 2300$. Assim, para $\mathrm{Re} \leq 2300$, o escoamento é considerado laminar.

Apêndice B

Cálculo da Porosidade

O valor do volume total do módulo cedido pela REPLAN (Figuras 4.5 (a) e (b)) foi obtido conforme o esquema da Figura B.1, a qual representa o módulo da Figura 4.5 sem o denso envoltório de aço.

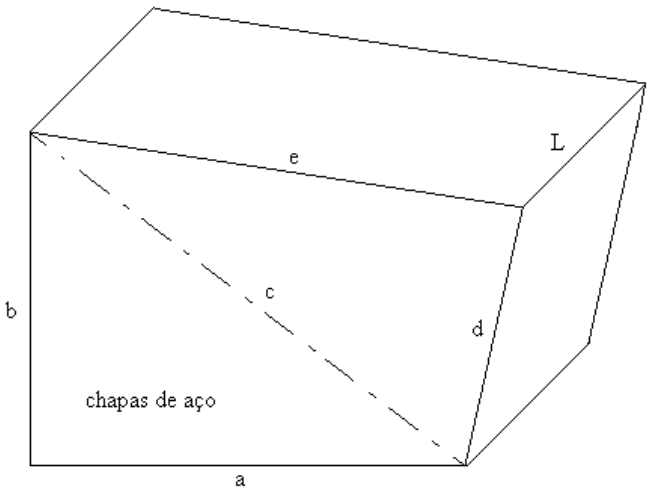


Figura B.1. Arranjo do módulo do regenerador para a obtenção do volume total.

Nesta figura, os lados *a*, *b*, *c*, *d*, *e* e *L* foram medidos, sendo $a = 0{,}54\text{m}$, $b = 0{,}54\text{m}$, $c = 0{,}77\text{m}$, $d = 0{,}49\text{m}$, $e = 0{,}68\text{m}$ e $L = 0{,}45\text{m}$. Uma linha pontilhada divide a seção transversal em dois triângulos, um triângulo retângulo e um triângulo escaleno. Dessa forma, as

áreas dos triângulos foram calculadas e somadas e, multiplicando pelo valor da profundidade *L*, o volume total V_T foi obtido. A área *S* de cada triângulo foi obtida a partir da expressão:

$$S = \sqrt{s(s-lad_1)(s-lad_2)(s-lad_3)}, \tag{B.1}$$

sendo lad_1, lad_2, lad_3 cada um dos lados do triângulo e $s = \frac{1}{2}(lad_1 + lad_2 + lad_3)$. O valor da área de cada triângulo é:

$$S_{abc} = \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)} = \sqrt{0,925 \cdot (0,925-0,54) \cdot (0,925-0,54) \cdot (0,925-0,77)} = 0,14578 m^2,$$

$$S_{cde} = \sqrt{s(s-c)(s-d)(s-e)} = \sqrt{0,97 \cdot (0,97-0,77) \cdot (0,97-0,49) \cdot (0,97-0,68)} = 0,16433 m^2.$$

Então, o volume total V_T é dado por:

$$V_T = (S_{abc} + S_{cde}) \cdot L = (0,14578 + 0,16433) \cdot 0,45 \Rightarrow V_T = 0,13955 m^3.$$

As chapas de troca térmica foram pesadas sem o denso envoltório de aço, sendo o valor de sua massa de $m_{ch} = 116,3 kg$. Através da densidade do aço $\rho_m = 7832 kg/m^3$ foi possível obter o volume de chapas de troca térmica V_m do módulo do regenerador,

$$V_m = m_{ch} \cdot \frac{1}{\rho_m} = 116,3 \cdot \frac{1}{7832} \Rightarrow V_m = 0,01485 m^3.$$

Agora, com o volume total V_T e o volume de chapas de troca térmica V_m, é possível calcular o volume de canais *V* do módulo, e conseqüentemente, estimar o valor da porosidade através de uma relação de volumes. Assim,

$$V = V_T - V_m = 0,13955 - 0,01485 \Rightarrow V = 0,12470 m^3.$$

Por fim, a porosidade pode ser calculada, conforme a equação (4.31), através da razão entre o volume de canais V e o volume total V_T do segmento. Assim,

$$\sigma = \frac{V}{V_T} = \frac{0,12470}{0,13955} \Rightarrow \sigma = 0,894 .$$

Apêndice C

Cálculo do Raio Hidráulico

Com os valores do arco (*arc)* e da altura (*Alt)* do cesto, conforme mostrados na Figura 4.6 (a), sendo $\text{arc} = 1{,}427\text{m}$ e $\text{Alt} = 2{,}06\text{m}$, é possível então obter os valores dos raios externo r_e e interno r_i da matriz do regenerador, conforme a Figura C.1.

