216

ANTONIO CARLOS RIBEIRO NOGUEIRA

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA ESCOAMENTO
ESPIRALADO TURBULENTO EM DUTOS RETANGULARES**

Tese de Doutorado

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Rio de Janeiro, 29 de Novembro de 1991.

Assinatura do Autor: Antonio Carlos Ribeiro Nogueira

Assinatura do Orientador: Prof. Dr. Carlos R. Nogueira

Assinatura do Avaliador: Prof. Dr. Carlos R. Nogueira

ANTONIO CARLOS RIBEIRO NOGUEIRA

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA ESCOAMENTO ESPIRALADO,
TURBULENTO, EM DUTOS RETANGULARES**

Tese apresentada ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-RJ como parte dos requisitos para
obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Luis Fernando Alzuguir Azevedo

Angela Ourivio Nieckele

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO DE JANEIRO**

Rio de Janeiro, 29 de Novembro de 1991.

À meus pais

AGRADECIMENTOS

Ao Professores Luis Fernando Alzuguir Azevedo e Angela Ourivio Nieckele, pela orientação competente e dedicada na elaboração deste trabalho.

Ao funcionário Jandir da Cunha Neto, pela confecção da bancada experimental e os ajustes finais promovidos na mesa de coordenadas. Ao funcionário Lourenço Ribeiro, pela colaboração na montagem da bancada e dos dispositivos de medição. À estes dois amigos, a certeza da lembrança dos bons momentos de convivência durante a fase experimental no laboratório.

Ao amigo Jorge Alberto Almeida, pelo ensinamento na utilização do editor de textos "The TEXbook" e do pacote gráfico "AUTOCAD".

Ao colega Cláudio Marcio Pereira da Cunha, pelo empenho e dedicação no desenvolvimento do algoritmo numérico de comando da mesa de coordenadas.

Ao Professor Clovis Raimundo Maliska, pela confiança em mim depositada e apoio incondicional durante o tempo em que me mantive afastado, na qualidade de relator dos meus processos de afastamento junto ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

Ao meu orientador de mestrado, Professor Rogério Tadeu da Silva Ferreira, pelo acompanhamento e interesse demonstrado em todas as etapas do meu trabalho através de palavras motivadoras e de incentivo.

Ao Professor Carlos Alberto de Campos Selke, na qualidade de Chefe do Depto. de Engenharia Mecânica da UFSC, pela compreensão da extensão do trabalho envolvido na tese, me concedendo as prorrogações necessárias ao desenvolvimento da parte experimental.

Aos amigos José Fernando de Oliveira, Sergio Polina e Dylton do Valle Pereira, pela probidade com que desempenharam a função de procuradores durante o período de meu afastamento.

Aos meus colegas, Professores do Departamento de Engenharia Mecânica, e em especial, os lotados na área de Termotécnica, por me substituírem nas disciplinas que a mim seriam delegadas.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-RJ, por ter proporcionado a realização deste trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina minha gratidão pela oportunidade que me foi dada de realizar este trabalho.

À CAPES, pelo apoio financeiro.

SUMÁRIO

RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xvii
SIMBOLOGIA	xix
1- INTRODUÇÃO	1
1.1- Descrição do Trabalho	5
1.2- Descrição do Programa Experimental	7
1.3- Descrição do Modelo de Simulação Numérica	8
2- BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO	9
2.1- Seção Geradora do Escoamento Espiralado	10
2.2- Seção de Testes	14
2.2.1- Transferência de Massa	14
2.2.2- Queda de Pressão	19
2.3- Outros Componentes	20
2.3.1- Placa Defletora	20
2.3.2- Câmara Cilíndrica	24
2.3.3- Seção para Medição de Vazão	24
2.3.4- Válvulas	24
2.3.5- Exaustor	26
2.4- Instrumentação	27
2.4.1- Medida de Temperatura	27
2.4.2- Medida de Pressão	29
2.4.3- Medida de Massa	30
2.4.4- Medida de Tempo	30
2.4.5- Sistema Automático de Aquisição de Dados	30

3- PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	34
3.1- Medidas da Queda de Pressão	34
3.1.1- Montagem da Seção de Testes	34
3.1.2- Ajuste do Número de Reynolds	35
3.1.3- Medida da Distribuição de Pressão	36
3.2- Preparação para as Medidas de Transferência de Massa	38
3.2.1- Placa para Fundição dos Cassetes	38
3.2.2- Fundição dos Cassetes	43
3.2.3- Fundição e Destilação	45
3.3- Medidas de Transferência de Massa	48
3.3.1- Medidas dos Coeficientes Médios de Transferência de Massa	48
3.3.2- Medidas dos Coeficientes Locais de Transferência de Massa	51
4- TRATAMENTO DOS DADOS	58
4.1- Tratamento de Dados	58
4.1.1- Fator de Atrito	58
4.1.2- Número de Reynolds	60
4.1.3- Coeficientes de Transferência de Massa	60
4.1.3(a)- Coeficientes Médios de Troca de Massa	61
4.1.3(b)- Coeficientes Locais de Troca de Massa	64
4.2- Análise de Incerteza	67
4.2.1- Número de Reynolds e Fator de Atrito	68
4.2.2- Número de Sherwood	70
5- SIMULAÇÃO NUMÉRICA	73
5.1- Caracterização do Escoamento	74
5.2- Equações Governantes do Escoamento	76
5.3- Escoamento Turbulento	77
5.4- Modelo de Turbulência	79
5.4.1- O Modelo de Turbulência $\kappa - \epsilon$	80

5.4.2- O Modelo Algébrico das Tensões de Reynolds	82
5.4.3- Equação Geral de Conservação	85
5.5- Equações de Conservação para Escoamento 3-D Parabólico	86
5.6- Condições de Contorno	89
5.6.1- Plano de Entrada	90
5.6.2- Contornos Rígidos	92
5.6.3- Plano de Simetria	94
5.7- Método Numérico	94
5.7.1- Equações de Conservação da Quantidade de Movimento Linear na Forma Discretizada	98
5.7.2- O Acoplamento Velocidade - Pressão	99
5.7.3- Procedimento de Cálculo Utilizando-se o Algoritmo Simpler	102
5.8- Validação do Algoritmo Numérico	105
6- RESULTADOS DE QUEDA DE PRESSÃO	107
6.1- Qualificação da Bancada Experimental	107
6.2- Distribuição Transversal de Pressão	109
6.3- Distribuição Axial de Pressão - Região de Entrada	114
7- RESULTADOS DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA	120
7.1- Qualificação da Bancada e dos Procedimentos Experimentais	120
7.2- Valores Médios Transversais do Número de Sherwood	127
7.3- Valores Locais do Número de Sherwood	131
7.4- Visualização do Escoamento	143
7.5- Utilização dos Resultados para Transferência de Calor	147
7.6- Análise de Desempenho	150
8- RESULTADOS NUMÉRICOS	162
8.1- Comparações com os Resultados Experimentais	164
8.1.1- Queda de Pressão	164
8.1.2- Número de Sherwood Médio	169

8.1.3- Número de Sherwood Local	176
8.2- Desenvolvimento Hidrodinâmico e Térmico	185
8.2.1- Velocidades Transversais no Plano Eliptico	185
8.2.2- Perfis de Velocidade Axial	198
8.2.3- Velocidade Axial Máxima e na Linha de Centro	214
8.2.4- Perfis de Temperatura	219
9- CONCLUSÕES E SUGESTÕES	224
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	227
APÊNDICES	
I -Seção para Medida da Vazão	231
Dispositivo Utilizado	231
Equações Utilizadas	233
Roteiro de Cálculos	236
II -Propriedades e Constantes	237
Constantes Utilizadas	237
Viscosidade do Ar	238
Temperatura da Interface Naftaleno/Ar	238
Massa Específica da Água	238
III -Detalhes Numéricos	239
Coeficientes da Equação Geral Discretizada	239
Descrição do Algoritmo SIMPLER	241
O Acoplamento Velocidade-Pressão segundo Raithby e Schneider	245
IV -Problemas Teste	246
Desenvolvimento do Escoamento Laminar em um Duto de Seção	
Quadrada	246
Desenvolvimento do Escoamento Laminar em um Duto de Seção	
Quadrada com a Parede Superior Móvel	249
Desenvolvimento do Escoamento Turbulento em um Duto de Seção	

Quadrada	251
V -Medidas de Pressão	257
VI -Medidas de Transferência de Massa	267

RESUMO

O presente trabalho investigou numericamente e experimentalmente as características de transferência de calor e queda de pressão de um escoamento espiralado, turbulento, decaindo através de um duto retangular de elevada razão de aspecto. A condição de escoamento espiralado na entrada do duto foi obtida por meio de tubos paralelos contendo fitas torcidas de modo a produzir vórtices girando em sentidos opostos, dois a dois.

Coefficientes de transferência de calor locais e médios foram determinados através da utilização da técnica de sublimação de naftaleno em conjunto com a analogia entre os processos de transferência de calor e massa. Os valores locais foram medidos sobre toda a superfície ativa do duto, com o auxílio de uma mesa de coordenadas controlada por microcomputador.

Resultados para os coeficientes transferência de calor e da queda de pressão foram obtidos para três valores do número de Reynolds do duto e para três valores da intensidade do escoamento espiralado, dados pela utilização de fitas torcidas com diferentes relações de passo/diâmetro.

Para posições axiais próximas da entrada do duto, os resultados revelaram altas taxas de aumento na transferência de calor, relativamente ao caso base, representado por escoamento turbulento sem a imposição do escoamento espiralado.

Os resultados para a queda de pressão demonstraram que a presença da componente tangencial da velocidade do escoamento espiralado imposto reduziu os efeitos de recuperação de pressão existentes na região de entrada de dutos com entrada abrupta. Foi também verificado que o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento aumenta com a intensidade do escoamento espiralado.

As equações de conservação de massa, movimento linear e energia, incorporando o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ foram resolvidas numericamente para a configuração em estudo. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os experimentos, permitindo a obtenção dos campos de velocidade, temperatura e pressão, os quais complementaram o estudo experimental.

ABSTRACT

The present work investigated experimentally and numerically the heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent decaying swirl flows through a rectangular duct of high aspect ratio. The swirl flow inlet condition was obtained by a set of parallel tubes with twisted-tape inserts which produced pairs of counterrotating vortices.

Local and average heat transfer coefficients were determined by the utilization of the naphthalene sublimation technique in conjunction with the analogy between heat and mass transfer. Local results were obtained along the whole active surface of the duct, utilizing a computer-assisted coordinate table and depth gage.

The study encompassed the investigation of the local and average heat transfer coefficient distribution and pressure drop, for three values of the duct Reynolds number, and for three values of the swirl intensity given by different tape pitch-to-diameter ratios.

The results showed regions of high heat transfer augmentation situated close to the entrance of the duct, when compared to the base case results characterized by turbulent flow through a duct without the swirl flow inlet condition.

The pressure drop results demonstrated that the presence of the tangential velocity component of the imposed swirl flow was seen to reduce the pressure recover effect present in sharp-edged entrance ducts. It was also verified that the hydrodynamic developing length increases with the intensity of the swirl flow.

The equations governing conservation of mass, linear momentum and energy were solved numerically for the configuration investigated. The $\kappa - \epsilon$ turbulence model was employed. The numerical results displayed good agreement with the experiments and provided additional information related to velocity and temperature fields which complemented the experimental program.

LISTA DE FIGURAS

Fig.	Título	Pág.
1.1	Configuração a Ser Estudada	6
2.1	Visão de Conjunto da Bancada Experimental	11
2.2	Seção Geradora do Escoamento Espiralado	12
2.3	Fitas Utilizadas para as Relações de Passo Investigadas	15
2.4	Duto Retangular - Seção de Teste	16
2.5.a	Perfil para as Paredes Laterais	18
2.5.b	Cassetes para Moldagem de Naftaleno	18
2.6.a	Seção de Teste para a Determinação da Queda de Pressão - Vista Isométrica	21
2.6.b	Seção de Teste para a Determinação da Queda de Pressão - Detalhe das Tomadas de Pressão Próximas à Seção de Entrada	21
2.7.a	Detalhe da Tomada de Pressão e de sua Fixação	23
2.7.b	Vista Esquemática da Válvula Seletora de Pressão	23
2.8	Câmara Cilíndrica e Bocal Difusor	25
2.9	Esquema de Ligação do Circuito do Termopar	28
2.10	Diagrama de Blocos para o Sistema Automático de Aquisição de Dados	21
2.11	Sistema Automático de Aquisição de Dados	33
2.12	Mesa de Coordenadas	33
3.1	Sistema Utilizado para Medidas de Pressão	37
3.2	Conjunto da Placa de Fundição e Montagem dos Cassetes	39
3.3.a	Funil para Vazamento do Naftaleno	41
3.3.b	Extensão para os Furos dos Suspiros de Ar	41
3.4	Montagem do Funil e Extensão dos Furos dos Suspiros	42
3.5	Esquema do Aparato Destinado a Fundição	46

3.6	Detalhe do Sistema Posicionador do Cassete na Mesa de Coordenadas . . .	53
3.7	Malha para o Levantamento Topográfico	57
5.1	Domínio Computacional	75
5.2	Notação para o Cálculo da Distância Média do Ponto P até à Parede . . .	84
5.3	Malha de Discretização	95
5.4	Volume de Controle para U	97
5.5	Volume de Controle para V	97
6.1	Comparação do Fator de Atrito para o Escoamento Desenvolvido - Caso Base	108
6.2	Distribuição Transversal de Pressão - $P/D = 22,0$	111
6.3	Distribuição Transversal de Pressão - $P/D = 10,3$	112
6.4	Distribuição Transversal de Pressão - $P/D = 4,4$	113
6.5	Desenvolvimento da Pressão Média para $Re = 1 \times 10^4$	115
6.6	Desenvolvimento da Pressão Média para $Re = 2 \times 10^4$	116
6.7	Desenvolvimento da Pressão Média para $Re = 3 \times 10^4$	117
7.1	Desenvolvimento Axial de $\overline{Sh}(Z)$ - Caso Base	122
7.2	Valores Médios Transversais de $\overline{Sh}(Z)$ - $Re = 10.000$	128
7.3	Valores Médios Transversais de $\overline{Sh}(Z)$ - $Re = 20.000$	129
7.4	Valores Médios Transversais de $\overline{Sh}(Z)$ - $Re = 30.000$	130
7.5	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{XZ}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 10.000$	134
7.6	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{XZ}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 10.000$	135
7.7	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{XZ}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 10.000$	136
7.8	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{XZ}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 20.000$	137

7.9	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 20.000$	.138
7.10	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 20.000$	.139
7.11	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 30.000$	.140
7.12	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 30.000$	.141
7.13	Valores Locais do Número de Sherwood - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 30.000$	.142
7.14	Visualização do Escoamento - Caso Base; $Re = 20.000$	.145
7.15	Visualização do Escoamento - $P/D = 4,4$; $Re = 20.000$	.145
7.16	Visualização do Escoamento - $P/D = 4,4$; $Re = 30.000$	.148
7.17	Visualização do Escoamento - $P/D = 10,3$; $Re = 20.000$	.148
7.18	Visualização do Escoamento - $P/D = 22,0$; $Re = 10.000$	.149
7.19	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 22,0$; $Re = 10.000$	.153
7.20	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 10,3$; $Re = 10.000$	.154
7.21	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 4,4$; $Re = 10.000$	.155
7.22	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 22,0$; $Re = 20.000$	.156
7.23	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 10,3$; $Re = 20.000$	.157
7.24	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_{(z)}$, $P/D = 4,4$; $Re = 20.000$	.158

7.25	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_z$, $P/D = 22,0$; $Re = 30.000$	159
7.26	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_z$, $P/D = 10,3$; $Re = 30.000$	160
7.27	Valores Locais do Número de Sherwood - $Sh_{xz}/\overline{Sh}_z$, $P/D = 4,4$; $Re = 30.000$	161
8.1	Desenvolvimento da Pressão Média Axial - $Re = 3 \times 10^4$, (a) Caso Base; (b) $P/D = 22,0$	166
8.2	Desenvolvimento da Pressão Média Axial - $Re = 3 \times 10^4$, (a) $P/D = 10,3$; (b) $P/D = 4,4$	168
8.3	Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio - $Re = 3 \times 10^4$, (a) Caso Base; (b) $P/D = 22,0$	170
8.4	Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio - $Re = 3 \times 10^4$, (a) $P/D = 10,3$; (b) $P/D = 4,4$	171
8.5	Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio - $Re = 2 \times 10^4$, (a) $P/D = 10,3$; (b) $P/D = 4,4$	172
8.6	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 30.000$	178
8.7	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 30.000$	179
8.8	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 30.000$	180
8.9	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 20.000$	182
8.10	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 20.000$	183
8.11	Distribuição Transversal de Sherwood Local - Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 20.000$	184

8.12	Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Eliptico,	
	$Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$	
	(a) $Z/D_h = 0,0$; (b) $Z/D_h = 1,1$; (c) $Z/D_h = 1,4$	.186
	(d) $Z/D_h = 1,8$; (e) $Z/D_h = 2,5$; (f) $Z/D_h = 4,6$	.187
	(g) $Z/D_h = 8,9$; (h) $Z/D_h = 12,5$	.188
8.13	Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Eliptico,	
	$Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 10,3$	
	(a) $Z/D_h = 0,0$; (b) $Z/D_h = 1,1$; (c) $Z/D_h = 1,4$	.189
	(d) $Z/D_h = 1,8$; (e) $Z/D_h = 2,5$; (f) $Z/D_h = 4,6$	.190
	(g) $Z/D_h = 8,9$; (h) $Z/D_h = 12,5$	.191
8.14	Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Eliptico,	
	$Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 22,0$	
	(a) $Z/D_h = 0,0$; (b) $Z/D_h = 1,1$; (c) $Z/D_h = 1,4$	.192
8.15	Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Eliptico,	
	$Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$	
	(a) $Z/D_h = 0,0$; (b) $Z/D_h = 1,1$; (c) $Z/D_h = 1,4$	.194
	(d) $Z/D_h = 1,8$; (e) $Z/D_h = 2,5$; (f) $Z/D_h = 4,6$	.195
8.16	Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Eliptico,	
	$Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 10,3$	
	(a) $Z/D_h = 0,0$; (b) $Z/D_h = 1,1$; (c) $Z/D_h = 1,4$	.196
	(d) $Z/D_h = 1,8$; (e) $Z/D_h = 2,5$; (f) $Z/D_h = 4,6$	.197
8.17	Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\overline{W}$,	
	$P/D = 4,4$; $Re = 3 \times 10^4$	
	(a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$	.199
	(c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$	.200
	(f) $X/L = 0,275$; (g) $X/L = 0,300$; (h) $X/L = 0,325$	.201

8.18	Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\overline{W}$, $P/D = 10,3$; $Re = 3 \times 10^4$	
	(a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$	.203
	(c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$	.204
	(f) $X/L = 0,275$; (g) $X/L = 0,300$; (h) $X/L = 0,325$	.205
8.19	Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\overline{W}$, $P/D = 22,0$; $Re = 3 \times 10^4$	
	(a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$	.206
	(c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$	.207
	(f) $X/L = 0,275$; (g) $X/L = 0,300$; (h) $X/L = 0,325$	.208
8.20	Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\overline{W}$, $P/D = 4,4$; $Re = 2 \times 10^4$	
	(a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$	.210
	(c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$	.211
8.21	Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\overline{W}$, $P/D = 10,3$; $Re = 2 \times 10^4$	
	(a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$	.212
	(c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$	.213
8.22	Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima e na Linha de Centro para $Re = 1 \times 10^4$	.215
8.23	Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima e na Linha de Centro para $Re = 2 \times 10^4$	.216
8.24	Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima e na Linha de Centro para $Re = 3 \times 10^4$	.217
8.25	Desenvolvimento dos Perfis de Temperatura Adimensional, $\frac{(T-T_{i\infty})}{(T_w-T_{i\infty})}$, para $P/D = 4,4$; $Re = 3 \times 10^4$	.221
8.26	Desenvolvimento dos Perfis de Temperatura Adimensional, $\frac{(T-T_{i\infty})}{(T_w-T_{i\infty})}$, para $P/D = 10,3$; $Re = 3 \times 10^4$	.222

8.27	Desenvolvimento dos Perfis de Temperatura Adimensional, $\frac{(T-T_{i,n})}{(T_w-T_{i,n})}$, para $P/D = 4,4$; $Re = 2 \times 10^4$	.223
A2.1	Dispositivo de Medição de Vazão	.232
A4.1	Desenvolvimento do Perfil de Velocidade Axial no Plano Central	.247
A4.2	Desenvolvimento do Perfil de Velocidade Axial no Plano Diagonal	.247
A4.3	Desenvolvimento da Velocidade Axial na Linha de Centro	.248
A4.4	Desenvolvimento da Velocidade Axial na Diagonal, para $\frac{X}{D_H} = \frac{Y}{D_H} = \frac{1}{4}$	.248
A4.5	Desenvolvimento da Pressão Média - Duto Quadrado	.250
A4.6	Desenvolvimento da Pressão Média - Duto Parede Móvel	.250
A4.7	Variação da Velocidade Máxima Longitudinal	.252
A4.8	Variação da Temperatura de Mistura com a Distância Longitudinal	.252
A4.9	Curvas de Igual Velocidade Axial na Região Desenvolvida	.253
A4.10	Isotermas na Região Desenvolvida para $Pr = 1$	.253
A4.11	Desenvolvimento da Velocidade Média Axial na Linha de Centro	.255
A4.12	Curvas de Igual Velocidade Média Axial para $Re = 1 \times 10^4$	.255

LISTA DE TABELAS

Tab.	Título	Pág.
2.1	Posição Axial das Tomadas de Pressão	22
2.2	Posição das Tomadas Transversais de Pressão	22
4.1	Incertezas das Variáveis Medidas para Re e f	69
4.2	Incerteza no Coeficiente de Descarga da Placa de Orifício	69
4.3	Incertezas Relativas Individuais para Re e f	70
4.4	Incertezas das Variáveis Medidas para Sh (Valores Complementares da Tabela 4.1)	71
4.5	Incertezas relativas individuais para Sh	72
6.1	Fator de Atrito - Caso Base	110
7.1	Valores Globais de Sherwood	123
7.2	Valores Globais de Sherwood	124
7.3	Valores Globais de Sherwood	124
7.4	Incerteza nos Valores de Sherwood Obtidos por Pesagem	125
7.5	Distribuição de Incertezas - Cassete nº 4	126
7.6	Posições Axiais Adimensionais Apresentadas nas Figuras 7.5 à 7.13 e 7.19 à 7.29	71
8.1	Malhas Seleccionadas	163
8.2	Fatores de Atrito Desenvolvido	169
8.3	Número de Sherwood Desenvolvido	173
A2.1	Placas de orifício	233
A5.1	Incerteza em Re e f; $P/D = 4,4$	257
A5.2	Incerteza em Re e f; $P/D = 10,3$	258
A5.3	Incerteza em Re e f; $P/D = 22,0$	258
A5.4	Medidas Axiais de Pressão; $P/D =$ Caso Base	259
A5.5	Medidas Axiais de Pressão; $P/D = 22,0$	260

A5.6	Medidas Axiais de Pressão; $P/D = 10,3$	261
A5.7	Medidas Axiais de Pressão; $P/D = 4,4$	262
A5.8	Medidas Transversais de Pressão; $P/D = 22,0$	263
A5.9	Medidas Transversais de Pressão; $P/D = 10,3$	263
A5.10	Medidas Transversais de Pressão; $P/D = 4,4$	264
A5.11	Medidas Transversais de Pressão; $P/D = 10,3$ e $22,0$; $Z/D_h = 0,4$	265
A5.12	Medidas Transversais de Pressão; $P/D = 4,4$; $Z/D_h = 0,4$	266
A6.1	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 10.424$	267
A6.2	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 10.225$	269
A6.3	Distribuição Local de Sh; $P/D = 22,0$; $Re = 10.282$	270
A6.4	Distribuição Local de Sh; $P/D = 10,3$; $Re = 10.324$	273
A6.5	Distribuição Local de Sh; $P/D = 4,4$; $Re = 10.164$	276
A6.6	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 20.811$	279
A6.7	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 20.217$	281
A6.8	Distribuição Local de Sh; $P/D = 22,0$; $Re = 20.238$	282
A6.9	Distribuição Local de Sh; $P/D = 10,3$; $Re = 20.660$	285
A6.10	Distribuição Local de Sh; $P/D = 4,4$; $Re = 20.642$	288
A6.11	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 30.021$	291
A6.12	Distribuição Local de Sh; $P/D =$ Caso Base; $Re = 29.898$	293
A6.13	Distribuição Local de Sh; $P/D = 22,0$; $Re = 30.379$	294
A6.14	Distribuição Local de Sh; $P/D = 10,3$; $Re = 30.699$	297
A6.15	Distribuição Local de Sh; $P/D = 4,4$; $Re = 30.623$	300

SIMBOLOGIA

A	constante empírica utilizada na equação (5.66)
A_{D_o}	área de escoamento do orifício
$A_{s,t}$	área de escoamento na seção de teste
A_c	área da superfície de troca de massa dos cassetes
$A(P)$	representa a função dada pela equação (A3.12)
a^ϕ	coeficientes da equação discretizada (5.68), para a variável transportada ϕ
B^ϕ	termo de geração da variável transportada ϕ , na equação discretizada (5.68)
b^ϕ	termo de geração da variável transportada ϕ , dada pela equação (5.69)
C_1, C_2	constantes empíricas utilizadas na equação (5.21)
C_p	calor específico a pressão constante
C_v	calor específico a volume constante
c_μ	constante empírica utilizada na definição da viscosidade turbulenta
D	diâmetro interno dos tubos da seção geradora do escoamento espiralado, coincide com a altura do duto retangular da seção de teste; representa também coeficiente de difusão no APÊNDICE III
D_o	diâmetro do orifício
D_t	diâmetro interno da tubulação de aspiração de ar
D_h	diâmetro hidráulico da seção de testes
D^u	coeficiente dado pela equação (5.74)
D^v	coeficiente dado pela equação (5.75)
D^w	coeficiente dado pela equação (5.73)
d_w	coeficiente dado pela equação (5.82)
d_w	coeficiente dado pela equação (A3.30)
d_s	coeficiente dado pela equação (A3.31)
d_c	coeficiente dado pela equação (A3.32)
d_n	coeficiente dado pela equação (A3.33)

E	constante utilizada no perfil logaritmo de velocidade, equação (5.59)
F	representa o fluxo convectivo nas equações (A3.2) a (A3.7)
F_i	termos englobando forças de campo, em notação tensorial
F_a	fator de expansão da área
F_e	fator de expansão do gás na equação A2.1 e A2.2
f	fator de atrito ou função de amortecimento devido à presença da parede
f_1	fator de atrito ajustado pela equação (6.2)
f_2	fator de atrito ajustado pela equação (6.1)
f_P	variável adicional definida pela equação (A3.48)
G	termo de geração dado pela equação (5.19)
h	coeficiente de transferência de calor
(i, k)	índices para identificação do ponto nodal para os coeficientes locais
K	coeficiente de descarga da placa de orifício
K_o	variável auxiliar utilizada no cálculo do coeficiente de descarga da placa de orifício
k_j	coeficiente médio de transferência de massa para o cassete j
$k(i, k)$	coeficiente local de transferência de massa no ponto nodal (i, k)
K_v	constante de Von Karman
L	largura da seção de teste
LC	dimensão do cassete na direção axial
L_e	comprimento de entrada
m	massa do cassete obtido pela balança de precisão
$\dot{m}$	descarga de massa do escoamento
$\dot{m}_{ar}$	vazão mássica de ar
$\dot{m}_n(i, k)$	densidade de fluxo de massa de naftaleno sublimado no ponto nodal (i, k)
$\dot{M}$	descarga de massa total utilizada na equação do balanço global de massa
$\dot{M}_j$	taxa de transferência de massa do cassete j
M_{ar}	massa molecular do ar

M_n	massa molecular do naftaleno
Nu	número de Nusselt
p	pressão
$\bar{p}_{ar}$	pressão média do ar na seção de testes
p_{atm}	pressão atmosférica
p_1	pressão a montante da placa de orifício
$\bar{p}_2$	pressão a jusante da placa de orifício
p_{np}	pressão de vapor do naftaleno na temperatura da parede ativa do duto retangular
P	pressão; passo das fitas torcidas da seção geradora de escoamento espiralado (na relação adimensional P/D); ou número de Peclet definido pela equação (A3.11)
P_X	pressão estática na posição transversal X
P_Z	pressão estática na posição axial Z
$\bar{P}_Z$	pressão média na posição axial Z
P_{atm}	pressão atmosférica
P^*	variável de pressão utilizada na equação (5.12) ou (5.33)
$P_{molhado}$	perímetro molhado
Pr	número de Prandtl
Pr_κ	número de Prandtl turbulento para a equação da energia cinética turbulenta
Pr_ϵ	número de Prandtl turbulento para a equação da dissipação de energia cinética turbulenta
Pr_t	número de Prandtl turbulento para a equação da energia
Q	variável definida pela equação (A3.48)
R	refere-se a um resultado qualquer, para o qual se quer calcular o intervalo de incerteza; ou a coordenada radial adimensionalizada
R_{ar}	constante particular do gás para o ar

R_{un}	constante universal dos gases
Re	número de Reynolds
S_C^ϕ	termos de geração da variável transportada ϕ
S_i	termos de fonte das equações para U, V e W
S_T	termo de fonte para a equação da energia
S_κ	termo de fonte para a equação da energia cinética turbulenta
S_ϵ	termo de fonte para a equação da dissipação de energia cinética turbulenta
s	variável utilizada na equação (5.30) e definida de acordo com a Figura 5.2
Sc	número de Schmidt
Sh	número de Sherwood
$\overline{Sh}(Z)$	valores médios transversais de Sherwood
$\overline{Sh}_b(Z)$	valores médios transversais de Sherwood para o caso base
$\overline{Sh}_m$	valor médio por módulo, obtido por integração dos valores locais
$\overline{Sh}_b$	valor médio por módulo, obtido por pesagem
Sh_{des}	valor desenvolvido do número de Sherwood
Sh_{xz}	valores locais de Sherwood nos pontos nodais (i,k)
T	temperatura
T_{ar}	temperatura do ar
T_p	temperatura da superfície de naftaleno
T_w	temperatura da parede ativa para a simulação numérica
$\overline{V}$	velocidade média do fluxo de ar nas corridas experimentais
t	variável temporal
U_i, U_e	componentes de velocidades em notação indicial, sendo $U_1 = U$, $U_2 = V$ e $U_3 = W$
u_i	flutuação ϕ para as componentes de velocidade em notação indicial
u_P	componente de velocidade paralela à parede no ponto P
U	componente transversal de velocidade na direção X

$\hat{U}_P$	componente de velocidade transversal no ponto nodal P dada pela equação (A3.35)
V	componente transversal de velocidade na direção Y
V_θ	velocidade tangencial fornecida pela equação (5.49)
$\hat{V}_P$	componente de velocidade transversal no ponto nodal P dada pela equação (A3.36)
W	componente axial de velocidade (direção Z)
$\overline{W}$	componente média da velocidade axial na seção de teste
W_t	velocidade média axial ao longo da seção transversal dos tubos da seção geradora do escoamento espiralado
W_P^*	velocidade axial estimada no ponto nodal P
$\hat{W}_P$	velocidade axial no ponto nodal P dada pela equação (5.83)
W_P'	velocidade axial corrigida no ponto nodal P dada pela equação (5.85)
x_i, x_t, x_j	variável independente a ser relacionada na análise de incerteza; ou coordenadas espaciais para as equações governantes do escoamento em notação tensorial, sendo $x_1 = X$, $x_2 = Y$ e $x_3 = Z$
X	coordenada transversal paralela à parede superior da seção de teste
Y	coordenada transversal perpendicular à parede superior da seção de teste
Z	coordenada axial
z	fator de compressibilidade na equação (A1.3) ou coordenada axial

Símbolos do alfabeto grego.

α	constante empírica dada pela equação (5.29)
β	relação de diâmetros da placa de orifício (D_o/D_t) ou constante empírica dada pela equação (5.29)
γ	razão entre os calores específicos ($\frac{c_p}{c_v}$); ou constante empírica dada pela equação (5.29)
Γ^*	coeficiente de difusão da propriedade transportada ϕ

$\Delta M_{n,j}$	massa sublimada no módulo j (corrigida)
Δp	queda de pressão no orifício ($p_1 - p_2$)
δx_i	intervalo de incerteza da variável independente x_i
ΔX	dimensão de cada célula na direção para o mapeamento dos cassetes; ou espessura dos volumes de controle principais na direção X
δX	intervalo de incerteza na variável X; ou espessura do volume de controle deslocado na direção X
$\Delta Y(i,k)$	profundidade de sublimação no ponto nodal (i,k); ou espessura dos volumes de controle principais na direção Y
δY	intervalo de incerteza na variável Y(i,k); ou espessura dos volumes de controle deslocados na direção Y
ΔZ	dimensão de cada célula na direção Z; ou espessura dos volumes de controle principais na direção Z
δZ	intervalo de incerteza na variável Z; ou espessura dos volumes de controle deslocados na direção Z
$\Delta \rho_n(j)$	diferença de concentração de vapor de naftaleno, a qual promove a transferência de massa no módulo j
$\Delta \rho_n(z)$	diferença de concentração de vapor de naftaleno, a qual promove a transferência de massa na posição axial z
ϕ	variável genérica que designa qualquer propriedade passível de flutuação, usada na equação (5.6); ângulo utilizado na equação (5.30) e apresentado na Figura 5.2; ou ainda, variável genérica utilizada na equação geral de conservação (5.32)
$\wp$	resistência da sub-camada térmica dada pela equação (5.66)
ε	dissipação de energia cinética turbulenta
κ	energia cinética turbulenta definida como $\kappa = \frac{1}{2} \overline{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}$
μ	viscosidade dinâmica
μ_{ap}	viscosidade aparente

μ_t	viscosidade turbulenta
ν	viscosidade cinemática
ξ	coordenada espacial adimensional junto aos contornos rígidos
ξ_P^+	distância adimensional do ponto P até à parede
ρ	massa específica
$\rho_{nm}(j)$	concentração de mistura do vapor de naftaleno no fluxo de ar na saída do módulo j
ρ_{np}	concentração de vapor de naftaleno junto à parede ativa do duto
τ	tempo de duração da corrida
τ_w	tensão cizalhante junto à parede
θ	coordenada angular
ζ	intensidade de turbulência do escoamento

Símbolos especiais.

D	coeficiente de difusão do naftaleno no ar
l	dimensão característica na definição do número de Sherwood; ou índice auxiliar para notação indicial
l^*	percentagem de abertura de entrada utilizado na equação (5.57)
$\$$	comprimento de escala do movimento turbulento definido por (5.31)
$\langle y^2 \rangle$	distância média do ponto do contorno às superfícies sólidas do domínio

Subscritos.

ar	refere-se ao ar presente no ambiente do laboratório
c	refere-se a todos os cassetes
D	refere-se às posições no plano à jusante para escoamentos totalmente 3-D utilizados no APÊNDICE III
E	refere-se à parâmetros posicionados no centro de uma célula vizinha à leste de uma célula genérica na malha de discretização
e	refere-se a uma face leste de uma célula genérica na malha de discretização

<i>i</i>	refere-se à <i>i</i> ésima propriedade na análise de incertezas; ou às coordenadas espaciais em notação indicial, assumindo os valores 1, 2 e 3
<i>j</i>	refere-se ao cassete <i>j</i>
<i>N</i>	refere-se à parâmetros posicionados no centro de uma célula vizinha ao norte de uma célula genérica na malha de discretização
<i>n</i>	refere-se ao vapor de naftaleno; ou a uma face norte de uma célula genérica na malha de discretização
<i>n/ar</i>	refere-se à difusão de naftaleno no ar
<i>nm</i>	refere-se à concentração de naftaleno na mistura (<i>ar + naftaleno</i>)
<i>np</i>	refere-se à superfície de naftaleno
<i>ns</i>	refere-se ao naftaleno sólido
<i>P</i>	refere-se ao ponto nodal <i>P</i> próximo à parede (item 5.6.2)
<i>S</i>	refere-se a parâmetros posicionados no centro de uma célula vizinha ao sul de uma célula genérica na malha de discretização
<i>s</i>	refere-se a uma face leste de uma célula genérica na malha de discretização
<i>U</i>	refere-se a posições no plano a montante para escoamentos totalmente 3-D, utilizados no APÊNDICE III
<i>UP</i>	subscrito para representar as variáveis do plano a montante no processo de solução plano a plano
<i>XZ</i>	subscrito correspondente aos pontos nodais (<i>i,k</i>)
<i>W</i>	refere-se a parâmetros posicionados no centro de uma célula vizinha a oeste de uma célula genérica na malha de discretização
<i>w</i>	refere-se junto à parede; ou a uma face oeste de uma célula genérica na malha de discretização

Sobre-escritos.

- * refere-se a valores estimados
- ' refere-se a valores corrigidos
- ^ refere-se às pseudo-velocidades
- o refere-se a valores pertencentes a um instante de tempo anterior

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Pesquisadores acadêmicos e industriais têm empreendido esforços, com o intuito de se conseguir aumentos no coeficiente de troca de calor e massa em equipamentos térmicos e reatores. Neste sentido, pesquisadores desenvolveram estudos na criação e análise de dispositivos que pudessem promover tal incremento nos coeficientes de transferência. Entre tais dispositivos se destacam as aletas, os indutores de escoamentos secundários e os promotores de turbulência.

Uma das áreas que tem recebido bastante atenção na literatura está relacionada com os “escoamentos espiralados”. Neste tipo de escoamento, uma componente tangencial é induzida, com o intuito de se aumentar significativamente os coeficientes de troca de calor ou massa. O termo “escoamento espiralado” está sendo usado aqui como uma tradução para o português, do termo da língua inglesa, “swirling flow”, tendo em vista a ausência de uma expressão equivalente que seja de aceitação geral pela comunidade brasileira de engenharia mecânica.

Desde 1921, conforme consta em trabalho reportado por Smithberg e Landis [1], estudos experimentais têm sido feitos com o intuito de se averiguar os prováveis benefícios causados pela inserção de fitas metálicas torcidas em forma de hélices em escoamentos em dutos. Royds [2] em seu trabalho, segundo Smithberg e Landis [1] observou, já nesta época, os efeitos decorrentes da utilização dessas fitas, no coeficiente de transmissão de calor por convecção forçada em tubos.

Na década de 1950, pesquisadores tais como Talbot [3], investigaram o problema do decaimento de um fluxo laminar espiralado rotacionalmente simétrico, superposto sobre um fluxo de Poiseuille em um tubo circular. Neste trabalho, o problema foi estudado não só experimentalmente, como também analiticamente, onde foi obtida uma solução da equação linearizada do movimento.

Em 1964, Smithberg e Landis [1] fizeram estudos analíticos e experimentais sobre as características hidrodinâmicas e de transferência de calor em escoamentos espiralados, induzidos por meio de fitas torcidas inseridas dentro de um tubo. Neste estudo, o escoamento não era com decaimento, mas sim, sustentado pela presença da fita ao longo de toda a seção de teste. Os autores verificaram que o campo de velocidade é helicoidal e corresponde a um vórtice forçado no núcleo, superimposto a um escoamento axial essencialmente uniforme. A análise permitiu-lhes obter correlações de transferência de calor aproximadas a partir de uma análise de Colburn.

Posteriormente, Kreith e Sonju [4], investigaram o decaimento de escoamentos espiralados plenamente desenvolvidos, induzidos também por fitas torcidas no interior de um tubo. Na faixa de número de Reynolds de 1×10^4 a 1×10^5 foi observado que um escoamento espiralado decai até cerca de 10% a 20% de sua intensidade inicial, em uma distância de cerca de 50 diâmetros do tubo. Neste trabalho, o parâmetro que caracterizava a intensidade do escoamento espiralado era a sua velocidade angular.

Utilizando-se de aletas retas, presas tangencialmente entre dois discos a uma das extremidades de um tubo para promover o escoamento espiralado, Zaherzadeh e Jagdish [5] investigaram experimentalmente o decaimento de escoamentos espiralados na faixa de número de Reynolds de 2×10^4 a 1×10^5 . Os autores verificaram aumentos na taxa de transferência de calor de até 80%.

Mais recentemente, em 1973, Lilley [6] modelou um escoamento na forma de jato espiralado turbulento, utilizando-se do método das diferenças finitas e dos modelos de comprimento de mistura e de modelos algébricos, para o tratamento das tensões de Reynolds turbulentas. No trabalho já é utilizado um outro parâmetro adimensional para caracterizar a intensidade do escoamento espiralado. Este parâmetro, S , é definido como a relação entre o fluxo axial de quantidade de movimento angular, e o fluxo axial de quantidade de movimento axial multiplicado pelo raio interno do tubo. O autor verificou também que este número adimensional S e o número de Richardson (número que leva em consideração a curvatura das linhas de corrente próximas às fronteiras

de geometrias cilíndricas) desempenham um papel importante nas características não isotrópicas da viscosidade turbulenta.

Lilley também deu grande contribuição ao modelamento numérico de escoamentos espiralados tendo em vista sua aplicação na teoria da combustão em fornalhas [7], [8], [9] e na análise de propagação de chama com comportamento espiralado [10]. Mais recentemente, Rhode, Lilley e McLaughlin [11] modelaram numericamente o escoamento espiralado em uma geometria constando de uma expansão abrupta, porém utilizando-se no modelamento das tensões de Reynolds turbulentas, o modelo $\kappa - \epsilon$. Os autores também realizaram medições experimentais e constataram uma concordância bastante boa entre os resultados numéricos e os experimentais.

Em trabalho bem mais recente, Sparrow e Chaboki [12] investigaram o comportamento do fluxo espiralado e as características de transferência de calor em um escoamento espiralado com decaimento, onde o indutor da componente tangencial é composto por furos tangencias na parte da câmara de entrada do escoamento. Foram feitas medições locais do ângulo da espiral, do coeficiente de atrito e do número de Nusselt, em função do comprimento longitudinal da seção de teste. Os autores verificaram que o efeito espiralado do escoamento produz um aumento bastante significativo no coeficiente de troca de calor no comprimento inicial do tubo, e que este comprimento afetado cresce com o aumento do número de Reynolds.

Quando este manuscrito estava em fase final de preparação, Tiggelbeck et al. [13] publicaram um estudo do aumento na transferência de calor produzidos por vórtices longitudinais, gerados por protuberâncias colocadas na entrada de um canal.

Após consultar uma bibliografia bastante vasta, constando da mesma a excelente revisão bibliográfica efetuada por Lilley [14], cujos trabalhos citados datam até 1977, bem como os sumários dos periódicos mensais remissivos da "Applied Mechanics Review" desde 1974, verificou-se que:

- i) Praticamente, a totalidade dos escoamentos espiralados turbulentos pesquisados foram em dutos de geometria cilíndrica;

- ii) Os poucos trabalhos publicados sobre escoamentos espiralados em canais estão relacionados com estudos de jatos, como nos trabalhos de Dvornikov [15], Patankar e Spalding [16] e Patankar [17];
- iii) Praticamente inexistem estudos de interação de dois escoamentos espiralados, e os poucos existentes se referem a interação de dois escoamentos espiralados concêntricos, como no trabalho experimental de Bach e Goudin [18] e na formulação computacional de Lilley [8], que propõe o estudo numérico de um escoamento turbulento espiralado de ar, concêntrico à injeção de combustível, simulando uma câmara de combustão;
- iv) Os estudos sobre escoamentos turbulentos espiralados podem ser classificados em duas linhas de pesquisa: (a) Os escoamentos sustentados, como nos trabalhos de Smithberg e Landis [1] e de Thorsen e Landis [19], e (b) Os escoamentos espiralados com decaimento (a grande maioria), tendo em vista a sua maior aplicação na tecnologia de combustores;
- v) Em quase a sua totalidade, os autores acusam um acréscimo acentuado no coeficiente de transferência de calor;

Tendo-se em mente a possibilidade de aumentos significativos nos coeficientes de troca de calor pela indução de escoamentos turbulentos espiralados também em canais e a inexistência de estudos sobre os efeitos da interação de escoamentos do tipo citado, que não sejam escoamentos concêntricos, este trabalho propõe o estudo do decaimento e interação de pares de escoamentos turbulentos espiralados adjacentes, girando em sentidos contrários, entre duas placas planas. Como exemplos de aplicação deste estudo, podem ser citados, entre outros, a melhoria no resfriamento de componentes eletrônicos quando afixados em placas paralelas, a análise de combustão em fornalhas com queimadores múltiplos em paralelo, aprimoramento no projeto e distribuição dos bicos borrifadores de líquidos concentrados na tecnologia de solubilização no processo de secagem etc. Embora sejam muitas as possibilidades de aplicação decorrentes deste estudo, o presente trabalho concentrará esforços na compreensão dos fenômenos físicos

envolvidos.