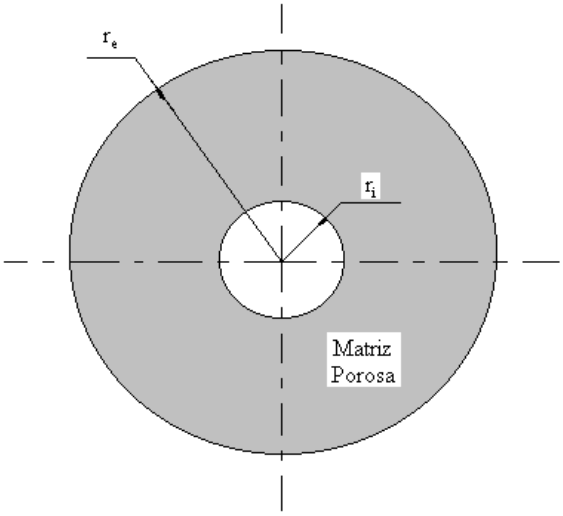


Figura C.1. Esquema da matriz do regenerador rotativo.

Como a matriz do regenerador é formada por 12 cestos, então calculando o valor do perímetro total da matriz do trocador (*Per)* tem-se que:

$$\text{Per} = 12 \cdot \text{arc} = 12 \cdot 1{,}427 \Rightarrow \text{Per} = 17{,}124\text{m}\,.$$

Os raios externo e interno são dados, respectivamente, por:

$$\text{Per} = 2\pi \cdot r_e \Rightarrow r_e = \frac{\text{Per}}{2\pi} = \frac{17{,}124}{2\pi} \Rightarrow r_e = 2{,}725\text{m},$$

$$r_i = r_e - \text{Alt} = 2{,}725 - 2{,}06 \Rightarrow r_i = 0{,}665\text{m}.$$

Assim, pode-se calcular então a área de seção transversal total *(A_{TRR})* em que se encontra a matriz porosa no rotor do regenerador,

$$A_{TRR} = \pi\left(r_e^2 - r_i^2\right) = \pi\left(2{,}725^2 - 0{,}665^2\right) \Rightarrow A_{TRR} = 21{,}94\text{m}^2.$$

Com o valor da porosidade σ e a área de seção transversal total da matriz do regenerador *(A_{TRR})*, a área efetiva da seção transversal de canais na matriz do trocador de calor (A_{canRR}) pode ser obtida a partir da equação (4.31),

$$\sigma = \frac{A_{canRR}}{A_{TRR}} \Rightarrow A_{canRR} = \sigma \cdot A_{TRR} = 0{,}894 \cdot 21{,}94 \Rightarrow A_{canRR} = 19{,}61\text{m}^2.$$

A área efetiva da seção transversal de chapas de troca térmica da matriz do regenerador *(A_{chRR})* é calculada como segue,

$$A_{chRR} = A_{TRR} - A_{canRR} = 21{,}94 - 19{,}61 \Rightarrow A_{chRR} = 2{,}34\text{m}^2.$$

Através da área da seção transversal de chapas de troca térmica *(A_{chRR})* e com a valor da espessura *(esp)* da chapa, o perímetro total de chapas do regenerador *(P_{TchRR})* pode ser estimado. A espessura da chapa foi medida com um paquímetro cujo valor é $\text{esp} = 0{,}0005\text{m}$. Assim,

$$P_{TchRR} = \frac{A_{chRR}}{(\text{esp}/2)} = \frac{A_{chRR}}{(\text{esp}/2)} = \frac{2{,}34}{(0{,}0005/2)} \Rightarrow P_{TchRR} = 9360\text{m}.$$

É importante lembrar que na expressão acima a espessura da chapa é divida por 2. Isso porque cada chapa é como se fosse fronteira para dois canais simultaneamente. Em outras palavras, para cada chapa do regenerador, o seu perímetro deve ser multiplicado por 2, devido à sua disposição para formar os canais de escoamento do fluido. Para facilitar a compreensão disto, a Figura C.2 ilustra a seção transversal do regenerador, mostrando a disposição das chapas e a conseqüente formação dos canais.

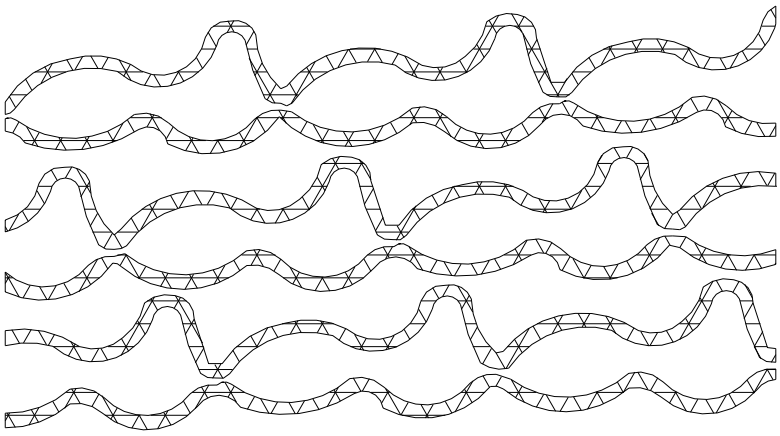


Figura C.2. Seção transversal do regenerador rotativo.

Enfim, com o perímetro total de chapas *(P_{TchRR})* e a área da seção transversal de canais da (*A_{canRR})* do regenerador, pode-se calcular o raio hidráulico *(r_h)* como segue:

$$r_h = \frac{A_{canRR}}{P_{TchRR}} = \frac{19{,}61}{9360} \Rightarrow r_h = 0{,}002\text{m}.$$

Apêndice D

Extrapolação de Richardson

Se um determinado parâmetro de interesse primário é computado suficientemente para três ou mais tamanho de grades computacionais, cada valor desse parâmetro pode ser plotado em um gráfico versus o seu o tamanho de malha correspondente, podendo este parâmetro ser extrapolado para uma malha computacional de tamanho zero, ou seja, uma malha com o tamanho dos volumes de controle tendendo a zero. A Figura D.1 representa o esquema de extrapolação de Richardson, sendo φ o parâmetro de interesse e $\Delta\eta$ o comprimento do volume de controle da malha computacional. Os subscritos *1*, *2* e *3* indicam o valor do parâmetro de interesse φ para cada tamanho de malha correspondente $\Delta\eta$. O subscrito *0* representa o valor do parâmetro de interesse extrapolado para malha zero.

Traçando uma linha de tendência sobre os pontos usados para a extrapolação, conforme o gráfico da Figura D.1, uma equação empírica que relaciona o parâmetro de interesse em função da malha computacional pode ser obtida. Entretanto, o resultado vai depender da escolha arbitrária da forma da equação que rege a curva sobre os pontos, seja linear, polinomial, potencial entre outras.

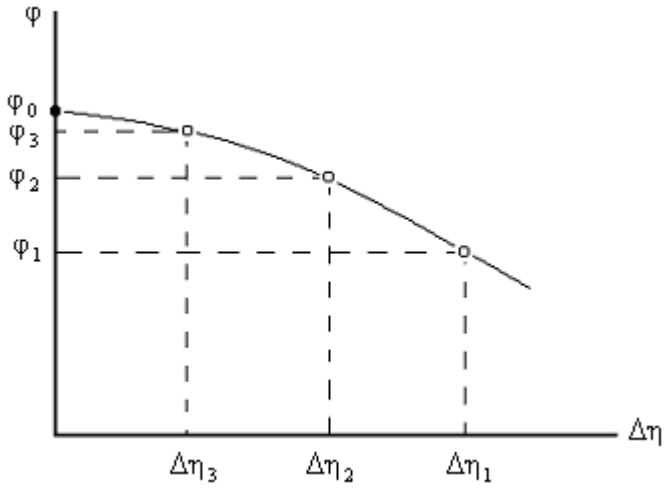


Figura D.1. Esquema da extrapolação de Richardson.