1.1 – Descrição do Trabalho

Como já foi mencionado na introdução, o objetivo do presente trabalho é investigar as características hidrodinâmicas e de transferência de calor de escoamentos turbulentos espiralados, definidos por pares de vórtices adjacentes girando em sentidos contrários, através de dutos retangulares de grande razão de aspecto.

A Figura 1.1 mostra, esquematicamente, a configuração a ser estudada. O duto de razão de aspecto L/D é formado por duas paredes principais horizontais e duas paredes laterais verticais. A elevada razão de aspecto do duto, L/D , foi escolhida de modo a minimizar os efeitos de borda causados pelas paredes laterais. O escoamento na entrada do duto ($Z = 0$) é gerado de maneira a produzir pares de vórtices girando em sentidos opostos, superpostos a um escoamento axial. Os vórtices ocupam toda a altura do duto. Desta maneira, obtém-se um escoamento espiralado com decaimento que, espera-se, virá a produzir um significativo aumento na transferência de calor das paredes principais (horizontais) para o fluido.

Devido a limitações no tempo disponível para a execução do projeto, torna-se inviável um estudo paramétrico completo do problema em questão. Por esta razão, optou-se pela fixação de alguns parâmetros que governam o problema, descritos a seguir:

- Fluido de trabalho: ar;
- Condições de contorno térmica das paredes: a parede horizontal superior com temperatura uniforme e as outras paredes adiabáticas;
- Razão de aspecto do duto retangular, e conseqüentemente, o número de vórtices ocupando a seção transversal.

Desta forma serão investigados os efeitos dos seguintes parâmetros nas características hidrodinâmicas e de transferência de calor e massa do escoamento:

- Número de Reynolds: 1×10^4 , 2×10^4 , e 3×10^4 ;

Figura 1.1 - Configuração a ser estudada

- Intensidade de espiralamento do escoamento: esta intensidade é dada pelo passo, P , das fitas torcidas inseridas nos tubos da seção geradora do escoamento espiralado. Os passos investigados, adimensionalizados pelo diâmetro dos tubos citados (iguais a altura D da seção de testes), P/D , correspondem a 22,0; 10,3 e 4,4.

Deve-se ressaltar que mesmo analisando a influência de apenas dois parâmetros, o problema é bastante complexo devido à tridimensionalidade do escoamento.

O presente trabalho investiga o problema descrito utilizando-se da abordagem experimental e numérica. A seguir é apresentada uma breve descrição das técnicas empregadas.

1.2 – Descrição do Programa Experimental

Os objetivos principais do programa experimental concebido são a determinação da distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor sobre as paredes principais do duto e da queda de pressão ao longo do mesmo, sob condições de escoamento espiralado.

O projeto da seção de testes para a medição das grandezas descritas no parágrafo anterior depende das técnicas de medição empregadas.

Para a determinação dos coeficientes locais de transferência de calor, optou-se pela utilização da técnica de sublimação de naftaleno, juntamente com a analogia entre os processos de transferência de calor e massa. A referida analogia ocorre quando são satisfeitas as seguintes condições:

- Ausência de emissão ou absorção de energia por radiação.
- Dissipação viscosa desprezível.
- Ausência de fontes de massa ou de energia.
- Propriedades termofísicas constantes.
- O campo de velocidade não é afetado pela transferência de massa.

Na geometria estudada neste trabalho, o fenômeno dominante é a convecção forçada. Embora o escoamento seja turbulento, as velocidades são suficientemente baixas, permitindo que se despreze a dissipação viscosa. Não ocorrem reações químicas. O ambiente é isotérmico e o fluxo total de vapor de naftaleno representa menos do que 0,01% da descarga de ar e certamente não afeta significativamente o escoamento. Esta técnica, além de apresentar grande precisão, possibilita um excelente controle das condições de contorno. As limitações desta técnica são: (i) a condição de contorno na parede é restrita à situação de temperatura da parede constante e (ii) os resultados, quando aplicados em situações de transferência de calor, são válidos apenas para fluidos com número de Prandtl igual a 2,5.

A queda de pressão ao longo do duto, bem como a distribuição transversal de pressões foi obtida utilizando-se tomadas de pressão convenientemente distribuídas na seção de testes.

Com o propósito de se obter informações adicionais sobre o decaimento e as interações entre os pares de vórtices, foram realizados experimentos de visualização, utilizando-se a técnica conhecida como “óleo com negro de fumo”.

1.3 – Descrição do Modelo de Simulação Numérica

Com o propósito de se obter uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos, foi implementado um modelo para simular numericamente o escoamento sob análise. A partir do bastante conhecido e eficiente algoritmo numérico bi-dimensional desenvolvido por Patankar [20], implementou-se uma versão tri-dimensional para utilização no presente trabalho. Para tanto foi adotada uma abordagem parabólica no tratamento da equação da conservação da quantidade de movimento linear e utilizado o modelo $\kappa - \epsilon$ para o tratamento das tensões de Reynolds turbulentas.

CAPÍTULO 2

BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

Como já foi mencionado na introdução, o objetivo do presente trabalho é investigar as características hidrodinâmicas e de transferência de calor de escoamentos espiralados através de dutos retangulares de grande razão de aspecto.

É bastante difícil se conseguir uma boa precisão e resolução espacial nas medições locais em experimentos envolvendo transferência de calor, principalmente para os casos envolvendo condições de contorno de temperatura constante. Nestes experimentos, a imprecisão está relacionada com a dificuldade de se medir fluxos locais de transferência de calor, bem como na própria dificuldade de se obter a condição de contorno. Tendo isto em mente, optou-se pela conhecida e bem estabelecida técnica de sublimação de naftaleno em conjunto com a analogia entre os processos de transferência de calor e massa [21]. Esta técnica permite a obtenção de resultados bastante precisos para os valores médios e locais dos coeficientes de transferência de calor, para experimentos, com condição de contorno análoga à de temperatura constante.

Uma das propostas de estudo do presente trabalho, é a determinação das características hidrodinâmicas e de transferência de calor/massa do escoamento espiralado descrito na introdução e uma destas características bastante importante é a taxa de decaimento do escoamento espiralado. Um parâmetro que permite determinar esta taxa de decaimento é o comportamento dos coeficientes locais de transferência de calor e massa ao longo do escoamento.

Isto implica na necessidade de se medir localmente os coeficientes de transferência de massa ao longo de um comprimento bastante longo, ou seja, implica na necessidade de se medir uma quantidade muito grande de pontos, com um posicionamento bastante preciso, no menor tempo possível. Com este propósito, construiu-se um sistema automatizado de aquisição de dados. Este sistema, como será descrito no parágrafo (2.4.4),

é composto por uma mesa de coordenadas, controlada por um micro-computador.

O outro fator que foi investigado experimentalmente na análise das características hidrodinâmicas do escoamento é a determinação da queda de pressão ao longo do escoamento.

Para se pesquisar estes fatores montou-se uma bancada experimental, que é descrita a seguir: A Figura 2.1 mostra uma vista esquemática da bancada experimental.

Um aspirador posicionado externamente à sala de um laboratório suga ar, a uma temperatura controlada por um sistema de ar condicionado, para o interior da seção de testes. O ar passa através de uma seção geradora de escoamento espiralado, a qual se conecta em toda sua largura a um duto retangular de grande razão de aspecto. No final deste duto, uma câmara de transição faz a mudança de seção transversal para seção cilíndrica, direcionando o fluxo de ar através de uma tubulação contendo um medidor de vazão de placa de orifício, uma válvula de fecho rápido e uma válvula de controle, com a exaustão situando-se fora do ambiente do laboratório.

2.1 – Seção Geradora do Escoamento Espiralado

Como já foi enfatizado na introdução, existem várias maneiras de se induzir o escoamento espiralado. Com o intuito de se obter uma condição de contorno bem definida e conhecida na entrada do duto retangular para o modelamento numérico que será descrito no Capítulo 5, optou-se pela geração do escoamento espiralado por meio de fitas torcidas inseridas no interior de tubos cilíndricos.

A razão da escolha para este tipo específico de gerador foi devido ao fato de que nos trabalhos publicados por Smithberg e Landis [1], Kreith e Sonju [4] e de Thorsen e Landis [19] são fornecidas medições dos perfis de velocidade axial e tangencial para este tipo de gerador do escoamento espiralado.

A seção de geração, mostrada na Figura 2.2, era formada por dez tubos de cobre de $\phi_i 14,0 \times 490$ mm (diâmetro interno x comprimento) dispostos paralelamente e

Figura 2.2 - Seção Geradora do Escoamento Espiralado

soldados ao longo do comprimento. Um conjunto de dez fitas torcidas com passo bem definido, P , era inserida no interior dos tubos.

O diâmetro interno dos tubos, D , tinha exatamente a mesma dimensão da altura do duto retangular, fornecendo portanto uma transição suave para o fluxo que deixa os tubos e adentra o duto retangular. Uma transição suave para o fluxo que deixa os tubos também era fornecida na junção entre os dois tubos mais extremos e as paredes laterais (paredes verticais) do duto retangular.

Um cuidado especial foi tomado para que a espessura resultante da união entre dois tubos adjacentes fosse a menor possível, de maneira a garantir a adjacência entre os pares de vórtices, porém sem prejuízo para a resistência estrutural. Esta espessura em todas as uniões entre os tubos ficou sempre inferior a 0,5 mm.

Placas de cobre foram soldadas nas duas extremidades dos tubos garantindo maior resistência ao conjunto e permitindo a união de uma das extremidades da seção de geração do escoamento espiralado à seção de entrada do duto retangular.

As fitas torcidas foram fabricadas a partir de tiras de aço galvanizado de 1,0 mm de espessura. As dimensões laterais propiciaram um ajuste passante com as paredes internas dos tubos de cobre.

Um cuidado todo especial foi tomado no processo de fabricação de um conjunto de fitas, visando a obtenção de uma condição de contorno com um espiralamento uniforme na seção de entrada do duto retangular. Para tanto, era necessário se garantir a igualdade e a uniformidade dos passos das fitas que compunham um conjunto. Isto foi conseguido mantendo-se constante a tensão aplicada às fitas durante o processo de torção. Para este propósito foi utilizada uma máquina universal de testes, de marca INSTRON. A igualdade e uniformidade do passo das fitas foi verificada utilizando-se um paquímetro com um dispositivo especial fixado em suas pontas de medição. Foram fabricados três conjuntos de fitas com as relações adimensionais de passo/diâmetro, P/D : 22,0, 10,3, e 4,4. Não foi possível se conseguir fitas com a relação P/D menor do que 4,4, uma vez que as mesmas deformavam a sua seção transversal no processo de

torção. Um conjunto de fitas era constituído por dez fitas. Cinco delas torcidas no sentido horário e cinco torcidas no sentido anti-horário. Quando inseridas alternadamente nos tubos da seção de geração do escoamento espiralado, impunham a um fluxo de ar passando por elas a condição de contorno desejada, ou seja, pares de vórtices girando em sentidos opostos na seção de entrada do duto retangular.

O cobre foi o material escolhido para a confecção da seção geradora do escoamento espiralado, devido às suas boas qualidades de soldabilidade e usinabilidade, bem como a alta resistência à corrosão.

Já a escolha do aço galvanizado para as fitas torcidas se justificava devido ao fato deste material possibilitar a obtenção da menor relação passo/diâmetro sem deformar a sua seção transversal, bem como uma excelente uniformidade nos passos das fitas construídas.

A Figura 2.3 apresenta uma fotografia das fitas fabricadas com as três relações de passo/diâmetro investigadas.

2.2 – Seção de Testes

A determinação das características hidrodinâmicas e de transferência de calor exigiu que fossem utilizadas seções de testes com propósitos diferentes. A seguir será descrita a seção de testes utilizada para transferência de massa e na sequência, aquela utilizada para a determinação do fator de atrito.

2.2.1 – Transferência de Massa.

O duto retangular plano de grande razão de aspecto era a parte principal da bancada experimental e era formado por duas paredes principais e duas paredes laterais.

Figura 2.3 - Fitas Utilizadas para as Relações de Passo Investigadas

O material utilizado na sua fabricação foi o alumínio, devido à sua fácil usinabilidade, baixo peso e boa resistência estrutural.

A Figura 2.4 apresenta uma vista isométrica da seção de testes, bem como um detalhe de suas dimensões internas. A altura do duto, de 14,0 mm, era designada também como D , uma vez que era exatamente igual ao diâmetro dos tubos da seção geradora do escoamento espiralado.

As dimensões internas do duto retangular são respectivamente, em mm, $14 \times 143,5 \times 1600$ (altura, $D \times$ largura, $L \times$ comprimento, C). Isto corresponde a uma relação de aspecto geométrico, L/D , de aproximadamente 10:1. A escolha de uma razão de aspecto alta se justificava, na medida em que se queria minimizar os efeitos de borda, devido a presença das paredes laterais.

A parede principal inferior do duto era constituída por uma placa de alumínio polida, correspondendo à uma superfície inerte com respeito à troca de massa com o escoamento. Isto corresponde, pela analogia de transferência de calor e massa, a uma parede adiabática no que se refere à transferência de calor.

Da mesma forma se comportavam as duas paredes laterais que formavam o duto retangular, uma vez que também eram feitas a partir de um perfil de alumínio. Como pode ser visto na Figura 2.5(a), estes perfis apresentavam uma reentrância que servia para acomodar os cassetes que constituíam a parede principal superior.

Esta parede superior, era constituída por 29 cassetes de alumínio e naftaleno, medindo $5 \times 153,5 \times 50$ mm (espessura x largura x comprimento). Estes cassetes eram todos usinados de acordo com as medidas mostradas na Figura 2.5(b). Os espaços vazios do formato em C dos cassetes eram enchidos com naftaleno sólido, por um processo que será descrito no parágrafo 3.3. As extremidades laterais dos cassetes se apoiavam sobre as reentrâncias citadas no parágrafo acima. Uma vez montados no duto retangular, os cassetes formavam uma superfície contínua de naftaleno, a qual constituía a parede principal superior do duto, ou seja, a parede ativa. O restante do comprimento do duto que ultrapassava o comprimento equivalente dos 29 cassetes era coberto por uma placa de alumínio de 150,0 mm, que era aparafusada na reentrância dos perfis que apoiam os cassetes e formavam as paredes laterais.

As dimensões de cada cassete obedeciam a duas restrições: O peso máximo compatível com a balança utilizada para as medições dos coeficientes médios de transferência de massa e o curso máximo permitido pela mesa de coordenadas do sistema automático de aquisição de dados, para as medidas locais.

A vedação da parede superior do duto era feita, cobrindo-se os 29 cassetes e o complemento de chapa de alumínio do restante do duto, com uma manta de borracha, medindo $3 \times 162 \times 1540$ mm. Em seguida, sobre esta manta de borracha era colocada um tampa de alumínio de 6,35 mm de espessura, com as mesmas medidas superficiais da manta citada acima, a qual cobria toda a área superficial externa superior do duto

(a) - Perfil Para as Paredes Laterais

Figura 2.5 (b) - Cassetes Para Moldagem de Naftaleno

retangular. Para se garantir uma boa vedação, a tampa de alumínio e a manta de borracha eram pressionadas contra as extremidades superiores das paredes laterais do duto e sobre a superfície dos cassetes por meio de 14 grampos de pressão, como é mostrado nas Figuras 2.1 e 2.4.

Para efeito de comparação, experimentos de transferência de massa foram também levados a cabo, sem a presença da seção geradora do escoamento espiralado (designado como caso base). Neste caso, o primeiro cassete ficaria com uma superfície de naftaleno exposta ao fluxo a montante da seção de entrada do duto retangular. Para evitar esta sublimação de massa indesejável, o primeiro cassete possuía uma de suas superfícies laterais cobertas por uma placa bastante fina. Portanto, este cassete tinha uma superfície ativa de naftaleno de $49,8 \times 143,5 \text{ mm}^2$ contra $50,0 \times 143,5 \text{ mm}^2$ de todos os outros cassetes.

Verificou-se no transcorrer dos experimentos que o comprimento da seção de teste necessário para o desenvolvimento térmico do escoamento era de apenas 10 cassetes. Com o intuito de se verificar o cumprimento de condição isotérmica da parede ativa, utilizou-se um cassete adicional para se medir a temperatura da interface ar/naftaleno por intermédio de um termopar. Assim sendo, o comprimento de parede ativa passou a ser aquele equivalente a 11 cassetes, ou seja, de 550,0 mm. Desta forma, tornou-se necessário substituir a placa de alumínio complementar da parede superior do duto retangular, por uma outra placa de acrílico de 1050,0 mm.

2.2.2 – Queda de Pressão.

Como pode ser visto na Figura 2.6(a), a seção de testes para a investigação das características hidrodinâmicas tem a mesma geometria daquela utilizada no experimento de transferência de massa, diferenciando-se apenas na parede principal superior, onde os cassetes de alumínio e naftaleno, a borracha de vedação e a tampa de alumínio foram substituídos por uma tampa inteiriça de acrílico, medindo $9,5 \times 162 \times 1450 \text{ mm}$ (espessura

x largura x comprimento), na qual foram fixadas tomadas de pressão conforme mostra em detalhe a Figura 2.6(b). A Figura 2.7(a) mostra o detalhe de fixação das tomadas de pressão na tampa de acrílico. A vedação junto às arestas da tampa de acrílico foi feita com fita adesiva para evitar fluxos de ar indesejáveis.

Para a determinação da queda de pressão, foram instaladas tomadas de pressão ao longo da linha de simetria da placa de acrílico na direção axial do escoamento. As posições destas tomadas são apresentadas na tabela 2.1. A comutação entre as diversas tomadas e o sensor do medidor de pressão, descrito no item 2.4.2, era feita por meio de uma válvula seletora, apresentada na Figura 2.7(b).

Com a finalidade de se investigar o comportamento da pressão na direção transversal do escoamento, foram instalados 4 conjuntos de tomadas de pressão, dispostas ao longo da largura da placa de acrílico, referentes às posições da 1ª; 9ª; 10ª e 12ª tomadas axiais.

Para a verificação da simetria do escoamento, foram instaladas 9 tomadas de pressão, em cada lado da 1ª tomada. Já para as posições correspondentes à 9ª; 10ª e 12ª, foram instaladas 9 tomadas em apenas um lado da axial correspondente. As medidas destes posicionamentos transversais são referentes à origem do sistema de eixos coordenados mostrados na Figura 2.6(b) e são apresentadas na tabela 2.2

2.3 – Outros Componentes

2.3.1 – Placa Defletora.

Para os experimentos do caso base definido no item 2.2.1, a condição de entrada do escoamento era obtida colocando-se uma placa defletora de 500 × 500 mm com uma abertura idêntica à seção de entrada do duto retangular.

Tabela 2.1

Posição Axial das Tomadas de Pressão			
Tomada	Z	Tomada	Z
a1	10.0	a12	289.0
a2	20.0	a13	348.5
a3	32.5	a14	408.5
a4	45.0	a15	517.5
a5	60.0	a16	627.5
a6	75.0	a17	747.5
a7	104.0	a18	867.5
a8	135.0	a19	1001.5
a9	165.0	a20	1136.0
a10	195.0	a21	1286.0
a11	242.0	a22	1436.5

posição axial Z em mm

Tabela 2.2

Posição das Tomadas Transversais de Pressão			
Tomada	X	Tomada	X
t1	11.8	t11	83.6
t2	19.0	t12	90.9
t3	26.2	t13	98.2
t4	33.2	t14	105.4
t5	40.1	t15	112.6
t6	47.5	t16	119.8
t7	54.9	t17	127.0
t8	62.1	t18	134.2
t9	69.3	t19	141.4
t10	76.5*	t20	

* tomadas axiais: a1, a9, a10 e a12
posição transversal X em mm

Esta placa era posicionada verticalmente, encaixando-se na seção de entrada do duto retangular, formando uma superfície contínua e lisa com as extremidades dos perfis de alumínio que formavam as paredes laterais, a placa de alumínio que formava a

superfície principal inferior e o primeiro dos cassetes de alumínio fundido com naftaleno que formavam a parede superior.

2.3.2 – Câmara Cilíndrica.

Como pode ser visto na Figura 2.8, a câmara cilíndrica consistia de um tubo de PVC com diâmetro interno de 243,74 mm e comprimento de 355 mm. Esta câmara cilíndrica tinha por finalidade fazer a compatibilização de dois tipos diferentes de seção transversal da bancada experimental: o duto retangular de grande razão de aspecto e a tubulação de PVC de diâmetro nominal 50 mm. Além disso, este componente também tinha por função, o amortecimento de qualquer perturbação que pudesse ter sido induzida no escoamento.

Com o propósito de se modificar a característica de expansão abrupta do fluxo na entrada da câmara cilíndrica, conectou-se na saída do duto retangular um difusor na forma de corneta, o qual também é mostrado na Figura 2.8.

2.3.3 – Seção para Medição de Vazão

A vazão de ar em cada corrida foi determinada com a utilização de placas de orifício, construídas segundo as normas da ASME. As dimensões e características das placas de orifício e demais componentes da seção de medição de vazão são expostas em detalhes no APÊNDICE I, onde também encontra-se o roteiro de cálculo utilizado para se determinar a vazão de ar a partir dos dados obtidos durante a corrida.

2.3.4 – Válvulas

Para controle do fluxo de ar no circuito de aspiração foram instaladas duas válvulas na bancada experimental. A primeira, no sentido do fluxo de ar, é uma válvula de

esfera, com diâmetro nominal de 50 mm, construída em bronze e aço inoxidável com conexões roscadas. Esta válvula permitia que um fluxo uniforme de ar fosse rapidamente estabelecido ou interrompido, evitando assim que a inércia do ventilador influenciasse significativamente a transferência de massa no início e no final de cada corrida. A segunda é uma válvula de gaveta, com diâmetro nominal de 50 mm, construída em bronze com conexões roscadas. Tinha por finalidade permitir o controle da vazão de ar, através do desvio do fluxo de ar que adentrava a seção geradora do escoamento espiralado.

2.3.5 – Exaustor

O fluxo de ar era promovido por um exaustor centrífugo, marca ASPÓ, modelo CR-4 acionado por um motor trifásico de 3 HP, ligado em Δ à uma rede de 220 V, consumindo uma corrente de 9 A. A vazão máxima succionada pelo exaustor fornecida pelo fabricante era de $3 \text{ m}^3/\text{min}$ para um diferencial de pressão máximo de $2500 \text{ mmH}_2\text{O}$.

Este ventilador foi instalado na parte externa do laboratório, onde ocorria a descarga de ar. Esta localização garantia que o ar aspirado do ambiente estava isento de naftaleno. Isto foi necessário porque no tratamento dos dados (Capítulo 4) considerava-se que o ar na entrada da seção de testes possuía concentração nula de naftaleno. Outra razão para a instalação do ventilador fora do laboratório foi a de se eliminar a contribuição da dissipação de calor do motor na elevação da temperatura do ar do laboratório. Esta preocupação de manter a temperatura constante se devia ao fato da pressão de vapor do naftaleno ser fortemente dependente da temperatura e ser um parâmetro muito importante no tratamento dos dados.

2.4 – Instrumentação

2.4.1 – Medida de Temperatura.

Como já foi salientado no parágrafo anterior, a pressão de vapor do naftaleno é fortemente dependente da temperatura e esta era uma variável fundamental nos experimentos com naftaleno. Uma variação de $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ na temperatura do naftaleno, resultava numa incerteza de cerca de 10% nos resultados dos coeficientes de troca de massa. Assim sendo, era muito importante que o ambiente do laboratório onde se situava a bancada experimental fosse mantido à temperatura constante. Isto garantia o equilíbrio térmico entre o fluxo de ar em escoamento e a superfície de naftaleno e, conseqüentemente, a condição de contorno de temperatura constante do experimento análogo de transferência de calor. A rigor, o equilíbrio térmico não era totalmente mantido durante o transcorrer do experimento, tendo em vista que o exaustor estava renovando constantemente o ar do laboratório com ar do ambiente externo, não tratado termicamente. No presente trabalho, a média da variação de temperatura medida entre o início e o fim de uma corrida foi sempre inferior a $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O último cassete no sentido do escoamento foi selecionado para fazer o monitoramento da temperatura da interface naftaleno/ar. Para tanto, na operação de fundição, uma junção de um termopar era inserida através do furo destinado ao vazamento do naftaleno líquido no cassete de alumínio. A junção era colocada no interior do cassete, de maneira a ficar junto à superfície de naftaleno após a solidificação. As outras extremidades da junção eram ligadas a um micro conector da marca OMEGA. O termopar utilizado foi do tipo E, (Chromel-Constantan), bitola AWG 26, com as junções soldadas com solda de estanho e calibrado no laboratório da PUC-RJ.

A Figura 2.9 ilustra o circuito de ligação dos termopares, onde a junção que mede a temperatura da superfície de naftaleno era ligada por meio de um micro conector,

Figura 2.9 - Esquema de Ligação do Circuito do Termopar

permitindo a sua rápida separação do circuito. Isto se tornava necessário, tendo em vista a necessidade desta junção ter que ser removida para outro laboratório, durante a operação de fundição, bem como na operação de pesagem do último cassete. A rapidez de desconexão propiciada pelo micro conector, foi fundamental para se minimizar as perdas de massa decorrentes da sublimação do naftaleno, na montagem e desmontagem dos cassetes formadores da parede superior da seção de testes.

A outra junção do termopar era imersa em um banho de gelo e fornecia a temperatura de referência necessária às medidas. Para se preservar a qualidade do contato da junção com a temperatura do banho de gelo, esta foi imersa em óleo (nujol) contido no fundo de um tubo fino de vidro, fechado em uma de suas extremidades.

A leitura da força eletromotriz gerada nos termopares foi feita por meio de um micro-voltímetro digital, marca ECB, modelo MD-4500, com resolução de $1\mu\text{V}$.

Um termômetro de mercúrio em vidro, ASTM 63C, com divisões da escala de $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, localizado a aproximadamente 600 mm da entrada da seção de testes, completava o sistema para controle de temperatura.

2.4.2 – Medida de Pressão.

O diferencial de pressão na placa de orifício, bem como a pressão na entrada deste componente, foram medidos com dois manômetros de tubo em U com capacidade para 1 m de coluna de água. O primeiro tinha a menor divisão de escala igual a 2 mm, enquanto o segundo igual a 1 mm.

A pressão atmosférica necessária para o tratamento dos dados, foi medida em cada corrida através de um barômetro de coluna de mercúrio, marca FISHER, com resolução de 0,1 mmHg.

As medidas da queda de pressão foram efetuadas utilizando-se um medidor diferencial de pressão MKS BARATRON, modelo 170M-6C. O transdutor de pressão utilizado foi o modelo 310BH-10, do tipo capacitivo. A máxima leitura permitida por este modelo

era de 10 mmHg. Um circuito eletrônico divisor possibilitava uma saída de 0,1 mmHg para o valor máximo de escala. Seu sinal de saída foi conectado a um multímetro digital modelo FLUKE 8000A, com resolução de 0,001 V na escala de zero a 2 V, o que permitia medidas de 1×10^{-5} mmHg e resolução de 0,01 V na escala de zero a 20 V, permitindo medidas de 1×10^{-4} mmHg. As tomadas de pressão, como já foi salientado acima, eram comutadas por meio de uma válvula seletora especialmente construída, e mostrada esquematicamente na Figura 2.7(b).

2.4.3 – Medida de Massa.

Uma balança analítica digital, marca Sartorius, modelo 2402, com capacidade até 200 g e resolução de 0,1 mg, foi empregada para determinar a massa sublimada em cada módulo durante as experiências de transferência de massa e da perda indesejável de massa sublimada por convecção natural nas operações de montagem e desmontagem da seção de testes. O procedimento utilizado será exposto no próximo capítulo.

Como esta balança era um equipamento de alta sensibilidade, possuindo inclusive, portas corredeiras de vidro, que isolavam o prato de pesagem contra correntes de ar, as quais poderiam mascarar as leituras, a mesma era assentada em uma mesa especialmente construída para evitar vibrações, as quais também poderiam afetar erroneamente os resultados obtidos.

2.4.4 – Medida de Tempo.

O tempo dispendido nas corridas de transferência de massa foi medido utilizando-se um cronômetro digital marca SPEEDO, modelo SPORTS, com precisão de 0,01 segundo.

2.4.5 – Sistema Automático de Aquisição de Dados.

Na determinação das taxas de transferência de massa para avaliação dos coefi-

cientes locais de transferência, era necessário se fazer o levantamento topográfico da superfície de naftaleno de vários cassetes antes e depois de cada corrida, para se determinar a profundidade de naftaleno sublimada. Isto implicava em se determinar com um posicionamento preciso, leituras acuradas da elevação da superfície de naftaleno. Além disto, a rapidez na aquisição destes dados era também um fator decisivo para se garantir a confiabilidade dos resultados, permitindo-se minimizar as perdas de massa pela sublimação natural do naftaleno durante o levantamento topográfico. Um diagrama de blocos do arranjo montado é mostrado na Figura 2.10.

O sistema de aquisição de dados consistia de um medidor de profundidade estacionário, montado em uma mesa de coordenadas de precisão. Sobre ela, o cassete a ser mapeado era posicionado, com a superfície de naftaleno voltada para cima. A mesa de coordenadas era constituída por duas mesas axiais unidirecionais, montadas perpendicularmente.

Um posicionamento preciso foi conseguido pela utilização de fuso com folga axial nula e mancais lineares de folga radial nula, fabricadas pela EGROJ Industrial e RPL Rolamentos Paulistas, respectivamente. A mesa de coordenadas era movimentada por dois motores de passo e interface controladora fabricadas pela SYNCRO Industrial, os quais propiciavam uma capacidade de 500 passos/revolução, com um erro não acumulativo inferior a 3% por incremento de passo. O curso máximo da mesa em cada direção ortogonal foi projetado para 200 mm, com uma incerteza no posicionamento de cerca de 0,05 mm.

O medidor de profundidade e o condicionador de sinal utilizado para fazer o levantamento topográfico da superfície de naftaleno foram fabricados pela DIADUR, apresentando uma resolução da ordem de $0,5 \mu\text{m}$. A mesa de coordenadas era comandada por meio de um micro-computador PC-XT compatível com padrão IBM via uma porta paralela especialmente projetada [22]. As leituras do medidor de profundidade eram passadas para o micro-computador via uma porta serial padrão RS232, sendo armazenados em disquetes, para posterior redução de dados.

Figura 2.10 - Diagrama de Blocos para o Sistema Automático de Aquisição de Dados

A Figura 2.11 mostra uma fotografia do sistema automático de aquisição de dados. Nela pode-se ver a mesa de coordenadas, a interface controladora dos motores de passo, o processador do sinal do medidor de profundidades e o micro-computador PC-XT. A Figura 2.12 apresenta uma vista com detalhes da mesa de coordenadas, onde podem ser observados os motores de passo, o medidor de profundidade, a fixação do cassete de naftaleno, etc.

O algoritmo numérico de controle da mesa de coordenadas foi desenvolvido na linguagem BASIC [23].

Figura 2.11 - Sistema Automático de Aquisição de Dados

Figura 2.12 - Mesa de Coordenadas

CAPÍTULO 3

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são descritos com detalhes os procedimentos experimentais utilizados na realização das experiências para medida de queda de pressão e transferência de massa, para a configuração em estudo.

Como mencionado no Capítulo 1, as experiências foram realizadas para diversos valores dos parâmetros adimensionais relevantes, quais sejam, o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do canal e a razão passo/diâmetro das fitas torcidas que caracteriza a intensidade do escoamento espiralado. Apesar da razão de aspecto do canal ser um parâmetro relevante, ela foi mantida constante nos experimentos realizados.

3.1 – Medidas da Queda de Pressão.

As medidas de queda de pressão ao longo do escoamento foram realizadas com a seção de testes configurada de acordo com a descrição da seção 2.2.2.

O procedimento para estas medidas obedeceu à seguinte rotina:

3.1.1 – Montagem da Seção de Testes.

A montagem da seção de testes era iniciada pela seleção das fitas torcidas com a relação passo/diâmetro desejada. Estas fitas eram introduzidas nos tubos da seção geradora do escoamento espiralado, tomando-se o cuidado de colocar lado a lado, fitas com sentido de torção opostos. Desta forma garantia-se a condição de contorno de jatos girando em sentidos opostos. No caso da realização de experiências referentes ao caso base, a seção geradora do escoamento espiralado era removida e a placa defletora descrita no Capítulo 2 instalada.

Em seguida a tampa de acrílico do canal era posicionada e pressionada com as presilhas. Para garantir a ausência de vazamento de ar para o interior do canal, a folga existente entre a tampa de acrílico e as paredes laterais do duto era vedada com fita adesiva 3M-Scotch.

3.1.2 – Ajuste do Número de Reynolds.

Para ajustar o número de Reynolds desejado para a experiência a ser realizada, o ventilador era acionado e a válvula de desvio controlada até que os manômetros de tubo em U que medem o diferencial de pressão antes e depois da placa de orifício medidora de vazão e a pressão a montante da placa, indicassem as leituras pré-estabelecidas. A relação entre as alturas de líquido nos manômetros e o número de Reynolds no canal para cada configuração (i.é., cada conjunto de fitas torcidas ou caso base) era previamente conhecida de corridas preliminares realizadas. Uma vez ajustada a posição da válvula, a pressão atmosférica e a temperatura da sala eram lidas. De posse destes valores, executava-se a rotina de cálculo para a determinação da vazão e do número de Reynolds do canal (ver APÊNDICE I). Caso fosse necessário, pequenos ajustes na posição da válvula de desvio eram realizados até que o número de Reynolds do canal atingisse o valor desejado. Neste ponto as seguintes leituras eram registradas na folha de dados:

- a- Diferença de altura lida no manômetro de tubo em U correspondente à diferença de pressão ($p_1 - p_2$) antes e depois da placa de orifício;
- b- Diferença de altura no manômetro de tubo em U conectado à tomada de pressão localizada a montante da placa de orifício e aberta para a atmosfera, correspondente à diferença de pressão ($p_1 - p_{atm}$);
- c- Pressão atmosférica lida no barômetro;
- d- Temperatura do ar no laboratório.

Durante os experimentos foi notada uma variação máxima inferior a $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ na temperatura do ar do laboratório, no período correspondente a cada teste.

3.1.3 – Medida da Distribuição de Pressão.

A medida da distribuição de pressão ao longo do canal foi realizada através da medição das pressões nos pontos onde foram instaladas as tomadas de pressão (ver Figura 2.6(b)). A pressão a ser lida era selecionada atuando-se na válvula seletora mostrada na Figura 3.1, que conectava o ponto de interesse ao transdutor capacitivo do medidor Baratron. Para atenuar as oscilações na leitura do valor da pressão, foi utilizada uma câmara de amortecimento na forma de um balão de vidro, localizada entre a válvula seletora e o Baratron. Mesmo com a utilização da câmara de amortecimento, as leituras de pressão ainda apresentavam algumas oscilações. Por esta razão, os valores máximo e mínimo detectados visualmente no instrumento eram registrados na planilha de dados para cada medida e utilizados posteriormente na composição da incerteza experimental da medida de pressão.

Este procedimento foi seguido para a obtenção da queda de pressão ao longo das tomadas localizadas na linha de simetria da placa de acrílico, para cada par de parâmetros adimensionais ($Re; P/D$). O mesmo procedimento também foi seguido na investigação do comportamento da distribuição de pressões ao longo da direção transversal do escoamento.

Antes de iniciado qualquer experimento para determinação da distribuição de pressão, os transdutores do Baratron eram deixados em funcionamento por um período nunca inferior a 10 horas, até atingirem uma temperatura estável de funcionamento, atendendo às recomendações do fabricante.

Figura 3.1 - Sistema Utilizado Para Medidas de Pressão

3.2 – Preparação para as Medidas de Transferência de Massa.

As medidas de transferência de massa foram realizadas com a seção de testes configurada de acordo com a descrição da seção 2.2.1.

Naquela seção pode ser verificado que a parede superior do duto retangular era formada por vários cassetes de alumínio preenchidos com naftaleno, de modo a formar uma superfície contínua para troca de massa. O aparato experimental e o procedimento utilizados na preparação destes cassetes são descritos a seguir:

3.2.1 – Placa para Fundição dos Cassetes.

Para se vaziar o naftaleno líquido nos cassetes de alumínio, foi utilizada uma placa especialmente construída para esta finalidade. A Figura 3.2 mostra uma vista isométrica desta placa. Ela consta de uma base para dar rigidez ao conjunto, sobre a qual é fixada com pontos de solda a placa propriamente dita (denominada placa de fundição). Sobre ela eram apoiados os cassetes de alumínio para o processo de vazamento do naftaleno líquido.

Esta base foi necessária para evitar que a placa de fundição sofresse empenamento durante o processo de retificação de sua superfície. Testes feitos sem prender a placa sobre a base, mostraram que a mesma apresentava deformações quanto à planicidade superficial após a retificação.

A exigência de retificação e polimento posterior, se justificava na medida em que o acabamento superficial da placa de fundição devia apresentar um acabamento espelhado, para resultar após a fundição, num acabamento superficial também espelhado da superfície do naftaleno sólido. Além disso, devia-se garantir o máximo de planicidade da placa de fundição, para que os cassetes fundidos não apresentassem degraus quando montados na seção de testes.

Como se pode ver ainda na Figura 3.2, soldados à base, foram colocados perfis em forma de traves, que ocupam toda a largura da placa de fundição. Estes perfis, de ferro, foram utilizados para se instalar os parafusos que pressionavam os cassetes sobre a placa de fundição. Esta pressão garantia a continuidade da superfície de alumínio que se apoiava sobre as reentrâncias dos perfis da parede lateral e a superfície de naftaleno após a solidificação.

Na Figura 3.2 também podem ser vistos os parafusos de pressão lateral. Estes parafusos pressionavam as barras de fechamento lateral contra o perfil C dos cassetes, garantindo a perpendicularidade das superfícies laterais e a superfície que formava a parede superior do duto retangular. Isto garantia também um bom controle dimensional dos cassetes fundidos.

Antes de serem apertados os parafusos de pressão vertical e pressão lateral, eram instalados os funis de enchimento e as extensões para os furos dos respiros. Estas extensões eram utilizadas para que o nível do naftaleno líquido no instante final do vazamento fosse o mesmo daquele do funil. Isto permitia um controle melhor do instante de fechamento do registro para vazamento. Estes elementos podem ser vistos nas Figuras 3.2 a 3.4. Os parafusos de pressão vertical faziam contato na superfície superior destes elementos cilíndricos, enquanto que os parafusos de pressão lateral faziam contato com as barras de fechamento lateral dos cassetes. As barras de fechamento lateral eram barras quadradas de latão, com os lados retificados para se garantir uma perfeita perpendicularidade entre os planos das superfícies laterais e principal de naftaleno, após a fundição. Seu comprimento sobrepassava a aba maior do perfil C do cassete. O funil e a extensão dos furos dos respiros de ar foram construídos também em latão.

Com o intuito de evitar danificar a superfície de alumínio dos cassetes (superfície que ficava em contato com o tampo da mesa de coordenadas durante o levantamento topográfico), foram colocadas, entre os elementos cilíndricos de latão citados acima e o cassete de alumínio, arruelas de volumeoide, como pode ser visto na Figura 3.4.

Figura 3.3 - (a) Funil Para Vazamento do Naftaleno
(b) Extensão Para os Furos dos Suspiros de Ar

Figura 3.4 - Montagem do Funil e das Extensões dos Furos dos Suspiros

O rabicho do termopar era introduzido no cassete que monitorava a temperatura da interface naftaleno/ar, antes de se vazar o naftaleno líquido, como mostra a Figura 3.4

3.2.2 – Fundição dos Cassetes.

Uma operação completa de fundição obedecia a seguinte rotina:

- 1- Desmoldagem a quente dos 31 cassetes de naftaleno, utilizados na experiência anterior, em grupos de 8, utilizando-se para isto, um recipiente retangular de alumínio e um aquecedor elétrico. Após o naftaleno se liquefazer, os cassetes eram retirados por meio de uma ferramenta na forma de gancho, que se inseria no furo destinado ao vazamento do naftaleno líquido.
- 2- Resfriamento dos 31 cassetes, expondo-os a um fluxo de ar promovido por um ventilador.
- 3- Montagem dos 2 cassetes de naftaleno na placa de fundição, conforme as Figuras 3.2 à 3.4. Esta montagem, repetida para um total de 6 placas contruídas, compreendia: a colocação dos cassetes de alumínio com os furos voltados para cima, a colocação das barras de fechamento lateral, a colocação dos 2 funis e dos 4 extensores dos furos dos suspiros com suas respectivas arruelas, bem como o aperto dos parafusos de pressão lateral e de pressão vertical.
- 4- Após a montagem dos 12 cassetes, iniciava-se o vazamento do naftaleno líquido previamente destilado (cuja operação será descrita no item 3.3.3) através dos funis, sendo o controle da vazão, feito por meio de um registro no recipiente de alumínio. Este era o mesmo recipiente destinado a coletar o naftaleno condensado no processo de destilação. A temperatura de vazamento do naftaleno líquido era em torno de 160 °C.
- 5- Decorridos um período de tempo de aproximadamente 15 minutos, os parafusos de pressão vertical e lateral eram liberados. Iniciava-se este processo pela placa de fundição contendo os cassetes que foram vazados primeiro. Devido à solidificação,

os cassetes ficavam presos à placa de fundição. Para desprendê-los, tornava-se necessária a utilização de leves pancadas com um bastão de madeira e um martelo. Este bastão de madeira era inserido nos rebaixos existentes na placa de encosto da placa de fundição. Como o processo de descolamento podia danificar a superfície de naftaleno que formava a parede ativa do duto retangular, era necessário proceder uma inspeção da superfície. Caso esta tivesse se danificado, este cassete era refugado e separado para posterior repetição do processo a partir do ítem 1. Caso o acabamento superficial fosse satisfatório no que diz respeito ao espelhamento e planicidade da superfície de naftaleno obtida, os cassetes eram embrulhados em folhas de papel alumínio e colocados em duas caixas de isopor. Estas caixas continham divisões internas, evitando que os cassetes batessem uns contra os outros, conservando o acabamento superficial das partes de alumínio, bem como as de naftaleno. Se o experimento a que era destinada a fundição fosse para a determinação de valores locais dos coeficientes de troca de massa, os cassetes eram colocados na caixa selecionados em grupos de 10. A sequência de colocação dos cassetes na caixa de isopor, obedecia ao critério da qualidade do acabamento superficial. Ainda que todos satisfizessem a um padrão de qualidade, aqueles que apresentassem o melhor acabamento ocupavam as primeiras posições, a partir da seção de entrada do duto retangular. Isto era feito tendo em mente que os cassetes iniciais eram mapeados com uma malha mais fina na mesa de coordenadas.

- 6- Para o vazamento de outros 12 cassetes, as 6 placas de fundição eram limpas com redutor, secas com uma estopa limpa e lustradas com uma flanela.
- 7- Após o descolamento dos cassetes, procedia-se a retirada dos excessos que por ventura tivessem derramado quando do fechamento do registro, tomando-se o cuidado de se utilizar uma estopa levemente umedecida com redutor, nas partes de alumínio que ficavam em contato com o tampo da mesa de coordenadas. Eram também limpas as superfícies laterais de alumínio do cassete, caso tivesse ficado alguma rebarba de naftaleno após a desmoldagem.

- 8- Em seguida os furos de vazamento do naftaleno líquido, bem como os furos dos suspiros eram tampados com parafina derretida. Este procedimento foi utilizado com o intuito de se evitar que os cassetes sublimassem naftaleno por estes furos durante o transcorrer do experimento. Esta perda de massa iria mascarar os resultados médios dos coeficientes de troca de massa obtidos com a utilização da balança de precisão. O cassete que era fundido com o rabicho do termopar tinham os furos tampados com fita adesiva. Não era feito o levantamento topográfico neste cassete. Nos experimentos que envolveram somente a utilização da balança de precisão, os furos também foram tampados com fita adesiva.
- 9- Como passo final, as caixas contendo os cassetes com o naftaleno fundido eram transportadas de volta para o laboratório de termociências, onde ficavam aguardando por um tempo mínimo de 12 horas, para que fosse atingido o equilíbrio térmico com o ambiente do laboratório, onde se encontrava a seção de testes.

3.2.3 – Fundição e Destilação.

As operações de fundição do naftaleno nos cassetes foram realizadas na capela do Laboratório de Foto-mecânica do DEM-PUC/RJ. Como foi utilizado naftaleno comercial, foi necessário purificar este naftaleno com uma operação de destilação, antes de vazá-lo nos cassetes de alumínio. Neste processo, foram utilizados os equipamentos descritos abaixo e apresentados esquematicamente na Figura 3.5:

- Um aquecedor elétrico marca FisAtom, 115 volts, 300 watts; utilizado para a desmoldagem a quente dos cassetes.
- Um recipiente retangular de alumínio com capacidade de 1,0 l, utilizado na desmoldagem a quente dos cassetes.
- Um balão de vidro com capacidade de 1,0 l.
- Um aquecedor elétrico marca FisAtom, modelo 102, 115 volts, 300 watts; utilizado para aquecer o balão de vidro.