Richardson observou que o erro de truncagem da discretização é proporcional ao tamanho da malha conforme esta se aproxima de zero. O tamanho da malha deve ser pequeno suficiente para que condições de ordem mais elevada sejam desprezíveis. Os erros de arredondamento também são desprezíveis, de tal forma que os erros acumulados na discretização sejam também proporcionais ao tamanho da grade. Se o erro de truncagem também for proporcional a n-ésima potência do tamanho da malha, tem-se então a seguinte equação:

$$\varphi_i - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_i^n , \tag{D.1}$$

sendo φ_0 o valor do parâmetro de interesse para grade zero, φ_i o valor computado para a grade $(\Delta\eta)_i$, *n* é a n-ésima potência do tamanho da malha e *B* é uma constante. No caso da Figura D.1 com três pontos conhecidos, tem-se então o seguinte sistema de equações para se obter o valor extrapolado do parâmetro de interesse:

$$\begin{cases} \varphi_1 - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_1^n \\ \varphi_2 - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_2^n \\ \varphi_3 - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_3^n \end{cases}, \tag{D.2}$$

sendo as incógnitas desse sistema: φ_0, *B* e *n*. Neste caso, o sistema de equações (D.2) é aplicado para três tamanhos de grades computacionais, sendo $(\Delta\eta)_1 > (\Delta\eta)_2 > (\Delta\eta)_3$. Isso é necessário para que se possa obter primeiramente o valor da potência *n*, pois quando este for conhecido, um sistema com duas equações será suficiente para o cálculo do valor extrapolado do parâmetro de interesse. Trabalhando com o sistema (D.2), tem-se a seguinte equação para *n*, a qual deve ser resolvida iterativamente por tentativa e erro,

$$n = \frac{\ln\left\{1 - \left[(\varphi_1 - \varphi_2)/(\varphi_1 - \varphi_3)\right] \cdot \left[1 - \left((\Delta\eta)_3/(\Delta\eta)_1\right)^n\right]\right\}}{\ln\left[(\Delta\eta)_2/(\Delta\eta)_1\right]}. \tag{D.3}$$

Conhecendo a potência *n*, para a obtenção do valor extrapolado do parâmetro de interesse, o sistema (D.2) pode ser resumido a:

$$\begin{cases} \varphi_1 - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_1^n \\ \varphi_2 - \varphi_0 = B \cdot (\Delta\eta)_2^n \end{cases}, \tag{D.4}$$

sendo as incógnitas agora: φ_0 e *B*. Isolando *B* na primeira equação do sistema (D.4) e substituindo na segunda equação, tem-se finalmente a expressão para o cálculo do valor extrapolado do parâmetro de interesse φ_0,

$$\varphi_0 = \frac{\left[(\Delta\eta)_2/(\Delta\eta)_1\right]^n \varphi_1 - \varphi_2}{\left[(\Delta\eta)_2/(\Delta\eta)_1\right]^n - 1}. \tag{D.5}$$

Apêndice E

Matriz Tridiagonal Aritmética (TDMA)

O TDMA é um método direto utilizado para problemas unidimensionais com coeficientes constantes, e iterativo nos demais casos. O sistema de equações a ser resolvido é tridiagonal, sendo que a equação para um determinado ponto *i* da malha computacional envolve incógnita relacionada aos pontos (*i-1)* e *(i+1)* da malha. As equações do sistema são organizadas em matrizes e em um sistema de matriz tridiagonal, os elementos serão não nulos somente na diagonal principal da matriz e nas posições imediatamente à esquerda e à direita da diagonal principal. Na notação utilizada para definir os *N* pontos nodais do domínio neste trabalho, isto equivale a um conjunto de *(N-2)* equações lineares algébricas. Em termos computacionais, as equações para cada volume de controle são escritas na forma,

$$-a_i\Phi_{i-1} + b_i\Phi_i - c_i\Phi_{i+1} = d_i, \tag{E.1}$$

sendo Φ a variável de interesse em cada ponto da malha computacional. Os coeficientes a_i, b_i, c_i e d_i devem satisfazer as seguintes condições,

$$a_i > 0, \quad b_i > 0, \quad c_i > 0, \tag{E.2}$$

$$b_i > a_i + c_i. \tag{E.3}$$

Conforme a malha computacional adotada neste trabalho (Figura E.1), tem-se para os volumes de controle de fronteira que $a_2 = 0$ e $c_{N-1} = 0$.

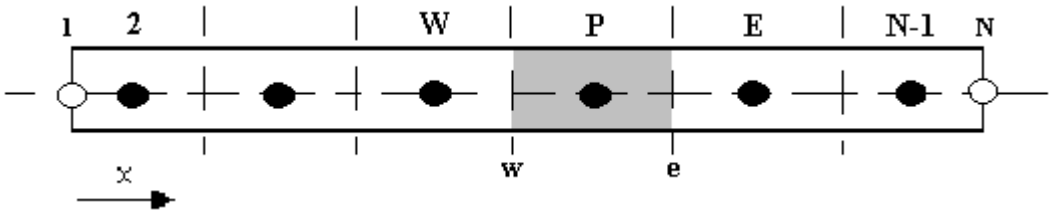


Figura E.1. Malha computacional.

Como na fronteira esquerda $a_2 = 0$, é possível exprimir Φ_2 em função de Φ_3 na equação discretizada do volume de controle do ponto nodal 2. Substituindo essa relação na equação discretizada do ponto nodal 3, é possível então exprimir Φ_3 em termos de Φ_4, e assim por diante. Isso permite então a utilização do processo de "substituição para trás", no qual Φ_{N-1} é obtido a partir de Φ_N, Φ_{N-2} a partir de Φ_{N-1} e assim sucessivamente. O método TDMA opera reduzindo o sistema de equações para a forma de matriz triangular superior, eliminando o termo Φ_{i-1} em cada equação. De uma maneira genérica busca-se a relação,

$$\Phi_i = E_i \cdot \Phi_{i+1} + F_i, \tag{E.4}$$

sendo *E* e *F* coeficientes da equação. Isso após a obtenção prévia de,

$$\Phi_{i-1} = E_{i-1} \cdot \Phi_i + F_{i-1}. \tag{E.5}$$

Substituindo esta relação na equação (E.1) tem-se que:

$$-a_i\left(E_{i-1} \cdot \Phi_i + F_{i-1}\right) + b_i\Phi_i - c_i\Phi_{i+1} = d_i, \tag{E.6}$$

a qual pode ser rearranjada e comparada com a equação (E.5). Assim é possível observar que:

$$E_i = \frac{c_i}{b_i - a_i E_{i-1}}, \tag{E.7}$$

$$F_i = \frac{d_i + a_i F_{i-1}}{b_i - a_i E_{i-1}}. \tag{E.8}$$

Para o volume de controle de fronteira à esquerda, $a_2 = 0$ e por isso $E_2 = \frac{c_2}{b_2}$ e $F_2 = \frac{d_2}{b_2}$. A partir destes valores, os novos pares E_3, F_3; E_4, F_4; E_5, F_5 e os demais , são obtidos pelas equações (E.7) e (E.8). Na outra extremidade, para o volume de controle de fronteira à direita tem-se que $c_{N-1} = 0$, de tal forma que $E_{N-1} = 0$ e conseqüentemente $\Phi_{N-1} = F_{N-1}$. Utilizando por fim em ordem decrescente os pares de valores E_i, F_i já calculados, obtém-se a seqüência dos valores Φ_{N-2}, Φ_{N-3} até Φ_2 através da equação (E.4).

Apêndice F

Regra do Trapézio

A Regra do Trapézio é uma técnica numérica de integração. As técnicas numéricas em geral consistem em um cálculo aproximado da integral de uma função *f(x)*, isto é,

$$\int_a^b f(x)dx \,. \tag{F.1}$$

Neste caso admitem-se conhecidos os extremos do intervalo de integração, *a* e *b* e a função *f(x)*. O cálculo de integrais pode aparecer sob várias formas, por exemplo, a função a ser integrada pode ser apresentada através de uma tabela de valores. A ideai básica da integração numérica reside na aproximação da função integrando por um polinômio. No caso da regra do trapézio, a interpolação da função a ser integrada é por um polinômio de grau $n = 1$. Em um caso mais simples, este polinômio trata-se da equação que une dois pontos, $a = x_0$ e $b = x_1$.