Figura 3.5 - Esquema do Aparato Destinado a Fundição

- Um recipiente de alumínio com capacidade de 1,0 l.
- Um aquecedor elétrico marca Fisher Scientific Co., modelo 11-493, 115 volts, 6,5 amperes. Utilizado para aquecer o recipiente de alumínio.
- Um termômetro de mercúrio em vidro com escala de 0 a 200 °C e resolução de 1 °C.

Nos experimentos de transferência de massa em que se utilizava apenas a balança de precisão, fazia-se o reaproveitamento do naftaleno obtido com a desmoldagem a quente dos cassetes. Já nos experimentos envolvendo a mesa de coordenadas, em virtude da utilização de parafina para tampar os buracos dos cassetes, não se reaproveitava o naftaleno obtido na desmoldagem. O naftaleno comercial, vendido na forma de pequenas esferas, era então colocado dentro do balão de vidro. Este por sua vez era inserido no aquecedor elétrico, o qual envolvia todo o seu hemisfério inferior. Com isto, as perdas de calor para o ambiente eram reduzidas, aumentando-se a eficiência do processo. O naftaleno vaporizado no interior do balão, escoava por um tubo de vidro onde se condensava. O líquido era então recolhido em um recipiente de alumínio, colocado sobre uma placa aquecida. Esta era equipada com um termostato, para controle automático da temperatura. Ao final de cada operação de destilação, uma determinada quantidade de líquido era deixada no balão, para evitar o arraste de impurezas pelo vapor de naftaleno.

Com o termômetro media-se a temperatura do naftaleno no recipiente, regulando-se o termostato da placa de aquecimento para mantê-lo entre 140 °C e 160 °C. Esta faixa de temperatura para vazamento de naftaleno mostrou-se, em testes preliminares, ser a que proporcionava um melhor acabamento superficial da peça fundida, além de facilitar a desmoldagem.

No processo de fundição dos cassetes, o naftaleno líquido era vazado para o seu interior por intermédio da abertura de um registro, permitindo que o naftaleno escoasse devido à ação da gravidade, enchendo completamente o molde. Após alguns segundos uma quantidade adicional de líquido era colocada para compensar a contração no volume

que ocorria durante a solidificação.

Devido à grande área superficial de naftaleno, alguns problemas surgiram durante o descolamento dos cassetes da placa de fundição, principalmente no que dizia respeito à qualidade da superfície de naftaleno obtida. Normalmente apresentavam regiões em que uma camada de naftaleno ficava presa à placa de fundição. O procedimento encontrado para corrigir este problema foi o de elevar a temperatura do naftaleno líquido no momento do vazamento e fazer com que a descarga de naftaleno neste momento fosse a máxima possível.

3.3 – Medidas de Transferência de Massa.

As medidas referentes à troca de massa, sejam locais ou médias, só eram realizadas após os cassetes de naftaleno contendo o naftaleno sólido terem permanecido por um período mínimo de 12 horas no laboratório com a temperatura controlada. Desta forma garantia-se o equilíbrio térmico entre os cassetes e o ar ambiente.

Antes de ser iniciado um experimento de transferência de massa propriamente dito, o número de Reynolds da seção de testes era ajustado segundo os mesmos procedimentos descritos na seção 3.1 deste capítulo. Para não expor os cassetes de naftaleno ao escoamento durante a fase de ajuste do número de Reynolds do canal, a tampa de acrílico usada nas medidas de queda de pressão era montada na seção de testes.

A seguir são descritos os procedimentos adotados para as medidas de transferência de massa, para os dois tipos de investigação realizadas, quais sejam, a determinação dos coeficientes médios e locais de transferência de massa.

3.3.1 – Medidas dos Coeficientes Médios de Transferência de Massa.

A sequência de operações seguida durante as medidas dos coeficientes médios de transferência de massa pode ser sintetizada na seguinte rotina:

- 1- Pesagem dos cassetes de naftaleno: Para esta operação, cada módulo de naftaleno, que compunha a parede ativa do duto retangular, era desembulhado do papel de alumínio que o impermeabilizava em relação à atmosfera da sala do laboratório e pesado na balança de precisão. O valor da medida, bem como o número inscrito no cassete era anotado na planilha de resultados. Em seguida o cassete era embrulhado novamente no papel de alumínio e recolocado na caixa de isopor na sua posição original. A sequência de pesagem era realizada na mesma ordem com que eles foram colocados na caixa de isopor.
- 2- A seguir os cassetes eram montados na seção de testes, para formar a parede principal superior (ver a Figura 2.4). Os cassetes eram montados a partir da entrada do duto retangular, obedecendo a ordem com que eles foram colocados na caixa de isopor e pesados. Cuidados foram tomados para que o contato entre as arestas de dois cassetes adjacentes fosse tal que não existisse folga ao longo de toda a largura dos mesmos. O último cassete montado era aquele instrumentado com o termopar (ver a Figura 3.4). Após a colocação do último módulo, a manta de borracha era colocada de modo a cobrir todos os cassetes. Não é demais enfatizar que ao se colocar o último módulo, os fios do rabicho do termopar não deveriam ficar enrolados, pois do contrário eles poderiam formar um volume excessivo por baixo da manta de borracha e permitiria entrada de ar. Na sequência, era colocada a tampa de alumínio e travadas as presilhas para promover a vedação da parede superior da seção de testes. As duas partes da tomada do termopar eram conectadas e o microvoltímetro ligado.
- 3- O próximo passo era ligar o exaustor ao mesmo tempo em que o cronômetro era acionado. Imediatamente eram feitas as anotações, na planilha de dados experimentais, do valor das leituras da pressão atmosférica, do microvoltímetro, do termômetro de vidro, da diferença de pressão na placa de orifício ($p_1 - p_2$), da diferença entre a pressão atmosférica e a pressão a montante da placa de orifício ($p_1 - p_{atm}$). Os valores destas mesmas leituras também eram registrados no final

da corrida. A média destes valores foi utilizada na rotina de tratamento dos dados, enquanto o valor médio da diferença foi utilizado no cálculo da incerteza do experimento. Também eram anotados na planilha de dados experimentais a relação geométrica do conjunto de fitas utilizado na seção geradora do escoamento espiralado, P/D , a relação de diâmetros da placa de orifício (β), o número de Reynolds aproximado e a duração da corrida, em segundos. O tempo de duração de cada corrida era determinado previamente, limitando o total de massa sublimada de cada cassete, no caso de medidas médias, ou a espessura máxima sublimada, no caso de medidas locais. Por um lado era interessante que a massa sublimada fosse grande o suficiente para tornar desprezíveis os efeitos da sublimação por convecção natural durante a montagem, desmontagem, pesagem ou mapeamento dos cassetes. Por outro lado, esta sublimação deveria ser limitada a um valor que não provocasse distorção na superfície de naftaleno do cassete. Baseado em experiências teste foi estabelecido, para as medidas de coeficientes médios, um tempo de duração das corridas da ordem de 25 a 30 minutos para $Re \simeq 3 \times 10^4$ e de cerca de 50 a 60 minutos para $Re \simeq 1 \times 10^4$.

- 4- Após decorrido o intervalo de tempo previamente selecionado, a válvula de esfera era fechada interrompendo o fluxo de ar na seção de testes e o exaustor desligado. A seguir, as presilhas eram soltas, a tampa de alumínio e a manta de borracha removidas e as duas partes do conector do termopar desligadas. Em seguida, os cassetes eram removidos da seção de testes, um a um, na mesma sequência da montagem, embrulhados novamente em papel de alumínio e colocados na caixa de isopor em seus respectivos compartimentos.
- 5- Em seguida, os cassetes eram novamente pesados, na mesma sequência da pesagem inicial, completando uma corrida experimental para a determinação dos coeficientes médios de transferência de massa.
- 6- Para estimar a perda de massa que ocorria por convecção natural durante as operações de pesagem, montagem e desmontagem dos cassetes na seção de testes,

era feita uma simulação de corrida. Esta simulação envolvia os itens 1, 2 e 4 acima descritos, sendo que o que a diferenciava de uma corrida verdadeira era o fato de não se ligar o exaustor, já que se estava interessado apenas na massa sublimada pela convecção natural. Após a realização de várias corridas, acompanhadas de simulação, percebeu-se que os tempos dispendidos nas operações de pesagem, montagem e desmontagem dos cassetes na seção de testes eram praticamente os mesmos, com diferenças sempre inferiores a 1 minuto. Estes tempos resultaram numa perda de massa por convecção natural, em média, da ordem de 1,5% e sempre inferior a 2,0 %. Desta forma, a massa sublimada devido exclusivamente ao fluxo de ar era determinada, subtraindo-se a massa perdida durante a simulação, da massa perdida durante a corrida, para cada módulo de naftaleno que compunha a parede principal.

3.3.2 – Medidas dos Coeficientes Locais de Transferência de Massa.

As corridas destinadas a medir a distribuição de coeficientes locais de troca de massa sobre a superfície de cada cassete foram realizadas utilizando-se a mesa de coordenadas descrita no Capítulo 2. Estas corridas consistiam na realização do levantamento topográfico da superfície de naftaleno de cada cassete antes e depois de sua exposição ao escoamento de ar na seção de testes. A diferença de elevação em cada ponto da superfície é proporcional ao coeficiente local de troca de massa.

O tempo de duração das corridas, para que as perdas de naftaleno por convecção natural durante o levantamento topográfico, antes e depois de cada corrida ficasse abaixo de 2% da espessura média sublimada durante as corridas foi de 3 a 4 horas para o caso base, de 2 a 2:30 horas para a configuração com $P/D = 22,0$, de 1:45 a 2:30 horas para a configuração com $P/D = 10,3$ e de 0:45 a 1:30 horas para a configuração com $P/D = 4,4$. Os limites inferiores correspondem a $Re \simeq 3 \times 10^4$, enquanto os superiores a $Re \simeq 1 \times 10^4$. Com tempos de duração de corrida desta magnitude, os percentuais de

perda de massa devido a montagem, desmontagem e pesagem dos cassetes, se tornavam desprezíveis. Por outro lado, a incerteza resultante na geometria era da ordem de $10^2 \mu\text{m}$, ou seja, da ordem da incerteza do instrumento utilizado nas medições efetuadas, durante a confecção da parede inferior, dos cassetes e das paredes laterais do duto retangular.

Antes de se iniciar a corrida, a mesa de coordenadas tinha o seu tampo limpo com um pano umedecido com redutor e enxugada com um pano limpo e seco. O banho de gelo para o termopar era preparado e o medidor de profundidade posicionado. O conversor analógico-digital; a interface controladora dos motores de passo e o microcomputador eram energizados. Em seguida, o algoritmo computacional de comando da mesa de coordenadas era inicializado.

Este algoritmo, além de controlar o avanço da mesa de coordenadas, criava um arquivo, registrando as posições "X" e "Z" dos pontos visitados na superfície de naftaleno (ver Figura 3.6) e armazenava as leituras do medidor de profundidade, "Y", em relação às duas referências. Também eram registrados os valores medidos em relação ao ponto mais fundo do furo de referência, inicializado como zero pelo algoritmo no início do mapeamento. O algoritmo processava e armazenava as diferenças entre as leituras do medidor de profundidades "Y" e as cotas para as mesmas coordenadas "X" e "Z", de um plano definido como segue. Ao ser iniciado o levantamento topográfico, o apalpador do medidor de profundidades visitava dois pontos situados sobre a superfície da aba menor do perfil C (a qual era encostada no L posicionador) e em seguida, executava o mapeamento dos pontos situados sobre a superfície de naftaleno. Ao encerrar o mapeamento dos pontos sobre a superfície ativa, o apalpador visitava um terceiro ponto sobre a superfície da outra aba menor do perfil C. De posse das coordenadas destes três pontos sobre as abas menores do cassete de alumínio, o algoritmo determinava a equação do plano citado acima.

A seguir será descrita a rotina utilizada para a obtenção dos valores locais dos coeficientes de transferência de massa.

- 1- Seguindo os menus de tela do algoritmo computacional de comando da mesa de coordenadas, eram selecionados o número da corrida, mapeamento “antes” (ou “depois”) da corrida, tipo de malha (igualmente espaçada ou não) e o tamanho do seu espaçamento. A seguir a mesa de coordenadas era posicionada, de maneira que o medidor de profundidade registrasse o menor valor dentro de um furo posicionador, o qual definia a origem do sistema de coordenadas para a mesa. Este furo foi feito em uma das barras de aço que eram aparafusadas sobre o tampo da mesa (ver Figura 3.6). Estas barras eram fixadas de maneira a formar uma cantoneira no tampo superior, com os lados paralelos aos eixos das roscas sem fim que movimentavam a mesa em direções ortogonais. Estas barras serviam de batentes para o posicionamento correto dos cassetes na mesa, garantindo que a posição dos mesmos fosse exatamente a mesma antes e depois da montagem e desmontagem da parede superior da seção de testes. Feito isto, o conversor analógico-digital tinha a sua leitura zerada através do botão de referência existente no painel do instrumento.
- 2- Ato contínuo, um cassete era desembrulhado do papel de alumínio e posicionado na mesa de coordenadas. O posicionamento era feito encaixando-se o cassete na cantoneira e travando-o com uma lingueta, que por sua vez era fixada com um parafuso tipo borboleta de aperto manual. Após certificar-se de que os procedimentos realizados até este momento, haviam sido executados corretamente, iniciava-se o levantamento topográfico da superfície de naftaleno “antes” da corrida. Entende-se como corrida, o ato de se expor os cassetes que formam a parede superior do duto retangular, ao fluxo de ar imposto pelo exaustor. Os três primeiros cassetes eram mapeados utilizando-se uma malha uniforme, razoavelmente fina, de espaçamento igual a 2,5 mm, como ilustra a Figura 3.7 (b). Tal espaçamento nestes três primeiros cassetes se justificava na medida em que eles ocupavam as posições mais próximas à seção de entrada do duto retangular. Era nesta região que ocorriam os maiores gradientes de troca de massa. O tempo gasto para o mapeamento de um cassete utilizando-se este tipo de malha era de cerca de 16 minutos.

Já a partir do quarto cassete, este gradiente diminuía sensivelmente, permitindo a utilização de uma malha mais grosseira até o décimo módulo. Esta malha, apresentada na Figura 3.7 (a), possuía um espaçamento igual a 5,12 mm na direção “X” e 5,56 mm na direção “Y”. Para esta malha mais grosseira, o tempo de mapeamento era da ordem de 7 minutos. Após o levantamento topográfico, o cassete mapeado era retirado do tampo da mesa de coordenadas (soltando-se o parafuso tipo borboleta) e reembalado em papel de alumínio.

- 3- Feito o levantamento topográfico dos 10 cassetes, a etapa seguinte do procedimento incluía a pesagem dos cassetes. Esta operação também era realizada mesmo para experiências de medidas locais, com o objetivo de verificar a qualidade das medidas realizadas, através de uma comparação dos valores locais integrados ao longo da superfície do cassete com o valor obtido na pesagem. Em todas as experiências realizadas, os valores obtidos pelos dois processos descritos nunca diferiram mais do que 5%.

Os mesmos procedimentos descritos no item 3.3.1 foram utilizados nestes testes comparativos, ou seja, pesagem dos cassetes, montagem na seção de testes, realização da corrida e nova pesagem.

- 4- Na sequência, seguindo os menus do algoritmo computacional de comando da mesa, eram selecionados o número da corrida, mapeamento “depois” da corrida, tipo de malha igualmente espaçada e o tamanho do espaçamento, iguais ao selecionado “antes” da corrida. Em seguida, a mesa de coordenadas era posicionada de maneira que o medidor de profundidade registrasse o menor valor dentro do furo posicionador. Isto garantia a mesma origem do sistema de coordenadas para a mesa, em relação ao mapeamento anterior. Feito isto, o conversor analógico-digital tinha a sua leitura zerada através do botão de referência do painel.
- 5- Ato contínuo, um cassete era desembalado do papel de alumínio e posicionado na mesa de coordenadas. Novamente o posicionamento era feito encaixando-se o cassete na cantoneira e travando-o com a lingueta. Após certificar-se de que os

procedimentos realizados até este momento tinham sido executados corretamente, iniciava-se o levantamento topográfico da superfície de naftaleno “depois” da corrida. Após o mapeamento, o cassete era retirado do tampo da mesa de coordenadas e reembrulhado em papel de alumínio. Com isto se completava um experimento para obtenção dos coeficientes locais de transferência de massa.

Figura 3.7 – Malha para o Levantamento Topográfico

CAPÍTULO 4

TRATAMENTO DOS DADOS E ANÁLISE DE INCERTEZAS

Os dados obtidos nos experimentos de queda de pressão e de transferência de massa, registrados nas planilhas de dados, eram transferidos para arquivos, os quais alimentavam dois algoritmos computacionais, que efetuavam os cálculos do fator de atrito do escoamento desenvolvido para o caso base (utilizados na qualificação da bancada experimental) e dos coeficientes, médios e locais, de transferência de massa.

Estes mesmos algoritmos também incorporavam as rotinas para a análise de incerteza dos resultados obtidos.

As propriedades e constantes utilizadas estão apresentadas no APÊNDICE II.

A seguir é apresentado o embasamento teórico que foi utilizado para a formulação dos algoritmos citados acima:

4.1 – Tratamento dos Dados.

4.1.1 – Fator de Atrito.

Ainda que no presente trabalho, o fator de atrito para o escoamento desenvolvido não fosse um parâmetro importante a ser investigado, já que o mesmo se acha disponível na literatura especializada, a sua determinação se tornava importante para se qualificar a bancada experimental construída e os procedimentos experimentais utilizados nos experimentos de queda de pressão. O fator de atrito é definido por

$$f = \frac{-\frac{dp}{dz} D_h}{\frac{1}{2} \rho_{ar} \overline{W}^2} \quad (4.1)$$

onde:

$\frac{dp}{dz}$ = gradiente axial de pressão para a região de escoamento desenvolvido.

$\bar{W}$ = velocidade média do fluxo de ar na direção principal.

ρ_{ar} = massa específica do ar.

D_h = uma dimensão característica, que é escolhida de acordo com a geometria do sistema.

No presente caso, utilizou-se o diâmetro hidráulico da seção de testes, definido por

$$D_h = 4 \times \frac{A_{st}}{P_{molhado}} \quad (4.2)$$

onde A_{st} representa a área da seção transversal da seção de testes calculada por $A_{st} = L \times D$ e $P_{molhado}$ representa o perímetro molhado da seção transversal definido por $P_{molhado} = 2 \times (L + D)$.

O diâmetro hidráulico foi escolhido como dimensão característica do escoamento pelo fato do mesmo permitir comparar os resultados obtidos com outras razões de aspecto da geometria utilizada, bem como outras geometrias.

A massa específica do ar é avaliada empregando-se a equação dos gases perfeitos,

$$\rho_{ar} = \frac{\bar{p}_{ar}}{R_{ar} T_{ar}} \quad (4.3)$$

sendo, $\bar{p}_{ar}$ a pressão média no interior da seção de testes, medida durante as experiências. R_{ar} é a constante particular do gás para o ar e T_{ar} é a temperatura do ambiente.

A velocidade média é obtida com o emprego da expressão,

$$\bar{W} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_{st}} \quad (4.4)$$

na qual $\dot{m}_{ar}$ é a vazão de ar em massa, determinada com o procedimento apresentado no APÊNDICE II e A_{st} é a área da seção transversal da seção de testes.

O gradiente de pressão é obtido através de uma regressão linear, utilizando o Método dos Mínimos Quadrados, nos pares (z_i, p_i) na região de escoamento totalmente desenvolvido. Desta regressão resulta uma expressão para p da forma

$$p_i = a z_i + b \quad (4.5)$$

onde o gradiente de pressão é o coeficiente angular da reta, representado por

$$\frac{dp}{dz} = a = \frac{n \sum_{i=1}^n z_i p_i - \left(\sum_{i=1}^n z_i \right) \left(\sum_{i=1}^n p_i \right)}{n \sum_{i=1}^n z_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n z_i \right)^2} \quad (4.6)$$

onde z é a coordenada axial medida a partir da entrada da seção de testes, p é a pressão medida em cada posição z e n é o número de pares (z_i, p_i) utilizados na regressão.

4.1.2 – Número de Reynolds.

O número de Reynolds caracterizando o escoamento na seção de teste foi definido como

$$Re = \frac{\rho_{ar} \bar{W} D_h}{\mu_{ar}} \quad (4.7)$$

sendo a massa específica ρ_{ar} e a viscosidade dinâmica μ_{ar} , propriedades físicas do ar. A dimensão característica D_h corresponde ao diâmetro hidráulico da seção de testes, definido acima.

Substituindo $\bar{W}$ (eq. 4.4) na equação acima, resulta

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{\mu_{ar} (L \times D)} \quad (4.8)$$

onde μ_{ar} é determinado em função da temperatura do ar com o emprego do polinômio A2.1, apresentado no APÊNDICE II.

4.1.3 – Coeficientes de Transferência de Massa.

Os dados obtidos nas corridas experimentais de transferência de massa são empregados na determinação do coeficiente médio de transferência de massa em cada cassette e dos coeficientes locais de transferência de massa, distribuídos espacialmente ao longo de sua superfície.

Os métodos empregados para a determinação dos dois tipos de coeficientes de transferência são totalmente distintos. Enquanto o primeiro deles utiliza o método de pesagem para a determinação da quantidade de massa de naftaleno sublimada, o segundo envolve a medida das profundidades locais da superfície de naftaleno sublimada. A seguir são descritas as técnicas envolvidas em cada uma delas.

(a) - Coeficientes Médios de Troca de Massa.

O coeficiente médio de transferência de massa por cassete é dada por

$$k_j = \frac{(\dot{M}_n)_j}{A_c \Delta \rho_n(j)} \quad (4.9)$$

onde $(\dot{M}_n)_j$ é a taxa de transferência de massa no cassete j , $\Delta \rho_n(j)$ é a diferença de concentração do vapor de naftaleno, a qual promove a transferência de massa no módulo j , A_c representa a área da superfície de transferência de massa e é constante para todos os cassetes ($A_c = 0,1435 \times 0,050 \text{ m}^2$), exceto para o primeiro cassete, para a configuração do caso base. Este cassete, como já foi explicado no capítulo 2, tem a sua área superficial de troca, diminuída de uma espessura igual a $0,001 \times 0,1435 \text{ m}^2$, devido a placa metálica colocada com o intuito de evitar a sublimação de naftaleno pela parte lateral do cassete situada no plano de entrada do duto retangular.

A taxa de transferência de massa por cassete, (j) , $\dot{M}_n$ é dada por

$$(\dot{M}_n)_j = \frac{\Delta(M_n)_j}{\tau} \quad (4.10)$$

onde τ é o intervalo de tempo no qual foi realizada a experiência e $\Delta(M_n)_j$ é a massa sublimada de naftaleno, em cada cassete de alumínio que compunha a parede ativa da seção de testes, durante a mesma experiência.

$$\Delta(M_n)_j = \text{peso}_j(\text{inicial}) - \text{peso}_j(\text{final}) - \text{peso}_j(\text{simulação}) \quad (4.11)$$

onde $\text{peso}_j(\text{inicial})$ se refere ao peso do cassete j antes da corrida, $\text{peso}_j(\text{final})$ se refere ao peso do mesmo cassete após a corrida e o $\text{peso}_j(\text{simulação})$ se refere à diferença de

peso do referido cassete antes e após a simulação de uma corrida para se determinar a massa sublimada na montagem e desmontagem dos cassetes.

Para avaliar a diferença de concentração do vapor de naftaleno em cada módulo, é necessário conhecer a concentração de mistura do vapor de naftaleno no fluxo de ar. Na entrada da seção de testes este valor é tomado como zero, pois considera-se que o ar no laboratório esteja isento de naftaleno. Para posições mais a jusante do escoamento, esta concentração de mistura vai aumentando, devido à sublimação de naftaleno na superfície interna de cada cassete. Portanto, para a seção transversal na saída do módulo j , a concentração de mistura do vapor de naftaleno é dada por

$$\rho_{nm}(j) = \rho_{nm}(j-1) + \frac{\rho_{ar} (\dot{M}_n)_j}{\dot{m}} \quad (4.12)$$

Nesta equação, $\dot{m}$ é o fluxo total de massa através da seção de testes, o qual por simplicidade é considerado igual ao fluxo de ar, uma vez que a descarga de vapor de naftaleno é desprezível (menor do que 1%) quando comparado com o fluxo de ar.

A massa específica do ar (ρ_{ar}) empregada na equação (4.12) é determinada com auxílio da equação (4.3), onde se utiliza para a pressão média do ar na seção de testes, $\bar{p}_{ar}$, os valores obtidos nos experimentos de queda de pressão.

A equação (4.12) é empregada inicialmente para o primeiro cassete para se determinar a concentração da mistura (ar + naftaleno) na saída do primeiro e entrada do segundo cassete. Seguindo-se o sentido do fluxo de ar, a equação (4.12) é empregada para cada cassete subsequente, com o objetivo de determinar a concentração de mistura do vapor de naftaleno na entrada e saída de todos os cassetes. Esta informação é necessária para a determinação da diferença de concentração do vapor de naftaleno $\Delta\rho_n(j)$, a qual envolve a concentração de vapor de naftaleno na parede ρ_{np} e a concentração de mistura na entrada e saída do cassete j .

É importante notar que o aumento da concentração de mistura por cassete é muito pequeno comparado com a diferença ($\rho_{np} - \rho_{nm}(j)$). Uma consequência direta desta característica é que duas definições diferentes para $\Delta\rho_n(j)$ podem ser utilizadas,

fornecendo os mesmos resultados. A primeira definição emprega a média aritmética da concentração de mistura na entrada e saída do módulo j e é expressa por

$$\Delta\rho_n(j) = \rho_{np} - \frac{1}{2} (\rho_{nm}(j) + \rho_{nm}(j-1)) \quad (4.13)$$

A outra definição é a diferença média logarítmica de concentração, definida por

$$\Delta\rho_n(j) = \frac{(\rho_{np} - \rho_{nm}(j-1)) - (\rho_{np} - \rho_{nm}(j))}{\ln \frac{(\rho_{np} - \rho_{nm}(j-1))}{(\rho_{np} - \rho_{nm}(j))}} \quad (4.14)$$

A eq. (4.14) foi escolhida para emprego no tratamento dos dados por ser mais coerente com a teoria clássica da transferência de calor/massa.

A concentração do vapor de naftaleno na parede ρ_{np} é avaliada com o emprego da equação dos gases perfeitos

$$\rho_{np} = \frac{p_{np}}{R_{un}} \frac{M_n}{T_p} \quad (4.15)$$

onde p_{np} é a pressão de vapor de naftaleno avaliada na temperatura da parede, através da equação de Sogin [21],

$$p_{np} = 47.87504 \times 10^5 \left(11.884 - \frac{3729.444}{T_p} \right) \quad (4.16)$$

onde p_{np} é dada em Pa, T_p é a temperatura da superfície interna da parede ativa da seção de testes em K, R_{un} é a constante universal dos gases e M_n é a massa molecular do naftaleno.

Tendo-se em vista que a dimensão maior da superfície de naftaleno tinha a exata dimensão da largura da parede horizontal da seção de testes, a área da superfície de naftaleno de cada cassete foi a considerada na avaliação do coeficiente médio de troca de massa, sendo expressa por

$$A_c = L \times LC \quad (4.17)$$

onde L é a largura da parede superior da seção de testes e LC representa a dimensão axial de cada cassete. Como já foi enfatizado no Capítulo 3, para o caso base a

dimensão LC do primeiro cassete era 1 mm menor em relação demais cassetes, uma vez que o mesmo dispunha de uma chapa de fechamento lateral, para evitar a sublimação através da superfície faceando com o plano de entrada da seção de testes.

É conveniente apresentar o coeficiente de transferência de massa na forma adimensional, empregando a definição do número de Sherwood,

$$Sh_j = \frac{k_j \ell}{D_{n/ar}} \quad (4.18)$$

onde $D_{n/ar}$ é o coeficiente de difusão do naftaleno no ar e ℓ é uma dimensão característica, que no presente caso corresponde ao diâmetro hidráulico da seção de testes.

O coeficiente de difusão que aparece na definição do número de Sherwood é calculado com emprego do número de Schmidt,

$$Sc = \frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar} D_{n/ar}} \quad (4.19)$$

o qual é igual a 2,5 para difusão do vapor de naftaleno no ar [21].

Portanto, combinando as equações (4.18) e (4.19), o número de Sherwood do cassete j é determinado pela expressão,

$$Sh_j = \frac{2,5 \rho_{ar} D_h k_j}{\mu_{ar}} \quad (4.20)$$

onde ρ_{ar} e μ_{ar} são propriedades do ar puro, avaliadas na temperatura ambiente de cada experimento.

(b) - Coeficientes Locais de Troca de Massa.

Para a determinação da distribuição espacial dos coeficientes locais de transferência de massa, a quantificação da massa sublimada era feita, "em cada ponto", através da medida da variação de elevação da superfície de naftaleno, em conjunto com o tempo de duração, τ , de cada corrida. Para tanto, a superfície de naftaleno de cada cassete era mapeada com o auxílio de uma malha retangular, sendo que os "pontos" eram

localizados no centro de cada “célula”. Um sistema de coordenadas cartesianas era afixado em cada cassete, sendo cada ponto identificado por um par de índices (i, k) . A profundidade de sublimação, $\Delta Y(i, k)$, era por sua vez, registrada por um medidor de profundidade de alta resolução e precisão, sendo que a taxa local de transferência de massa por unidade de área é dada por

$$\dot{m}_n''(i, k) = \frac{\rho_n \Delta Y(i, k)}{\tau} \quad (4.21)$$

onde ρ_n representa a massa específica do naftaleno sólido.

Para a determinação do coeficiente local de transferência de massa, é necessário a avaliação da concentração de naftaleno no fluxo de ar, na posição referente à coordenada axial do ponto nodal (i, k) . Na avaliação desta concentração, era feita a hipótese que o naftaleno sublimado, em cada posição axial do ponto nodal (i, k) , se encontrava bastante homogeneizado ao longo da direção transversal do escoamento. Tal hipótese é bastante plausível, tendo em vista o alto grau de mistura imposto ao escoamento não só devido à característica turbulenta do escoamento, bem como à componente tangencial do escoamento espiralado. Posto isto, a concentração de mistura de naftaleno é calculada, integrando-se a taxa de transferência de massa ao longo de toda a largura da seção de testes até a posição axial z dos pontos (i, k) .

$$\rho_{nm}(z) = \rho_{nm}(z-1) + \frac{\rho_a r \sum_{i=1}^{np_z} \dot{m}_n''(i, k) \Delta X \Delta Z}{\dot{m}_{ar}} \quad (4.22)$$

onde np_z representa o número de células ao longo da direção transversal do cassete, e ΔX e ΔZ especificam as dimensões de cada célula nas direções X e Z , respectivamente. Novamente a hipótese de isenção de naftaleno no recinto do laboratório é invocada, estabelecendo-se $\rho_{nm}(z)$ igual a zero para o plano de entrada da seção de testes ($z=0$). A diferença de concentração do vapor de naftaleno é determinada pela média das concentrações (equação (4.13)), reescrita na forma

$$\Delta \rho_n(z) = \rho_{np} - \frac{1}{2} (\rho_{nm}(z) + \rho_{nm}(z-1)) \quad (4.23)$$

ou pela diferença média logarítmica de concentrações (equação 4.14), reescrita na forma

$$\Delta\rho_n(z) = \frac{(\rho_{np} - \rho_{nm}(z-1)) - (\rho_{np} - \rho_{nm}(z))}{\ln \frac{(\rho_{np} - \rho_{nm}(z-1))}{(\rho_{np} - \rho_{nm}(z))}} \quad (4.24)$$

Para a determinação dos coeficientes locais de transferência de massa ao longo de cada cassete, utiliza-se a equação (4.9), reescrita na seguinte forma:

$$k(i, k) = \frac{\dot{m}_n^*(i, k)}{\Delta\rho_n(z)} \quad (4.25)$$

na qual $\dot{m}(i, k)$ é determinado pela equação (4.21).

O coeficiente local de transferência de massa é apresentado na forma adimensional, definida pelo número de Sherwood local

$$Sh(i, k) = Sh_{xz} = \frac{2,5 \rho_{ar} D_h k(i, k)}{\mu_{ar}} \quad (4.26)$$

Com a finalidade de verificar a confiabilidade dos coeficientes locais de transferência de massa, o valor do fluxo total de massa de naftaleno obtido pela integração dos fluxos locais eram comparados com os valores médios obtidos por pesagem. O fluxo total de massa de naftaleno de um cassete j pode ser expresso em função dos coeficientes locais via integração das densidades de fluxo ao longo de toda a superfície de naftaleno

$$\dot{M}_j = \sum_{i=1}^{np_x} \sum_{k=1}^{np_z} k(i, k) \Delta X \Delta Z \Delta\rho_n(z) \quad (4.27)$$

onde np_x representa o número de células na direção axial. Utilizando-se o valor de $\dot{M}_j$ obtido da equação (4.27) na equação (4.9), determina-se o coeficiente médio de transferência de massa, cujo valor numérico deve coincidir com aquele obtido pelo método de pesagem. A substituição deste coeficiente médio de transferência de massa na equação (4.18) permite a obtenção do valor médio transversal do número de Sherwood, $\overline{Sh}(Z)$.

A avaliação das incertezas associadas às grandezas calculadas por estas equações são apresentadas a seguir:

4.2 – Análise de Incerteza

A incerteza nos resultados é avaliada seguindo a metodologia descrita por Moffat [24]. Seja R o resultado calculado para o fator de atrito, ou o número de Sherwood, uma função de n variáveis independentes, x_i , correspondendo ao valor medido de n grandezas independentes, cada qual apresentando distribuição normal,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.28)$$

A equação que permite relacionar os intervalos de incerteza das variáveis independentes, δx_i e o intervalo de incerteza no resultado, δR , com o mesmo nível de confiabilidade de cada uma das variáveis independentes (intervalo de confiabilidade igual ao dobro da incerteza para as variáveis medidas no presente trabalho), é expressa por:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.29)$$

Entretanto, devido à grande quantidade de variáveis envolvidas, bem como o caráter iterativo das equações utilizadas no tratamento dos dados de fator de atrito e transferência de massa, torna-se extensa e pouco prática a determinação analítica de δR , sendo mais conveniente determinar a incerteza, numericamente, no programa de tratamento de dados. Isto é feito dando-se isoladamente a cada variável x_i um incremento correspondente à sua incerteza ($x'_i = x_i + \delta x_i$) e calculando R_i correspondente a x'_i . As derivadas parciais de R em relação a x_i são determinadas numericamente com auxílio da equação abaixo

$$\frac{\partial R}{\partial x_i} = \frac{R_i - R_o}{\Delta x_i} \quad (4.30)$$

onde R_o é calculado com todas as variáveis x_i originais, isto é, sem acréscimo.

Levando a equação (4.30) na eq. (4.29) resulta

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\frac{(R_i - R_o)}{\Delta x_i} \delta x_i \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.31)$$

A seguir são apresentadas as incertezas associadas à cada variável medida, bem como as incertezas que cada variável produz nos resultados dos tratamentos de dados apresentados acima.

4.2.1- Número de Reynolds e Fator de Atrito.

A incerteza no número de Reynolds é dada pela equação (4.30), reescrita envolvendo as variáveis experimentais medidas:

$$Re = Re[\mu_{ar}; T_{ar}; z_i; p_i; (p_{atm} - p_1); (p_1 - p_2); p_{atm}; L; D; D_i; D_o; K_o] \quad (4.32)$$

Como já foi enfatizado acima, devido ao grande número de variáveis, bem como o caráter iterativo das equações para a determinação da vazão (ver APÊNDICE I), as derivadas da equação (4.29) foram determinadas numericamente de acordo com a equação (4.31). As grandezas medidas, x_i e as incertezas, δx_i , envolvidas são apresentadas na Tabela 4.1.

A avaliação da incerteza no fator de atrito foi determinada utilizando-se exatamente as mesmas equações (4.28) a (4.31), onde ao invés de se ter diferenças no valor de Re , estas parcelas representam diferenças entre os valores do fator de atrito obtido pela equação (4.1), quando as variáveis medidas são incrementadas com as suas incertezas absolutas e o valor do fator de atrito obtido pela equação (4.1), com as leituras originais, registradas pelos dispositivos de medição.

A Tabela 4.3 apresenta na primeira coluna as variáveis envolvidas nos experimentos para a determinação do número de Reynolds e do fator de atrito. A segunda e terceira colunas apresentam as incertezas relativas, correspondentes à cada variável medida.

Tabela 4.1

Incertezas das Variáveis Medidas para Re e f

Variável	Símbolo	Incerteza
Viscosidade do ar	μ_{ar}	2,0%
Temperatura ambiente	T_{ar}	0,5°C
Coordenada axial	z_i	0,5 mm
Pressão na seção de testes	$p(i)$	0,077 mmHg (valor típico)
Diferença entre p_{atm} e a pressão a montante da placa	$p_{atm} - p_1$	1 mmH ₂ O
Diferença de pressão na placa de orifício	$p_1 - p_2$	1 mmH ₂ O
Pressão atmosférica	p_{atm}	0,1 mmHg
Diâmetro do tubo do circuito de aspiração	D_t	0,1 mm
Diâmetro do orifício	D_o	0,1 mm
Largura da seção de testes	L	0,1 mm
Altura da seção de testes	D	0,1 mm
Coefficiente de descarga da placa de orifício	K_0	apresentadas na Tabela 4.2

Tabela 4.2

Incerteza no Coeficiente de Descarga da Placa de Orifício [25].

$$D_t \geq 2 \text{ pol}$$

$$Re_{D_o} \geq 5000 D_t$$

$0,11 \leq \beta \leq 0,20$	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 2,25\% \text{ a } 1,0\% *$
$0,20 \leq \beta \leq 0,70$	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1,0\% \text{ ou menos}$
$0,70 \leq \beta \leq 0,75$	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1,0\% \text{ a } 2,25\% *$

* variação linear com β .

Estas incertezas relativas fornecem uma estimativa da contribuição de cada variável medida, na avaliação da incerteza total, δRe (%), e δf (%), respectivamente.

Pode-se observar da Tabela 4.3, que as grandezas que mais incidem na incerteza

Tabela 4.3

Incertezas Relativas Individuais para Re e f

Variável	δRe (%)	δf (%)
z_1		0,03
z_2		0,00
z_3		0,02
z_{21}		0,04
$p(1)$		0,04
$p(2)$		0,04
$p(3)$		0,04
$p(21)$		0,04
μ_{ar}	0,01	0,00
T_{ar}	0,04	0,00
$p_{atm} - p_1$	0,00	0,00
$p_1 - p_2$	0,72	1,43
p_{atm}	0,01	0,00
L	0,10	0,22
D	0,06	2,09
D_i	0,18	0,36
D_o	0,78	1,55
K_0	1,98	3,84

total estimada para o número de Reynolds são: o diferencial de pressão a montante e a jusante da placa de orifício, o diâmetro da tubulação de aspiração, o diâmetro do furo e o coeficiente de descarga para a placa de orifício. Já para o fator de atrito, além das citadas anteriormente, influem bastante, a medida da pressão ao longo da seção de testes (esta incerteza está associada com a flutuação nas leituras do voltímetro conectado ao Baratron) e a medida da altura do duto retangular, o qual está relacionado com o diâmetro hidráulico da seção de teste.

4.2.2- Número de Sherwood.

A incerteza no número de Sherwood foi avaliada novamente através da

equação (4.25), reescrita de modo a envolver as variáveis experimentais medidas:

$$Sh = Sh[T_{ar}; (p_{atm} - p_1); (p_1 - p_2); p_{atm}; L; D; D_t; D_o; K_o; T_p; m; \tau] \quad (4.33)$$

As derivadas da equação (4.24) foram novamente determinadas numericamente, de acordo com a equação (4.26). A equação (4.17) foi utilizada para se avaliar a incerteza para os números de Sherwood obtidos com o método de pesagem, enquanto que a equação (4.22) foi empregada para se estimar a incerteza nos números de Sherwood locais, obtidos com a mesa de coordenadas. As grandezas medidas, x_i e as incertezas absolutas, δx_i , envolvidas, com excessão da pressão na seção de testes e das coordenadas axiais, são as mesmas apresentadas na Tabela 4.1 e complementadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4

Incerteza das Variáveis Medidas para Sh

Variáveis Complementares da Tabela 4.1

Variável	Símbolo	Incerteza
Massa	m	0,1 mg
Temperatura da parede	T_p	0,8°C
Tempo	τ	0,01 s
Profundidade de sublimação	δY	0,5 μm
Dimensões da célula para levantamento topográfico	δX δZ	0,1 mm 0,1 mm

A Tabela 4.5 apresenta na primeira coluna, as variáveis envolvidas nos experimentos para determinação do número de Sherwood para um cassete típico. A segunda coluna apresenta as incertezas relativas, correspondentes a cada variável medida, envolvida no cômputo das incertezas estimadas do número de Sherwood, δSh (%).

Pode-se observar da Tabela 4.5 que a incerteza dominante na formação da incerteza total estimada para o número de Sherwood é a temperatura da superfície de naftaleno. Tem também alguma influência, ainda que bem menor, a medida da altura do duto retangular.

Tabela 4.5

Incertezas Relativas Individuais para Sh

Variável	δSh (%)
T_{ar}	0,00
T_p	6,52
m	0,01
$p_{atm} - p_1$	0,00
$p_1 - p_2$	0,00
p_{atm}	0,00
L	0,06
D	3,89
D_t	0,00
D_o	0,00
K_0	0,01
τ	0,02

CAPÍTULO 5

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Os experimentos realizados no presente trabalho, propiciaram a obtenção da distribuição de pressão ao longo do duto retangular e distribuição local para os coeficientes de transferência de massa. Apesar do esforço envolvido, somente algumas seções transversais puderam ser analisadas, tendo em vista as limitações de custo e de tempo. Assim sendo, este trabalho também propõe a obtenção de uma solução para o problema, através de simulação numérica. A simulação em um computador, além de possibilitar o mapeamento do campo de pressão, velocidades e concentração, com um custo muito menor que o experimento, também contribui para um excelente entendimento dos fenômenos envolvidos.

Tendo em vista o fato das equações que governam os processos de transferência de massa e transferência de calor serem análogas, uma vez respeitadas as mesmas condições de fluxo e geometria do escoamento, os resultados apresentados na forma dos grupos adimensionais relacionados com os fenômenos de transferência de massa (número de Schmidt e número de Sherwood), podem ser prontamente convertidos [21], para a forma dos grupos adimensionais relacionados com os fenômenos de transferência de calor (número de Prandtl e número de Nusselt). Assim sendo, se a condição de contorno na parede superior do duto retangular nos experimentos de transferência de massa é de concentração uniforme de vapor de naftaleno, corresponde nos processos de transferência de calor, à condição de temperatura constante desta mesma parede. Da mesma forma na seção de entrada, a condição de concentração nula de naftaleno no ar ambiente do laboratório, corresponde à condição de temperatura uniforme, para a condição análoga do processo de transferência de calor.

O capítulo a seguir apresenta as equações governantes para os processos de transferência de calor para o problema análogo de transferência de massa investigados de

acordo com os procedimentos do capítulo 3, sendo que os resultados da simulação são apresentados no capítulo 8, através dos números de Sherwood, implicando que estes resultados são válidos para um mesmo número de Reynolds e número de Schmidt igual ao número de Prandtl. Para a difusão de naftaleno no ar, $Sc = Pr = 2,5$.

5.1 – Caracterização do Escoamento

O problema sob análise é o de escoamento de fluido incompressível turbulento, em um duto retangular de grande razão de aspecto. A condição de entrada do escoamento é dada por cinco pares de escoamentos espiralados adjacentes, especificados pelas componentes tangenciais de velocidade, girando em sentidos contrários, com componente axial na forma de perfil turbulento desenvolvido (lei de potência $1/7$). A Figura 5.1 apresenta o domínio computacional utilizado. Nela pode-se observar o plano de entrada, onde está ilustrada esquematicamente a representação dos pares de vórtices da condição de entrada. Com o propósito de se diminuir a extensão de memória de armazenamento, utilizou-se a propriedade do escoamento apresentar um plano de simetria, sendo a parede lateral esquerda definida pelo referido plano. As paredes horizontais, superior e inferior, e a parede lateral esquerda são rígidas e impermeáveis. O fluido em escoamento é o ar, adentrando com uma temperatura mais baixa que a temperatura da parede horizontal superior, que se mantém a uma temperatura uniforme e constante, T_w . A parede horizontal inferior e a parede lateral esquerda são consideradas adiabáticas para o problema de transferência de calor.