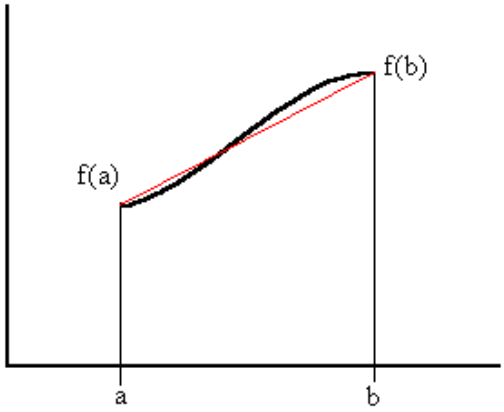


Figura F.1. Regra do trapézio aproximando dois pontos de uma função.

Pela fórmula da área do trapézio, dada por $A = h \cdot (B + b)/2$, em que *h* é a altura do trapézio, *B* é a base maior e *b* a base menor, tem-se que, de acordo com a Figura F.1, $h = b - a = x_1 - x_0$, $B = f(b) = f(x_1)$ e por último $b = f(a) = f(x_0)$. Assim, obtém-se a seguinte fórmula,

$$\int_{x_0}^{x_1} f(x)dx \cong \frac{h}{2}[f(x_0) + f(x_1)]. \qquad (F.2)$$

Repare que se o intervalo [a,b] considerado for relativamente pequeno, tem-se uma aproximação do valor do integral que é aceitável, no entanto, se este for de grande amplitude, então se tem uma aproximação defasada. Assim se for considerado um intervalo de integração grande, este pode ser subdividido em *n* sub-intervalos, e em cada um a função é aproximada por via de uma função linear. A amplitude destes sub-intervalos será $h = \frac{(b-a)}{n}$. O integral no intervalo é dado pela soma dos integrais definidos pelos sub-intervalos, isto é, a regra dos trapézios simples é aplicada aos sub-intervalos, conforme esquema da Figura F.2.

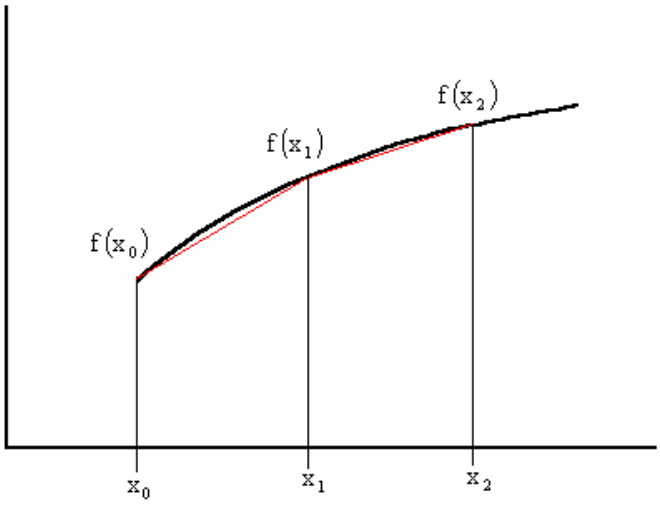


Figura F.2. Regra do trapézio aproximando vários pontos de uma função.

Assim obtém-se,

$$\int_{x_0}^{x_1} f(x)dx \cong \frac{h}{2}\left[f(x_0)+f(x_1)\right]+\frac{h}{2}\left[f(x_1)+f(x_2)\right]+\ldots+\frac{h}{2}\left[f(x_{n-1})+f(x_n)\right]. \qquad (F.3)$$

Como se verifica, só os termos $f(x_0)$ e $f(x_n)$ é que não se repetem. Assim, esta equação pode ser simplificada em:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x)dx = \frac{h}{2}\left\{f(x_0)+2\cdot\left[f(x_1)+f(x_2)+\ldots+f(x_{n-1})\right]+f(x_n)\right\}. \qquad (F.4)$$

Obtém-se assim a regra do trapézio composta, que consiste na soma da área de *n* trapézios, cada qual definido pelo seu sub-intervalo. No caso da temperatura média de mistura na saída de cada escoamento, tem-se o valor de temperatura na saída de um canal do regenerador em posições angulares distintas, os quais correspondem, neste caso, a $f(x_0)$, $f(x_1)$ até $f(x_n)$. Para encontrar o valor médio de temperatura de mistura aplica-se a regra do trapézio a estes pontos e posteriormente efetua-se a divisão do valor desta área obtida pela soma das alturas de todos os trapézios que compõem os pontos. Vale ressaltar que, após a definição da malha computacional para o programa desenvolvido neste trabalho, o número de sub-intervalos foi fixado.

Apêndice G

Propriedades

Em muitos casos especiais é comum a utilização de equações que envolvem as propriedades termofísicas dos fluidos, tanto propriedades de transporte, como condutividade térmica e viscosidade cinemática, ou também propriedades termodinâmicas, como densidade e calor específico. Sabe-se que as propriedades de um fluido variam com a temperatura através da camada limite e que essa variação pode influenciar a taxa de transferência de calor. Entretanto, uma aproximação razoável é utilizar a hipótese de propriedades do fluido constantes a uma temperatura média de mistura, usualmente um valor de temperatura médio entre os dois valores extremos de temperatura atingida pelo fluido no escoamento (o mais elevado e o mais baixo).

Considerando constantes as propriedades do fluido que aparecem nas equações de Nusselt e Reynolds, (4.32) e (4.33) respectivamente, sendo a densidade ρ, a viscosidade dinâmica μ e a condutividade térmica *k*, é possível avaliá-las através de algumas equações que fornecem bons resultados para determinados casos de interesse em engenharia. Experiências mostram que, a maioria dos gases, com pressão e temperatura moderados, podem ser bem representados pela equação de estado de gás ideal, através da qual é possível obter um valor para a densidade do fluido:

$$p = \rho RT\,, \tag{G.1}$$

sendo *p* a pressão em que se encontra o gás dada em (Pa), *T* a temperatura média e *R* uma constante especificada para cada gás, no caso do ar $R = 287\,\text{N.m/kg.K}$. Neste trabalho foi utilizada a pressão de Campinas $p = 93325{,}66\text{Pa}$.

Como estimativa para a viscosidade dinâmica do fluido, uma equação aproximada é a expressão de Shutherland, obtida a partir da teoria cinética de diluição de gases. Maiores informações sobre esse assunto podem ser encontradas em White [32].

$$\frac{\mu}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S}, \tag{G.2}$$

sendo *S* uma temperatura efetiva em (K), chamada de constante de Shuterland, a qual é característica de cada gás. Os parâmetros T_0 e μ_0 são valores de referência de temperatura e viscosidade dinâmica, enquanto *T* é a temperatura média em que se deseja obter o valor de μ. No caso do ar tem-se que $S = 111\text{K}$, $T_0 = 273\text{K}$ e $\mu_0 = 1{,}716 \cdot 10^{-5}\,\text{N.s/m}^2$.

A equação de Shuterland para o cálculo da viscosidade dinâmica do gás pode também ser utilizada de maneira análoga na obtenção da condutividade térmica *k* de um gás, de tal forma que:

$$\frac{k}{k_0} \approx \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S}, \tag{G.3}$$

sendo para este caso $S = 194\text{K}$ e $k_0 = 0{,}0241\,\text{W/m.K}$.

Neste trabalho, o calor específico dos fluidos foi considerado constante, no qual $c_p = 1047{,}81\,\text{J/kg.K}$ para ambos, sendo este valor aproximado correspondente a um valor médio de temperatura entre os valores de temperatura de entrada de cada fluido.

As propriedades da matriz são constantes do aço AISI 1010, mostradas na Tabela G.1.

Tabela G.1. Propriedades da matriz.

PROPRIEDADE	**VALOR**
Calor Específico c_m (J/kg.K)	434,0
Condutividade Térmica k (W/m.K)	63,9
Densidade ρ_m (kg/m^3)	7832,0