Como já foi salientado acima, o fluido que escoar é o ar, suposto incompressível. Considera-se o escoamento como altamente convectivo na direção axial, não apresentando reversão do fluxo nesta direção. Isto significa que o escoamento possui uma direção predominante. Além disto, a geometria mostrada na Figura 5.1 não apresenta obstáculos que possam perturbar o escoamento a montante, ao longo de todo o comprimento do duto retangular. Isto permite fazer a hipótese adicional de que o gradiente de

Figura 5.1 - Domínio Computacional

A pressão ao longo da direção principal do escoamento é uma função dependente apenas da coordenada axial. Estas duas hipóteses permitem classificar o escoamento como sendo do tipo parabólico. Neste tipo de escoamento, as condições do escoamento a montante podem determinar as propriedades do fluxo a jusante, porém o inverso não é permitido.

A importância de se poder classificar o escoamento sob análise como sendo do tipo parabólico, reside no fato de se necessitar armazenar apenas uma condição inicial para as variáveis do problema na direção parabólica. Isto representa uma substancial redução de memória necessária para o armazenamento das variáveis e uma redução significativa no esforço computacional envolvido, pois é necessário armazenar os valores das variáveis na direção parabólica em apenas duas coordenadas adjacentes.

5.2 – Equações Governantes do Escoamento

O escoamento, apesar da característica helicoidal no plano transversal à direção predominante, se dá em um duto retangular, como já foi mostrado na Figura 5.1. Assim sendo, eleger-se-á como sistema de coordenadas para mapeamento do volume de controle, o sistema de coordenadas cartesiano, com o eixo Z coincidente com a direção principal do escoamento, sendo que os outros dois eixos, delimitam sua seção transversal. O eixo X está orientado na direção horizontal e o eixo Y na vertical. Associado a este sistema de coordenadas estão a componente de velocidade axial, W, a componente de velocidade horizontal U e a componente de velocidade vertical V, respectivamente.

A solução numérica do problema pode ser obtida, resolvendo-se o conjunto de equações de conservação que governam o escoamento, isto é, equação de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia. Estas equações são apresentadas a seguir.

- conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (5.1)$$

- conservação da quantidade de movimento linear:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij}) + F_i \quad (5.2)$$

onde

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_j) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x_l} (U_l) \quad (5.3)$$

• conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_T \quad (5.4)$$

onde U_i representa as componentes do vetor velocidade, U, V e W , quando o subscrito i varia de 1 a 3, correspondendo às direções coordenadas X, Y e Z , respectivamente. O símbolo ρ prevalece para a massa específica, P a pressão termodinâmica e τ_{ij} as tensões de cisalhamento para fluidos newtonianos atuando em faces normais à direção i na direção j . F_i são as forças de corpo, μ e Pr são a viscosidade absoluta e o número de Prandtl, e T é a temperatura. S_T é o termo de geração de energia.

5.3 – Escoamento Turbulento

As equações 5.1 a 5.4 governam tanto o escoamento laminar como o turbulento. No entanto, o escoamento turbulento é caracterizado por apresentar flutuações das diversas propriedades em torno de um valor médio, o que permite decompor uma variável genérica qualquer, ϕ , como

$$\phi = \bar{\phi} + \tilde{\phi} \quad (5.5)$$

sendo $\bar{\phi}$ o valor médio de ϕ em um intervalo de tempo Δt e $\tilde{\phi}$ a flutuação, a qual é tri-dimensional e transiente. Devido às flutuações dos escoamentos turbulentos, informações importantes estão contidas em recirculações de dimensões muito pequenas, para escoamentos em domínio de dimensões finitas. Isto inviabiliza uma solução numérica, pois seria necessário um número excessivamente grande de pontos nodais e tempos de processamento proibitivos. Como o interesse da engenharia se concentra basicamente no comportamento médio no tempo do escoamento, pode-se buscar equações de conservação para os valores médios $\bar{\phi}$.

Portanto, considerando-se suficiente conhecer a distribuição de velocidade média $\bar{U}_i$ e a temperatura média $\bar{T}$ em um escoamento turbulento, as equações de conservação

(5.1) a (5.4), podem ser reescritas fazendo-se a decomposição das propriedades de interesse de acordo com a equação (5.5) e tomando-se a média no tempo, onde a escala de tempo é suficientemente grande para as componentes de flutuação, porém suficientemente pequena para as variações transientes de componentes médios. As equações resultantes para os valores médios são análogas às equações (5.1) a (5.4), porém apresentam um termo a mais devido ao fluxo turbulento, relacionado com $-\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{\phi}}$. Para as equações de conservação de quantidade de movimento, $\tilde{\phi} = \tilde{u}_i$ e o termo $-\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}$ é chamado de tensão de Reynolds, ou tensão turbulenta. As equações resultantes são:

• conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) = 0 \quad (5.6)$$

• conservação da quantidade de movimento linear:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}) + \bar{F}_i \quad (5.7)$$

onde

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{U}_\ell}{\partial x_\ell} \quad (5.8)$$

• conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{\rho \tilde{u}_j \tilde{T}} \right] + \bar{S}_T \quad (5.9)$$

Como o fluxo turbulento ainda envolve flutuações, torna-se necessário utilizar um modelo de turbulência para se avaliar estes termos, o que será apresentado a seguir.

5.4 – Modelo de Turbulência

Existem diversos modelos para se avaliar os termos decorrentes do fluxo turbulento. De uma maneira geral, os modelos são aproximações que permitem relacionar os fluxos com as componentes médias do escoamento, com o auxílio de informações empíricas. No prefácio de seu livro [26], Rodi lembra que a aplicação dos modelos de turbulência mais avançados retrocede há apenas 10 anos atrás (seu livro foi editado em 1984) e que a gama de escoamentos para os quais estes foram testados até então era bastante restrita. Também Launder e Spalding [27] lembram que apesar de Nikuradse em 1928 ter descoberto a presença dos movimentos secundários no escoamento desenvolvido em dutos retos, só quarenta anos depois é que se conseguiu prever a presença destes movimentos, utilizando-se um modelo algébrico para as tensões de Reynolds. Até o presente momento, diversos modelos já foram testados para vários escoamentos diferentes, mas ainda não existe consenso sobre o modelo mais adequado para estudar o fenômeno da turbulência. Isto mostra o grau de restrição dos modelos de turbulência com relação aos diversos tipos de escoamento.

De uma maneira geral, os modelos de turbulência são classificados em função do número de equações diferenciais a serem resolvidas. Os modelos de “zero equação” são os modelos algébricos puros, tal como o de comprimento de mistura de Prandtl. Já um modelo de meia equação é definido como sendo aquele que exige a solução de uma equação diferencial ordinária. Nesta categoria se situam os modelos de comprimento de mistura ampliados e os modelos de relaxação. Existem ainda os modelos de uma e os de duas equações, nos quais uma ou duas equações diferenciais parciais são resolvidas para um ou mais parâmetros do problema. Outra classificação possível é aquela que distingue os modelos de turbulência que usam o conceito de viscosidade turbulenta e difusividade turbulenta, e aqueles que empregam a solução de uma equação diferencial e/ou algébrica, diretamente para os fluxos turbulentos e tensões de Reynolds [26].

Neste trabalho foram testados dois modelos de turbulência. O modelo $\kappa-\varepsilon$ padrão,

que utiliza o conceito de viscosidade turbulenta, e o modelo algébrico de tensões de Reynolds, proposto por Demuren e Rodi [28]. A seguir são apresentados os dois modelos mencionados.

5.4.1 – O Modelo de Turbulência $\kappa - \epsilon$

O modelo $\kappa - \epsilon$ (energia cinética turbulenta - dissipação de energia cinética turbulenta) [27], assume que as tensões turbulentas possuem a mesma forma que as tensões do escoamento laminar, mas a proporcionalidade entre a tensão e a taxa de deformação dá-se através da viscosidade turbulenta, μ_t , a qual é função das características do próprio escoamento. Para a determinação da viscosidade turbulenta, μ_t , é necessária a introdução de mais um modelo. O fluxo turbulento de energia é também análogo ao fluxo de difusão laminar, sendo o coeficiente de difusão igual a μ_t/Pr_t , onde Pr_t representa o número de Prandtl turbulento.

As equações de conservação são apresentadas a seguir onde, as barras nas componentes médias não serão representadas por se entender que as variáveis escritas representam valores médios do escoamento turbulento.

• conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (5.10)$$

• conservação da quantidade de movimento linear:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{ap} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i) \right] \right\} + S_i - \frac{\partial P^*}{\partial x_i} \quad (5.11)$$

onde

$$P^* = P + \frac{2}{3} \kappa \rho + \frac{2}{3} \mu_{ap} \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i) \quad (5.12)$$

e,

$$S_i = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{ap} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} (U_j) \right] \right\} + F_i \quad (5.13)$$

onde μ_{ap} é a viscosidade aparente, definida como:

$$\mu_{ap} = \mu + \mu_t \quad (5.14)$$

• conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] + S_T \quad (5.15)$$

O modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ define a viscosidade turbulenta μ_t como

$$\mu_t = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (5.16)$$

onde c_μ é uma constante empírica. A determinação de κ e ε é feita a partir da solução das equações de conservação destas duas variáveis, as quais podem ser obtidas a partir da equação de conservação de quantidade de movimento linear [26].

• conservação de energia cinética turbulenta, κ :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\kappa} \left(\frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) \right] + S_\kappa \quad (5.17)$$

onde

$$S_\kappa = G - \rho \varepsilon \quad (5.18)$$

sendo Pr_κ , o número de Prandtl de energia cinética turbulenta (constante empírica) e G o termo de produção, dado pela equação abaixo

$$G = \mu_t \left[\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_j) \right] \frac{\partial (U_i)}{\partial x_j} \quad (5.19)$$

• conservação da dissipação de energia cinética turbulenta, ε

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \right] + S_\varepsilon \quad (5.20)$$

onde

$$S_\varepsilon = C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (5.21)$$

sendo Pr_ε , o número de Prandtl de dissipação de energia cinética turbulenta, um valor empírico, C_1 e C_2 são constantes também empíricas e G o termo de produção, dado por (5.19).

5.4.2 – O Modelo Algébrico das Tensões de Reynolds

O modelo algébrico implementado e testado durante o desenvolvimento do algoritmo de simulação utilizado neste trabalho foi proposto por Demuren e Rodi [28] e é obtido a partir das equações de transporte modeladas para os componentes da tensão de Reynolds $\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}$ dadas por Launder et al. [29]. As componentes das tensões de Reynolds, após várias simplificações feitas pelos autores citados acima [28], inclusive fazendo uso das hipóteses de escoamento parabólico, são dadas por

$$\overline{\rho \tilde{w} \tilde{w}} = \frac{2\kappa}{\gamma \varepsilon} \left\{ \frac{\rho \varepsilon}{3} (\alpha + \beta + \gamma - 1) + \mu_t (1 - \alpha) \left[\left(\frac{\partial W}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial Y} \right)^2 \right] \right\} \quad (5.22)$$

$$\overline{\rho \tilde{u} \tilde{u}} = \frac{2\kappa}{\gamma \varepsilon} \left[\frac{\rho \varepsilon}{3} (\alpha + \beta + \gamma - 1) - \beta \mu_t \left(\frac{\partial W}{\partial X} \right)^2 \right] - 2\mu_t \frac{\partial U}{\partial X} \quad (5.23)$$

$$\overline{\rho \tilde{v} \tilde{v}} = \frac{2\kappa}{\gamma \epsilon} \left[\frac{\rho \epsilon}{3} (\alpha + \beta + \gamma - 1) - \beta \mu_t \left(\frac{\partial W}{\partial Y} \right)^2 \right] - 2\mu_t \frac{\partial V}{\partial Y} \quad (5.24)$$

$$\overline{\rho \tilde{u} \tilde{v}} = -\mu_t \left[\frac{2\kappa}{\gamma \epsilon} \beta \frac{\partial W}{\partial X} \frac{\partial W}{\partial Y} + \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right] \quad (5.25)$$

$$\overline{\rho \tilde{w} \tilde{u}} = -\mu_t \frac{\partial W}{\partial X} \quad (5.26)$$

$$\overline{\rho \tilde{w} \tilde{v}} = -\mu_t \frac{\partial W}{\partial Y} \quad (5.27)$$

onde, a viscosidade turbulenta, μ_t é dada como no modelo $\kappa - \epsilon$ por

$$\mu_t = c_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (5.28)$$

As tensões de Reynolds obtidas pelas equações acima devem ser substituídas diretamente na equação (5.7), enquanto que as quantidades κ e ϵ são obtidas como no modelo $\kappa - \epsilon$ já descrito no item 5.4.1, resolvendo-se as equações de transporte (5.17) a (5.21).

O efeito da proximidade de parede para as tensões de Reynolds é levado em conta neste modelo, fazendo-se as constantes empíricas α , γ , β e γ , funções da distância adimensionalizada da parede:

$$\alpha = 0,7636 - 0,06 f, \quad \beta = 0,1091 + 0,06 f, \quad \gamma = 1,5 - 0,50 f \quad (5.29)$$

onde f é a função de amortecimento devido à presença da parede, sendo dependente da referida distância adimensionalizada acima. A variável f assume o valor unitário na região próxima à parede e se anula na região afastada da mesma. Naot e Rodi, citado em [27], propuseram a seguinte relação quadrática para a determinação de f :

$$f = \frac{\mathcal{L}^2}{\langle y^2 \rangle} \quad \text{com} \quad \frac{1}{\langle y^2 \rangle} = \frac{2}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{d\phi}{s^2} \quad (5.30)$$

onde $\mathcal{L}$ é o comprimento de escala do movimento turbulento no ponto considerado e $\langle y^2 \rangle$ é a distância média do ponto às superfícies sólidas do domínio, sendo determinada pela equação (5.30), com ϕ e s definidos de acordo com a Figura 5.2. O comprimento de escala $\mathcal{L}$ é determinado por:

$$\mathcal{L} = \frac{c_\mu^{3/4}}{k_v} \frac{\kappa^{3/2}}{\epsilon} \quad (5.31)$$

onde o coeficiente $c_\mu^{3/4}/k_v$ nesta definição de $\mathcal{L}$ foi escolhido de modo a tornar o valor de f unitário na região próxima ao contorno sólido, onde prevalece a lei logarítmica de parede e a turbulência está em um estado de equilíbrio local. A constante k_v é a constante de von Karman e neste modelo ela assume o valor de 0.42.

Figura 5.2 - Notação para o Cálculo da Distância Média do Ponto P até à Parede

5.4.3 – Equação Geral de Conservação

Todas as equações de conservação podem ser escritas numa forma geral, o que facilita bastante o algoritmo numérico para a solução do problema. A equação geral de conservação é

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] + S^\phi \quad (5.32)$$

onde o lado esquerdo representa o fluxo de convecção de ϕ e o lado direito representa o fluxo de difusão de ϕ , sendo Γ^ϕ o coeficiente de difusão da propriedade transportada. S^ϕ é um termo de fonte de ϕ .

Esta equação pode representar a equação de conservação de massa se seleccionarmos Γ^ϕ e S^ϕ como zero e $\phi = 1$. As equações de conservação da quantidade de movimento podem ser obtidas igualando-se ϕ às três componentes do vetor velocidade, U, V , e W , nas direções coordenadas X, Y e Z , respectivamente. O coeficiente de difusão adequado neste caso é a viscosidade aparente (equação (5.14)). O termo de fonte deve incluir o gradiente de pressão, a força de corpo e outros termos viscosos porventura existentes, representados pela equação (5.13). Para a equação de conservação da energia pode-se seleccionar ϕ igual a temperatura, $\Gamma^\phi = (\mu/Pr + \mu_t/Pr_t)$ e S^ϕ deve ser o termo de fonte apropriado. As duas equações de transporte de energia cinética turbulenta, κ , e de dissipação da energia cinética turbulenta, ϵ , também podem ser representadas pela equação (5.32), onde $\Gamma^\phi = \mu_t/Pr_\phi$ e S^ϕ são os termos de fonte, dados pelas equações (5.18) e (5.21), respectivamente.

5.5 – Equações de Conservação para Escoamento 3-D Parabólico

De acordo com a hipótese de escoamento parabólico na direção Z , as equações de conservação apresentadas no item anterior podem ser simplificadas, como mostrado a seguir.

A aproximação de que o campo de pressões a jusante não influencia as condições a montante permite decompor o campo de pressões em

$$P^* = \bar{P}(Z) + p(X, Y, Z) \quad (5.33)$$

onde $\partial p / \partial Z \ll \partial \bar{P} / \partial Z$. Com esta hipótese, o gradiente de pressão nas direções X e Y fica desacoplado do gradiente de pressão na direção Z nas equações de conservação da quantidade de movimento linear. A partir daí fica implícito que as quantidades $\bar{P}(Z)$ e $p(X, Y, Z)$ serão calculadas diferentemente. A pressão $\bar{P}(Z)$ pode ser entendida como uma pressão média ao longo de uma seção transversal do escoamento.

A hipótese de fluxos de difusão axial desprezíveis pode ser obtida, analisando-se a ordem de grandeza de cada termo das equações de conservação para um escoamento parabólico na direção Z . Desprezando-se os termos de ordem inferior, as equações resultantes podem ser representadas pela equação (5.32), onde no termo $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right], x_j$ será sempre diferente de Z , o que implica em desprezar informações a jusante para a solução do escoamento.

Para se determinar o campo de velocidades é necessário resolver simultaneamente as equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear, energia cinética turbulenta e dissipação de energia cinética turbulenta. Devido à hipótese de fluido incompressível, a equação da energia interna é desacoplada das demais equações podendo ser resolvida após a determinação do campo de velocidades.

Devido à decomposição do campo de pressões da maneira indicada pela equação (5.33), surgem dois acoplamentos distintos de pressão-velocidade; o primeiro deles, as-

sociado com a distribuição de velocidade e o gradiente de pressão na direção parabólica, e o segundo, associado com a distribuição de velocidades transversais e os gradientes de pressão nestas direções.

O gradiente de pressão dP/dZ (onde a barra foi omitida por simplicidade) deve ser determinado de forma a garantir um balanço global de massa, isto é, a vazão em massa na entrada, $\dot{M}$, deve se conservar. O gradiente de pressão p , deve satisfazer ao balanço local de massa.

Introduzindo-se a hipótese de regime permanente, desprezando-se a força de corpo, e dissipação viscosa, as equações de conservação para o escoamento 3-D parabólico podem ser reescritas para o núcleo turbulento, onde $\mu_t \gg \mu$, como

- quantidade de movimento linear - direção axial

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho UW) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho VW) = -\frac{dP}{dZ} + \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial Y} \right) + S_w \quad (5.34)$$

onde

$$S_w = -\frac{\partial}{\partial Z} (\rho WW) \quad (5.35)$$

- conservação global de massa

$$\int_X \int_Y (\rho W) dX dY = \dot{M} \quad (5.36)$$

- quantidade de movimento linear - direção horizontal

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho UU) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho VU) = -\frac{\partial p}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + S_u \quad (5.37)$$

onde

$$S_v = \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_t \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial X} \right) - \frac{\partial}{\partial Z} (\rho W U) \quad (5.38)$$

• quantidade de movimento linear - direção vertical

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho UV) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho V V) = -\frac{\partial p}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_t \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_t \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + S_v \quad (5.39)$$

onde

$$S_v = \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_t \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial Y} \right) - \frac{\partial}{\partial Z} (\rho W V) \quad (5.40)$$

• conservação local de massa

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho U) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho V) = -\frac{\partial}{\partial Z} (\rho W) \quad (5.41)$$

• energia cinética turbulenta

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho U \kappa) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho V \kappa) = \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\kappa} \left(\frac{\partial \kappa}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\kappa} \left(\frac{\partial \kappa}{\partial Y} \right) \right] + S_\kappa \quad (5.42)$$

onde

$$S_\kappa = -\frac{\partial}{\partial Z} (\rho W \kappa) + G - \rho \varepsilon \quad (5.43)$$

• produção de energia cinética turbulenta

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial Z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial Y} \right)^2 \right\} \quad (5.44)$$

• dissipação de energia cinética turbulenta

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho U \epsilon) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho V \epsilon) = \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\epsilon} \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\mu_t}{Pr_\epsilon} \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial Y} \right) \right] + S_\epsilon \quad (5.45)$$

onde

$$S_\epsilon = C_1 \frac{\epsilon}{\kappa} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (5.46)$$

• energia

$$\frac{\partial}{\partial X} (\rho U T) + \frac{\partial}{\partial Y} (\rho V T) = \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \right) \right] \quad (5.47)$$

onde

$$S_T = - \frac{\partial}{\partial Z} (\rho W T) \quad (5.48)$$

De acordo com Launder e Spalding [30], as constantes no modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ são: $c_\mu = 0,09$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$; $Pr_\kappa = 1,00$; $Pr_\epsilon = 1,30$; $Pr_t = 0,9$.

5.6 – Condições de Contorno

Como já foi dito no item 5.2, referente à caracterização do escoamento, o fato de se poder tratar o escoamento como sendo do tipo parabólico, implica no descompromisso de se prescreverem condições de contorno na seção de saída do duto retangular, podendo-se marchar plano a plano ao longo do seu comprimento. Assim, as condições de contorno exigidas são aquelas referentes ao plano de entrada, contornos sólidos e plano de simetria. Estas condições são apresentadas a seguir:

5.6.1 – Plano de Entrada

No plano de entrada, como pode ser visto na Figura 5.1, o escoamento é composto por cinco pares adjacentes de escoamentos espiralados girando em sentidos contrários, resultantes da combinação de componentes axial e tangencial, onde o componente tangencial é formado pelos componentes horizontal e vertical. Cada escoamento espiralado é desenvolvido em um tubo, contendo em seu interior uma fita torcida de passo definido e uniforme, que lhe confere a característica espiralada. O plano da extremidade final da seção geradora do escoamento espiralado (ver Figuras 2.1 e 2.2), contendo os dez tubos com as fitas torcidas alternadamente em sentidos contrários, coincide com o plano de entrada do duto retangular, o qual delimita o domínio computacional. Assim sendo, a condição de velocidade no plano de entrada do domínio computacional é o resultado da disposição adjacente de cinco tubos, invertendo-se alternadamente o sentido da componente tangencial do escoamento em cada tubo.

Neste trabalho, a componente tangencial do escoamento espiralado é obtida utilizando-se a equação apresentada abaixo, a qual foi ajustada por Kreith e Sonju [4], a partir dos dados experimentais obtidos por Smithberg e Landis [1].

$$V_{\theta} = \left(\frac{P}{D}\right)^{-1} \left[6,3R - 0,01316(1,1 - R)^{-2,68} \right] \quad (5.49)$$

onde P é o passo das fitas torcidas e D é o diâmetro das mesmas, que por sua vez, coincide com o diâmetro dos tubos geradores do escoamento espiralado. P/D é a relação de passo adimensional das fitas torcidas, R é a coordenada radial adimensionalizada $[r/(D/2)]$ correspondente a cada tubo. A velocidade tangencial obtida por meio da equação (5.49) é então decomposta nas componentes cartesianas U e V

$$U = V_{\theta} \cos\theta \quad (5.50)$$

e

$$V = V_\theta \sin \theta \quad (5.51)$$

onde R e θ podem ser definidos em função das coordenadas cartesianas X e Y , como

$$R^2 = \left[X - \left(N - \frac{1}{2} \right) D \right]^2 + \left[Y - \frac{D}{2} \right]^2 \quad (5.52)$$

e

$$\tan \theta = \frac{Y - \frac{D}{2}}{X - \left(N - \frac{1}{2} \right) D} \quad (5.53)$$

sendo que N corresponde a cada tubo, variando de 1 a 5.

A componente axial, seguindo-se Kreith e Sonju [4], é aquela correspondente ao perfil de um escoamento turbulento desenvolvido em um tubo, obedecendo a lei da potência $1/7$, sendo expressa por:

$$W = W_{max} (1 - R)^{1/7}, \quad W_{max} = \frac{120}{98} \bar{W}_t \quad (5.54)$$

onde W_{max} é a velocidade máxima e $\bar{W}_t$ é a velocidade média axial, em cada um dos 10 tubos. A velocidade $\bar{W}_t$ é dada por

$$\bar{W}_t = \frac{4}{10\pi} \left(\frac{L}{D} \right) \bar{W} \quad (5.55)$$

onde $\bar{W}$ é a velocidade média na seção de testes, a qual é obtida através do número de Reynolds, $Re = (\rho \bar{W} D_h) / \mu$. Nos intervalos formados entre os tubos geradores do escoamento espiralado e a seção de teste, prescreveu-se velocidade nula para as três componentes de velocidade.

A energia cinética turbulenta, κ , na entrada é igual ao produto da intensidade de turbulência do escoamento, ζ , pelo valor da energia cinética do componente axial do escoamento na seção de entrada. Patankar [20] recomenda que o valor da intensidade de turbulência a ser utilizado seja de 1%

$$\kappa = \zeta \left(\frac{1}{2} \rho W^2 \right), \quad \zeta = 0,01 \quad (5.56)$$

O seguinte valor para a dissipação de energia cinética turbulenta, ε , foi utilizado na entrada, de acordo com Gouveia et al [31]

$$\varepsilon = \frac{c_\mu^{3/4} \kappa^{3/2}}{0,4 \ell^*} \quad (5.57)$$

onde ℓ^* representa uma percentagem da abertura de entrada, ou seja, ℓ^* é definido como 4% do diâmetro hidráulico. Assim, a condição de entrada para ε resulta:

$$\varepsilon = \frac{c_\mu^{3/4} \kappa^{3/2}}{0,4 \times 0,04 D_h} \quad (5.58)$$

A temperatura é considerada constante e uniforme na seção de entrada do duto retangular, T_{in} .

5.6.2 – Contornos Rígidos

O modelo $\kappa - \varepsilon$ deve ser utilizado apenas no núcleo turbulento do escoamento onde a viscosidade turbulenta é muito maior que a viscosidade absoluta. Em regiões próximas aos contornos rígidos, Patankar e Spalding [32], sugerem que se utilize a “lei da parede”. Neste método, o primeiro ponto nodal P, próximo à parede, é interligado com a parede através do perfil logarítmico de velocidade, dado por:

$$\frac{u_P}{\sqrt{\tau_w/\rho}} = \frac{1}{k_v} \ln(E\xi_P^+) \quad (5.59)$$

sendo a constante de von Karman $k_v = 0,42$; o parâmetro E é uma função da rugosidade da parede, valendo para paredes lisas ≈ 9 . u_P é o componente de velocidade paralela à parede no ponto P e ξ_P^+ é a distância adimensional do ponto P até a parede, dada por:

$$\xi_P^+ = \frac{\rho \xi \sqrt{\tau_w/\rho}}{\mu} \quad (5.60)$$

Assumindo que a geração e dissipação de energia cinética turbulenta estejam em equilíbrio na estreita região entre o ponto P e a parede, usando a relação logarítmica, e admitindo que a tensão cizalhante é aproximadamente constante e igual à tensão cizalhante junto à parede, τ_w , tem-se:

$$\tau_w = \rho c_\mu^{1/2} \kappa_P \quad (5.61)$$

onde κ_P é a energia cinética turbulenta para o ponto P próximo à parede, a qual é obtida a partir de sua equação de transporte (equação (5.42)). De acordo com a equação (5.61), para τ_w constante, tem-se que a difusão de κ nas paredes é nula, logo

$$\left(\frac{\partial \kappa}{\partial \xi} \right)_w = 0 \quad (5.62)$$

O valor da dissipação de energia cinética turbulenta no ponto P, ε_P , é especificado, substituindo-se o perfil logarítmico de velocidade no balanço de energia cinética turbulenta próximo à parede, resultando em

$$\varepsilon_P = \frac{c_\mu^{3/4} \kappa^{3/2}}{0,4 \xi_P} \quad (5.63)$$

As paredes laterais e inferior são isoladas, aplicando-se portanto a condição de fluxo nulo de calor, expressa por:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \xi} \right)_w = 0 \quad (5.64)$$

A parede superior é mantida à temperatura uniforme constante T_w . A "lei da parede" também pode ser aplicada para a equação da energia, como descrito por Patankar e Spalding [32], onde o primeiro ponto nodal P, próximo à parede, é interligado com a parede através do perfil logarítmico de temperatura, dado por:

$$\frac{(T_P - T_w) \sqrt{\tau_w} \rho}{\frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial T}{\partial \xi} \right)_w} = Pr_t \left(\frac{u_P}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} + \wp \right) \quad (5.65)$$

onde Pr e Pr_t representam, o número de Prandtl e o número de Prandtl turbulento, respectivamente, e $\wp$ é a resistência da sub-camada térmica, expressa por

$$\wp = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{k_v} \right)^{1/2} \left(\frac{Pr}{Pr_t} - 1 \right) \left(\frac{Pr_t}{Pr} \right)^{1/4} \quad (5.66)$$

sendo A uma constante empírica, a qual deve ser adequadamente escolhida [32] (neste trabalho utilizou-se $A = 26,3$).

5.6.3 – Plano de Simetria

No plano de simetria, a componente de velocidade normal a este plano é igualada a zero, enquanto que para todas as outras quantidades, os gradientes normais a este plano são tomados como zero

$$U = 0 \quad e \quad \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{\partial \kappa}{\partial X} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial X} = \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (5.67)$$

5.7 – Método Numérico

No presente trabalho, utilizou-se o método de diferenças finitas com formulação em volumes de controle (volumes finitos) proposto por Patankar [33] para se obter as equações algébricas discretizadas das equações de transporte apresentadas. O método de volumes finitos consiste em sub-dividir o domínio computacional em volumes de controle e integrar no espaço e no tempo as equações de conservação em cada volume de

controle. As equações discretizadas são então obtidas utilizando-se o esquema de interpolação "Power - Law". De acordo com Patankar [33], o domínio computacional é sub-dividido em volumes de controle utilizando-se uma malha do tipo desencontrada, a qual foi inicialmente proposta por Harlow e Welch [34]. Neste tipo de malha, os componentes de velocidade U , V e W são armazenados nas faces do volume de controle. Para escoamentos parabólicos, Patankar e Spalding [35] propõem uma integração implícita na direção principal a partir de valores conhecidos no plano a montante e definição de malha como ilustrada na Figura 5.3, onde todas as variáveis são armazenadas no ponto P , com exceção dos componentes de velocidade U e V . As variáveis do plano a montante são representadas pelo subscrito UP .

Figura 5.3 - Malha de Discretização

Na obtenção dos coeficientes de discretização, Patankar e Spalding [35] sugerem linearizar localmente os coeficientes da equação de discretização, avaliando-os baseados em valores a montante para economizar tempo de execução. Almeida [36] sugere

tratar estes termos implicitamente para melhor captar as não linearidades do escoamento. Neste trabalho optou-se por utilizar a formulação totalmente implícita. Assim procedendo, a equação geral de conservação na sua forma discretizada para escoamentos tri-dimensional parabólico, resulta:

$$a_P^\phi \phi_P = a_E^\phi \phi_E + a_W^\phi \phi_W + a_N^\phi \phi_N + a_S^\phi \phi_S + B^\phi \quad (5.68)$$

onde

$$B^\phi = a_{UP}^\phi \phi_{UP} + b^\phi \quad (5.69)$$

Os coeficientes a_P^ϕ , a_E^ϕ , a_W^ϕ , a_N^ϕ , a_S^ϕ , e a_{UP}^ϕ estão associados aos pontos nodais principal, leste, oeste, norte, sul e montante, respectivamente e o coeficiente b^ϕ , é função da geração de ϕ . Estes coeficientes são apresentados em sua forma final no APÊNDICE III.a².

Note que para o caso tri-dimensional parabólico, como o termo $a_{UP}^\phi \phi_{UP}$ é conhecido, o sistema algébrico resultante é bi-dimensional. Este sistema pode ser solucionado, marchando-se ao longo da direção parabólica, Z, partindo-se de um valor conhecido.

Um cuidado especial deve ser tomado na discretização das equações de conservação de momento, porque a pressão p e o gradiente de pressão dP/dZ são desconhecidos. Além disso, os componentes de velocidade no plano transversal, U e V, possuem volumes de controle diferentes do volume de controle principal, como ilustrados nas Figuras 5.4 e 5.5, respectivamente.

² As letras minúsculas referem-se aos parâmetros posicionados nas faces das células, enquanto que as letras maiúsculas referem-se aos parâmetros posicionados nos pontos nodais no centro das mesmas.

Figura 5.4 - Volume de Controle para U

Figura 5.5 - Volume de Controle para V

5.7.1 - Equações da Conservação da Quantidade de Movimento Linear na Forma Discretizada

É conveniente separar os termos de pressão do termo de fonte B nas equações de conservação de quantidade de movimento, pois a pressão também é uma incógnita. Logo as equações para as direções Z, X e Y podem ser escritas como

$$a_P^W W_P = a_E^W W_E + a_W^W W_W + a_N^W W_N + a_S^W W_S + B^W - D^W P \left[\frac{dP}{dZ} \right] \quad (5.70)$$

$$a_P^U U_P = a_E^U U_E + a_W^U U_W + a_N^U U_N + a_S^U U_S + B^U - D^U P [p_P - p_W] \quad (5.71)$$

$$a_P^V V_P = a_E^V V_E + a_W^V V_W + a_N^V V_N + a_S^V V_S + B^V - D^V P [p_P - p_S] \quad (5.72)$$

onde os termos D^ϕ são dados por

$$D^W P = \Delta X \Delta Y \Delta Z \quad (5.73)$$

$$D^U P = \Delta Y \Delta Z \quad (5.74)$$

$$D^V P = \Delta X \Delta Z \quad (5.75)$$

e os termos B^ϕ de acordo com o APÊNDICE III.a são:

$$B^W = a_{UP}^W W_{UP} + S_C^W \Delta X \Delta Y \Delta Z \quad (5.76)$$

$$B^U = a_{UP}^U U_{UP} + S_C^U \Delta X \Delta Y \Delta Z \quad (5.77)$$

$$B^V \doteq a_{UP}^V V_{UP} + S_C^V \Delta X \Delta Y \Delta Z \quad (5.78)$$

Note que os coeficientes norte, sul, leste e oeste (N, S, E , e W) são relativos ao volume de controle considerando, pois W, U e V possuem volumes de controles diferentes (ver Figuras 5.3 a 5.5)

5.7.2 – O Acoplamento Velocidade - Pressão

O acoplamento entre as velocidades transversais e o campo de pressões p será resolvido utilizando-se o algoritmo SIMPLER [33], o qual está sucintamente descrito no APÊNDICE III.b.

Neste método, a equação da continuidade é trabalhada junto com as equações de conservação de quantidade de movimento, de forma a fornecer uma equação para a determinação da pressão e da correção de pressão. As velocidades são obtidas através da solução da equação de conservação da quantidade de movimento e posteriormente corrigidas através dos termos de correção de pressão.

No procedimento adotado para a determinação dos gradientes de pressão e da distribuição de velocidades transversais foi admitido conhecido o campo de velocidade axial W . A seguir é apresentada a maneira pela qual o gradiente de pressão axial, dP/dZ , pode ser determinado, juntamente com a distribuição para a componente axial de velocidade W .

Para tanto, é necessário distinguir a diferença fundamental entre escoamentos externos e internos. Enquanto nos escoamentos externos dP/dZ é tomado como sendo, o mesmo gradiente de pressão do escoamento irrotacional adjacente à camada limite, tornando a solução da equação (5.70) direta, nos escoamentos internos, dP/dZ varia ao longo da direção axial. Assim sendo, para os escoamentos internos, dP/dZ deve ser obtido a partir da equação da conservação de massa global.

Existem dois procedimentos mais comumente empregados para a solução do acoplamento velocidade - gradiente de pressão na direção parabólica. O método utilizado por Patankar e Spalding [35], que utiliza em sua essência, um procedimento análogo ao algoritmo SIMPLE no tratamento do acoplamento pressão - velocidade para escoamentos bi-dimensionais. Outro método que é também largamente utilizado é aquele desenvolvido por Raithby e Schneider [37]. Este último faz uso da linearidade existente entre dP/dZ e W para um dado conjunto de coeficientes e da equação de conservação de massa global, para obter uma equação discretizada adicional, cuja solução permite a obtenção do campo de velocidades e o gradiente de pressão na direção parabólica, uma vez conhecidos os campos de velocidades transversais. Uma breve descrição deste método é apresentada no APÊNDICE III.c.

Neste trabalho foi desenvolvido um método para solução do acoplamento $W - dP/dZ$, adotando-se praticamente o mesmo procedimento adotado por Patankar e Spalding [35], porém, ao invés de se basear no algoritmo SIMPLE, o roteiro seguido foi análogo ao SIMPLER para o tratamento do acoplamento pressão - velocidade para escoamentos bi-dimensionais. Este modelo é brevemente descrito a seguir:

A velocidade W e dP/dZ podem ser escritos como

$$W = W^* + W' \quad (5.79)$$

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right) = \left[\frac{dP}{dZ} \right]^* + \left[\frac{dP}{dZ} \right]' \quad (5.80)$$

onde (*) se refere a valor estimado e (') à correção.

Uma vez que a equação de conservação de massa global deve ser satisfeita, para um campo de velocidades correto, deve-se ter

$$\sum_P \sum \rho W_P \Delta X \Delta Y = \dot{M} \quad (5.81)$$

onde $\dot{M}$ é a descarga da massa verdadeira ao longo da referida seção transversal e cujo valor pode ser calculado diretamente das condições de contorno e de entrada. W é a velocidade reinante na seção transversal.

A equação (5.70) pode ser reescrita como

$$W_P = \hat{W}_P - d_w \frac{dP}{dZ} \quad , \quad d_w = \frac{D^W_P}{a_P^W} \quad (5.82)$$

sendo $\hat{W}_P$ dado por

$$\hat{W}_P = [a_E^W W_E + a_W^W W_W + a_N^W W_N + a_S^W W_S + B^W] / a_P^W \quad (5.83)$$

A equação que permite calcular dP/dZ , pode ser obtida, substituindo-se a expressão de W_P dada pela equação (5.82) na equação (5.81), resultando em

$$\left[\frac{dP}{dZ} \right] = \frac{\sum \sum_P \rho \hat{W}_P \Delta X \Delta Y - \dot{M}}{\sum \sum_P \rho d_w \Delta X \Delta Y} \quad (5.84)$$

O gradiente de pressão, equação (5.84), é obtido a partir de um campo de velocidade estimado. Devemos portanto designá-lo por $(dP/dZ)^*$, e obter com este gradiente de pressão um campo de velocidades estrela, resolvendo-se a equação (5.70). A correção de velocidades W' pode ser obtida com um procedimento análogo ao utilizado para as velocidades transversais, isto é, as equações (5.79) e (5.80) são substituídas na equação (5.70) e a influência das velocidades vizinhas é desprezada, resultando em

$$W'_P = -d_w \left[\frac{dP}{dZ} \right]' \quad (5.85)$$

Pode-se obter uma equação para a correção do gradiente de pressão, substituindo-se as equações (5.79) e (5.80) na equação (5.81) resultando na equação abaixo

$$\left[\frac{dP}{dZ} \right]' = \frac{\sum \sum_P \rho W^*_P \Delta X \Delta Y - \dot{M}}{\sum \sum_P \rho d_w \Delta X \Delta Y} \quad (5.86)$$

No presente trabalho foram testados tanto o método descrito acima, bem como o método desenvolvido por Raithby e Schneider [37]. Ainda que o número de testes executados com ambos os modelos não tenha sido suficiente para se tirar conclusões a respeito da estabilidade computacional e velocidade de convergência, os resultados obtidos com os dois métodos foram os mesmos e os tempos de execução para ambos os algoritmos também foram praticamente iguais. Tendo em vista a menor quantidade de memória utilizada e o menor esforço computacional envolvido, optou-se pela utilização do método baseado no algoritmo SIMPLER acima descrito.

5.7.3 - Procedimento de Cálculo Utilizando-se o Algoritmo Simpler

As equações e sequência de cálculos utilizadas no algoritmo SIMPLER para regime permanente pode ser sumarizada no roteiro apresentado a seguir:

- (1) Inicializar $U, V, W, (dP/dZ)$ e p
- (2) Calcular os coeficientes para as equações da conservação da quantidade de movimento na direção Z , utilizando-se as equações (A3.1) até (A3.9) para o volume de controle de W e calcular $\hat{W}$ utilizando-se a equação (5.83)
- (3) Calcular o coeficiente para a equação do gradiente de pressão, d_w , equação (5.82), e estimar o gradiente de pressão a partir da equação (5.84)

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right) = \frac{\sum \sum_P \rho \hat{W}_P \Delta X \Delta Y - \dot{M}}{\sum \sum_P \rho d_w \Delta X \Delta Y} \quad (5.80)$$

- (4) Tratar este gradiente de pressão como sendo $(dP/dZ)^*$ e resolver a equação de conservação de quantidade de movimento para se obter W^*

$$a_P^W W_P^* = a_E^W W_E^* + a_W^W W_W^* + a_N^W W_N^* + a_S^W W_S^* + B^{W^*} - D^{W^*} \left[\frac{dP}{dZ}\right]^* \quad (5.70)$$

(5) Obter a correção do gradiente de pressão com

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)' = \frac{\sum \sum_P \rho W_P^* \Delta X \Delta Y - \dot{M}}{\sum \sum_P \rho d_w \Delta X \Delta Y} \quad (5.86)$$

(6) Corrigir o campo de velocidade utilizando-se as equações (5.79) e (5.85)

$$W_P = W_P^* - d_w \left(\frac{dP}{dZ}\right)'$$

(7) Calcular os coeficientes das equações para U e V , para os volumes de controle deslocados e calcular $\hat{U}$ e $\hat{V}$ a partir das equações

$$\hat{U}_P = [a_E^U U_E + a_W^U U_W + a_N^U U_N + a_S^U U_S + B^U] / a_P^U \quad (A3.35)$$

$$\hat{V}_P = [a_E^V V_E + a_W^V V_W + a_N^V V_N + a_S^V V_S + B^V] / a_P^V \quad (A3.36)$$

(8) Calcular os coeficientes para a equação da pressão (equações A3.25 a A3.34) e resolver a equação

$$a_P^P p_P = a_E^P p_E + a_W^P p_W + a_N^P p_N + a_S^P p_S + B^P \quad (A3.24)$$

(9) Tratar este campo de pressão como P^* e resolver as equações

$$a_P^U U_P^* = a_E^U U_E^* + a_W^U U_W^* + a_N^U U_N^* + a_S^U U_S^* - D^{Ur} [P_P^* - P_W^*] \quad (5.71)$$

$$a_P^V V_P^* = a_E^V V_E^* + a_W^V V_W^* + a_N^V V_N^* + a_S^V V_S^* - D^{Vr} [P_P^* - P_S^*] \quad (5.72)$$

(10) Calcular o termo de fonte de massa $B^{P'}$ através da equação

$$B^{P'} = \Delta Y \Delta Z (\rho_e U_E^* - \rho_w U_P^*) + \Delta X \Delta Z (\rho_n V_N^* - \rho_s V_P^*) + \Delta X \Delta Y [(\rho W)_P - (\rho W)_{UP}] \quad (A3.45)$$

da equação de correção de pressão p' e resolver a equação abaixo, obtendo p'

$$a_P^p p_P' = a_E^p p_E' + a_W^p p_W' + a_N^p p_N' + a_S^p p_S' - B^p \quad (A3.44)$$

(11) Corrigir os campos de velocidades U e V por meio de

$$\dot{U}_P = U_P^* - d_w (p_P' - p_W') \quad (A3.46)$$

$$V_P = V_P^* - d_s (p_P' - p_S') \quad (A3.47)$$

(12) Para escoamento turbulento, resolver as equações de conservação de energia cinética turbulenta e da dissipação da energia cinética turbulenta

$$a_P^{\kappa} \kappa_P = a_E^{\kappa} \kappa_E + a_W^{\kappa} \kappa_W + a_N^{\kappa} \kappa_N + a_S^{\kappa} \kappa_S + B^{\kappa}$$

$$a_P^{\epsilon} \epsilon_P = a_E^{\epsilon} \epsilon_E + a_W^{\epsilon} \epsilon_W + a_N^{\epsilon} \epsilon_N + a_S^{\epsilon} \epsilon_S + B^{\epsilon}$$

(13) Verificar a convergência através do balanço de massa local e do balanço global. Caso não tenha sido obtida a convergência, retornar para (2) e iterar. Isto se verifica por causa da não linearidade nos coeficientes da equação de conservação da massa e da quantidade de movimento e também por causa do acoplamento com a pressão p e dp/dZ .

(14) Após a convergência do campo de velocidade e pressão, resolver a equação de conservação de energia até obter a convergência

$$a_P^T T_P = a_E^T T_E + a_W^T T_W + a_N^T T_N + a_S^T T_S + B^T$$

(15) Armazenar o valor de todas as variáveis que estão sendo resolvidas e da densidade (caso não seja constante) para posterior utilização no cálculo dos coeficientes de discretização para o próximo plano

- (16) Avançar para um novo plano, retornando ao passo (2), utilizando-se as variáveis armazenadas para o cálculo a montante de uma célula.

5.8 – Validação do Algoritmo Numérico

Com o intuito de se qualificar o algoritmo de simulação implementado, precederam-se vários testes, obtendo-se a solução de escoamentos já estudados, numérica ou experimentalmente, e cuja solução está disponível na literatura. Estes testes foram realizados à medida que o algoritmo ia sendo implementado, bem como, após o mesmo estar completo. Analisou-se o desenvolvimento do escoamento laminar em um duto de seção quadrada com paredes rígidas fixas e com a parede superior móvel, obtendo-se excelentes resultados em relação aos dados disponíveis na literatura. Estes testes são apresentados no APÊNDICE IV e serviram para validar a implementação do algoritmo para a solução de equações de conservação tri-dimensionais parabólicas.

Para validação do modelo de turbulência a ser utilizado no presente trabalho, resolveu-se o desenvolvimento do escoamento turbulento em um duto de seção quadrada e comparou-se a solução com resultados numéricos e experimentais disponíveis na literatura (ver APÊNDICE IV).

Os resultados obtidos pelo modelo $\kappa - \epsilon$ foram bastante razoáveis, principalmente na entrada do domínio. No entanto o modelo foi incapaz de detectar o escoamento secundário existente na região de escoamento desenvolvido, o qual induz alterações no perfil de velocidade axial. A inabilidade do modelo $\kappa - \epsilon$ de reproduzir este escoamento secundário já era esperada de acordo com Rodi [25]. Por este motivo implementou-se o modelo algébrico de Reynolds.

Os resultados obtidos com o modelo algébrico de tensões de Reynolds não apresentaram melhorias significativas em relação aos resultados previstos pelo modelo $\kappa - \epsilon$ padrão. A razão para isto está relacionada com as grandes simplificações introduzidas no modelo algébrico de tensões de Reynolds implementado.

Para ser capaz de prever o escoamento secundário da região de escoamento desenvolvido em um duto de seção quadrada é preciso utilizar uma versão do modelo de tensões de Reynolds mais sofisticada. No entanto, de acordo com Hartnet et al. [38], a intensidade destes escoamentos secundários diminui quando a razão de aspecto do duto cresce. Como no presente trabalho o escoamento de interesse é em um duto com grande razão de aspecto, espera-se que os efeitos de escoamentos secundários induzidos até a região desenvolvida sejam minimizados pela presença dos termos de inércia e pressão do escoamento espiralado a ser estudado. Por este motivo, optou-se por utilizar o modelo $\kappa - \epsilon$ padrão, pois o mesmo requer menos espaço de memória, menor esforço computacional e apresenta resultados bastante satisfatórios.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS DE QUEDA DE PRESSÃO

Os resultados de variação de pressão ao longo da seção de testes aqui apresentados foram determinados seguindo os procedimentos descritos no capítulo 3. Estes resultados, em conjunto com os resultados obtidos para a transferência de massa e calor, podem ser utilizados para uma análise de desempenho da configuração estudada.

A distribuição de pressão na direção axial fornece também informações úteis para a caracterização do escoamento, através da identificação da região de desenvolvimento. Os efeitos do escoamento espiralado sobre o campo de pressão podem ser avaliados pela análise da variação transversal da pressão medida.

6.1- Qualificação da Bancada Experimental.

Com o propósito de se qualificar o aparato experimental construído e também de proceder análises comparativas, os resultados de fator de atrito obtidos para o escoamento desenvolvido na seção de testes, sem a presença da seção geradora de escoamento espiralado (caso base), foram comparados com aqueles publicados por Maurer e Le-Tourneau [39]. Esta comparação é apresentada na Figura 6.1. Como se pode verificar na Figura, os resultados obtidos concordam bastante bem com os resultados publicados para os valores de número de Reynolds investigados, dentro das faixas de incerteza experimental estimadas.¹ É interessante mencionar que para a obtenção da boa concordância dos resultados apresentados na Figura 6.1, foi necessária a instalação de um bocal difusor na seção de saída do duto retangular, dentro da câmara cilíndrica, conforme descrito no Capítulo 2. Os valores obtidos sem a utilização deste bocal eram da ordem de 15%

¹ Representadas pelas barras verticais

acima dos resultados obtidos por Maurer e LeTourneau [39], provavelmente devido a perturbações decorrentes da expansão abrupta na saída do duto.

A tabela 6.1 foi preparada com o intuito de fornecer informações mais detalhadas sobre a comparação apresentada na Figura 6.1. Nesta tabela estão apresentados os fatores de atrito calculados a partir das medições do presente trabalho, f_1 , para cada valor do número de Reynolds investigado. Estes valores são comparados com os resultados de Maurer e LeTourneau, para os mesmos valores de Reynolds. De modo a permitir esta comparação, procedeu-se uma regressão pelo método dos mínimos quadrados nos resultados referenciados acima [39], obtendo-se

$$f_2 = 0,2925 Re^{-0,2454} \quad (6.1)$$

A tabela 6.1 apresenta ainda a diferença percentual entre os valores medidos e aqueles prescritos pela equação (6.1), bem como as incertezas experimentais estimadas para cada experimento.

Os resultados do presente trabalho referentes ao fator de atrito para o escoamento desenvolvido podem ser representados pela expressão

$$f_1 = 0,3672 Re^{-0,2664} \quad (6.2)$$

obtida também pelo método dos mínimos quadrados. Tanto a equação (6.1) quanto a equação (6.2) são válidas para $5 \times 10^3 \leq Re < 5 \times 10^4$.

Baseado nos resultados apresentados, o aparato experimental construído foi considerado satisfatório.

6.2- Distribuição Transversal de Pressão.

Devido à natureza do escoamento espiralado na entrada do duto retangular, é esperada a presença de uma variação transversal da pressão estática. Com o objetivo

Tabela 6.1

Fator de Atrito - Caso Base				
(1) → Presente trabalho				
(2) → Maurer & LeTourneau [39]				
Re	f_1	f_2	$\Delta f(\%)$	Inc(%)
7740	0,0342	0,0325	-5,2	7,9
11176	0,0289	0,0297	2,6	4,0
11211	0,0311	0,0297	-4,7	4,1
11309	0,0294	0,0296	0,8	3,9
14559	0,0296	0,0278	-6,1	3,8
16781	0,0277	0,0269	-2,8	7,5
18478	0,0276	0,0263	-5,1	7,8
22200	0,0257	0,0251	-2,2	6,1
24708	0,0255	0,0245	-4,1	3,5
25055	0,0244	0,0244	-0,1	7,1
25190	0,0244	0,0243	-0,3	7,1
29713	0,0241	0,0234	-3,3	3,5
32652	0,0230	0,0228	-0,8	5,1
34960	0,0225	0,0225	0,0	4,9
36771	0,0217	0,0222	2,3	4,9
36989	0,0216	0,0222	2,3	4,9
37764	0,0220	0,0220	0,3	4,9
37808	0,0222	0,0220	-0,6	4,9
38549	0,0213	0,0219	2,9	4,9

de quantificar a magnitude desta variação de pressão, foram realizados experimentos utilizando as tomadas de pressão montadas transversalmente à direção do escoamento, conforme descrito no Capítulo 2.

As Figuras 6.2, 6.3 e 6.4, apresentam os resultados obtidos para os valores de P/D iguais a 22,0; 10,3 e 4,4, respectivamente. Nestas Figuras são apresentados resultados para os três valores do número de Reynolds investigados, 1×10^4 , 2×10^4 e 3×10^4 , para as posições axiais adimensionais Z/D_h indicadas. A pressão é apresentada, normalizada pela pressão média em cada posição axial.

Uma observação das Figuras mostra que a variação transversal da pressão estática é desprezível. Deve-se notar que, mesmo para a situação mais crítica ($Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$) apresentada na Figura 6.4, as variações máximas de pressão

Figura 6.2 - Distribuição Transversal de Pressão para $P/D = 22,0$

Figura 6.3 – Distribuição Transversal de Pressão para $P/D = 10,3$

Figura 6.4 - Distribuição Transversal de Pressão para $P/D = 4,4$

transversal são da ordem de 0,1%.

Estes resultados obtidos justificam a medição da distribuição de pressão axial através de tomadas de pressão localizadas ao longo da linha de simetria do duto, conforme descrito no Capítulo 2.

6.3- Distribuição Axial de Pressão - Região de Entrada.

As Figuras 6.5 a 6.7 apresentam as distribuições da pressão estática medidas ao longo da seção de teste, comparando os resultados obtidos para o caso base, com aqueles obtidos para as três relações de passo/diâmetro utilizadas na seção geradora do escoamento espiralado. Os números de Reynolds investigados foram 1×10^4 , 2×10^4 e 3×10^4 .

Uma observação geral das Figuras revela um comportamento da distribuição de pressão característico em dutos, isto é, uma variação de pressão mais acentuada na região de entrada, seguida de uma variação linear da pressão, indicando que o escoamento atingiu o regime hidrodinamicamente desenvolvido. O desenvolvimento do escoamento para todas as configurações estudadas é uma indicação que o escoamento espiralado se dissipou na região final do duto. Também como esperado, pode-se notar que, para cada valor do número de Reynolds, as inclinações das curvas de pressão na região desenvolvida são idênticas.

Para cada valor do número de Reynolds, nota-se uma significativa queda no nível de pressão dentro do canal em relação ao caso base, à medida que a intensidade do escoamento espiralado é aumentada. Isto se deve à perda de pressão devido à seção geradora do escoamento espiralado.

Uma análise mais detalhada do comportamento da pressão na região de entrada do canal, auxilia na interpretação dos efeitos do escoamento espiralado. Quando o escoamento espiralado não está presente (caso base), a pressão apresenta um forte aumento, seguido de uma queda mais suave, caracterizando a presença de uma região de separação

Figura 6.5 - Desenvolvimento da Pressão Média para $Re=1 \times 10^4$

Figura 6.6 – Desenvolvimento da Pressão Média para $Re=2 \times 10^4$

Figura 6.7 - Desenvolvimento da Pressão Média para $Re=3 \times 10^4$

e recolamento do escoamento na entrada do duto. Pode-se observar que a presença da componente tangencial de velocidade do escoamento espiralado atua no sentido de atenuar o efeito da recuperação de pressão verificado no caso base. Uma explicação para este comportamento deve levar em consideração o fato que a transição do escoamento dos tubos da seção geradora do escoamento espiralado para a geometria retangular da seção de testes está associada com um aumento da área de escoamento da ordem de 30%. Este aumento de área produz um aumento na pressão do escoamento, acarretando um gradiente adverso de pressão na região de entrada. Seria razoável esperar-se uma região de escoamento reverso com recuperação de pressão. De fato, este comportamento é verificado para a menor relação passo/diâmetro, ou seja, menor intensidade do escoamento espiralado.

À medida que o escoamento espiralado é intensificado, os perfis axiais de velocidade desenvolvem gradientes mais acentuados junto à parede, nas regiões onde o escoamento espiralado é dirigido contra as paredes horizontais do duto. Estas formas de perfis de velocidade são mais “resistentes” ao gradiente adverso de pressão, atenuando a região de recirculação e o efeito de recuperação de pressão. Os resultados numéricos para os perfis axiais de velocidade apresentados no Capítulo 8 corroboram esta explicação. Deve ser ressaltado que, conforme descrito no Capítulo 2, a primeira tomada de pressão estática está situada a 10 mm do plano de entrada da seção de testes. Por esta razão não foi possível determinar o comportamento da pressão para posições axiais anteriores à primeira tomada de pressão.

A determinação do comprimento de desenvolvimento do escoamento para as configurações estudadas, baseadas nos resultados apresentados nas Figuras 6.5 a 6.7 produziria elevados níveis de incerteza, devido à dificuldade na identificação do ponto a partir do qual a distribuição se torna linear. Por esta razão não são apresentados resultados para o comprimento de entrada. No entanto pode-se verificar, qualitativamente, a partir das Figuras, que o comprimento de desenvolvimento aumenta com o aumento da intensidade do escoamento espiralado.

No APÊNDICE V estão apresentadas as Tabelas, numeradas de 1 a 16, contendo os valores das medições realizadas, valores estes que permitiram traçar os gráficos apresentados acima.

CAPÍTULO 7

RESULTADOS DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com as experiências de transferência de massa realizadas, utilizando-se a técnica de sublimação de naftaleno para a determinação dos coeficientes de transporte médios e locais.

A apresentação está estruturada em seis partes. A primeira visa qualificar a bancada experimental através da comparação com dados da literatura. A segunda e terceira partes apresentam, respectivamente, os resultados médios e locais de transferência de massa. Os resultados dos experimentos de visualização do escoamento são apresentados na sequência, enquanto que na quinta parte a analogia entre os processos de transferência de massa e calor é empregada para possibilitar a utilização dos resultados deste trabalho em problemas de transferência de calor. Finalmente, é apresentada uma análise de desempenho da configuração estudada.

7.1 - Qualificação da Bancada e dos Procedimentos Experimentais

A bancada de ensaios e os procedimentos experimentais utilizados foram qualificados através da comparação dos resultados obtidos com dados disponíveis na literatura. Para isto foram realizados experimentos sem a utilização da seção geradora do escoamento espiralado (caso base), sendo os resultados obtidos comparados com aqueles apresentados por Sparrow e Cur [40]. Deve ser ressaltado que o trabalho de Sparrow e Cur [40], aparentemente, é o único que apresenta resultados locais de transferência de massa ou calor na região de entrada de dutos de elevada razão de aspecto. No entanto, a comparação a ser apresentada em seguida deve ser vista com ressalvas, uma vez que a razão de aspecto apresentada no trabalho citado é cerca de duas vezes superior à utilizada no presente trabalho.

A Figura 7.1 apresenta a comparação mencionada anteriormente para os três valores do número de Reynolds investigados. Nesta Figura, os valores médios transversais do número de Sherwood, $\overline{Sh}(Z)$, são apresentados em função da coordenada axial adimensionalizada, Z/D_h . Para evitar a superposição dos resultados, a origem das ordenadas de cada gráfico foi deslocada verticalmente. As setas na Figura indicam a escala correspondente a cada gráfico.

Como pode ser observado na Figura, a concordância entre os resultados do presente trabalho com aqueles apresentados por Sparrow e Cur [40] é excelente na região desenvolvida. Na região de desenvolvimento a concordância entre os resultados também pode ser considerada muito boa, com as pequenas discrepâncias verificadas sendo atribuídas à diferente razão de aspecto dos dois trabalhos. A influência da razão de aspecto do canal no desenvolvimento dos coeficientes médios transversais de troca de massa pode ser racionalizada com base no trabalho de Hartnett et al [38], o qual demonstra a existência de uma sensibilidade da região de desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento a variações deste parâmetro geométrico.

A Figura 7.1 ainda apresenta os resultados para os números de Sherwood obtidos através da pesagem de cada cassete que compõe a parede ativa da seção de testes. Como pode ser verificado, estes resultados concordam perfeitamente com os valores médios transversais obtidos a partir das medições locais efetuadas na mesa de coordenadas, o que atesta a qualidade das técnicas de medição utilizadas.

O procedimento experimental utilizado nas medidas locais de transferência de massa, cujos resultados são apresentados a seguir, incorpora uma verificação da qualidade das medidas realizadas. Assim, cada conjunto de medidas locais sobre a superfície de um cassete era integrada ao longo da área e comparada com os resultados de pesagem do cassete. Uma comparação entre os resultados locais integrados e os obtidos por pesagem é apresentada nas Tabelas 7.1 a 7.3, para números de Reynolds iguais a

Figura 7.1 - Desenvolvimento Axial de $\overline{Sh}(Z)$ - Caso Base

Tabela 7.1

Valores Globais de Sh												
Sh _b → Valores obtidos por pesagem												
Sh _m → Valores obtidos por integração dos valores locais												
Re $\approx 1 \times 10^4$												
P/D	Casobase			22,0			10,3			4,4		
Cassete	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$
1	126,8	121,8	4,0	111,3	110,0	1,2	129,6	133,3	-2,8	161,4	165,3	-2,4
2	71,8	72,0	-0,4	77,7	77,0	0,7	74,7	77,5	-3,8	95,3	87,8	7,8
3	60,0	62,1	-3,4	65,5	64,4	1,8	59,2	58,3	1,4	76,9	72,8	5,3
4	59,1	57,6	2,5	59,0	56,5	4,2	53,0	55,0	-3,7	68,5	65,5	4,4
5	54,7	54,7	0,0	54,7	52,3	4,4	49,7	52,3	-5,3	63,9	60,9	4,8
6	53,6	54,5	-1,8	52,5	52,8	-0,6	48,3	45,9	5,0	60,3	59,9	0,6
7	52,2	51,7	0,9	50,4	49,5	1,8	46,5	45,0	3,1	56,1	55,7	0,7
8	52,5	50,1	4,5	50,5	50,9	-0,8	46,0	48,0	-4,4	53,7	55,8	-3,8
9	51,8	50,6	2,4	50,4	49,5	1,8	44,4	46,7	-5,1	52,0	51,5	1,0
10	52,2	51,3	1,9	49,9	50,6	-1,4	44,9	45,5	-1,4	50,1	47,7	4,9

1×10^4 , 2×10^4 e 3×10^4 .

Nestas Tabelas são apresentadas as diferenças percentuais entre os resultados obtidos empregando-se os dois métodos. Como pode ser verificado a partir das Tabelas, as diferenças são da ordem de 2,5%, com um valor máximo de 6%.

A tabela 7.4 apresenta os valores das incertezas experimentais estimadas para as medidas dos números de Sherwood médios obtidos por pesagem. A tabela 7.5 apresenta uma distribuição das incertezas experimentais para as medidas locais do número de Sherwood para um cassete típico ($Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$). Nesta tabela “i\k” corresponde ao ponto nodal (i,k), o qual está associado a uma determinada posição (X,Z) ao longo da superfície ativa. Essas incertezas foram calculadas por meio dos procedimentos descritos no Capítulo 4. Como pode ser verificado, os níveis de incerteza são aceitáveis.

Tabela 7.2

Valores Globais de Sh												
Sh _b → Valores obtidos por pesagem												
Sh _m → Valores obtidos por integração dos valores locais												
Re $\approx 2 \times 10^4$												
P/D	Casobase			22, 0			10, 3			4, 4		
Cassete	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$
1	210,8	204,7	2,9	199,0	197,1	1,0	217,2	214,1	1,4	255,6	257,7	-0,8
2	129,3	128,6	0,6	126,4	131,1	-3,7	128,1	131,6	-2,7	157,1	156,3	0,5
3	110,6	106,7	3,5	104,4	110,3	-5,7	101,0	101,2	-0,2	128,7	128,9	-0,1
4	92,8	90,3	2,8	92,8	92,1	0,7	87,1	85,0	2,4	115,5	114,1	1,2
5	89,4	87,9	1,7	88,7	83,6	5,8	81,8	83,6	-2,3	107,4	106,3	1,0
6	88,2	86,0	2,5	88,8	83,5	6,0	78,9	76,9	2,6	100,9	97,4	3,5
7	86,3	85,2	1,3	90,1	88,0	2,3	76,4	76,2	0,3	96,8	94,4	2,5
8	86,1	86,6	-0,6	94,0	91,0	3,3	77,3	76,5	1,0	95,2	91,6	3,8
9	85,8	85,1	0,8	93,8	92,0	2,0	77,1	79,1	-2,7	95,3	94,4	1,0
10	85,9	87,4	-1,8	94,7	89,9	5,1	80,1	81,3	-1,6	95,9	100,4	-4,7

Tabela 7.3

Valores Globais de Sh												
Sh _b → Valores obtidos por pesagem												
Sh _m → Valores obtidos por integração dos valores locais												
Re $\approx 3 \times 10^4$												
P/D	Casobase			22, 0			10, 3			4, 4		
Cassete	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$	Sh _b	Sh _m	$\Delta Sh(\%)$
1	275,0	275,0	0,0	263,9	265,1	-0,5	281,6	273,6	2,8	339,0	336,8	0,6
2	169,7	168,5	0,7	172,9	174,1	-0,7	172,5	174,6	-1,2	210,5	219,4	-4,2
3	149,6	149,8	-0,1	149,3	144,7	3,1	137,4	133,7	2,7	178,9	175,2	2,1
4	140,1	139,4	0,5	138,1	132,6	4,0	120,1	120,6	-0,4	164,9	154,3	6,4
5	135,8	133,7	1,6	134,0	127,2	5,1	113,1	109,1	3,5	153,4	153,3	0,1
6	134,1	134,0	0,1	133,9	126,7	5,3	106,0	104,8	1,1	148,2	148,4	-0,2
7	131,0	131,7	-0,5	135,7	131,4	3,2	104,0	102,9	1,0	145,8	147,5	-1,1
8	129,5	126,3	2,5	135,7	130,3	4,0	106,7	100,9	5,4	143,8	142,4	1,0
9	128,1	128,0	0,1	136,6	129,8	4,9	109,8	105,8	3,6	145,1	138,3	4,7
10	131,1	131,8	-0,5	133,6	129,7	2,9	114,6	113,4	1,0	142,1	138,8	2,3

Tabela 7.4

Incerteza nos Valores de Sh Obtidos por Pesagem				
$\frac{P}{D}$	Caso base	22,0	10,3	4,4
Re = 1×10^4				
Re	10.424	10.281	10.324	10.163
Inc Re(%)	6,7	5,7	5,8	5,5
Cassete	Inc em Sh(%)			
1	7,5	7,6	9,8	5,0
2	7,6	7,7	10,0	5,0
3	7,6	7,8	10,0	5,0
4	7,7	7,8	10,1	5,0
5	7,7	7,8	10,2	5,1
6	7,8	7,9	10,2	5,1
7	7,8	7,9	10,3	5,1
8	7,9	8,0	10,3	5,1
9	7,9	8,0	10,4	5,1
10	8,0	8,0	10,4	5,2
Re = 2×10^4				
Re	20.810	20.237	20.660	20.641
Inc Re(%)	2,9	4,6	4,9	5,0
Cassete	Inc em Sh(%)			
1	4,6	7,9	5,5	5,2
2	4,6	7,9	5,5	5,2
3	4,6	8,0	5,6	5,2
4	3,7	8,0	5,6	5,3
5	3,7	8,1	5,6	5,3
6	3,7	8,1	5,6	5,3
7	3,8	8,1	5,6	5,3
8	3,8	8,2	5,7	5,3
9	3,8	8,2	5,7	5,4
10	3,8	8,4	5,7	5,4
Re = 3×10^4				
Re	30.020	30.379	30.698	30.623
Inc Re(%)	7,7	7,6	7,6	7,6
Cassete	Inc em Sh(%)			
1	8,2	6,9	7,6	4,9
2	8,2	6,9	7,7	5,0
3	8,3	6,9	7,7	5,0
4	8,3	7,0	7,7	5,0
5	8,4	7,0	7,8	5,0
6	8,4	7,0	7,8	5,0
7	8,5	7,1	7,8	5,0
8	8,5	7,1	7,9	5,1
9	8,6	7,1	7,9	5,1
10	8,6	7,2	7,9	5,1

Tabela 7.5

Distribuição de Incertezas - Cassete nº 4 [%]									
$Re \approx 3 \times 10^4$; $P/D = 4,4$									
$i \backslash k$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	5,22	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23
2	5,23	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24
3	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24
4	5,23	5,22	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
5	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
6	5,22	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24
7	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
8	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
9	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24
10	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24	5,24
11	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
12	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24
13	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24
14	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
15	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
16	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
17	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
18	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
19	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24	5,24	5,25
20	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24
21	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,24	5,24	5,24
22	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
23	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,24	5,23	5,23	5,24
24	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
25	5,23	5,23	5,23	5,23	5,25	5,23	5,23	5,24	5,24
26	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,23	5,24	5,24
27	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24
28	5,22	5,22	5,22	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23	5,23

Diante dos resultados apresentados, a bancada de testes e os procedimentos experimentais utilizados foram considerados adequados.

7.2 - Valores Médios Transversais do Número de Sherwood

As Figuras 7.2, 7.3 e 7.4 apresentam uma comparação entre os valores médios transversais dos números de Sherwood para as três configurações da seção geradora do escoamento espiralado ($P/D = 22, 0; 10, 3$ e $4, 4$) com os valores médios transversais do número de Sh , obtidos para o caso base, para os três valores de Reynolds investigados ($Re = 1 \times 10^4, 2 \times 10^4$ e 3×10^4). Para evitar superposição dos dados para as diferentes relações de passo/diâmetro, as origens das ordenadas dos gráficos estão deslocadas, como indicado nas Figuras pelas pequenas setas.

Pode-se observar nas Figuras, para todas as configurações e números de Reynolds investigados, que a introdução das fitas torcidas no interior dos tubos da seção geradora do escoamento espiralado, não altera, qualitativamente, o comportamento da distribuição do número de Sherwood, em relação àqueles apresentados para o caso base, o qual também foi analisado no trabalho desenvolvido por Sparrow e Cur [40]. Este é um fato interessante, uma vez que as condições de fluxo na entrada do duto retangular para o caso base e para as outras configurações são totalmente distintas. A presença de um pico na distribuição dos valores médios transversais do número de Sherwood é uma indicação de que apesar da interação entre os pares de vórtices desde o início da região de entrada, existe a ocorrência da separação do escoamento com o conseqüente aparecimento do ponto de recolamento, cujo valor adimensional de Z/D_h é aquele correspondente ao valor máximo atingido pelo número de Sherwood médio transversal.

Nas mesmas Figuras pode-se observar ainda que, em geral, a despeito da condição de escoamento espiralado na entrada do duto retangular, os números de Sherwood médios transversais resultantes são surpreendentemente baixos, especialmente se levarmos em conta as altas taxas de aumento de troca de calor obtidas por Sparrow e Chaboki [12], para geometrias circulares, com escoamentos espiralados. Somente para o conjunto de fitas de passo mais apertados ($P/D = 4, 4$) conseguiu-se obter aumentos da ordem

de 20 a 30 por cento e, ainda assim, limitados a uma região próxima à seção de entrada do duto. Estes efeitos são mais pronunciados para os números de Reynolds mais elevados. Já a partir de um comprimento de seção de teste equivalente a aproximadamente oito diâmetros hidráulicos, os valores obtidos para o número de Sherwood, para todos os casos de condição de entrada com escoamento espiralado, tendem para os valores terminais de $\overline{Sh}$ do escoamento referente ao caso base desenvolvido. Esta estabilização da magnitude do número de Sherwood indica que o escoamento tangencial imposto na seção de entrada decaiu totalmente a partir deste ponto.

Um outro ponto que deve ser notado, é o fato do valor médio transversal de Sherwood ser inferior àquele obtido para o caso base, para posições axiais entre cinco e vinte diâmetros hidráulicos, para as relações de passo/diâmetro iguais a 10,3 e 22,0, observada para os três valores de número de Reynolds. Esta tendência fica bastante evidente para $P/D = 10,3$ e $Re = 3 \times 10^4$. Diante deste resultado inesperado, os experimentos para a configuração representada por $P/D = 10,3$ e $Re = 3 \times 10^4$, foram repetidos utilizando-se as duas técnicas de medição, ou seja, mapeamento na mesa de coordenadas e pesagem na balança. Os resultados obtidos confirmaram o comportamento descrito anteriormente.

Experimentos de visualização do escoamento foram efetuados com o objetivo de tentar identificar alguma alteração na estrutura do escoamento que justificasse tal comportamento do número de Sherwood médio transversal. Apesar de ter sido possível notar alguma modificação na estrutura do escoamento, um estudo mais detalhado é necessário para permitir um melhor entendimento do fenômeno.

7.3 - Valores Locais do Número de Sherwood

Ainda que a distribuição dos valores médios transversais do número de Sherwood seja de grande valia para fins de projeto, estas não revelam informações sobre características importantes do escoamento. Em contrapartida, o conhecimento da distribuição

dos valores locais de Sherwood fornece uma visão detalhada do escoamento; permitindo a observação dos pontos da superfície ativa, onde as taxas de transferência de massa são máximas ou mínimas.

Os valores locais do número de Sherwood serão apresentados em duas formas, quais sejam, Sh_{xz}/Sh_{des} e $Sh_{xz}/\overline{Sh}_b(Z)$, onde Sh_{des} e $\overline{Sh}_b(Z)$ representam, respectivamente, para cada número de Reynolds, o valor medido do número de Sherwood desenvolvido e o valor médio transversal do número de Sherwood para o caso base, para cada posição axial do duto, Z/D_h .

A apresentação em termos de $Sh_{xz}/\overline{Sh}_b(Z)$ mostra as variações locais produzidas pela presença do escoamento espiralado em relação ao caso base, ou seja, à situação onde a seção geradora do escoamento espiralado não está presente.

Esta apresentação, apesar de ser útil para uma avaliação do desempenho da configuração estudada como mostrado no item 7.6, não permite a comparação dos valores do número de Sherwood local para posições axiais distintas, uma vez que os valores do número de Sherwood para o caso base variam ao longo do duto. Esta comparação é possível com a apresentação na forma Sh_{xz}/Sh_{des} , visto que para cada número de Reynolds, Sh_{des} é um valor constante.

As Figuras 7.5 a 7.13 apresentam os valores locais do número de Sherwood normalizados pelo número de Sherwood desenvolvido, Sh_{des} , para os três valores da intensidade do escoamento espiralado e número de Reynolds investigados. Em cada Figura são apresentados perfis de número de Sherwood local para algumas posições axiais, Z/D_h , representativas. Os valores correspondentes a estas posições estão indicados na Tabela 7.6.

Os valores medidos de Sherwood local usados na construção destas Figuras estão apresentados no APÊNDICE VI, para as mesmas posições axiais, na forma de Tabelas, numeradas de 1 a 15.

Uma análise da Figura 7.7, para o caso $Re = 1 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$, mostra que a condição de escoamento espiralado na entrada do duto retangular produz valores do

Tabela 7.6

Posições Axiais Adimensionais Apresentadas nas Figuras 7.5 a 7.13 e 7.19 a 7.27			
Posição	Z/D_h	Posição	Z/D_h
1	0,2	8	3,0
2	0,3	9	3,4
3	0,4	10	5,2
4	0,5	11	6,6
5	0,6	12	8,8
6	1,0	13	12,7
7	1,8	14	16,7

número de Sherwood local bastante elevados para certas posições transversais na região de entrada. Nestas posições, os valores de Sh_{xz} são da ordem de 3 a 9 vezes superiores aos valores desenvolvidos. Nota-se que os valores locais do número de Sherwood apresentam regiões de valores máximos onde os conjuntos de pares de vórtices imposto ao escoamento, girando em sentidos opostos, dois a dois, transportam fluido ainda isento de naftaleno da parte inferior do duto (parede inativa) em direção à parede ativa. Este transporte aumenta os gradientes de concentração de vapor de naftaleno no ar junto à parede ativa, produzindo a elevação localizada na troca de massa. Esta observação pode ser verificada ao se relacionar a posição transversal das regiões de Sherwood local máximas com a representação esquemática dos vórtices produzidos pela seção geradora de escoamento espiralado apresentada em escala na Figura.

A taxa de decaimento do escoamento espiralado pode ser observada, por exemplo, por uma análise da Figura 7.7 ($Re = 1 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$). A comparação entre os valores para as diversas posições axiais apresentadas na Figura mostra que os efeitos do escoamento espiralado decaem rapidamente. De fato, para uma posição axial localizada a 12,7 diâmetros hidráulicos da entrada do duto (posição 13), os valores máximos do número de Sherwood local são da ordem de apenas 10% superiores aos valores desenvolvidos. Um exame em conjunto das Figuras 7.5, 7.6 e 7.7 permite uma comparação da distribuição de Sh_{xz}/Sh_{de} para a mesma posição axial e $Re = 1 \times 10^4$, para os três

Figura 7.6 - Valores Locais do Número de Sherwood
 Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 1 \times 10^4$

Figura 7.9 - Valores Locais do Número de Sherwood
 Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 10,3$; $Re = 2 \times 10^4$

Figura 7.10 - Valores Locais do Número de Sherwood Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 2 \times 10^4$

Figura 7.11 - Valores Locais do Número de Sherwood
 Sh_{XZ}/Sh_{des} , $P/D = 22,0$; $Re = 3 \times 10^4$

valores de P/D . Pode-se notar que não existe uma diferença significativa do número de Sherwood local para os valores de P/D igual a 22,0 e 10,3 (Figuras 7.5 e 7.6, respectivamente). As maiores diferenças surgem quando se utiliza a relação de passo/diâmetro, $P/D = 4,4$.

O comportamento das distribuições de Sh_{xz}/Sh_{des} para outros valores do número de Reynolds são apresentados nas Figuras 7.8 a 7.10 (para $Re = 2 \times 10^4$) e 7.11 a 7.13 (para $Re = 3 \times 10^4$). Como pode ser observado nas Figuras, as características descritas com relação aos resultados referentes a $Re = 1 \times 10^4$ estão também presentes para os valores de Reynolds iguais a 2×10^4 e 3×10^4 .

Os resultados de transferência de massa apresentados mostram que, apesar do rápido decaimento dos efeitos do escoamento espiralado, a configuração estudada poderia ser empregada quando fossem necessárias altas taxas de trocas em regiões específicas, como no caso do resfriamento localizado de componentes eletrônicos situados em um canal formado por placas de circuito impresso.

7.4 - Visualização do Escoamento

Algumas informações qualitativas sobre a estrutura do escoamento foram obtidas a partir da realização de experimentos de visualização. Para isto foi utilizada a técnica de óleo com pó de grafite. Nesta técnica, uma mistura de óleo com pó de grafite é espalhada uniformemente sobre a superfície a ser estudada. A ação do escoamento sobre o filme de óleo faz aparecerem as características do escoamento junto à superfície estudada. Em nosso caso particular, a superfície inferior da seção de teste foi forrada com papel "contact" branco para aumentar o contraste e pintada com a mistura óleo e pó de grafite. Os padrões obtidos foram fotografados e alguns resultados representativos são apresentados nas Figuras 7.14 a 7.18.

Na interpretação deste tipo de visualização, as regiões claras representam altas taxas de cisalhamento, correspondendo a regiões de elevados coeficientes de troca de

massa. Por outro lado, regiões escuras representam zonas de baixas taxas de cisalhamento, podendo representar zonas de separação do escoamento.

A Figura 7.14 apresenta o resultado da visualização do escoamento para o caso base, com número de Reynolds igual a 2×10^4 . O sentido do escoamento nesta Figura é da esquerda para a direita. Na parte superior da fotografia existe uma escala graduada em diâmetros hidráulicos, cuja origem coincide com o plano de entrada do duto. A característica mais marcante da fotografia é a presença de uma região de separação do escoamento na entrada do duto. Esta região representada por uma faixa vertical preta se estende até a posição axial $Z/D_h \simeq 0,5$. Neste ponto pode ser notada uma linha vertical clara que representa a região de recolamento do escoamento. A partir deste ponto, o escoamento axial predomina como esperado. É interessante observar que a região de recolamento coincide exatamente com a posição do pico verificado na distribuição axial do número de Sherwood apresentado na Figura 7.1. Pode-se notar nas partes inferior e superior da fotografia uma linha clara ligeiramente inclinada próxima à cada parede lateral do duto retangular. Estas linhas são a consequência da atuação de vórtices longitudinais que se desenvolvem junto às quinas do duto, sobre a superfície inferior. Este efeito foi documentado por Sparrow e Cur [40].

A Figura 7.15 apresenta os resultados para a configuração $P/D = 4,4$ e $Re = 2 \times 10^4$. Uma inspeção geral da fotografia mostra regiões com três tonalidades distintas, representando diferentes níveis de taxas de cisalhamento do escoamento. As linhas brancas horizontais de pequena espessura indicam regiões de altas taxas de cisalhamento, correspondendo a altas taxas de transferência de massa. Pode ser observado ainda, que estas linhas coincidem com o plano diametral vertical de cada tubo da seção geradora do escoamento espiralado, que por sua vez, coincide com o plano de saída das fitas torcidas.

Estas linhas brancas horizontais separam duas outras regiões de espessura da ordem do diâmetro de cada tubo da seção geradora do escoamento espiralado. Estas duas regiões apresentam tonalidades distintas, representando diferentes taxas de cisalhamento.

Figura 7.14 - Visualização do Escoamento - Caso Base, $Re = 2 \times 10^4$

Figura 7.15 - Visualização do Escoamento - $P/D = 4,4$, $Re = 2 \times 10^4$

to e transferência de massa do escoamento.

A linha branca horizontal está relacionada com regiões de elevadas velocidades axiais do escoamento, existentes no plano de saída dos tubos geradores do escoamento espiralado, junto à superfície das fitas torcidas. Estas ilhas de alta velocidade axial foram medidas por Smithberg e Landis [1] e atribuídas a escoamentos secundários resultantes do movimento helicoidal imposto ao fluido.

As regiões de tonalidade mais clara estão associadas ao movimento do fluido em direção à superfície de visualização, imposto pelos vórtices provenientes de dois tubos adjacentes. Por outro lado, as regiões mais escuras estão associadas com o movimento de fluido se afastando da parede inferior, também como resultado dos vórtices impostos. Ambas as regiões estão centradas ao longo de linhas que separam tubos adjacentes.

É importante notar que a visualização do escoamento foi feita na superfície inferior do duto, enquanto a parede ativa para as experiências de troca de massa era a superfície superior. Como o escoamento é periódico e o duto é simétrico em relação ao eixo horizontal, pode-se afirmar que o padrão de escoamento observado na superfície inferior é igual ao padrão do escoamento na superfície superior, porém deslocado transversalmente de meio diâmetro, ou seja, as regiões escuras na superfície inferior (fluido se afastando) correspondem a regiões claras na superfície superior (fluido se aproximando). As regiões de pico de velocidade axial (linhas brancas) ocorrem nas superfícies superior e inferior do plano diametral vertical em cada tubo, pois o escoamento secundário se direciona para as fitas alternadamente em cima e embaixo de cada lado das fitas geradoras, dentro de um mesmo tubo.

As conclusões tiradas destas experiências de visualização podem ser utilizadas para um melhor entendimento dos resultados obtidos para a distribuição de números de Sherwood locais apresentados nas Figuras 7.5 a 7.13. Observando a Figura 7.10, que corresponde à presente visualização ($P/D = 4,4$ e $Re = 2 \times 10^4$), pode-se notar que, realmente, os valores máximos de Sh_{xz}/Sh_{de} ocorrem nas regiões claras, quando o fluido se direciona para a parede ativa (regiões escuras na parede inferior). Os picos em

Sh_{xz}/Sh_{des} estão aproximadamente alinhados com as linhas de centro de cada tubo, o que corresponde a uma linha branca na visualização, do lado da fita onde a velocidade axial é máxima. Pode-se observar ainda, que na interseção de dois tubos, onde o escoamento é direcionado para a parede superior, ocorre um ponto de estagnação, induzindo a uma pequena diminuição localizada, no número de Sherwood. Os pontos de mínimo na distribuição de Sh_{xz}/Sh_{des} ocorrem nas regiões escuras da superfície superior (fluido se afastando da parede ativa), correspondentes às regiões claras na superfície inferior. Nestas regiões os picos na velocidade axial ocorrem próximo à superfície inferior. Pode-se observar uma simetria invertida na distribuição de Sh_{xz}/Sh_{des} em relação ao centro dos tubos geradores, devido aos picos alternados na velocidade axial. As posições com valores ainda elevados, mas inferiores aos valores máximos mencionados anteriormente (máximos secundários), ocorrem entre os pontos de mínimo na região escura da superfície superior.

As mesmas características descritas para a Figura 7.15, podem ser observadas na Figura 7.16, que corresponde à visualização para a configuração caracterizada por $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$. Para a configuração correspondente a $P/D = 10,3$ e $Re = 2 \times 10^4$ mostrada na Figura 7.17, as linhas brancas horizontais não estão tão bem definidas como nos casos mencionados anteriormente, mas ainda podem ser identificadas. Uma redução no número de Reynolds e na intensidade do escoamento espiralado ($Re = 1 \times 10^4$ e $P/D = 22,0$), Figura 7.18, praticamente não produz as regiões de altas taxas de cisalhamento representadas pelas linhas brancas. De fato, os resultados de Sherwood local correspondentes, Figura 7.5, também não apresentam grandes variações espaciais.

7.5 - Utilização dos Resultados para Transferência de Calor

Os resultados de transferência de massa aqui apresentados podem ser convertidos em resultados de transferência de calor, a partir da utilização da analogia entre estes

Figura 7.16 - Visualização do Escoamento - $P/D = 4,4$, $Re = 3 \times 10^4$

Figura 7.17 - Visualização do Escoamento - $P/D = 10,3$, $Re = 2 \times 10^4$

Figura 7.18 - Visualização do Escoamento - $P/D = 22,0$, $Re = 1 \times 10^4$

processos [21]. Assim, para as mesmas condições de fluxo e geometria do escoamento, os resultados aqui apresentados na forma do coeficiente adimensional de transferência de massa, número de Sherwood,

$$Sh = f(Re, Sc) \quad (7.1)$$

($Sc=2.5$ para o naftaleno), são prontamente convertidos para o coeficiente adimensional análogo de transferência de calor, número de Nusselt,

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (7.2)$$

Para fluidos em que $Pr=2.5$, os valores de Sh e Nu são totalmente intercambiáveis. Para outros valores do número de Prandtl, os resultados podem ser extrapolados pela seguinte equação

$$Nu = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n Sh \quad (7.3)$$

Esta equação tem sido utilizada com sucesso para correlacionar dados experimentais para uma grande variedade de escoamentos com convecção forçada. Para escoamentos interno turbulentos, é recomendado na literatura [21] o valor de $n = 0.4$.

Por esta razão as expressões *transferência de massa* e *transferência de calor* são intercambiáveis em todo texto apresentado neste trabalho.

7.6 - Análise de Desempenho

Como pode ser observado no item 7.3, obteve-se aumentos nos coeficientes locais de troca de massa até 9 vezes em relação aos valores apresentados para o escoamento desenvolvido em um duto retangular de grande razão de aspecto. No entanto, para se poder justificar a utilização de fitas torcidas para se obter aumentos nos coeficientes de troca térmica, ou troca de massa, é necessário proceder uma análise de desempenho térmico e hidrodinâmico da configuração em questão. Tal análise consiste em se estabelecer um escoamento como padrão e comparar os resultados obtidos de transferência de calor (ou massa) e de perda de carga do escoamento sob análise, em relação ao escoamento tomado como padrão.

Diversos tipos de análise de desempenho podem ser realizadas, dependendo da finalidade para a qual o dispositivo promotor de aumento nas taxas de transferência de calor (ou massa) se destina.

Para as situações nas quais a queda de pressão promovida pelo dispositivo promotor do aumento das taxas de troca é pequena, quando comparada com a perda de carga de outros componentes de sistemas que operam em série, a análise de desempenho deve ser para uma mesma vazão mássica. Por outro lado, nos casos em que o custo da potência de bombeamento é importante e a queda de pressão produzida pelo dispositivo promotor

de elevação dos coeficientes de troca é da mesma ordem de grandeza que a perda de carga nos demais componentes do sistema, torna-se mais conveniente realizar a análise de desempenho, fixando-se a potência de bombeamento consumida pelo escoamento em estudo e aquele tomado como padrão.

O escoamento tomado como base de comparação para a presente análise é o escoamento através de um duto retangular de grande razão de aspecto, correspondendo ao escoamento sem a seção geradora do escoamento espiralado, ou seja, o caso base.

A comparação de desempenho para a mesma vazão mássica é apresentada nas Figuras 7.19 a 7.27, para todos os valores da relação P/D e números de Reynolds investigados. Nestas Figuras, os valores do número de Sherwood local medidos são apresentados divididos pelos valores do número de Sherwood, na mesma posição axial do duto retangular, para o caso base.

Uma análise da distribuição desta razão de números de Sherwood, mostra diretamente o aumento (ou diminuição) nos coeficientes de transporte obtidos pela utilização do escoamento espiralado, para cada valor da vazão mássica (ou número de Reynolds).

Um exame das Figuras mostra que os maiores aumentos do número de Sherwood local em relação ao caso base acontecem para $Re = 1 \times 10^4$, na região de entrada do duto retangular. Para o caso de $P/D = 4,4$, aumentos da ordem de 300 a 800 por cento são verificados.

As potências de bombeamento, necessárias para a obtenção dos aumentos nos coeficientes de transferência de massa apresentados nas Figuras 7.19 a 7.27, podem ser determinadas através das distribuições de pressão apresentadas nas Figuras 6.5 a 6.7 do Capítulo 6, ou com mais detalhes nas Tabelas A5.1 a A5.12 do APÊNDICE V. Naquelas Tabelas é apresentado o valor da pressão manométrica em cada posição axial, o que permite o cálculo da potência de bombeamento desejado. Deve-se salientar no entanto, que estes resultados incluem a perda de carga produzida pela seção geradora do escoamento espiralado. Constatou-se em corridas experimentais adicionais realizadas, que os mesmos níveis de transferência de massa eram obtidos com apenas um único

passo de fita torcida na seção geradora. As fitas com vários passos de comprimento foram utilizadas nos experimentos para se garantir uma condição de escoamento bem determinada no plano de entrada da seção de testes. Desta forma, recomenda-se que as potências de bombeamento sejam calculadas a partir das Tabelas do APÊNDICE V, subtraindo-se das quedas de pressão apresentadas a perda produzida pelo comprimento de fita torcida em excesso a um único passo. As equações a serem utilizadas para este cálculo podem ser encontradas no trabalho de Smithberg e Landis [1].

A análise de desempenho para mesma potência de bombeamento é determinada a partir da imposição desta condição nos dois tipos de escoamento (espiralado e base). Esta análise no entanto, não é apresentada no presente trabalho, devido a impossibilidade de obter-se com a bancada experimental disponível, dados de queda de pressão e transferência de massa para a geometria referente ao caso base, para os elevados valores de número de Reynolds que a condição de mesma potência de bombeamento origina. Apesar de Hartnett e Kostic [41] apresentarem um estudo detalhado da transferência de calor em dutos retangulares, a faixa de número de Reynolds investigada não engloba os elevados números de Reynolds necessários para presente análise de desempenho. Portanto, junto com a limitação da bancada experimental utilizada, também não foi possível encontrar tais dados na literatura disponível.

Figura 7.26 - Valores Locais do Número de Sherwood $Sh_{xz}/\bar{Sh}_{(z)}$, $P/D = 10,3$; $Re = 3 \times 10^4$

Figura 7.27 - Valores Locais do Número de Sherwood $Sh_{xz}/\overline{Sh}_z$, $P/D = 4,4$; $Re = 3 \times 10^4$

CAPÍTULO 8

RESULTADOS NUMÉRICOS

Como foi salientado no capítulo 5, a simulação numérica do escoamento em estudo possibilita a obtenção de resultados para um grande número de pontos no campo de escoamento e justamente por este fato, permite uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos. Assim sendo, a simulação numérica constitui-se numa poderosa ferramenta para complementar os resultados experimentais, possibilitando ampliar a utilização dos mesmos.

Neste trabalho, utilizou-se os resultados experimentais de queda de pressão e transferência de massa como balizadores do programa numérico. Uma vez validada a simulação numérica, utilizou-se a mesma para analisar os campos de velocidade e de temperatura em todo domínio do campo de escoamento. A necessidade de se qualificar os resultados numéricos obtidos através dos resultados experimentais, se deve às hipóteses utilizadas no tratamento das equações governantes do escoamento (escoamento 3-D parabólico), às características isotrópicas do modelo de turbulência utilizado no desenvolvimento do algoritmo de simulação numérica (modelo $\kappa - \epsilon$), à utilização da "lei da parede" nas regiões próximas aos contornos sólidos, bem como ao modelo de discretização implementado no código computacional.

Os resultados adimensionais apresentados a seguir foram obtidos utilizando-se a mesma configuração de geometria empregada na seção de testes. Além disso, as condições de entrada e de contorno utilizadas são aquelas descritas no capítulo 5 e correspondem às condições de escoamento obtidas na saída da seção geradora do escoamento espiralado para os três conjuntos de fitas utilizados, caracterizadas pelas relações de passo $P/D = 4,4$; $10,3$; e $22,0$. Os valores de Reynolds empregados também foram os mesmos, quais sejam, $Re = 1 \times 10^4$; 2×10^4 e 3×10^4 .

A seleção da malha a ser utilizada nas simulações numéricas foi feita baseada em testes de malha, onde procurou-se obter solução independente da mesma, porém, limitada pelo espaço de memória disponível e viabilidade em relação ao tempo de execução. Especificou-se malha não uniforme no plano transversal X – Y. Próximo aos contornos sólidos utilizou-se malha mais fina, visando captar melhor os altos gradientes que aí ocorrem. Tomou-se, no entanto, o cuidado de que o primeiro ponto nodal próximo a cada contorno sólido se situasse fora da sub-camada viscosa, de modo a compatilizar com a abordagem da “lei da parede”, pois o perfil logarítmico universal (equação 5.59) só é válido para $\xi^+ > 11,5$.

As malhas selecionadas nas direções X $\times$ Y estão apresentadas na Tabela 8.1 para todas as relações de P/D e Reynolds investigados:

Tabela 8.1

Malhas Selecionadas		
Re	Pontos em X	Pontos em Y
P/D = 4,4		
3×10^4	77	17
2×10^4	77	17
1×10^4	57	13
P/D = 10,3		
3×10^4	77	17
2×10^4	67	15
1×10^4	57	13
P/D = 22,0		
3×10^4	57	13
2×10^4	57	13
1×10^4	57	13
Caso Base		
3×10^4	87	19
2×10^4	87	19
1×10^4	77	17

Na direção axial utilizou-se também malha não uniforme, com passo ΔZ crescentes na direção do desenvolvimento do escoamento. Em geral, 258 passos foram utilizados para percorrer toda a seção de testes.

8.1 – Comparações com os Resultados Experimentais.

Enfatizando o que já foi dito no início deste capítulo, os resultados obtidos com o algoritmo numérico de simulação devem ser comparados com os resultados experimentais, devido a utilização de hipóteses simplificativas no tratamento das equações de Navier-Stokes. Daí a necessidade de se qualificar o modelo de turbulência utilizado para o problema sob estudo, bem como se fazer uma avaliação do modelo de discretização implementado no código computacional. Esta qualificação é essencial para se obter o grau de confiabilidade dos resultados numéricos, para que os mesmos possam ser utilizados como complementação aos resultados obtidos com a bancada experimental.

8.1.1 – Queda de Pressão.

Na análise dos resultados de queda de pressão alguns comentários devem ser feitos com relação à pressão de referência utilizada na entrada do duto para a simulação numérica. De acordo com a formulação parabólica, todos os dados na seção de entrada devem ser conhecidos. A pressão na entrada não foi medida experimentalmente, pois a primeira tomada de pressão estática da seção de testes está posicionada 10 mm ($Z/D_h = 0,4$) a jusante da seção de entrada do duto retangular (seção de teste). Isto significa que a pressão na primeira tomada não corresponde à pressão de entrada.

A princípio, a pressão adimensional na entrada para o caso base, $(\bar{p} - p_{atm}) / (0,5\rho\bar{W}^2)$, é -1, satisfazendo a equação de Bernoulli. Porém, a seção de entrada do aparato experimental para o caso base é aberta para a atmosfera, sendo caracterizada como sendo do tipo abrupta com arestas em cantos vivos. Este tipo de entrada causa grande perda de carga na região de entrada, devido à formação de uma “vena contracta”, com posterior recuperação parcial de pressão, devido ao recolamento do escoamento. Por outro lado, a condição de entrada de velocidade axial $W/\bar{W}$ para a simulação numérica foi de perfil plano de velocidade, a qual corresponde à condição de

entrada com borda arredondada. Além disso, como o modelo utilizado pelo algoritmo numérico não é capaz de prever esta perda de carga inicial, pois o modelo parabólico não admite reversão do escoamento na direção principal, deve-se prescrever como pressão de entrada para o algoritmo numérico a pressão resultante desta queda de pressão inicial, $(\bar{p} - p_{atm}) / (0,5\rho\bar{W}^2) = \Delta p_{inicial}$.

A Figura 8.1(a) apresenta o desenvolvimento axial da pressão adimensional média para o caso base (desenvolvimento do escoamento em um duto retangular de grande razão de aspecto) para $Re = 3 \times 10^4$. Como pode ser observado na Figura, a utilização de entrada abrupta com cantos vivos produz um perda de carga considerável. Apesar de haver uma recuperação significativa de pressão após a garganta da “vena contracta”, a perda localizada é bastante significativa. A concordância é bastante boa para Z/D_h maior do que aproximadamente 1,5. Para a região desenvolvida as duas curvas concordam bastante bem, resultando num fator de atrito com erro inferior a 1%.

Com a utilização da seção geradora do escoamento espiralado, a pressão adimensional na entrada da seção de teste é bem menor do que -1, devido à perda de pressão na seção de geração do escoamento espiralado. Nestes casos, tem-se uma expansão abrupta do escoamento proveniente dos tubos da seção geradora, para a seção de testes, e o resultado final na entrada depende da intensidade do escoamento espiralado. Nestes casos, a pressão de entrada para a simulação numérica também deve levar em conta a perda de carga na entrada, uma vez que o modelo numérico não é capaz de prever reversão de escoamento na direção principal.

Devido à expansão abrupta na entrada, um sério problema numérico foi encontrado, isto é, não foi possível obter convergência para pequenas distâncias a partir da seção de entrada. O artifício numérico utilizado foi prescrever um passo inicial, ΔZ , grande o suficiente para evitar a região com possíveis reversões de escoamento. O primeiro plano a ser resolvido numericamente foi aquele correspondente à $Z/D_h = 1,1$. Note que quanto maior o passo ΔZ , maiores são os erros de truncamento da solução numérica. No entanto abriu-se mão da precisão nesta região inicial para ser possível utilizar um

(a) $Re = 3 \times 10^4$, Caso base

(b) $Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 22,0$

Figura 8.1 - Desenvolvimento da Pressão Média Axial

algoritmo mais simples e mais barato do que um algoritmo totalmente tri-dimensional, e analisar o restante do escoamento.

Os resultados de queda de pressão para o escoamento espiralado são apresentados nas Figuras 8.1(b) e 8.2(a) e (b) para as três razões de passo P/D e $Re = 3 \times 10^4$. Nos três casos, observa-se pelos resultados experimentais, uma perda de carga considerável na seção geradora de escoamento espiralado. Para a relação de passo $P/D = 22,0$ e $Re = 3 \times 10^4$, pode-se observar da Figura 8.1(b) que após a perda na seção geradora do escoamento espiralado existe uma pequena recuperação de pressão. Para as razões de passo menores, intensidade de escoamento espiralado maior, observa-se pelas Figuras 8.2(a) e (b), que a recuperação de pressão é inexistente devido à dissipação entre os pares de vórtices, causando um acréscimo na perda de pressão na entrada.

Analisando os resultados obtidos pela simulação numérica para os três casos de escoamento espiralado, observa-se que a perda de pressão na entrada do domínio não pode ser captada devido às limitações do modelo 3-D parabólico. Apesar dos resultados experimentais não preverem um gradiente de pressão adverso, característico de reversão de escoamento, os experimentos de visualização apresentados no Capítulo 7 apresentaram regiões com ocorrência de estagnação, indicando reversão do escoamento nestas regiões. O comportamento apresentado pelos resultados numéricos nesta região, mostra que devido ao grande passo inicial, (ΔZ) , e a tri-dimensionalidade do escoamento, não foi possível captar a perda de carga adicional para os casos $P/D = 10,3$ e $4,4$ e recuperação de pressão para $P/D = 22,0$. Ainda assim, pode-se dizer que os resultados obtidos são bastante razoáveis para $Z/D_h > 1,5$. A melhor concordância na região da entrada ocorreu para $P/D = 10,3$, Figura 8.2(a), pois a perda de carga devido a dissipação dos pares de vórtices é compensada pela recuperação de pressão devido ao recolamento do escoamento. Para baixas intensidades de escoamento espiralado, Figura 8.1(b), e para o caso de escoamento espiralado intenso, Figura 8.2(b), o erro apresentado pela solução numérica para $Z/D_h > 1,5$ é menor do que 2%.

A boa concordância na inclinação da linha de pressão na região desenvolvida para

(a) $Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 10,3$

(b) $Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$

Figura 8.2 - Desenvolvimento da Pressão Média Axial

todas as Figuras atestam a correta implementação do algoritmo, resultando sempre em erros inferiores a 3 % para todas as relações de passo P/D e valores de Reynolds pesquisados, como pode ser observado na Tabela 8.2.

Tabela 8.2

Fatores de Atrito Desenvolvido			
Re	Experimental	Numérico	$\Delta f(\%)$
$P/D = 4,4$			
3×10^4	2,4641E-02	2,4356E-02	+1,17
2×10^4	2,4635E-02	2,4185E-02	-1,86
1×10^4	3,1314E-02	3,2324E-02	+3,12
$P/D = 10,3$			
3×10^4	2,3744E-02	2,4045E-02	+1,25
2×10^4	2,5182E-02	2,5111E-02	-0,28
1×10^4	3,2586E-02	3,2331E-02	-0,79
$P/D = 22,0$			
3×10^4	2,2528E-02	2,2594E-02	+0,29
2×10^4	3,0824E-02	3,0539E-02	-0,93
1×10^4	3,3936E-02	3,3828E-02	-0,32
Caso Base			
3×10^4	2,3400E-02	2,4110E-02	-3,03
2×10^4	2,5800E-02	2,6285E-02	-1,88
1×10^4	2,9900E-02	3,0586E-02	-2,29

8.1.2 – Sherwood Médio.

Os resultados para o desenvolvimento axial dos valores médios de Sherwood são apresentados nas Figuras 8.3 e 8.4, para $Re = 3 \times 10^4$ e Figura 8.5 para $Re = 2 \times 10^4$. Os resultados experimentais apresentados são aqueles obtidos pela mesa de coordenadas (valores locais) e pelo método de pesagem (valores médios por cassete), sendo que estes últimos serviram para balizar os resultados experimentais locais obtidos. A Figura 8.3(a) corresponde ao caso base e as Figuras 8.3(b), 8.4(a) e 8.4(b) correspondem ao escoamento espiralado para $P/D = 22$; 10,3 e 4,4; respectivamente. A Figura 8.5(a) é relativa ao passo adimensional $P/D = 10,3$ e a Figura 8.5(b) corresponde a $P/D = 4,4$.

(a) $Re = 3 \times 10^4$, Caso base

(b) $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 22,0$

Figura 8.3 - Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio

(a) $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(b) $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.4 - Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio

(a) $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(b) $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.5 - Desenvolvimento Axial de Sherwood Médio

Como já mencionado, nos casos de escoamento espiralado na seção de entrada, só foi possível obter solução para $Z/D_h \geq 1,1$, portanto os resultados para o Sherwood médio só foram obtidos a partir desta coordenada.

Qualitativamente a solução numérica concorda com os dados experimentais para todos os casos analisados, porém apresentando coeficientes de troca de massa/calor menores. Os altos coeficientes de troca de massa da região da entrada do domínio não foram obtidos pela simulação numérica. A discrepância entre os dados numéricos e experimentais na entrada é da ordem de 40% para todos os casos. Este erro diminui rapidamente a medida que Z/D_h cresce. Para a região de escoamento hidrodinamicamente e termicamente desenvolvido, a diferença entre os valores numéricos e experimentais é da ordem de 20% e 5% dependendo do caso como mostrado na Tabela 8.3. Estes resultados são bastante satisfatórios, principalmente levando-se em consideração que os resultados experimentais trazem embutidos uma incerteza em torno de 7%.

Tabela 8.3

Número de Sherwood Desenvolvido			
Re	Experimental	Numerico	ΔSh (%)
P/D = 4,4			
3×10^4	131,58	125,50	+ 4,62
2×10^4	102,66	78,79	+23,25
1×10^4	102,66	78,79	+23,25
P/D = 10,3			
3×10^4	121,12	118,04	+ 2,54
2×10^4	84,83	79,72	+ 6,02
1×10^4	102,66	78,79	+23,25
P/D = 22,0			
3×10^4	134,93	107,28	+20,49
2×10^4	91,72	100,69	- 9,78
1×10^4	102,66	78,79	+23,25
Caso Base			
3×10^4	126,00	109,91	+12,77
2×10^4	85,86	77,61	+ 9,61
1×10^4	50,98	43,13	+15,38

A inabilidade do simulador numérico de reproduzir os valores de Sherwood médio

ou Nusselt médio na entrada do domínio está relacionado com o caráter elíptico do escoamento nesta região. O perfil de temperatura na entrada da seção de teste não é uniforme como utilizado no simulador, pois a temperatura do fluido é afetada pela parede quente do duto antes de entrar na seção de teste. Além disso, os erros introduzidos no perfil de temperatura são agravados pelos erros do campo de velocidade, já que este influencia diretamente a solução.

O modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ também é uma fonte de erros para a simulação numérica, pois como mencionado anteriormente, este modelo é isotrópico, isto é, utiliza a mesma viscosidade turbulenta para todas as tensões de Reynolds $\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j}$, não sendo capaz de prever corretamente escoamentos cuja característica anisotrópica é predominante, como é o caso do escoamento secundário na região plenamente desenvolvida em um duto de seção quadrada. Deve-se mencionar ainda, que o modelo turbulento utilizado para o fluxo de energia $\overline{\rho \tilde{u}_i \tilde{T}}$ é bastante simples. A proporcionalidade entre a difusão térmica turbulenta e difusão de quantidade de movimento turbulenta implica que o gradiente de temperatura deve se anular em regiões em que o gradiente de velocidade se anula, induzindo em restrições para o campo de temperaturas.

Superpondo-se aos problemas mencionados acima, deve-se acrescentar que a utilização da “lei da parede” para modelar a camada limite hidrodinâmica e térmica possui certas restrições. É preciso que o gradiente de pressão próximo à parede assim como a velocidade normal à parede sejam desprezíveis. Além disso, deve existir uma analogia perfeita entre o escoamento hidrodinâmico e térmico. Finalmente, as constantes empíricas presentes na expressão para a resistência da sub-camada térmica φ (equação 5.66) foram obtidas para escoamentos simples, sem a contribuição espiralada. Segundo Ciofalo e Collings [42], a principal razão para a discrepância entre soluções térmicas reside na utilização da função de parede para o tratamento da camada afetada pela condução junto aos contornos sólidos quando ocorre separação do escoamento. Além disso, um grande número de trabalhos reportados neste estudo testemunham a obtenção de resultados errôneos para o número de Sherwood na região de recolamento do escoamento.

mento. Parece ser este o caso, apesar dos resultados apresentarem pelo menos uma tendência para um valor de pico. De qualquer modo, é patente a dificuldade encontrada na convergência dos resultados na região de descolamento da camada limite, determinada pelo efeito de "vena contracta", concordando com as observações de Ciofalo e Collings [42], principalmente quando se referia à malha junto aos contornos sólidos.

A Figura 8.3(a) corresponde ao caso base, $Re = 3 \times 10^4$. Neste caso, como não existe escoamento espiralado, não foi necessário utilizar um passo grande no início do domínio, como pode ser observado pela Figura. Uma vez que a razão de aspecto da geometria utilizada não favorece a indução de escoamento secundário [38], se é levado a concluir que as discrepâncias apresentadas na Figura não devem ser creditadas às características anisotrópicas do escoamento. Assim parece que a principal causa das discordâncias entre as soluções é devido à "lei da parede".

As Figuras 8.4(b) e 8.5(b), correspondem a $P/D = 4,4$; isto é, escoamento espiralado intenso, para $Re = 3 \times 10^4$ e $Re = 2 \times 10^4$, respectivamente. Pode-se observar que o simulador numérico reproduziu corretamente o efeito do número de Reynolds no escoamento, fornecendo valores mais elevados de Sherwood para Re mais elevados, concordando com os resultados experimentais. Esta reprodução correta do efeito do número de Reynolds sobre o número de Sherwood médio também foi observada para $Re = 1 \times 10^4$, apresentando resultados análogos aos apresentados para valores de $Re = 2 \times 10^4$ e $Re = 3 \times 10^4$, os quais foram considerados satisfatórios. Para $Re = 3 \times 10^4$ o erro na região da entrada é de 30%, menor do que nos outros casos. Para $P/D = 4,4$; os termos de inércia (representados pela maior magnitude das componentes transversais) e de pressão são tão altos quanto as tensões turbulentas, reduzindo a característica anisotrópica do escoamento [26], justificando a melhoria na qualidade dos resultados apresentados. O erro cresce com a diminuição do número de Reynolds, pois quanto menor o número de Reynolds, mais grosseira foi a malha utilizada.

A Figura 8.3(b) apresenta o desenvolvimento axial de Sherwood médio para a relação de passo $P/D = 22,0$ e $Re = 3 \times 10^4$ e as Figuras 8.4(a) e 8.5(a) para

$P/D = 10,3$ para $Re = 3 \times 10^4$ e $Re = 2 \times 10^4$, respectivamente. Nestes casos, observa-se uma variação mais brusca no decaimento do Sherwood médio, a qual pode ser atribuída a anisotropia do escoamento, que o modelo $\kappa - \varepsilon$ não é capaz de prever. Analisando-se os resultados para $P/D = 10,3$, observa-se novamente, a correta dependência do Sherwood médio com o número de Reynolds.

8.1.3 – Sherwood Local.

As Figuras 8.6 a 8.11 apresentam a distribuição transversal ao longo da parede superior, para os valores de Sherwood normalizados pelo valor de Sherwood correspondente ao escoamento termicamente desenvolvido, Sh_{xz}/Sh_{des} . Os resultados locais experimentais foram normalizados pelo valor experimental desenvolvido, enquanto que os resultados locais numéricos foram normalizados pelo valor numérico, também desenvolvido. No topo de cada Figura é ilustrado o escoamento espiralado na entrada, indicando o sentido de rotação do escoamento proveniente de cada seção geradora, para facilitar a interpretação dos resultados.

Pode-se observar pelas Figuras 8.6 a 8.11, que de uma maneira geral, os resultados normalizados numéricos concordam bastante bem com os resultados experimentais. O algoritmo numérico foi capaz de reproduzir corretamente os fenômenos envolvidos, apresentando picos de troca de massa/calor com intensidades diferentes, dependendo do sentido de rotação do escoamento espiralado. Nas regiões em que dois vórtices adjacentes giram no sentido ascendente, o pico de troca de massa na parede superior é de maior intensidade do que nas regiões em que os vórtices adjacentes giram no sentido descendente.

Analisando as Figuras 8.6 a 8.11, nota-se também que o nível das curvas locais de troca de massa para os resultados numéricos são sempre inferiores aos valores experimentais, como apresentado na seção anterior (Figuras 8.3 a 8.5). Pode-se concluir portanto, que a simulação numérica foi capaz de captar os processos de troca de massa/calor

envolvidos, porém sub-estimando a intensidade das taxas de troca de massa/calor em todos os casos analisados.

A Figura 8.6 corresponde ao caso com escoamento espiralado intenso, $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$. Pode-se observar que nas regiões onde ocorre fluxo de massa em direção à parede ativa (parede superior), a concordância no formato das curvas entre os resultados numéricos e experimentais se mostra excelente, reproduzindo com fidelidade os fenômenos de troca térmica associados com a convecção de fluido frio se dirigindo para a parede quente. O modelo numérico consegue inclusive captar nestas posições compreendidas entre dois tubos, uma estreita região de fluido confinado, onde as trocas de calor são reduzidas, identificadas por pontos de mínimo. Este comportamento é esperado, sendo típico de situações em que um jato incide perpendicularmente numa parede. Estes pontos de mínimo encontram-se presentes nos dados experimentais, somente nas regiões mais próximas da entrada como mostrado na Figura 7.13. Pode-se observar ainda que para as regiões do escoamento onde existe um efluxo de massa à partir da parede ativa, o modelo de simulação apresenta um aumento no Sherwood local para uma faixa mais estreita do que para os valores experimentais. Tal inabilidade do modelo numérico em prever ao coeficiente de troca de massa/calor nestas regiões, está associada ao fato de nestes pontos, próximo à parede, existir uma região de recirculação, com a consequente ocorrência de baixas velocidades transversais, onde o carácter anisotrópico do escoamento, associado ao transporte de fluxos turbulentos, se torna preponderante em relação às características isotrópicas do modelo $\kappa - \varepsilon$. Isto em parte também justifica o decaimento axial prematuro dos valores numéricos locais em relação aos valores experimentais. Ainda analisando a Figura 8.6, nota-se um acréscimo no Sherwood experimental próxima a superfície sólida esquerda, devido a efeitos de extremidade, os quais não são detectados pela simulação numérica. Observe também a inexistência desses picos no lado direito do domínio, o qual corresponde a uma linha de simetria.

Figura 8.6 - Distribuição Transversal de Sherwood Local Sh_{xz}/Sh_{des} , $P/D = 4,4$; $Re = 3 \times 10^4$

As Figuras 8.7 e 8.8 também correspondem a $Re = 3 \times 10^4$, mas a intensidade do escoamento espiralado é menor, com $P/D = 10,3$ e $22,0$; respectivamente. Qualitativamente, o comportamento do Sherwood local na seção transversal e ao longo do duto é análogo ao caso anterior $P/D = 4,4$. No entanto, os picos de troca de massa/calor são menores e o decaimento do Sherwood local ao longo do duto é mais rápido. Nestes casos, pode-se observar que a redução no valor do Sherwood local nas regiões de escoamento transversal direcionado para a parede superior foi detectado tanto numericamente quanto experimentalmente, para as posições mais próximas à entrada do duto retangular. Comparando-se as Figuras 8.7 e 8.8, nota-se que a solução numérica é bastante semelhante para as duas razões de passo/diâmetro para posições axiais maiores que $Z/D_h = 4,6$. A distribuição de Sherwood ao longo da parede superior ainda é periódica, porém com um único ponto de máximo. Para $Z/D_h \geq 4,6$ os resultados numéricos para $P/D = 22,0$ (Figura 8.8) concordam bastante bem com os resultados experimentais. O mesmo não acontece para $P/D = 10,3$ (Figura 8.7).

As Figuras 8.9 a 8.11 correspondem a $Re = 2 \times 10^4$ para $P/D = 4,4$; $10,3$ e $22,0$; respectivamente. O número de Reynolds afeta muito pouco a distribuição do Sherwood normalizado para $Z/D_h \geq 1,1$ como pode ser observado comparando-se as Figuras 8.6 a 8.8 ($Re = 3 \times 10^4$) com as Figuras 8.9 a 8.11. Como já mencionado na seção anterior, o simulador numérico reproduziu corretamente a dependência do escoamento no número de Reynolds, apresentando os mesmos níveis de Sherwood normalizado em relação aos dados experimentais, para os dois Reynolds investigados. Pode-se mencionar ainda que, nos três casos, o decaimento do pico máximo de Sherwood ao longo da direção axial foi mais gradativo para o número de Reynolds mais baixo, indicando um comprimento maior para o desenvolvimento do escoamento para Reynolds mais baixos, o que também pode ser observado nas Figuras 8.3 a 8.5 para Sherwood médio.

A comparação dos resultados numéricos e experimentais apresentados nas Figuras 8.9 e 8.10 são bastante satisfatórios, no entanto, os resultados apresentados para $Re = 2 \times 10^4$ e $P/D = 22,0$ (Figura 8.11), na região de entrada não foram tão bons.

Acredita-se que a razão para isto esteja associada com a malha mais grosseira utilizada neste caso.

8.2 – Desenvolvimento Hidrodinâmico e Térmico.

Uma vez validados os resultados numéricos através de comparações com os resultados experimentais, para pressão e Sherwood (médios e locais), pode-se explorar os dados numéricos complementando a análise experimental. O algoritmo de simulação permitiu obter os campos de velocidade transversal, o campo de velocidade axial e o campo de temperatura, cujos desenvolvimentos são apresentados a seguir.

8.2.1 – Velocidades Transversais no Plano Elíptico.

A seguir são apresentados os resultados obtidos para os componentes transversais de velocidade no plano elíptico. Estes resultados fornecem informações quanto à manutenção ou decaimento das características espiraladas do escoamento, permitindo ainda se obter uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos no processo de transferência de massa, complementando os resultados experimentais apresentados no Capítulo 7.

As Figuras 8.12 a 8.16 apresentam a distribuição de velocidades no plano elíptico, em diversas posições axiais, para $P/D = 4,4$; 10,3 e 22,0 e $Re = 3 \times 10^4$ e 2×10^4 . As velocidades apresentadas são obtidas pela composição vetorial dos componentes de velocidades transversais $U/\bar{W}$ e $V/\bar{W}$. Nestas Figuras, o fator de escala utilizado para o traçado dos vetores-velocidade foi de 4:1, ou seja, a velocidade adimensional de módulo unitário corresponde a 4,00 mm no desenho.

A Figura 8.12 corresponde a $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$. Analisando-se as Figuras 8.12(a) e 8.12(b), pode-se perceber que o decaimento do escoamento espiralado é muito intenso entre a seção de entrada e a seção transversal posicionada em $Z/D_h = 1,1$. Esta

(a) $Z/Dh = 0,0$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(b) $Z/Dh = 1,1$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(c) $Z/Dh = 1,4$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.12 - Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

(d) $Z/Dh = 1,8$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(e) $Z/Dh = 2,5$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(f) $Z/Dh = 4,6$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.12 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

Figura 8.12 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

(a) $Z/Dh = 0,0$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(b) $Z/Dh = 1,1$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(c) $Z/Dh = 1,4$, $Re = 3 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

Figura 8.13 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

Figura 8.13 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

Figura 8.13 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

Figura 8.14 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

diminuição da intensidade do espiralamento do escoamento é decorrente da interação entre os pares de vórtices, girando em sentidos contrários. Pode-se observar ainda, que a dissipação é mais acentuada próximo das paredes superior e inferior, onde o componente de velocidade transversal $U/\bar{W}$ muda de sinal para cada dois jatos adjacentes. À medida que se adentra no núcleo dos jatos espiralados, a dissipação diminui sensivelmente, uma vez que o efeito da troca de sinais da componente de velocidade acima citada, de um jato em relação a outro, se faz sentir apenas por difusão de quantidade de movimento. Pode-se observar ainda na sequência da Figura 8.12, que a dissipação dos vórtices ocorre até aproximadamente $Z/D_h = 4,6$, (8.12(f)). Para $Z/D_h = 8,9$, (8.12(g)), quase não se percebe mais as características espiraladas do escoamento.

Pode-se observar em todas as Figuras subseqüentes (8.13 a 8.16) que o decaimento do escoamento espiralado é intenso entre a entrada (Figuras (a)) e a posição $Z/D_h = 1,1$ (Figuras (b)), para todos os passos P/D e Reynolds simulados.

A partir das Figuras 8.12; 8.13 e 8.14, para $Re = 3 \times 10^4$, pode-se perceber claramente as diferenças na intensidade do espiralamento na seção de entrada para os três valores do parâmetro P/D . Observa-se que quanto menor P/D , escoamento espiralado menos intenso, as velocidades transversais se extinguem em posições axiais mais próximas da seção de entrada do duto retangular.

Para a relação de passo $P/D = 22,0$ (Figura 8.14), a intensidade do espiralamento é bastante fraca, onde podemos perceber pela magnitude dos vetores-velocidade tangenciais, que os jatos de entrada se equivalem em intensidade ao escoamento para $P/D = 10,3$ na posição $Z/D_h = 4,6$ (Figura 8.13(f)) e ao escoamento para $P/D = 4,4$, numa posição intermediária entre 4,6 e 8,9 (Figura 8.12(f) e 8.12(g)), ainda que nestas posições a geometria cilíndrica dos jatos iniciais já tenha se deformado bastante devido à dissipação e difusão do escoamento espiralado.

As Figuras 8.15 e 8.16 apresentam o desenvolvimento das velocidades transversais para $Re = 2 \times 10^4$ e relações de passo/diâmetro iguais a 4,4 e 10,3, respectivamente. Comparando-se as Figuras 8.12 e 8.15 ($P/D = 4,4$), pode-se observar a influência do

(a) $Z/Dh = 0,0$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(b) $Z/Dh = 1,1$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(c) $Z/Dh = 1,4$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.15 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

(d) $Z/Dh = 1,8$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(e) $Z/Dh = 2,5$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

(f) $Z/Dh = 4,6$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 4,4$

Figura 8.15 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

(a) $Z/Dh = 0,0$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(b) $Z/Dh = 1,1$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

(c) $Z/Dh = 1,4$, $Re = 2 \times 10^4$, $P/D = 10,3$

Figura 8.16 – Desenvolvimento das Velocidades Transversais no Plano Elíptico

número de Reynolds no escoamento. Nota-se que com a diminuição do número de Reynolds, ocorre uma pequena diminuição na intensidade adimensional do escoamento espiralado, o que pode ser observado por uma pequena diminuição no tamanho das setas representativas do escoamento. No entanto, como as velocidades transversais são adimensionalizadas com a velocidade média axial do escoamento, a redução do número de Reynolds, acarreta uma diminuição significativa nos valores absolutos do escoamento espiralado. Porém, esta diminuição de intensidade não antecipa o decaimento total do escoamento espiralado. O mesmo comportamento pode ser observado comparando-se as Figuras 8.13 e 8.16, para a relação de passo $P/D = 10,3$, ou seja, a intensidade tangencial do escoamento espiralado é ligeiramente diminuída com um decréscimo no número de Reynolds. Um comportamento análogo também foi observado para Reynolds igual a 1×10^4 , onde a intensidade de espiralamento do escoamento sempre diminuiu, para todas as relações de passo/diâmetro. Observa-se portanto, uma diminuição na intensidade de espiralamento do escoamento com a diminuição do número de Reynolds.

8.2.2 – Perfis de Velocidade Axial.

As Figuras 8.17 até 8.21 apresentam a distribuição do componente axial da velocidade na seção transversal em diversas posições axiais, para os parâmetros adimensionais $P/D = 4,4; 10,3$ e $22,0$ e $Re = 3 \times 10^4$ e 2×10^4 . Em cada Figura, é apresentada a variação da velocidade axial normalizada $W/\bar{W}$ entre a superfície inferior e superior para $Z/D_h = 0,0; 1,1; 1,4; 1,8; 2,5; 8,9; e 12,5$. Estes perfis de velocidade são mostrados para as posições transversais do domínio computacional no plano elíptico referentes a: (a) $X/L = 0,150$; (b) $X/L = 0,175$; (c) $X/L = 0,200$; (d) $X/L = 0,225$; (e) $X/L = 0,250$; (f) $X/L = 0,275$; (g) $X/L = 0,300$ e (h) $X/L = 0,325$. Estas posições estão indicadas nos croquis apresentados no topo de cada uma das Figuras.

As posições indicadas nos croquis são aproximadas, tendo em vista que a

Figura 8.17 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$

Figura 8.17 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$

distribuição de malha utilizada ao longo da coordenada horizontal X/L , não corresponde exatamente às coordenadas indicadas. Para apresentação dos resultados utilizou-se o ponto nodal mais próximo da coordenada desejada.

A Figura 8.17 apresenta os perfis de velocidade axial para $P/D = 4,4$ e $Re = 3 \times 10^4$. A Figura 8.17(a) corresponde ao centro de um espiralamento no sentido anti-horário. Observa-se que na entrada da seção de testes, o perfil de velocidade numérico proveniente da seção geradora segue a lei do $1/7$. Este perfil não corresponde exatamente ao perfil axial real obtido na saída dos tubos da seção geradora, pois como comentado no Capítulo 7, existe um máximo de velocidade axial alternado, próximo à superfície no eixo do tubo, em cada lado da fita geradora. Este fato também contribui para as discrepâncias encontradas entre as soluções numéricas e experimentais. O fluido proveniente dos tubos da seção geradora se expande ao entrar na seção de testes, diminuindo a intensidade máxima da velocidade axial nesta coordenada. O perfil torna-se inicialmente pontudo na região onde o escoamento espiralado é significativo, devido à difusão do componente $U/\bar{W}$, tornando-se achatado em direção ao final do domínio quando o escoamento se desenvolve. Analisando-se a Figura 8.17(b), observa-se que a velocidade axial é nula na entrada do domínio, fora da região dos tubos geradores de escoamento espiralado. O fluido rapidamente ocupa toda a seção transversal, sendo o perfil simétrico e aproximadamente constante ao longo de quase toda a região de entrada, tendendo novamente para a forma achatada no final do domínio.

A Figura 8.17(c) corresponde à posição de tangência entre dois jatos, no sentido ascendente, onde a velocidade axial deveria ser nula. No entanto, como a malha de discretização não corresponde exatamente ao ponto de tangência entre dois vórtices adjacentes, observa-se na seção de entrada uma velocidade axial diferente de zero. Como o deslocamento é relativamente pequeno, pode-se interpretar o escoamento como sendo relativo à coordenada $X/L = 0,200$. Observa-se nesta Figura, que os perfis de velocidade imediatamente após a seção de entrada não são simétricos em relação à linha de centro horizontal do duto retangular. Isto se justifica, pois para esta posição transversal, o

Figura 8.18 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 10,3$ e $Re = 3 \times 10^4$

Figura 8.18 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 10,3$ e $Re = 3 \times 10^4$

Figura 8.19 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 22,0$ e $Re = 3 \times 10^4$

Figura 8.19 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $w/\bar{w}$, para $P/D = 22,0$ e $Re = 3 \times 10^4$

componente transversal de velocidade $V/\bar{W}$ atua no sentido de transferir massa para a parede horizontal superior, de modo que, para satisfazer a equação da continuidade local, o componente de velocidade $W/\bar{W}$ deve aumentar em direção a esta parede. Pode-se observar ainda, que para posições mais a jusantes no escoamento, a assimetria é cada vez mais acentuada, de modo a satisfazer o balanço de massa global.

A Figura 8.17(d), corresponde à posição 4 no croquí, $X/L=0,225$, sendo relativa a um espiralamento no sentido horário. O escoamento nesta posição é perfeitamente análogo ao escoamento na posição 2 no croquí. Ambas as posições correspondem a $1/4$ do diâmetro do tubo gerador de escoamento espiralado e o escoamento transversal se dá no sentido ascendente. Os perfis de velocidade axial para as posições 6 ($X/L=0,275$) e 8 ($X/L=0,325$) no croquí, Figuras 8.17(f) e 8.17(h), também são análogos, pois estas posições também correspondem a $1/4$ do diâmetro do tubo gerador de escoamento espiralado, porém o escoamento transversal se dá no sentido descendente. Nestas coordenadas horizontais X/L , o perfil de velocidade axial é sempre simétrico.

A Figura 8.17(e), posição 5, corresponde ao centro de um espiralamento no sentido horário. Verifica-se que o perfil de velocidade no centro de cada vórtice não é afetado pelo sentido de rotação do mesmo, pois os perfis de velocidade axial ao longo do duto para esta coordenada transversal são perfeitamente análogos aos perfis no centro de um espiralamento no sentido anti-horário, Figura 8.17(a), posição 1.

Finalmente, analisando a Figura 8.17(g) para a posição 7, $X/L = 0,300$, correspondente ao ponto de tangência dos vórtices girando em direção a parede inferior, observa-se que o perfis de velocidade axial são simétricos em relação aos perfis de velocidade da posição 3 (ponto de tangência, sentido ascendente). Neste caso, como o escoamento transversal é direcionado para a parede inferior, o componente transversal de velocidade $V/\bar{W}$ transfere massa em direção a esta parede, resultando em um pico no perfil de velocidade axial próximo à parede inferior.

As Figuras 8.18 e 8.19 relativas a $Re = 3 \times 10^4$, e $P/D = 10,3$ e $22,0$, respectivamente, apresentam exatamente a mesma seqüência de Figuras que a Figura 8.17

Figura 8.20 - Desenvolvimento dos Perfis de Velocidade Axial, $W/\bar{W}$, para $P/D = 4,4$ e $Re = 2 \times 10^4$

($P/D = 4,4$). Os perfis de velocidade axial nas diversas coordenadas transversais e axiais, são perfeitamente análogos nos três casos, indicando que apesar do perfil de velocidade axial ser governado pela presença do espiralamento, a intensidade do mesmo não altera o comportamento global do escoamento. As pequenas diferenças que podem ser comentadas, são: (i) diminuição do pico da velocidade axial na linha de centro da seção de testes em coordenadas transversais coincidentes com o centro dos vórtices (Figuras (a) e (e), posições 1 e 5). (ii) diminuição da assimetria do escoamento nas coordenadas relativas aos pontos de tangência de jatos adjacentes (Figuras (c) e (g), posições 3 e 7). A diminuição dos efeitos comentados está diretamente relacionado com a diminuição da intensidade do escoamento espiralado.

As Figuras 8.20 e 8.21 apresentam os perfis axiais para $P/D = 4,4$ e $P/D = 10,3$ para $Re = 2 \times 10^4$. Nestas Figuras foram omitidos os perfis correspondentes às posições 1 e 2 dos croquis. Estas Figuras podem ser comparadas com as Figuras 8.17 e 8.18, relativas aos mesmos passos/diâmetro para $Re = 3 \times 10^4$. Quando comparados com os perfis relativos a posições transversais e axiais correspondentes, pode-se perceber que os mesmos são coincidentes com aqueles de mesmo passo adimensional. Este fato já era esperado, pois a influência do número de Reynolds no escoamento adimensional é relativamente pequena. Naturalmente que o valor absoluto da velocidade axial é menor quando o número de Reynolds diminui.

8.2.3 – Velocidade Axial Máxima e na Linha de Centro.

Visando complementar a análise sobre o desenvolvimento do componente axial de velocidade, apresentada na seção anterior, nesta seção é apresentada a variação da velocidade axial máxima no domínio ao longo da direção axial, assim como a variação da velocidade axial na linha de centro da seção de testes ($X/L = 5$ e $Y/D = 0,5$).

Figura 8.22 – Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima (W_{max}) e na Linha de Centro (W_c) para $Re = 1 \times 10^4$

Figura 8.23 – Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima (max) e na Linha de Centro (lc) para $Re = 2 \times 10^4$

Figura 8.24 – Desenvolvimento Axial da Velocidade Máxima (max) e na Linha de Centro (lc) para $Re = 3 \times 10^4$

As Figuras 8.22, 8.23 e 8.24 apresentam o desenvolvimento do valor máximo e do valor na linha de centro da componente axial, para as três relações de passo, P/D , para os valores de Reynolds iguais a 1×10^4 , 2×10^4 e 3×10^5 , respectivamente. Analisando as três Figuras, observa-se, como era de se esperar, que a velocidade na linha de centro nas seções próximas à entrada do duto retangular são inferiores à velocidade média do escoamento (na condição de entrada ela é zero, uma vez que a linha de centro do duto retangular está no ponto de tangência entre dois jatos adjacentes) e vai crescendo à medida que o escoamento se desenvolve. Por sua vez, a velocidade máxima na seção de entrada, ocorre na linha de centro dos jatos espiralados. Nas Figuras está plotado também em linha contínua sem símbolos, o desenvolvimento destas duas velocidades para o caso do duto retangular de grande razão de aspecto (caso base). Neste caso, como era de se esperar, as duas linhas são coincidentes.

Pode-se observar das Figuras que a velocidade máxima decresce gradualmente passando por um mínimo em uma distância axial correspondente ao ponto de máximo do escoamento para o caso base, voltando a crescer até atingir a magnitude do escoamento desenvolvido. Já para os pontos da linha de centro, a velocidade tem um crescimento contínuo até atingir a magnitude do escoamento desenvolvido. Pode-se observar ainda nas Figuras que à medida que a relação P/D diminui, também diminui a taxa de crescimento da velocidade na linha de centro.

Comparando-se as Figuras 8.22 a 8.24, pode-se observar melhor o efeito do número de Reynolds no escoamento do que na seção anterior. Nota-se que a taxa de crescimento da velocidade na linha de centro diminui com o aumento do número de Reynolds, assim como o decaimento da velocidade máxima. O efeito do número de Reynolds é menor entre $Re = 2 \times 10^4$ e $Re = 3 \times 10^4$, como pode ser observado nas Figuras 8.23 e 8.24, sendo um pouco mais acentuado para $Re = 1 \times 10^4$, Figura 8.22.

8.2.4 – Perfis de Temperatura.

A Figura 8.25 apresenta perfis de temperatura para $Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$, para as posições 3 ($X/L = 0,200$); 5 ($X/L = 0,250$) e 7 ($X/L = 0,300$), do croqui da Figura 8.6. Pode-se observar na Figura que, para a posição 3, o gradiente de temperatura próximo à parede superior é bastante forte, condizente com os valores elevados de Nusselt (Sherwood) nas regiões de pico maiores (ver Figura 8.6), onde se tem o escoamento tangencial do escoamento espiralado se dirigindo para a referida parede. Já para a posição 7, onde se tem o escoamento transversal se dirigindo para a parede inferior, para mesmas posições axiais, Z/D_h , os gradientes de temperatura são bem menos acentuados, apresentando um perfil de temperatura coerente com os valores de Nusselt (Sherwood), identificados na Figura 8.6 pelas regiões de pico menores. Para a posição 5, o gradiente de temperatura é intermediário, com os coeficientes de troca de calor (massa) também intermediários. Pode-se observar ainda na Figura 8.25 que a diminuição do gradiente de temperatura à medida que o escoamento se desenvolve é bem mais acentuada para a posição $X/L = 0,300$ do que para a posição $X/L = 0,200$. Isto se justifica, tendo em vista que para a posição 7, o efluxo de fluido a partir da parede superior tende a misturar fluido quente cada vez mais para dentro do núcleo do escoamento, à medida que este se desenvolve. Já para $X/L = 0,200$, mesmo para posições axiais mais a jusante, os gradientes de temperatura se mantêm ainda elevados, tendo em vista o fato de o movimento espiralado convectar fluido ainda frio da parede inferior para a parede quente.

A Figura 8.26 apresenta os perfis de temperatura para $Re = 3 \times 10^4$ e $P/D = 10,3$, para as mesmas posições já citadas no parágrafo anterior. Uma comparação com a Figura 8.25 permite observar um decréscimo, nos gradientes de temperatura, para os perfis apresentados na posição 3, em relação aos perfis nas mesmas posições axiais da Figura 8.25. Isto está coerente com a condição de menor intensidade de espiralamento do escoamento.

A Figura 8.27 apresenta os perfis de temperatura para $Re = 2 \times 10^4$ e $P/D = 4,4$. Pode-se observar que o comportamento apresentado pelos perfis de temperatura são análogos àqueles apresentados na Figura 8.25, para $Re = 3 \times 10^4$.

Pode-se concluir analisando todas as Figuras que a temperatura do fluido permanece com o valor de entrada em praticamente toda a seção transversal ao longo do duto, apresentando porém, forte gradiente próximo à parede superior aquecida.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

No presente trabalho de pesquisa foram investigados, experimental e numericamente, a queda de pressão e a transferência de massa no escoamento turbulento espiralado em um duto de seção transversal retangular de grande razão de aspecto, tendo como condição de entrada 10 pares de vórtices adjacentes, girando em sentidos contrários, dois a dois.

Os parâmetros que caracterizam o escoamento espiralado e que influenciam os coeficientes de transporte são a relação de passo, P/D , das fitas torcidas da seção geradora do escoamento espiralado, e o número de Reynolds, Re , baseado na velocidade média axial do escoamento na seção de teste e no diâmetro hidráulico. As experiências foram conduzidas para números de Reynolds iguais a 1×10^4 , 2×10^4 e 3×10^4 e relações de passo P/D iguais a 22,0; 10,3 e 4,4.

Foram investigadas as distribuições de pressão ao longo do escoamento nas direções transversal e longitudinal. Foi verificado que a variação de pressão na direção transversal é desprezível, sendo da ordem de 0,1% quando os valores são normalizados pela pressão média em cada posição axial. Na direção longitudinal, o comportamento apresentado pela pressão média não difere significativamente daquele apresentado pelo desenvolvimento de um escoamento turbulento, em um duto retangular de grande razão de aspecto com entrada abrupta (caso base). Observa-se ainda que o comprimento de desenvolvimento cresce com o aumento da intensidade do escoamento espiralado.

Constatou-se também que a condição de entrada de escoamento espiralado não afeta o fator de atrito obtido para o escoamento desenvolvido.

Foi verificado que a presença da componente tangencial de velocidade do escoamento espiralado atua no sentido de atenuar o efeito da recuperação de pressão verificado no caso base, sendo também constatado pelos resultados da simulação numérica que

tal efeito de atenuação está relacionado com a forma dos perfis de velocidade axial, localizados nas posições transversais entre dois vórtices adjacentes.

Observou-se também, a partir dos resultados de simulação numérica, que os componentes de velocidade transversal do escoamento se extinguem a distâncias inferiores à 12 diâmetros hidráulicos, para todas as relações de passo/diâmetro, P/D , e números de Reynolds, Re , investigados.

Os experimentos de transferência de massa também demonstraram que o comportamento do número de Sherwood médio é análogo àquele apresentado pelo caso base, diferindo apenas nas magnitudes dos valores de pico alcançados na região de recolamento do escoamento. Foi verificado também que para todas as relações P/D e Re , a partir de 8 diâmetros hidráulicos, os valores de Sherwood atingem os valores terminais do caso base. Uma observação que mereceu atenção especial foi o fato do valor médio transversal de Sherwood ser inferior àquele obtido para o caso base, para posições axiais entre cinco e vinte diâmetros hidráulicos, para as relações de passo/diâmetro iguais a 10,3 e 22,0, observada para os três valores de número de Reynolds. Para se entender melhor este comportamento não esperado, sugere-se a investigação do comportamento de Sherwood (médio e local) para relações P/D menores que 10,3 e acima que 22,0, sempre acompanhada de experimentos de visualização.

A análise de desempenho para mesma vazão mássica apresentou aumentos de 300 a 800 por cento nos valores locais de Sherwood, quando se utiliza a seção geradora do escoamento espiralado com conjuntos de fitas de relação de passo $P/D = 4,4$ para $Re = 1 \times 10^4$. Tendo-se em vista a carência de informações, a nível experimental, para a região de entrada no desenvolvimento de escoamentos em dutos retangulares de grande razão de aspecto [41], para valores de Reynolds superiores a $4,5 \times 10^4$, sugere-se a investigação do comportamento de Sherwood (médio e local) para esta geometria e estes valores do número de Reynolds. Esta falta de informações impossibilitou uma análise de desempenho para mesma potência de bombeamento.

Após um processo de validação dos resultados numéricos, através da comparação

com os resultados experimentais, a simulação numérica possibilitou a análise dos campos de velocidade transversal e axial, bem como o campo de temperaturas, complementando desta forma os resultados experimentais. Embora o processo de validação do algoritmo numérico tenha apresentado uma concordância bastante boa entre os resultados numéricos e os experimentais, a abordagem parabólica utilizada na implementação do algoritmo não possibilitou a obtenção de solução para posições axiais bem próximas à seção de entrada do duto retangular, $z/D_h = 1,1$. Com o intuito de suplantar esta deficiência e aperfeiçoar o programa de simulação numérica, são apresentadas a seguir algumas sugestões:

(i) Implementação de um tratamento elíptico para as equações de Navier-Stokes, para ser aplicado à região do escoamento compreendida entre a seção de entrada e a posição axial $z/D_h = 1,1$. A condição de escoamento localmente parabólico nesta posição axial servirá como condição de entrada para o código computacional atual.

(ii) Tendo-se por base os estudos de Ciofalo e Collings [42], implementar um melhor tratamento para o acoplamento entre a estrutura turbulenta do núcleo do escoamento e os contornos sólidos (principalmente naqueles onde existe troca térmica), utilizando-se refinamentos no modelo da “lei de parede” de maneira a captar melhor os fenômenos de condução de calor envolvidos na subcamada viscosa. Sugere-se como parte deste refinamento, a utilização de outras constantes empíricas na expressão da resistência da sub-camada térmica no modelo da “lei de parede”.

(iii) Utilização do modelo algébrico das tensões de Reynolds, ajustado para o presente problema, para representar melhor as características anisotrópicas do escoamento turbulento.

Ainda como sugestões para trabalhos futuros, se propõe a investigação de outros valores do parâmetro P/D na faixa compreendida entre 10,3 e 4,4, selecionando-se valores mais próximos de 4,4. É também sugerida a investigação do efeito da razão de aspecto do duto retangular sobre o número de Sherwood (médio e local), para uma mesma relação de passo adimensional, P/D .

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] E. Smithberg and F. Landis, *Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators*, J. Heat Transfer, 1986, 1.
- [2] R. Royds, *Heat Transmission by Radiation, Conduction and Convection*, first Edition, Constable and Co., London, England, 1921.
- [3] L. Talbot, *Laminar Swirling Pipe Flow*, J. Appl. Mech., 21,1.
- [4] F. Kreith and O. K. Sonju, *The Decay of a Swirl in a Pipe*, J. Fluid Mech., 1965, vol.22, parte 2, pp. 257-271.
- [5] N. H. Zaherzadeh and B. S. Jagadish, *Heat Transfer in Decaying Swirl Flows*, Int. J. Heat Mass Transfer, 1975, vol. 18, pp. 941-944.
- [6] David G. Lilley, *Prediction of Inert Turbulent Swirl Flows*, AIAA J., 1973, vol 11, n 7, pp. 955-960.
- [7] David G. Lilley, *Teoretical Study of Turbulent Swirling Boundary Layer Flow With Combustion*, Ph.D. Thesis, 1970, Dept. of Chem. Eng. and Fuel Tech., Sheffield Univ., England.
- [8] David G. Lilley, *Modeling of Combustor Swirl Flows*, Acta Astronautica, 1974, vol 1, pp. 1129-1147.
- [9] David G. Lilley, *Primitive Pressure-Velocity Code for the Computation of Strongly Swirling Flows*, AIAA J., 1976, vol 14, n 6, pp. 749-756.
- [10] David G. Lilley, *Turbulent Swirling Flame Prediction*, AIAA J., 1974, vol 12, n 2, pp. 219-223.
- [11] D. L. Rhode, D. G. Lilley and D. K. Mclaughlin, *On the Prediction of Swirling Flowfields Found In Axisymmetric Combustor Geometries*, J. Fluids Engineering, 1982, vol 104, pp. 378-384.
- [12] E. M. Sparrow and A. Chaboki, *Swirl-Affected Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube*, J. Heat Transfer, 1984, vol 106, pp. 766-773.
- [13] St. Tiggelbeck, N. K. Mitra, M. Fiebig, *Flow Structure and Heat Transfer on a Channel Wall with Multiple Longitudinal Vortex Generators*, Proceedings of the Second Word Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, ed. Keffer at al., Dubrovnik, 1991, pp. 126-133.
- [14] David G. Lilley, *Swirl Flows in Combustion: A Review*, AIAA J., 1977, vol 15, n 8, pp. 1063-1078.
- [15] N. A. Dvornikov, *Turbulent Heat Transfer in a Swirled Wall Jet in a Channel*, Heat Transfer-Soviet Research, 1986, vol 18, n 3, pp. 1-9.

- [16] S. V. Patankar and D. B. Spalding, *Simultaneous Prediction of Flow Pattern and Radiation for Three-Dimensional Flames*, 1973, Dept. of Mechanical Engineering, Imperial College, Rept. HTS/73/39, London.
- [17] S. V. Patankar, *Numerical Prediction of Three-Dimensional Flows*, Studies in Convection, 1975, edited by B. E. Launder, vol 1, pp. 1-78, Academic Press, London.
- [18] Bach T. Vu and F. C. Gouldin, *Flow Measurements in a Model Swirl Combustor*, AIAA J., 1982, vol 20, n 5, pp. 642-651.
- [19] R. Thorsen and F. Landis, *Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients* J. Heat Transfer, February 1968, pp. 87-97.
- [20] Suhas V. Patankar, Class Notes from the course Computation of Heat Transfer and Fluid Flow, University of Minnesota, MN, 1982.
- [21] P. R. Souza Mendes, *The Naphthalene Sublimation Technique*, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 1988, R. K. Shah, E. N. Ganic and K. T. Yang, Editors. pp. 446-460.
- [22] Marco Dellosa, *Desenvolvimento de Interface Controladora para os Motores de Passo da Mesa de Coordenadas*, Relatório Interno, 1989, Depto. Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ.
- [23] Cláudio Marcio Pereira da Cunha, *Desenvolvimento de Algoritmo Numérico para Comando da Mesa de Coordenadas*, Relatório de Bolsa de Iniciação Científica, Depto. Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1989.
- [24] R. J. Moffat, *Describing the Uncertainties in Experimental Results*, Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1:3-17.
- [25] ASME, "Fluid Meters, Their Theory and Application". 6th Edition, 1971.
- [26] Wolfgang Rodi, "Turbulence Models and Their Applications in Hydraulics - A State of the Art Review", Institut für Hydromechanik University of Karlsruhe, Karlsruhe, Federal Republic of Germany, Second revised edition, February 1984.
- [27] B. E. Launder and D. B. Spalding, "Lectures in Mathematical Models of Turbulence", 1972, Academic Press, London and New York.
- [28] A. O. Demuren and W. Rodi, *Calculation of Turbulence-Driven Secondary Motion in Non-Circular Ducts*, J. Fluid Mech., 1984, vol 140, pp. 189-222.
- [29] B. E. Launder, G. J. Reece and W. Rodi, *Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure*, J. Fluid Mech., 1975, vol 68, part 3, pp. 537-566.
- [30] B. E. Launder and D. B. Spalding, *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, 1974, pp. 269-289.

- [31] M. C. Gouveia, J. A. R. Parise e A. O. Nieckele, *Numerical Simulation of the Fluid Flow and Heat Transfer Process During Scavenging in a Two-Stroke Engine Under Steady Condition*, ASME Journal of Heat Transfer, in press.
- [32] S. V. Patankar and D. B. Spalding, "Heat and Mass Transfer in Boundary Layers - A general calculation procedure", Intertext Books, London, 1st edition 1967, 2nd edition 1970.
- [33] S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill Hemisphere Publication, New York, 1980.
- [34] F. H. Harlow and J. E. Welch, *Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface*, Physics Fluids, 1965, 8, 2182.
- [35] S. V. Patankar and D. B. Spalding, *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows*, Int. J. Heat Mass Transfer, 1972, vol 15, pp. 1787-1806.
- [36] Valmor Fernandes de Almeida, "Programa Numérico para Solução das Equações de Transporte Tridimensionais Parabólicas", Tese de Mestrado, 1990, Depto. de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ.
- [37] G. D. Raithby and G. E. Schneider, *Numerical Solution of Problems in Incompressible Fluid Flow: Treatment of the Pressure-Velocity Coupling*, Numerical Heat Transfer, 1979, 2, pp. 417-440.
- [38] J. P. Hartnett, J. C. Y. Koh and S. T. McComas, *A Comparison of Predicted and Measured Friction Factors for Turbulent Flows Through Rectangular Ducts*, J. Heat Transfer, Trans. ASME, February 1962, pp. 82-88.
- [39] G. W. Maurer and B. W. LeTourneau, *Friction Factors for Fully Developed Turbulent Flow in Ducts With and Without Heat Transfer*, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, September 1964, pp. 627-636.
- [40] E. M. Sparrow and N. Cur, *Turbulent Heat Transfer in a Symmetrically or Asymmetrically Heated Flat Rectangular Duct with Flow Separation at Inlet*, J. Heat Transfer, 1982, vol 104, pp. 82-89.
- [41] James P. Hartnett and Milivoje Kostic, "Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Rectangular Ducts", Advances in Heat Transfer, 1989, vol 19, pp. 247-356.
- [42] M. Ciofalo and M. W. Collins, *$\kappa - \epsilon$ Predictions of Heat Transfer in Turbulent Recirculating Flows Using an Improved Wall Treatment*, Numerical Heat Transfer, Part B, 1989, vol 15, pp. 21-47.
- [43] P. R. Souza Mendes, "Effect of periodic tapered enlargements and contractions on turbulent heat transfer and fluid flow in a circular duct". Ph. D. Thesis, University of Minnesota, 1982.
- [44] Certificado de Calibração nº 144/90, Credenciamento nº 015, emitido pelo Instituto Tecnológico PUC/RJ., Laboratório de Metrologia Temperatura, em 14/02/1991.

- [45] Jorge Alberto Almeida, "Coeficientes de Transporte Médios e Locais no Escoamento Turbulento em Tubos Internamente Aletados", Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1990.
- [46] R. J. Goldstein and D. K. Kreid, *Measurement of Laminar Flow Development in a Square Duct Using a Laser-Doppler Flowmeter*, J. Appl. Mech., 1967, vol 34, n 4, pp. 813-818.
- [47] G. A. Carlson and R. W. Hornbeck, *A Numerical Solution for Laminar Entrance Flow in a Square Duct*, J. Appl. mech., Trans. ASME, March 1973, pp. 25-30.
- [48] L. S. Han, *Hydrodynamic Entrance Lengths for Incompressible Flow in Rectangular Ducts*, J. Appl. Mech., Trans. ASME, September 1960, vol 82, Series E, pp. 403-409.
- [49] A. Melling and J. H. Whitelaw, *Turbulent Flow in a Rectangular Duct*, J. Fluid Mech., 1976, vol 78, part 2, pp. 289-315.
- [50] F. B. Gessner and A. F. Emery *The Numerical Prediction of Developing Turbulent Flow in Rectangular Ducts*, Trans. ASME I: J. Fluids Engng. 103 (1981), pp. 445-455.

APÊNDICE I

SEÇÃO PARA MEDIDA DA VAZÃO

a – Dispositivo Utilizado:

A medição da vazão durante as corridas experimentais foi realizada utilizando-se duas placas de orifício, construídas e instaladas de acordo com as instruções da American Society of Mechanical Engineers [25]. Um esquema da instalação é apresentado na Figura A1.1.

As placas de orifício foram usinadas a partir de uma chapa de alumínio com $\frac{1}{8}$ pol de espessura. Os flanges e a tubulação eram de PVC e os tubos das tomadas de pressão eram de latão.

A tubulação de PVC tinha diâmetro interno de $50.00^{+0.01}_{-0.01}$ mm e diâmetro externo de 57.45 mm. O comprimento de tubulação, reta e sem descontinuidade, a montante da placa era de 1110 mm. Conectados por luvas, constava ainda mais 665 mm de trecho reto, perfazendo um total de 1775 mm. A jusante, o comprimento de tubo reto e contínuo era de 560 mm. Estas dimensões estão acima dos limites mínimos indicados pela norma da ASME.

Optou-se pelo posicionamento $D - \frac{1}{2}D$ para as tomadas de pressão a montante e a jusante da placa de orifício, respectivamente, sendo cada tomada de pressão constituída por quatro furos ($\phi = 0.75\text{mm}$) axissimétricos interligados de modo a obter-se a pressão média na seção.

Para cobrir a faixa de vazão investigada, foram utilizadas duas placas de orifício com o diâmetro do orifício indicado na Tabela A1.1.

Era necessário adequar a relação de diâmetros da placa de orifício (β) à vazão desejada para se obter uma diferença de pressão que não compromettesse a confiabilidade

Figura A1.1 – Dispositivo de Medição de Vazão

Tabela A1.1

Placas de orifício		
d (mm)	β	Faixa de aplicação
25.00	0.2000	$Re < 20,000$
37.00	0.7400	$Re \geq 20,000$

Tolerâncias ± 0.01

nem causasse uma perda de carga excessiva. A faixa de utilização de cada placa também é apresentada na Tabela A1.1.

Dois manômetros de tubo em "U", utilizando água como fluido manométrico, tendo desnível máximo de 1 metro e resolução de 2 mm, foram utilizados como elemento secundário do medidor de vazão, sendo ligados de forma que um fornecia a diferença entre as pressões a montante e a jusante da placa de orifício ($p_1 - p_2$) e o outro a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão a montante da placa ($p_{atm} - p_1$).

b – Equações Utilizadas:

O roteiro de cálculo para determinação do número de Reynolds e da vazão segue as normas da ASME [25], sendo o fluxo de massa determinado por

$$\dot{m} = K F_e F_a A_{D_o} \sqrt{2 \rho_{ar} (p_1 - p_2)} \quad (A1.1)$$

Os dados geométricos e os dados experimentais conhecidos são:

D_i = diâmetro interno da tubulação de aspiração.

D_o = diâmetro do orifício da placa de orifício.

D = altura da seção de testes.

$$A_{D_o} = \frac{\pi D_o^2}{4}$$

$\beta = \frac{D_o}{D_i}$, relação de diâmetros da placa de orifício.

T_{ar} = temperatura do ar ambiente.

p_{atm} = pressão atmosférica.

$p_{atm} - p_1$ = diferença entre a pressão atmosférica e a pressão a montante da placa.

$p_1 - p_2$ = diferença entre as pressões a montante e a jusante da placa.

Os valores de $(p_1 - p_2)$ e $(p_{atm} - p_1)$ lidos durante a corrida são dados em mmH₂O. Para convertermos as unidades da pressão para Pascal precisamos conhecer a massa específica do fluido manométrico (no presente caso a água), o que é feito com auxílio do polinômio (A2.1) apresentado no APÊNDICE II

$$\rho_{H_2O} = 1.000529 \times 10^3 - 2.287674 \times 10^{-2} T - 4.619005 \times 10^{-3} T^2 \quad (A2.1)$$

Na equação A1.1, F_a é o fator de expansão da área de escoamento. É usado quando o material do elemento primário é aço, aço inox, bronze ou monel. O fator (F_a) é usado como multiplicador de A_{D_o} ou D_o^2 na eq. (A1.1). Na faixa de temperaturas de 50 °F(10 °C) a 100 °F(37.8 °C), F_a varia de 0.9995 a 1.0005 e $F_a = 1$ para $T = 70$ °F(21.11 °C). Na faixa de 10 °C a 37.8 °C $F_a \approx 1$. Como as temperaturas nas quais foram realizados os experimentos está dentro da faixa de 20 °C a 23 °C, será utilizado $F_a = 1 = \text{constante}$.

O fator de expansão F_e , é expresso por

$$F_e = 1 - (0.41 + 0.35 \beta^4) \frac{(p_1 - p_2)}{\gamma p_1} \quad (A1.2)$$

onde:

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$, razão de calores específicos do gás. Assumindo comportamento de gás ideal para o ar, $\gamma = 1.4$.

p_1 é a pressão absoluta do fluxo a montante da placa de orifício, determinada por

$$p_1 = p_{atm} - \underbrace{(p_{atm} - p_1)}_{\text{valor lido durante a corrida}}$$

A massa específica do ar é determinada pela equação dos gases perfeitos, e deve ser expressa em $\frac{Kg}{m^3}$.

$$\rho_{ar} = z \frac{p_1}{R_{un}} \frac{M_{ar}}{T_{ar}} \quad (A1.3)$$

neste caso, com pressão próxima a 1 atm e temperatura entre 20 °C e 23 °C, o ar tem comportamento de gás ideal, isto é, $z = 1$.

A diferença de pressão na placa de orifício $\Delta p = p_1 - p_2$ deve ser expressa em Pascal e a área de escoamento do orifício, A_{D_O} , deve ser expressa em m^2 .

O coeficiente de descarga K é determinado pela expressão

$$K = K_o + b \lambda \quad (A1.4)$$

onde:

$$K_o = \left(0.6014 - \frac{0.01352}{D_{t_{pol}}^{0.25}} \right) + \left(0.3760 + \frac{0.07257}{D_{t_{pol}}^{0.25}} \right) \left(\frac{0.00025}{D_{t_{pol}}^2 \beta^2 + 0.0025 D_{t_{pol}}} + \beta^4 + 1.5 \beta^{16} \right) \quad (A1.5)$$

$$b = \left(0.0002 + \frac{0.0011}{D_{t_{pol}}} \right) + \left(0.0038 + \frac{0.0004}{D_{t_{pol}}} \right) \left(\beta^2 + \left(16.5 + 5 D_{t_{pol}} \right) \beta^{16} \right) \quad (A1.6)$$

Nas expressões A1.6 e A1.7 $D_{t_{pol}}$ é o diâmetro interno do tubo expresso em polegadas.

$$\lambda = \frac{1000}{\sqrt{Re_{D_t}}} \quad (A1.7)$$

Sendo o número de Reynolds definido por:

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{L D \mu_{ar}} \quad (A1.8a)$$

$$Re_{D_t} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_t \mu_{ar}} \quad (A1.8b)$$

onde a viscosidade dinâmica do ar (μ) é determinada em função da temperatura do ar, dada pelo polinômio (A2.2) [43], apresentado no APÊNDICE II

$$\mu_{ar} = 10^{-6} (1.16116 + 6.85625 \times 10^{-2} T_{ar} - 3.6163 \times 10^{-5} T_{ar}^2) \quad (A2.2)$$

onde μ é dado em $[\frac{kg}{m \cdot s}]$ e T é a temperatura em $[K]$.

Como pode-se observar nas equações acima, o coeficiente de descarga depende do número de Reynolds e vice versa, sendo necessário um processo iterativo para determinar a vazão, como descrito a seguir:

c – Roteiro de Cálculos:

1- Com os dados medidos durante a experiência determina-se:

$$A_{D_0}$$

$$p_1$$

$$\rho_{ar} \longrightarrow \text{eq. (A1.3)}$$

$$\mu_{ar} \longrightarrow \text{eq. (A2.2)}$$

$$Fe \longrightarrow \text{eq. (A1.2)}$$

2- Arbitra-se um valor para Re_{D_t} .

3- Calcula-se o coeficiente de descarga K , empregando-se as eqs. (A1.4) a (A1.7).

4- Determina-se o fluxo de massa pela eq. (A1.1.)

5- Com a eq. (A1.8a), calcula-se um novo valor para Re_{D_t} , e compara-se com o anterior. Se os valores convergirem dentro do limite estipulado (neste caso, $|Re_{D_t} - Re_{D_t, \dots, \dots}| < 0.001$) o valor de K é satisfatório. Caso contrário, utiliza-se o último Re_{D_t} , calculado como novo arbítrio e retorna-se ao passo 3. As iterações continuam até que a convergência seja alcançada.

APÊNDICE II

PROPRIEDADES E CONSTANTES

Neste APÊNDICE são apresentadas as propriedades e constantes utilizadas no tratamento dos dados dos experimentos de queda de pressão e de transferência de massa.

a – Naftaleno :

Fórmula molecular:	$C_{10}H_8$
Massa molecular:	128.17
Ponto de fusão:	353.45 [K]
Ponto de ebulição:	490.65 [K]
Número de Schmidt:	2.5
Massa específica do sólido:	$1.146 \times 10^3 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
Condutividade térmica do sólido:	$1.1639 \times 10^5 \left[\frac{W}{m \ K} \right]$
Calor específico do sólido:	$4.0696 \times 10^6 \left[\frac{J}{Kg \ K} \right]$
Calor latente de fusão:	$1.4980 \times 10^5 \left[\frac{J}{Kg} \right]$
Calor latente de sublimação:	$5.5726 \times 10^5 \left[\frac{J}{Kg} \right]$
Coeficiente de difusão naftaleno/ar:	$6.1200 \times 10^{-6} \left[\frac{cm^2}{s} \right] \quad \left\{ \begin{array}{l} p=1 \ atm \\ T=25 \ ^\circ C \end{array} \right.$

b – Ar :

Massa molecular:	28.967
Constante do gás:	$287.14 \left[\frac{J}{Kg \ mol \ K} \right]$
Constante universal dos gases:	$8314.39 \left[\frac{J}{Kg \ mol \ K} \right]$

- A massa específica da água foi obtida através de uma regressão polinomial, utilizando o Método dos Mínimos Quadrados. Na faixa de temperaturas compreendida entre 15,0 °C a 40,0 °C, Almeida [45] obteve o seguinte polinômio do 2º:

$$\rho_{H_2O} = 1,000529 \times 10^3 - 2,287674 \times 10^{-2} T_{ar} - 4,619005 \times 10^{-3} T_{ar}^2 \quad (A2.1)$$

onde ρ_{H_2O} é a massa específica da água em $[\frac{kg}{m^3}]$ e T_{ar} é a temperatura do ar no ambiente do laboratório em °C. Almeida [45] verificou que o erro cometido ao se utilizar o polinômio acima é $\leq 0.01\%$.

- A viscosidade dinâmica do ar foi obtida através do polinômio abaixo [43]:

$$\mu_{ar} = 10^{-6} (1,16116 + 6,85625 \times 10^{-2} T_{ar} - 3,6163 \times 10^{-5} T_{ar}^2) \quad (A2.2)$$

onde μ_{ar} é dado em $[\frac{kg}{m \cdot s}]$ e T_{ar} é a temperatura do ar em [K]. O erro cometido ao se utilizar o polinômio acima é da ordem de 2% .

- A temperatura da Interface Naftaleno/Ar foi obtida através de uma regressão polinomial, utilizando o Método dos Mínimos Quadrados, nos valores obtidos pela calibração do termopar, obtendo-se o seguinte polinômio do 2º para a faixa de temperaturas compreendida entre 14,0 °C a 35,0 °C.

$$T_p = -0,128 + 17,195 V - 0,2581 V^2 \quad (A2.3)$$

onde T_p é a temperatura da interface naftaleno/ar em °C e V é a leitura da força eletromotriz fornecida pelo microvoltímetro em μV . O termopar foi aferido no laboratório do Instituto Tecnológico da PUC - RJ [44], o qual apresentou uma incerteza de $\pm 0,06\%$ (nível de confiabilidade de 95,4%), para a faixa de temperatura compreendida entre 0 °C a 35,0 °C, com diferença máxima de 0,2 °C para os valores compreendidos entre 14,0 °C a 30,0 °C, registrados durante as corridas experimentais.

APÊNDICE III

1 – DETALHES NUMÉRICOS

a – Coefficientes da Equação Geral Discretizada:

A seguir são apresentados os coeficientes da equação algébrica geral para o escoamento totalmente 3-D de acordo com Patankar [33].

$$a_P^\phi \phi_P = a_E^\phi \phi_E + a_W^\phi \phi_W + a_N^\phi \phi_N + a_S^\phi \phi_S + a_D^\phi \phi_D + a_U^\phi \phi_U + b^\phi \quad (A3.1)$$

onde P é o ponto nodal principal e E, W, N, S, D, U são os vizinhos leste, oeste, norte, sul, montante e jusante, respectivamente. Para uma integração temporal totalmente implícita os coeficientes são dados por:

$$a_E^\phi = D_e A(|P_e|) + \llbracket -F_e, 0 \rrbracket \quad (A3.2)$$

$$a_W^\phi = D_w A(|P_w|) + \llbracket +F_w, 0 \rrbracket \quad (A3.3)$$

$$a_N^\phi = D_n A(|P_n|) + \llbracket -F_n, 0 \rrbracket \quad (A3.4)$$

$$a_S^\phi = D_s A(|P_s|) + \llbracket +F_s, 0 \rrbracket \quad (A3.5)$$

$$a_D^\phi = D_d A(|P_d|) + \llbracket -F_d, 0 \rrbracket \quad (A3.6)$$

$$a_U^\phi = D_u A(|P_u|) + \llbracket +F_u, 0 \rrbracket \quad (A3.7)$$

$$a_P^0 = \frac{\rho_P^0 \Delta X \Delta Y \Delta Z}{\Delta t} \quad (A3.8)$$

$$a_P^\phi = a_E^\phi + a_W^\phi + a_N^\phi + a_S^\phi + a_D^\phi + a_U^\phi + a_P^o - S_P^\phi \Delta X \Delta Y \Delta Z \quad (A3.9)$$

$$b^\phi = S_G^\phi \Delta X \Delta Y \Delta Z + a_P^o \phi_P^o \quad (A3.10)$$

onde os índices minúsculos representam valores obtidos nas faces do volume de controle da variável de interesse.

O operador $\llbracket a, b \rrbracket$ retorna o maior valor entre os dois valores do argumento. P é o número de Peclet, definido por

$$P = \frac{\text{Convecção da Propriedade } \phi}{\text{Difusão da Propriedade } \phi} = \frac{F}{D} \quad (A3.11)$$

A função $A(|P|)$ depende do esquema adotado. No presente trabalho é adotada a formulação “Power Law” proposta por Patankar [33], dada por

$$A(|P|) = \llbracket 0, [1 - 0, 1|P|^5] \rrbracket \quad (A3.12)$$

O valor dos coeficientes de difusão D e dos fluxos de massa F são dados por:

$$D_e = \Gamma_e^\phi \Delta Y \Delta Z / (\delta X)_e, \quad F_e = (\rho U)_e \Delta Y \Delta Z \quad (A3.13)$$

$$D_w = \Gamma_w^\phi \Delta Y \Delta Z / (\delta X)_w, \quad F_w = (\rho U)_w \Delta Y \Delta Z \quad (A3.14)$$

$$D_n = \Gamma_n^\phi \Delta X \Delta Z / (\delta Y)_n, \quad F_n = (\rho V)_n \Delta X \Delta Z \quad (A3.15)$$

$$D_s = \Gamma_s^\phi \Delta X \Delta Z / (\delta Y)_s, \quad F_s = (\rho V)_s \Delta X \Delta Z \quad (A3.16)$$

$$D_d = \Gamma_d^\phi \Delta X \Delta Y / (\delta Z)_d \quad , \quad F_d = (\rho W)_d \Delta X \Delta Y \quad (A3.17)$$

$$D_u = \Gamma_u^\phi \Delta X \Delta Y / (\delta Z)_u \quad , \quad F_u = (\rho W)_u \Delta X \Delta Y \quad (A3.18)$$

No regime permanente, o coeficiente a^0_P é nulo. Observe que para o caso 3-D parabólico, como a difusão ao longo da direção parabólica é nula e o fluxo de massa nessa direção deve ser sempre positivo, uma vez que não poderá haver inversão de sentido do escoamento, pode-se simplificar os coeficientes a_D e a_U para:

$$a_D^\phi = 0 \quad , \quad a_U^\phi = F_u \quad (A3.19)$$

O volume de controle deve ser deslocado na direção parabólica e o plano U passa a receber a denominação de UP de acordo com a Figura 5.2. Como $a_{UP} \phi_{UP}$ é um valor conhecido, a equação A3.1 pode ser reescrita na forma bi-dimensional como:

$$a_P^\phi \phi_P = a_E^\phi \phi_E + a_W^\phi \phi_W + a_N^\phi \phi_N + a_S^\phi \phi_S + B^\phi \quad (A3.20)$$

onde $B^\phi = a_{UP}^\phi \phi_{UP} + b^\phi$, sendo $b^\phi = S_C^\phi \Delta X \Delta Y \Delta Z$

b – Descrição do Algoritmo SIMPLER:

A equação para a determinação do campo de pressão pode ser obtida da equação da continuidade, como apresentado a seguir:

As equações (5.71) e (5.72) podem ser reescritas como

$$U_P = \hat{U}_P + d_w (p_P - p_w) \quad (A3.21)$$

$$V_P = \hat{V}_P + d_s (p_P - p_s) \quad (A3.22)$$

Substituindo estas equações na equação da continuidade na sua forma aproximada, obtém-se

$$[\rho_P - \rho_P^o] \frac{\Delta X \Delta Y \Delta Z}{\Delta t} + [F_e - F_w] + [F_n - F_s] + [F_d - F_u] = 0 \quad (A3.23)$$

onde F_k é o fluxo de massa através da face k ($F_k = \rho u_k \Delta x_i \Delta x_j$). Assumindo que o campo de velocidade axial W é conhecido, a equação resultante é

$$a_P^P p_P = a_E^P p_E + a_W^P p_W + a_N^P p_N + a_S^P p_S + B^P \quad (A3.24)$$

onde

$$a_E^P = \Delta Y \Delta Z \rho_e d_e \quad (A3.25)$$

$$a_W^P = \Delta Y \Delta Z \rho_w d_w \quad (A3.26)$$

$$a_N^P = \Delta X \Delta Z \rho_n d_n \quad (A3.27)$$

$$a_S^P = \Delta X \Delta Z \rho_s d_s \quad (A3.28)$$

$$a_P^P = a_E^P + a_W^P + a_N^P + a_S^P \quad (A3.29)$$

$$d_w = \frac{D^U r}{a_P^U} \quad (A3.30)$$

$$d_s = \frac{D^V r}{a_P^V} \quad (A3.31)$$

$$d_e = \frac{D^U s}{a_P^U} \quad (A3.32)$$

$$d_n = \frac{D^{V_N}}{a_P^{V_N}} \quad (\text{A3.33})$$

$$\begin{aligned} -B^P = \frac{\Delta X \Delta Y \Delta Z}{\Delta t} (\rho_P - \rho_P^o) + \Delta Y \Delta Z (\rho_e \hat{U}_E - \rho_w \hat{U}_P) + \Delta X \Delta Z (\rho_n \hat{V}_N - \rho_P \hat{V}_P) \\ + \Delta X \Delta Y [(\rho W)_P - (\rho W)_{UP}] \quad (\text{A3.34}) \end{aligned}$$

onde

$$\hat{U}_P = [a_E^U U_E + a_W^U U_W + a_N^U U_N + a_S^U U_S + B^U] / a_P^U \quad (\text{A3.35})$$

$$\hat{V}_P = [a_E^V V_E + a_W^V V_W + a_N^V V_N + a_S^V V_S + B^V] / a_P^V \quad (\text{A3.36})$$

Pode-se assumir que os componentes de velocidade U e V e a pressão podem ser escritos como:

$$U = U^* + U' \quad (\text{A3.37})$$

$$V = V^* + V' \quad (\text{A3.38})$$

$$P = P^* + P' \quad (\text{A3.39})$$

onde o superescrito $*$ significa valor disponível aproximado e o superescrito $'$ significa correção.

Os valores $*$ de U e V são obtidos resolvendo-se as equações (5.71) e (5.72) para um campo de pressão $*$ disponível, da solução da equação (A3.24). A correção para as velocidades transversais pode ser obtida ao se substituir as equações (A3.37) à (A3.39) nas equações de conservação (5.71) e (5.72), desprezando-se a contribuição das correções U' e V' dos volumes vizinhos. Desta forma,

$$U'_P = -\frac{D^{U_P}}{a^{U_P}} [P'_P - P'_W] \quad (A3.40)$$

$$V'_P = -\frac{D^{V_P}}{a^{V_P}} [P'_P - P'_S] \quad (A3.41)$$

$$U'_E = -\frac{D^{U_E}}{a^{U_E}} [P'_E - P'_P] \quad (A3.42)$$

$$V'_N = -\frac{D^{V_N}}{a^{V_N}} [P'_N - P'_P] \quad (A3.43)$$

A correção de pressão p' pode agora ser obtida substituindo-se as equações (A3.37) e (A3.38) com as definições (A3.40) à (A3.43) na equação da conservação de massa, resultando em

$$a_P^P p'_P = a_E^P p'_E + a_W^P p'_W + a_N^P p'_N + a_S^P p'_S + B^{P'} \quad (A3.44)$$

onde

$$\begin{aligned} B^{P'} = \frac{\Delta X \Delta Y \Delta Z}{\Delta t} (\rho_P - \rho_P^o) + \Delta Y \Delta Z (\rho_e U_E^* - \rho_w U_P^*) + \Delta X \Delta Z (\rho_n V_N^* - \rho_s V_P^*) \\ + \Delta X \Delta Y [(\rho W)_P - (\rho W)_{UP}] \end{aligned} \quad (A3.45)$$

e os coeficientes a_E^P , a_W^P , a_N^P e a_S^P são os mesmos da equação para a pressão, dados pelas equações (A3.25) à (A3.33).

Assim, as velocidades transversais podem ser corrigidas de acordo com as seguintes equações

$$U_P = U_P^* - d_w (P'_P - P'_W) \quad (A3.46)$$

$$V_P = V_P^* - d_s [P'_P - P'_S] \quad (A3.47)$$

sendo d_w e d_s dados pelas equações (A3.30) e (A3.31)

c – Tratamento do Acoplamento Pressão-Velocidade segundo Raithby e Schneider:

Tendo em mente a linearidade de dP/dZ com W para um dado conjunto de coeficientes, Raithby e Schneider [37] propuseram a utilização de duas variáveis adicionais,

$$Q = -\frac{dP}{dZ} \quad ; \quad f_P = \frac{\partial W_P}{\partial Q} \quad (A3.48)$$

Aproximando as expressões acima, obtém-se

$$-\Delta Q = \frac{dP}{dZ} - \frac{dP^*}{dZ} \quad (A3.49)$$

e

$$f_P \Delta Q = \Delta W_P = W_P - W_P^* \quad (A3.50)$$

ΔQ deve ser obtido utilizando a equação de conservação global de massa (equação (5.36)), juntamente com a equação (A3.50), resultando em

$$\Delta Q = \frac{\dot{M} - M^*}{\sum \sum_P \rho \Delta X \Delta Y f_P} \quad (A3.51)$$

onde $\dot{M}$ é a vazão em massa na entrada do duto. A variável f_P pode ser obtida, derivando-se a equação (5.70) em relação a Q , obtendo-se

$$a_P f_P = a_E f_E + a_W f_W + a_N f_N + a_S f_S + D_P^W \quad (A3.52)$$

onde as condições de contorno para f_P são obtidas da equação (A3.50). Conhecendo-se ΔQ e f_P , o novo campo de velocidade W que satisfaz o balanço global de massa pode ser determinado.

$$W_P = W_P^* + f_P \Delta Q \quad (A3.53)$$

APÊNDICE IV

PROBLEMAS TESTE

Com o propósito de se verificar a implementação do tratamento parabólico das equações de conservação, serão apresentados a seguir dois problemas teste, os quais foram comparados com resultados disponíveis na literatura. Trata-se do desenvolvimento do escoamento laminar em um duto de seção quadrada com paredes fixas e parede superior móvel.

a – Desenvolvimento do Escoamento Laminar em um Duto de Seção Quadrada

Neste primeiro caso, determinou-se o desenvolvimento hidrodinâmico laminar em um duto de seção quadrada e comparou-se os resultados obtidos para velocidade axial e distribuição de pressão axial com os resultados experimentais de Goldstein e Kreid [46] e os resultados numéricos de Carlson e Hornbeck [47], Han [48] e Almeida [36].

As Figuras A4.1 e A4.2 apresentam o perfil de velocidade axial ao longo da coordenada vertical y no plano central do duto quadrado e ao longo da diagonal do duto para tres posições axiais: $Z/(D_h \cdot Re) = 0,0075, 0,020$ e desenvolvido. Pode-se observar nas Figuras a excelente concordância entre os presentes resultados e os resultados experimentais de Goldstein e Kreid [46].

A Figura A4.3 mostra o desenvolvimento da velocidade axial na linha de centro. Por sua vez, a Figura A4.4 apresenta o desenvolvimento para a velocidade axial em um ponto ao longo da diagonal afastados das paredes de uma distância igual a um quarto da dimensão do duto. Os presentes resultados apresentam excelente concordância com os resultados experimentais de Goldstein e Kreide [46] em ambos os pontos e são coincidentes com os resultados de Almeida [36]. A pequena discrepância observada na

Figura A4.1 - Desenvolvimento do Perfil de Velocidade Axial no Plano Central

$Z/(Re.D_h)$

1 0,0075

2 0,020

3 Desenvolvido

Figura A4.2 - Desenvolvimento do Perfil de Velocidade Axial no Plano Diagonal

Figura A4.3 - Desenvolvimento da Velocidade Axial na Linha de Centro

Figura A4.4 - Desenvolvimento da Velocidade Axial na Diagonal, para $x/D_h = y/D_h = 1/4$

Figura A4.4, entre os resultados numéricos obtidos no presente trabalho e os obtidos por Carlson e Hornbeck [47] deve ser creditada às interpolações necessárias para obter as velocidades nos pontos desejados. Os resultados numéricos de Han [48] não captaram tão bem o pico na velocidade axial, mostrado na Figura A4.4, que os outros métodos reproduziram.

A Figura A4.5 apresenta o desenvolvimento da queda da pressão média $D\bar{P}(Z)/DZ$ ao longo do duto. Os resultados são coincidentes com os obtidos por Carlson e Hornbeck [47] e Almeida [36], apresentando porém, discrepâncias com relação aos resultados obtidos por Han [48].

A boa concordância dos resultados obtidos garantem a correta implementação do tratamento parabólico das equações quanto ao acoplamento pressão-velocidade na direção axial.

b – Desenvolvimento do Escoamento Laminar em um Duto de Seção Quadrada com a Parede Superior Móvel

Com a finalidade de se fazer uma verificação mais apurada do tratamento parabólico das equações no que diz respeito às velocidades transversais (plano elíptico), utilizou-se o algoritmo numérico desenvolvido, para se obter os campos de velocidade e de temperatura para um escoamento em um duto de seção quadrada, no qual a parede superior se move com uma velocidade constante U_w . Na seção de entrada, o perfil de velocidade é plano e a temperatura uniforme. A parede superior possui temperatura constante e uniforme e maior que na entrada, enquanto que as outras paredes são adiabáticas. A Figura A4.6 apresenta o comportamento do desenvolvimento da pressão ao longo do duto. A comparação dos resultados obtidos com o algoritmo de simulação e os valores numéricos obtidos por Almeida [36], para valores do parâmetro Re_w ($Re_w = \rho U_w D_h / \mu$) iguais a 0; 50 ; 100 e 200 resultam coincidentes. Estes resultados também apresentam excelente concordância com os resultados de Patankar e

Figura A4.5 - Desenvolvimento da Pressão Média Duto Quadrado

Figura A4.6 - Desenvolvimento da Pressão Média Duto de Parede Móvel

Spalding [35], como mostrado em [36]. A Figura A4.7 apresenta o desenvolvimento da velocidade máxima axial, adimensionalizada com a velocidade da seção de entrada, com resultados igualmente coincidentes ao da referência [36].

Neste teste também foi possível se verificar a implementação da equação para a energia térmica, onde a Figura A4.8 apresenta o desenvolvimento axial da temperatura de mistura, T_b . Os resultados mais uma vez coincidem com os valores obtidos por Almeida [36] e Patankar e Spalding [35].

Resultados idênticos com [36] também foram obtidos para as distribuições de velocidade axial no plano elíptico na região de escoamento desenvolvido, os quais são mostrados na Figura A4.9 para os três Re_w testados, por meio das linhas de igual velocidade axial. A Figura A4.10 apresenta as isotermas para os três valores de Re_w na região desenvolvida e mais uma vez os resultados são coincidentes com os resultados numéricos obtidos por Almeida [36].

A excelente concordância entre os resultados obtidos para este teste com os valores obtidos por Almeida [36] e Patankar e Spalding [35], juntamente com os resultados do teste anterior, qualificam o algoritmo numérico para solução de escoamentos tridimensionais parabólicos.

c – Desenvolvimento do Escoamento Turbulento em um Duto de Seção Quadrada

Com o propósito de se testar o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$, utilizou-se o algoritmo numérico para obter o desenvolvimento do escoamento turbulento em um duto quadrado com perfil plano de velocidades como condição de entrada. A Figura A4.11 apresenta o desenvolvimento da velocidade axial na linha de centro do duto para números de Reynolds iguais a $4,2 \times 10^4$ e $2,5 \times 10^5$. Estes resultados são comparados com os valores experimentais obtidos por Melling e Whitelaw [49] para $Re = 4,2 \times 10^4$ e por Gessner e Emery em [50] para $Re = 2,5 \times 10^5$. Pode-se perceber da Figura que para

Figura A4.7 - Variação da Velocidade Máxima Longitudinal

Figura A4.8 - Variação da Temperatura de Mistura com a Distância Longitudinal

Figura A4.9 - Curvas de Igual Velocidade Axial na Região Desenvolvida

Figura A4.10 - Isotermas na Região Desenvolvida para $Pr = 1$

um comprimento de até aproximadamente 30 diâmetros hidráulicos, os resultados concordam bastante bem, para os dois valores de número de Reynolds testados. A partir deste ponto, os resultados apresentam discrepâncias em decorrência das características isotrópicas apresentadas pelo modelo $\kappa - \epsilon$. Como já foi observado por Rodi [26], este modelo não consegue captar os movimentos do escoamento secundário, inerentes a escoamentos turbulentos em dutos quadrados. Isto fica bastante evidente na Figura A4.12, quando se compara os resultados obtidos para as curvas de igual velocidade axial em planos transversais diferentes, com os resultados experimentais obtidos por Melling e Whitelaw [49].

As curvas obtidas com o modelo $\kappa - \epsilon$, apresentadas na Figura A4.12, são praticamente circulares, enquanto que os resultados experimentais produzem curvas deformadas, pelo fato do escoamento secundário transportar fluido com grande quantidade de movimento do centro para os cantos do duto e de pequena quantidade de movimento das paredes para o centro. Isto se dá porque neste tipo de escoamento, as tensões normais turbulentas não são da mesma ordem de grandeza que as tensões turbulentas cizalhantes. Além disso, neste tipo de escoamento, as tensões acima referidas são significativas quando comparadas com os termos de inércia e de gradientes de pressão. A Figura A4.12(a) apresenta boa concordância entre os resultados numéricos obtidos com o modelo de simulação e os valores experimentais para a seção $z/D_h = 5,6$, a qual é bem próxima da seção de entrada. Já na Figura A4.12(b), as discrepâncias são enormes, tendo em vista que estes resultados foram obtidos para a posição $z/D_h = 36,8$; na qual o escoamento está quase desenvolvido e o efeito do escoamento secundário sobre as curvas de igual velocidade axial é bastante significativo.

A despeito das características isotrópicas do modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$, os resultados obtidos e ilustrados nas Figuras A4.11 e A4.12(a) indicam que a implementação do modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ no algoritmo de simulação está correto, pois os presentes resultados concordam com os resultados apresentados por Demuren e Rodi [28] para este modelo.

Figura A4.11 - Desenvolvimento da Velocidade Média Axial na Linha de Centro

(a) - $Z/D_h = 5,6$

(b) - $Z/D_h = 36,8$

Figura A4.12 - Curvas de Igual Velocidade Média Axial para $Re=10^4$

Visando captar o movimento secundário na região de escoamento desenvolvido, implementou-se o modelo algébrico de tensões de Reynolds descrito no capítulo 5. No entanto, os resultados obtidos não apresentaram melhora significativa em relação ao modelo $\kappa - \epsilon$, mas apresentaram um custo muito maior (maior espaço de memória para armazenamento e tempo de execução) e dificuldade de convergência, levando a optar pela utilização do modelo $\kappa - \epsilon$. Além disso, de acordo com Hartnet et al [38], o efeito do escoamento secundário diminui sensivelmente quando a razão de aspecto do duto retangular cresce e o problema em estudo possui grande razão de aspecto. Finalmente, no escoamento espiralado analisado, os termos de inércia e de pressão são preponderantes em relação às tensões turbulentas.

APÊNDICE V

MEDIDAS DE PRESSÃO

Neste APÊNDICE são apresentados as tabelas contendo as medidas referentes aos experimentos de queda de pressão e determinação do fator de atrito. Abaixo são apresentadas as grandezas medidas e as unidades associadas.

Unidades:

T	$^{\circ}C$
$p_1 - p_2$	$mm\ H_2O$
$p_{atm} - p_1$	$mm\ H_2O$
p_{atm}	$mm\ Hg$
$p - p_{atm}$	$mm\ Hg$
μ_{ar}	$\frac{kg}{m\ s}$
ρ_{ar}	$\frac{kg}{m^3}$
$\bar{v}$	$\frac{m}{s}$

Tabela A5.1

Incerteza em Re e f $P/D = 4,4$			
RE	$\delta Re\%$	f	$\delta f\%$
Re $\approx$ 10000			
9783	1,75	0,0323	8,43
10458	1,66	0,0300	5,61
10458	1,66	0,0306	5,56
10472	1,66	0,0345	5,37
10472	1,66	0,0342	5,40
Re $\approx$ 20000			
19741	2,83	0,0242	6,22
19741	2,83	0,0240	6,22
20025	1,45	0,0248	4,38
20025	1,45	0,0237	4,45
20278	1,64	0,0258	16,64
Re $\approx$ 30000			
30071	2,27	0,0242	5,91
30071	2,27	0,0242	5,91
30295	2,27	0,0247	5,87

Tabela A5.2

Incerteza em Re e f P/D = 10,3			
RE	$\delta Re \%$	f	$\delta f \%$
Re $\approx$ 10000			
10021	1,71	0,0323	5,37
10151	1,70	0,0276	14,42
10198	1,70	0,0279	16,60
10806	1,63	0,0303	12,86
Re $\approx$ 20000			
18216	3,06	0,0251	17,65
20351	1,55	0,0251	3,95
20457	1,52	0,0258	14,38
20575	1,52	0,0262	32,08
Re $\approx$ 30000			
29861	2,28	0,0241	10,07
30134	2,27	0,0240	5,12
30447	2,27	0,0211	5,18
30217	2,27	0,0209	4,93

Tabela A5.3

Incerteza em Re e f P/D = 22,0			
RE	$\delta Re \%$	f	$\delta f \%$
Re $\approx$ 10000			
10087	1,70	0,0317	12,09
10285	1,69	0,0309	7,28
10286	1,69	0,0314	7,20
Re $\approx$ 20000			
19985	2,82	0,0285	7,05
20361	1,52	0,0260	12,15
Re $\approx$ 30000			
30193	2,27	0,0219	5,30
30532	2,27	0,0214	7,15

Tabela A5.4

Medidas Axiais de Pressão			
P/D = Caso Base			
T_{ar}	25,3	25,5	25,7
$P_1 - P_2$	96	57	133
$P_{atm} - P_1$	16	52,5	114
P_{atm}	763,3	763,4	764,5
β	0,50	0,74	0,74
$Inc, ^+$	0,015	0,014	0,010
$\mu_{ar} \times 10^5$	1,840	1,841	1,842
ρ_{ar}	1,19	1,18	1,18
$\bar{v}$	6,10	12,23	18,59
Re	10044	20024	30265
Z/D_h	$p - p_{atm}$		
0,00	0,000	0,000	0,000
0,39	-0,413	-1,561	-3,400
0,78	-0,266	-1,080	-2,370
1,27	-0,256	-1,016	-2,230
1,76	-0,257	-1,016	-2,200
2,35	-0,260	-1,027	-2,200
2,94	-0,265	-1,028	-2,210
4,08	-0,272	-1,047	-2,230
5,29	-0,276	-1,063	-2,250
6,47	-0,280	-1,073	-2,270
7,64	-0,288	-1,097	-2,310
9,49	-0,300	-1,135	-2,405
11,33	-0,308	-1,166	-2,450
13,66	-0,324	-1,208	-2,560
16,01	-0,334	-1,257	-2,650
20,29	-0,360	-1,331	-2,810
24,60	-0,382	-1,410	-2,970
29,30	-0,410	-1,496	-3,150
34,00	-0,434	-1,566	-3,300
39,26	-0,462	-1,660	-3,490
44,53	-0,489	-1,751	-3,670

Tabela A5.5

Medidas Axiais de Pressão $P/D = 22,0$			
T_{ar}	26,0	26,1	25,9
$P_1 - P_2$	96,5	56	135
$P_{atm} - P_1$	28,5	96	210
P_{atm}	765,3	764,3	764,3
β	0,50	0,74	0,74
$Inc, \begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix}$	0,01	0,01	0,01
$\mu_{ar} \times 10^5$	1,844	1,844	1,843
ρ_{ar}	1,19	1,18	1,16
$\bar{v}$	6,12	12,15	18,82
Re	10044	19770	30193
Z/D_h	$p - p_{atm}$		
0,00	-0,874	-2,843	-6,010
0,39	-1,292	-4,115	-8,920
0,78	-1,238	-4,065	-8,795
1,27	-1,241	-4,055	-8,760
1,76	-1,241	-4,040	-8,725
2,35	-1,244	-4,030	-8,740
2,94	-1,249	-4,040	-8,755
4,08	-1,260	-4,060	-8,800
5,29	-1,263	-4,095	-8,830
6,47	-1,271	-4,125	-8,880
7,64	-1,276	-4,140	-8,930
9,49	-1,285	-4,170	-9,010
11,33	-1,295	-4,210	-9,070
13,66	-1,309	-4,260	-9,185
16,01	-1,320	-4,295	-9,290
20,29	-1,342	-4,360	-9,450
24,60	-1,365	-4,430	-9,620
29,30	-1,389	-4,520	-9,800
34,00	-1,413	-4,600	-9,960
39,26	-1,438	-4,690	-10,160
44,53	-1,463	-4,780	-10,360

Tabela A5.6

Medidas Axiais de Pressão			
$P/D = 10,3$			
T_{ar}	25,6	26,3	26,0
$P_1 - P_2$	96,5	57	135
$P_{atm} - P_1$	32	104	224
P_{atm}	766,8	766,3	767,2
β	0,50	0,74	0,74
$Inc, ^+$ $^-$	0,01	0,01	0,01
$\mu_{ar} \times 10^5$	1,842	1,845	1,844
ρ_{ar}	1,19	1,18	1,17
$\bar{v}$	6,11	12,25	18,80
Re	10070	19944	30340
Z/D_h	$p - p_{atm}$		
0,00	-1,223	-3,957	-8,137
0,39	-1,428	-4,440	-9,798
0,78	-1,426	-4,495	-9,908
1,27	-1,428	-4,520	-9,948
1,76	-1,430	-4,530	-9,958
2,35	-1,435	-4,550	-9,978
2,94	-1,440	-4,560	-10,008
4,08	-1,450	-4,600	-10,068
5,29	-1,459	-4,620	-10,118
6,47	-1,471	-4,650	-10,168
7,64	-1,480	-4,670	-10,208
9,49	-1,490	-4,710	-10,278
11,33	-1,500	-4,740	-10,348
13,66	-1,513	-4,780	-10,448
16,01	-1,525	-4,820	-10,528
20,29	-1,548	-4,890	-10,688
24,60	-1,568	-4,960	-10,838
29,30	-1,590	-5,020	-10,998
34,00	-1,615	-5,100	-11,178
39,26	-1,638	-5,180	-11,358
44,53	-1,662	-5,260	-11,548

Tabela A5.7

Medidas Axiais de Pressão			
$P/D = 4,4$			
T_{ar}	25,9	25,9	25,9
$P_1 - P_2$	97	57	135
$P_{atm} - P_1$	47	147	307
P_{atm}	767,6	767,7	767,5
β	0,50	0,74	0,74
$Inc, +$	0,01	0,01	0,01
$\mu_{ar} \times 10^5$	1,843	1,843	1,843
ρ_{ar}	1,19	1,18	1,16
$\bar{v}$	6,13	12,26	18,87
Re	10080	19956	30236
Z/D_h	$p - p_{atm}$		
0,00	-1,988	-6,223	-12,604
0,39	-2,340	-6,780	-14,491
0,78	-2,390	-7,100	-15,311
1,27	-2,430	-7,230	-15,601
1,76	-2,450	-7,260	-15,671
2,35	-2,460	-7,320	-15,781
2,94	-2,470	-7,350	-15,871
4,08	-2,490	-7,440	-16,041
5,29	-2,500	-7,470	-16,141
6,47	-2,510	-7,520	-16,251
7,64	-2,520	-7,540	-16,301
9,49	-2,540	-7,620	-16,401
11,33	-2,550	-7,650	-16,521
13,66	-2,570	-7,710	-16,651
16,01	-2,580	-7,750	-16,761
20,29	-2,610	-7,840	-16,951
24,60	-2,630	-7,900	-17,131
29,30	-2,660	-8,000	-17,311
34,00	-2,680	-8,060	-17,481
39,26	-2,710	-8,170	-17,711
44,53	-2,740	-8,250	-17,911

Tabela A5.8

Medidas Transversais de Pressão									
P/D = 22,0									
T_{ar}	20,5	20,4	19,8	20,5	20,4	20,2	20,5	20,4	19,8
$P_1 - P_2$	93	53	126	93	53	126	93	53	126
$P_{atm} - P_1$	37	177	816	37	177	816	37	177	816
P_{atm}	766,5	766,2	766,7	766,5	766,2	766,2	766,5	766,2	766,2
β	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74
Z/D_h	6,5			7,6			11,3		
Re	10093	19627	29178	10118	19627	29124	10080	19627	29168
X/L	$P_x - P_{atm}$								
0,05	-1,23	-4,13	-8,02	-1,25	-4,18	-8,04	-1,25	-4,24	-8,20
0,10	-1,23	-4,13	-8,03	-1,24	-4,18	-8,02	-1,25	-4,24	-8,15
0,15	-1,24	-4,14	-8,04	-1,25	-4,18	-8,02	-1,25	-4,23	-8,18
0,20	-1,24	-4,14	-8,04	-1,24	-4,18	-8,02	-1,26	-4,23	-8,19
0,25	-1,24	-4,16	-8,03	-1,24	-4,17	-8,02	-1,26	-4,24	-8,18
0,30	-1,24	-4,14	-8,03	-1,25	-4,17	-8,02	-1,25	-4,23	-8,16
0,35	-1,24	-4,15	-8,04	-1,24	-4,17	-8,02	-1,26	-4,25	-8,18
0,40	-1,24	-4,16	-8,04	-1,25	-4,19	-8,02	-1,25	-4,25	-8,19
0,45	-1,25	-4,16	-8,04	-1,25	-4,20	-8,03	-1,25	-4,25	-8,19
0,50	-1,24	-4,16	-8,04	-1,24	-4,19	-8,01	-1,26	-4,25	-8,17

Tabela A5.9

Medidas Transversais de Pressão									
P/D = 10,3									
T_{ar}	20,5	20,6	21,0	20,3	20,7	20,8	20,3	20,7	20,9
$P_1 - P_2$	92	53	126	92	52	127	92	52	127
$P_{atm} - P_1$	38	148	541	37	149	533	37	149	536
P_{atm}	764,8	764,8	765,3	764,9	764,8	765,1	764,9	764,8	765,2
β	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74
Z/D_h	6,5			7,6			11,3		
Re	10039	19666	29444	10051	19519	29649	10051	19519	29541
X/L	$P_x - P_{atm}$								
0,05	-1,41	-4,58	-8,96	-1,44	-4,62	-9,10	-1,45	-4,67	-9,15
0,10	-1,42	-4,58	-8,93	-1,44	-4,61	-9,06	-1,45	-4,64	-9,11
0,15	-1,42	-4,58	-8,96	-1,43	-4,61	-9,09	-1,45	-4,66	-9,16
0,20	-1,42	-4,58	-8,95	-1,43	-4,61	-9,07	-1,46	-4,66	-9,16
0,25	-1,42	-4,58	-8,96	-1,43	-4,62	-9,07	-1,45	-4,67	-9,16
0,30	-1,41	-4,58	-8,94	-1,44	-4,61	-9,04	-1,45	-4,67	-9,14
0,35	-1,41	-4,59	-8,96	-1,43	-4,62	-9,06	-1,45	-4,66	-9,15
0,40	-1,41	-4,59	-8,96	-1,43	-4,62	-9,05	-1,45	-4,66	-9,16
0,45	-1,41	-4,59	-8,98	-1,43	-4,62	-9,07	-1,45	-4,65	-9,16
0,50	-1,42	-4,58	-8,96	-1,43	-4,61	-9,03	-1,45	-4,66	-9,15

Tabela A5.10

Medidas Transversais de Pressão									
$P/D = 4,4$									
T_{ar}	20,6	20,1	21,2	20,6	20,4	20,6	20,6	20,1	21,1
$P_1 - P_2$	99	52	127	99	52	128	99	52	127
$P_{atm} - P_1$	55	182	588	55	182	582	55	182	588
P_{atm}	765,0	765,5	764,8	765,0	764,7	764,6	765,0	765,5	764,8
β	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74
Z/D_h	6,5			7,6			11,3		
Re	10409	19410	29452	10412	19370	29648	10409	19410	29452
X/L	$P_x - P_{atm}$								
0,05	-2,56	-6,99	-17,25	-2,60	-7,03	-17,31	-2,60	-7,08	-17,00
0,10	-2,54	-6,96	-17,33	-2,58	-7,00	-17,38	-2,58	-7,05	-17,08
0,15	-2,56	-7,01	-17,18	-2,58	-7,03	-17,32	-2,58	-7,09	-17,02
0,20	-2,56	-6,99	-17,26	-2,61	-7,02	-17,35	-2,61	-7,06	-17,02
0,25	-2,56	-7,00	-17,25	-2,60	-7,04	-17,32	-2,60	-7,08	-17,01
0,30	-2,56	-6,96	-17,32	-2,60	-7,01	-17,36	-2,60	-7,06	-17,05
0,35	-2,57	-7,01	-17,23	-2,60	-7,01	-17,32	-2,60	-7,07	-17,02
0,40	-2,57	-6,99	-17,26	-2,60	-7,01	-17,33	-2,60	-7,08	-17,01
0,45	-2,56	-7,00	-17,21	-2,60	-7,03	-17,28	-2,60	-7,08	-16,98
0,50	-2,55	-6,97	-17,28	-2,60	-7,00	-17,37	-2,60	-7,05	-17,01

Tabela A5.11

Medidas Transversais de Pressão						
$P/D = 10,3$ e $22,0$; $Z/D_h = 0,4$						
P/D	10,3			22,0		
T_{ar}	19,8	19,6	19,4	19,6	19,7	19,8
$P_1 - P_2$	91	54	127	92	52	126
$P_{atm} - P_1$	37	174	489	34	138	474
P_{atm}	767,0	766,9	766,9	766,9	766,9	767,0
β	0,50	0,74	0,74	0,50	0,74	0,74
Re	10004	19841	29875	10081	19550	29760
X/L	$P_x - P_{atm}$					
0,05	-1,40	-4,59	-9,12	-1,24	-4,17	-8,36
0,10	-1,37	-4,53	-8,97	-1,23	-4,09	-8,21
0,15	-1,38	-4,57	-9,05	-1,23	-4,13	-8,28
0,20	-1,37	-4,46	-8,84	-1,23	-4,13	-8,26
0,25	-1,39	-4,58	-9,06	-1,25	-4,17	-8,32
0,30	-1,35	-4,43	-8,75	-1,23	-4,11	-8,21
0,35	-1,38	-4,55	-8,96	-1,24	-4,14	-8,29
0,40	-1,36	-4,43	-8,75	-1,23	-4,13	-8,27
0,45	-1,39	-4,58	-9,04	-1,25	-4,18	-8,38
0,50	-1,34	-4,45	-8,77	-1,25	-4,18	-8,36
0,55	-1,39	-4,56	-8,99	-1,25	-4,14	-8,30
0,60	-1,36	-4,47	-8,80	-1,23	-4,06	-8,10
0,65	-1,40	-4,60	-9,11	-1,25	-4,16	-8,33
0,70	-1,36	-4,46	-8,81	-1,25	-4,13	-8,28
0,75	-1,38	-4,54	-8,95	-1,24	-4,13	-8,26
0,80	-1,35	-4,46	-8,78	-1,22	-4,05	-8,09
0,85	-1,40	-4,63	-9,08	-1,22	-4,12	-8,24
0,90	-1,36	-4,47	-8,77	-1,23	-4,06	-8,09
0,95	-1,38	-4,55	-8,95	-1,24	-4,17	-8,36

Tabela A5.12

Medidas Transversais de Pressão $P/D = 4,4; Z/D_h = 0,4$					
T_{ar}	20,8	20,7	20,5	20,5	19,8
$P_1 - P_2$	22	99	51	127	91
$P_{atm} - P_1$	15	54	169	448	37
P_{atm}	769,3	769,7	770,2	770,2	767,0
β	0,50	0,50	0,74	0,74	0,74
Re	4974	10444	19354	29883	32634
X/L	$P_x - P_{atm}$				
0,05	-0,755	-2,53	-6,84	-15,08	-17,25
0,10	-0,736	-2,44	-6,52	-14,26	-16,25
0,15	-0,754	-2,51	-6,80	-14,99	-17,14
0,20	-0,723	-2,39	-6,42	-14,08	-16,00
0,25	-0,755	-2,53	-6,81	-15,08	-17,23
0,30	-0,735	-2,44	-6,57	-14,38	-16,43
0,35	-0,749	-2,51	-6,70	-14,75	-16,86
0,40	-0,721	-2,40	-6,43	-14,04	-16,03
0,45	-0,749	-2,52	-6,70	-14,88	-17,04
0,50	-0,727	-2,44	-6,54	-14,44	-16,51
0,55	-0,746	-2,52	-6,71	-14,76	-16,88
0,60	-0,722	-2,39	-6,38	-13,85	-15,82
0,65	-0,755	-2,53	-6,79	-15,00	-17,17
0,70	-0,737	-2,46	-6,57	-14,50	-16,60
0,75	-0,747	-2,49	-6,65	-14,74	-16,85
0,80	-0,722	-2,39	-6,39	-13,98	-15,95
0,85	-0,759	-2,52	-6,78	-14,99	-17,16
0,90	-0,742	-2,48	-6,62	-14,53	-16,60
0,95	-0,752	-2,53	-6,77	-14,95	-17,10

APÊNDICE VI

MEDIDAS DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA

Neste APÊNDICE são apresentadas em forma de tabelas os valores de Sherwood local para os valores de Z/D_h indicados na Tabela 7.6 do CAPÍTULO VII para as três relações de passo/diâmetro e os três números de Reynolds investigados.

Tabela A6.1

Distribuição Local de Sh P/D = Caso Base; Re = 10.424										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	79,7	83,8	106,4	126,6	135,9	141,6	97,1	68,2	65,8	65,0
0,04	56,1	102,4	140,2	170,6	173,2	147,6	98,9	67,3	64,0	65,8
0,05	46,1	65,3	133,5	185,9	196,1	157,9	104,0	71,6	68,4	63,1
0,07	49,5	59,4	122,6	184,2	205,5	156,2	97,2	71,6	68,4	65,6
0,09	52,9	67,0	119,2	197,8	224,1	152,0	93,0	69,9	65,8	64,6
0,10	55,5	72,1	130,3	218,1	236,9	148,7	89,6	67,3	65,8	63,7
0,12	58,0	76,4	139,6	223,3	239,5	147,9	91,4	68,2	65,8	61,9
0,14	61,5	79,0	145,5	230,1	245,4	149,6	90,5	67,3	64,9	63,5
0,16	62,3	85,8	142,2	226,7	242,1	150,5	91,5	68,2	65,8	62,5
0,17	64,9	82,5	149,9	232,7	243,8	151,4	91,5	67,3	64,0	64,2
0,19	64,1	80,8	147,4	228,5	240,5	151,4	94,1	69,1	65,8	62,4
0,21	64,2	80,8	152,5	229,4	238,8	153,2	93,3	67,3	64,9	64,0
0,23	63,3	78,4	148,3	225,2	236,3	152,4	93,3	69,1	67,5	63,1
0,24	63,4	78,4	150,9	226,9	235,5	153,3	94,2	68,2	65,8	64,7
0,26	61,7	76,7	149,2	220,2	232,2	150,7	94,3	69,1	66,6	64,6
0,28	63,5	78,5	152,7	222,8	229,7	151,7	94,3	69,1	66,6	64,5
0,30	62,7	77,7	150,2	220,3	228,0	153,4	97,8	71,6	67,5	64,5
0,31	60,2	76,0	151,9	216,1	224,7	150,9	97,8	69,1	66,6	64,4
0,33	58,5	75,2	146,9	212,8	223,0	151,8	99,6	71,6	68,4	64,3
0,35	59,4	74,4	152,8	209,4	216,3	152,7	102,2	70,8	68,4	64,2
0,37	59,5	77,0	151,2	210,3	219,7	155,3	103,1	72,5	69,2	64,1
0,38	58,7	75,4	153,8	209,5	214,7	158,7	104,9	71,6	67,5	64,0
0,40	60,4	77,9	149,6	205,3	216,4	159,6	107,5	73,4	71,0	63,9
0,42	61,3	80,5	153,8	204,6	215,6	162,2	109,2	72,5	68,4	64,7
0,44	61,3	78,9	153,9	205,4	211,4	162,2	110,1	73,4	71,0	64,6
0,45	63,1	81,4	159,8	208,0	215,7	160,6	112,8	74,2	70,1	63,7
0,47	62,3	80,6	151,4	203,8	215,8	154,7	111,9	76,0	71,0	65,3
0,49	63,1	81,5	154,9	203,9	211,6	156,4	112,8	76,8	71,0	63,5

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.1										
Distribuição Local de Sh										
P/D = Caso Base; Re = 10.424										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	61,5	79,9	154,0	202,2	210,8	154,7	110,3	76,0	71,8	65,2
0,52	64,1	80,8	154,1	207,3	215,1	155,7	112,1	76,0	71,8	63,3
0,54	63,3	80,8	153,3	204,8	214,2	154,8	111,3	75,1	71,8	65,0
0,56	63,3	81,7	152,5	205,7	211,7	156,6	109,6	75,1	72,7	63,1
0,58	62,5	81,7	152,5	204,9	215,2	154,9	106,2	75,1	72,7	64,8
0,59	62,6	80,1	155,1	207,5	214,4	155,0	105,4	75,1	72,7	63,0
0,61	62,6	82,7	156,0	209,2	216,9	154,2	104,6	75,1	72,7	64,6
0,63	63,5	81,9	159,4	211,8	217,0	153,4	103,8	75,1	73,6	64,5
0,65	63,5	83,6	157,8	214,4	218,7	153,4	102,1	76,0	73,6	63,6
0,66	66,1	84,5	162,9	217,0	220,5	154,3	102,1	75,1	72,7	61,7
0,68	64,5	82,8	159,5	217,0	224,7	150,9	99,6	76,8	73,6	62,5
0,70	65,3	89,6	165,5	223,0	227,3	151,8	100,5	76,0	72,7	62,4
0,71	64,5	82,9	158,8	223,9	229,9	151,9	97,1	76,0	73,6	64,1
0,73	66,3	84,6	163,9	229,8	232,5	151,9	97,2	76,8	74,4	62,3
0,75	64,6	83,0	158,0	229,9	235,1	150,3	96,3	75,1	73,6	63,9
0,77	65,5	89,0	164,0	235,0	236,8	149,4	94,7	75,1	73,6	62,1
0,78	66,4	89,8	163,2	235,0	236,9	146,1	93,0	75,1	72,7	62,9
0,80	65,6	88,2	162,4	237,6	239,4	145,3	92,2	75,1	73,6	63,6
0,82	64,0	84,9	162,4	240,2	243,7	141,1	88,8	75,1	72,7	63,6
0,84	64,9	84,9	164,1	247,0	246,3	139,4	87,1	74,2	71,8	62,6
0,85	62,4	85,8	165,9	249,6	246,4	135,2	84,6	74,2	73,6	63,4
0,87	61,6	85,8	166,8	253,0	241,3	131,8	82,9	74,2	73,6	64,2
0,89	58,2	82,5	161,7	251,4	239,7	129,3	80,4	76,0	75,3	64,1
0,91	57,4	79,2	159,2	245,5	234,6	126,8	81,3	79,4	77,9	64,9
0,92	48,2	68,2	144,1	221,0	227,9	132,8	88,2	82,0	77,9	63,9
0,94	43,2	69,1	150,0	219,3	216,1	143,1	95,1	84,6	79,6	66,4
0,96	60,9	125,7	177,1	194,9	189,0	141,4	98,6	84,6	82,2	70,7
0,98	78,7	95,4	132,4	150,1	156,9	141,5	102,9	92,4	89,1	75,8

Tabela A6.2

Distribuição Local de Sh				
P/D = Caso Base; Re = 10.225				
Valores Complementares para X/L da Tabela A6.1				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	61,8	66,5	59,2	52,5
0,05	56,4	59,1	47,7	48,4
0,09	58,3	58,3	53,1	50,5
0,12	58,2	58,9	52,4	49,8
0,16	57,5	56,1	51,1	52,5
0,20	56,8	57,3	51,1	52,5
0,23	56,7	55,2	51,1	51,8
0,27	56,0	55,1	49,7	52,5
0,30	57,2	52,4	48,4	51,1
0,34	57,8	51,6	47,0	50,5
0,37	57,8	51,5	47,0	50,5
0,41	58,3	52,1	46,3	49,1
0,45	58,9	53,3	49,7	50,5
0,48	59,5	51,9	50,4	51,1
0,52	60,1	52,5	51,8	51,1
0,55	58,7	52,4	51,8	49,8
0,59	58,7	51,0	50,4	51,1
0,62	59,3	50,2	49,7	51,8
0,66	58,5	53,5	52,4	51,1
0,70	59,1	54,0	51,1	50,5
0,73	59,1	53,9	52,4	51,8
0,77	57,7	54,5	53,1	51,8
0,80	58,9	55,1	53,1	53,2
0,84	57,5	56,4	54,5	53,2
0,87	58,8	58,3	57,2	52,5
0,91	57,4	56,8	55,2	52,5
0,95	58,0	58,1	56,5	51,8
0,98	67,9	69,4	64,7	59,4

Tabela A6.3

Distribuição Local de Sh P/D = 22,0; Re = 10.282										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	168,7	190,0	188,6	186,3	184,8	165,1	130,3	95,8	84,0	76,8
0,04	181,3	178,2	168,3	158,3	150,1	143,0	126,0	92,4	79,6	75,9
0,05	183,0	176,5	163,2	149,9	141,6	120,0	114,9	88,9	75,3	64,6
0,07	109,7	183,2	150,5	128,7	117,0	102,2	85,7	80,3	71,0	59,3
0,09	82,7	170,6	213,9	219,3	202,6	129,4	84,0	57,8	53,7	55,0
0,10	135,8	201,8	217,3	209,1	193,3	136,2	82,3	57,8	51,9	55,8
0,12	94,5	157,9	173,3	150,7	134,8	99,6	75,4	62,2	58,0	55,8
0,14	168,7	155,4	161,5	151,6	140,7	109,0	92,6	78,6	69,2	57,6
0,16	172,9	210,3	206,3	193,1	178,0	139,6	115,7	84,6	72,7	61,1
0,17	154,4	260,1	264,7	245,5	219,6	165,1	122,6	84,6	75,3	64,6
0,19	145,9	196,8	209,7	201,5	185,7	136,2	108,0	82,9	76,2	73,3
0,21	132,4	228,8	249,4	236,2	217,9	148,1	106,3	82,0	75,3	68,1
0,23	194,8	219,6	213,9	203,2	193,3	154,9	118,3	81,1	71,0	62,0
0,24	173,8	178,2	170,8	158,3	150,9	128,5	111,4	80,3	68,4	59,3
0,26	186,4	164,7	142,1	132,1	122,1	102,2	91,7	74,2	64,9	53,2
0,28	68,3	158,8	180,1	171,9	156,0	104,7	72,9	57,0	52,8	51,5
0,30	142,5	191,7	211,4	209,1	199,2	138,8	80,6	52,7	50,2	54,1
0,31	81,8	175,6	190,3	177,8	162,8	105,6	71,1	55,2	52,8	53,2
0,33	195,7	148,6	131,9	122,8	115,3	96,2	84,9	71,7	63,2	54,1
0,35	151,8	158,8	159,8	149,0	139,9	119,2	105,4	79,4	68,4	58,5
0,37	160,3	201,0	193,6	185,4	177,2	149,0	118,3	82,9	72,7	65,4
0,38	98,7	206,9	241,8	237,1	222,1	163,4	114,0	86,3	79,6	70,7
0,40	135,0	177,3	189,4	182,9	170,4	131,1	110,6	89,8	81,4	71,6
0,42	142,5	259,2	280,7	262,5	236,5	175,4	127,7	94,1	82,2	72,4
0,44	162,8	231,4	233,4	215,9	194,1	150,7	123,4	90,6	79,6	64,6
0,45	167,8	167,2	150,5	153,3	144,1	119,2	102,9	83,7	74,4	63,7
0,47	99,5	150,3	157,3	149,0	136,5	97,9	85,7	68,2	64,1	60,2
0,49	124,8	179,0	183,5	173,6	162,8	114,9	78,0	60,4	57,1	58,5

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.3										
Distribuição Local de Sh										
P/D = 22,0; Re = 10.282										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	140,9	206,9	222,4	215,1	189,1	112,4	73,7	59,6	58,0	56,7
0,52	124,0	193,4	173,3	143,1	125,5	99,6	90,0	77,7	71,0	60,2
0,54	209,2	189,2	171,7	149,9	139,9	120,0	116,6	87,2	77,9	62,0
0,56	196,5	190,8	175,0	165,1	156,0	148,1	129,4	90,6	77,9	65,4
0,58	149,3	199,3	206,3	203,2	194,1	164,3	124,3	89,8	79,6	68,9
0,59	152,7	184,1	191,9	176,1	161,1	128,5	106,3	86,3	79,6	70,7
0,61	174,6	226,3	229,2	221,0	207,7	166,0	119,1	88,9	80,5	68,9
0,63	225,2	233,9	227,5	206,6	192,4	151,5	125,1	89,8	77,0	65,4
0,65	167,8	184,9	181,0	168,5	161,9	129,4	111,4	85,5	75,3	59,3
0,66	157,7	161,3	144,6	135,5	127,2	103,0	86,6	76,8	71,0	56,7
0,68	94,5	174,0	191,9	180,4	165,3	110,7	74,6	57,0	56,3	53,2
0,70	151,8	197,6	208,0	205,8	189,9	132,8	83,1	57,8	53,7	54,1
0,71	102,1	169,7	180,1	170,2	155,1	108,1	71,1	60,4	57,1	53,2
0,73	137,5	157,1	154,7	143,9	130,6	99,6	83,1	86,3	65,8	55,0
0,75	135,0	190,0	191,1	171,9	156,0	120,0	106,3	82,9	73,6	60,2
0,77	127,4	217,9	241,0	225,2	200,1	152,4	116,6	85,5	78,8	65,4
0,78	114,7	219,6	257,1	247,2	223,8	144,7	104,6	88,9	82,2	72,4
0,80	130,7	211,1	241,8	235,4	213,6	151,5	118,3	92,4	84,0	72,4
0,82	130,7	255,0	284,1	256,6	228,9	170,3	138,0	94,1	84,0	68,1
0,84	133,3	233,1	239,3	209,1	185,7	139,6	119,1	92,4	82,2	64,6
0,85	159,4	168,9	170,8	154,1	142,4	116,6	99,4	85,5	77,9	61,1
0,87	103,7	153,7	155,6	143,1	128,0	91,9	84,0	73,4	68,4	59,3
0,89	132,4	174,8	175,0	161,7	147,5	108,1	78,9	65,6	61,5	58,5
0,91	136,6	196,8	207,2	199,0	181,4	120,9	78,9	65,6	60,6	56,7
0,92	108,0	174,8	173,3	155,8	139,9	105,6	81,4	75,1	70,1	57,6
0,94	120,6	178,2	193,6	180,4	164,5	121,7	99,4	87,2	76,2	60,2
0,96	139,2	212,8	229,2	211,7	194,1	143,0	115,7	91,5	84,0	71,6
0,98	100,4	209,4	238,5	231,2	217,0	168,6	127,7	101,0	90,9	72,4

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.3				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 22,0; Re = 10.282				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	75,4	84,0	68,0	59,0
0,05	55,3	54,8	59,9	54,4
0,09	43,9	38,9	44,6	50,8
0,12	47,4	41,5	45,5	51,7
0,16	49,1	44,2	47,2	49,9
0,20	76,3	55,7	49,8	40,8
0,23	52,6	47,7	46,2	40,8
0,27	40,3	34,5	54,2	51,7
0,30	44,7	38,9	42,5	45,3
0,34	45,6	36,2	41,5	52,6
0,37	54,4	46,8	43,2	40,8
0,41	60,5	52,1	47,6	39,0
0,45	51,7	43,3	42,2	44,4
0,48	51,7	39,8	43,0	48,1
0,52	50,0	39,8	43,9	49,0
0,55	53,5	42,4	43,8	42,6
0,59	61,4	53,0	48,2	39,9
0,62	55,3	46,0	42,8	38,1
0,66	45,6	36,2	40,9	48,1
0,70	46,5	38,0	40,0	46,3
0,73	43,9	33,6	39,0	47,2
0,77	54,4	49,5	44,3	39,0
0,80	64,0	56,6	47,0	39,9
0,84	55,3	45,1	42,4	46,3
0,87	51,7	42,4	45,1	50,8
0,91	46,5	40,7	38,7	48,1
0,95	53,5	55,7	58,4	55,3
0,98	71,9	83,1	66,4	61,7

Tabela A6.4

Distribuição Local de Sh P/D = 10, 3; Re = 10.324										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	162,7	256,0	257,5	245,6	223,7	184,4	153,0	111,2	96,0	53,0
0,04	220,2	237,2	217,5	200,0	181,4	146,4	127,1	99,4	91,0	31,4
0,05	151,6	176,2	174,2	161,2	148,0	117,3	104,6	76,3	63,2	58,2
0,07	100,7	167,3	133,2	123,4	116,8	95,0	74,3	57,6	48,0	82,4
0,09	137,2	193,9	206,4	192,3	165,8	110,6	82,1	58,3	55,4	93,1
0,10	149,4	202,8	212,0	195,6	174,7	112,9	90,0	78,2	76,5	93,1
0,12	89,6	157,4	137,6	118,9	109,1	91,6	68,6	52,7	49,9	89,0
0,14	156,1	176,2	165,4	151,1	138,0	107,3	96,8	61,3	51,6	70,1
0,16	229,1	240,5	220,9	195,6	174,7	137,4	118,1	76,6	67,0	41,9
0,17	184,8	274,8	259,7	233,4	214,8	160,9	127,1	87,5	80,1	31,0
0,19	170,4	230,5	240,8	226,7	203,6	157,6	129,4	92,6	88,7	51,2
0,21	168,2	263,8	277,5	253,4	227,0	158,7	131,6	92,1	90,5	51,1
0,23	236,8	264,9	247,5	222,3	201,4	158,7	124,9	90,5	82,0	29,6
0,24	173,8	197,3	184,2	190,0	160,2	131,9	118,1	80,9	69,0	49,7
0,26	109,6	182,9	138,7	128,9	124,6	98,3	92,3	65,7	53,8	72,5
0,28	102,9	193,9	241,9	205,6	164,7	105,0	76,5	58,4	49,9	87,2
0,30	158,3	223,9	240,8	241,2	221,4	126,3	91,1	82,8	73,2	89,9
0,31	96,3	161,8	207,5	145,6	134,6	97,2	76,5	60,8	56,8	88,5
0,33	158,3	135,2	137,6	124,5	111,3	90,5	81,0	64,8	50,6	72,3
0,35	193,7	195,0	175,4	158,9	146,9	118,4	110,3	76,8	63,7	50,8
0,37	236,8	261,5	238,6	211,2	189,2	150,8	119,3	91,0	79,1	25,2
0,38	157,2	264,9	288,6	253,4	225,9	155,3	123,8	89,3	87,7	45,3
0,40	166,0	221,6	233,1	218,9	195,9	150,8	122,6	90,0	90,6	56,0
0,42	195,9	279,3	263,0	249,0	231,5	162,0	119,3	81,6	82,1	35,8
0,44	235,7	253,8	228,6	201,2	178,0	147,5	110,3	72,0	69,2	38,4
0,45	169,3	203,9	178,7	157,8	145,8	115,1	95,6	56,8	56,2	63,9
0,47	118,4	155,1	159,8	138,9	120,2	96,1	66,4	43,8	50,0	82,7
0,49	126,2	178,4	182,0	173,4	152,5	115,1	82,1	59,2	68,8	86,7

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.4										
Distribuição Local de Sh P/D = 10, 3; Re = 10.324										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	168,2	227,2	225,3	204,5	183,6	118,4	81,0	62,1	67,1	86,7
0,52	118,4	175,1	152,0	134,5	119,1	92,7	66,4	50,2	51,9	78,5
0,54	166,0	179,5	175,4	161,2	148,0	111,7	99,0	63,3	57,0	55,6
0,56	197,0	261,5	243,1	215,6	193,6	148,6	133,9	83,2	78,1	28,7
0,58	164,9	275,9	275,2	255,6	234,8	167,6	122,6	90,6	86,7	36,7
0,59	163,8	218,3	233,1	222,3	209,2	158,7	126,0	98,0	94,1	54,2
0,61	148,3	263,8	281,9	262,3	241,5	166,5	123,8	93,0	89,1	39,3
0,63	222,5	270,4	251,9	224,5	199,2	156,4	117,0	85,7	78,4	33,9
0,65	205,9	198,4	176,5	161,2	151,3	122,9	106,9	73,9	64,2	56,7
0,66	148,3	148,5	135,4	118,9	104,6	90,5	81,0	60,9	50,1	76,8
0,68	124,0	186,2	188,7	164,5	148,0	105,0	73,1	57,0	54,1	86,2
0,70	163,8	213,9	228,6	220,1	194,7	124,0	85,5	79,2	75,2	86,2
0,71	91,9	165,1	148,7	128,9	115,7	93,9	68,6	51,5	48,6	80,7
0,73	201,4	154,0	145,4	130,0	116,8	95,0	76,5	56,6	49,2	65,9
0,75	207,0	209,5	189,8	173,4	159,1	125,1	103,5	73,1	63,5	39,0
0,77	222,5	275,9	253,0	242,3	199,2	150,8	113,6	88,5	77,7	28,2
0,78	173,8	251,6	265,3	245,6	217,0	150,8	121,5	90,2	82,9	51,0
0,80	173,8	241,6	257,5	241,2	219,2	150,8	120,4	87,5	85,8	49,6
0,82	183,7	274,8	261,9	259,0	244,8	160,9	114,8	80,2	72,8	34,8
0,84	219,1	231,6	214,2	192,3	173,6	137,4	110,3	69,5	62,1	49,5
0,85	161,6	181,7	164,3	150,0	134,6	103,9	88,9	54,2	44,5	69,6
0,87	114,0	158,5	142,1	124,5	113,5	90,5	61,9	46,9	41,8	83,0
0,89	161,6	207,2	207,5	188,9	166,9	117,3	85,5	71,4	64,0	85,6
0,91	136,1	185,1	186,5	164,5	143,5	102,8	74,3	55,0	47,6	80,2
0,92	119,5	165,1	156,5	140,0	128,0	100,6	69,8	51,1	38,0	68,1
0,94	157,2	206,1	197,6	175,6	159,1	120,7	101,3	76,6	61,3	49,2
0,96	212,5	254,9	239,7	212,3	193,6	152,0	129,4	110,1	99,4	37,1
0,98	146,1	246,0	256,4	244,5	224,8	190,0	158,6	134,5	120,5	49,1

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.4				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 10, 3; Re = 10.324				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	42,5	94,0	56,0	85,3
0,05	58,5	60,3	40,6	63,0
0,09	82,5	34,8	65,3	51,8
0,12	80,9	27,8	65,1	49,0
0,16	44,1	58,0	38,7	47,6
0,20	51,9	80,0	38,5	71,3
0,23	32,7	67,3	25,9	63,0
0,27	71,7	31,3	58,8	35,0
0,30	83,5	42,9	66,9	50,4
0,34	65,7	36,0	52,9	39,2
0,37	26,2	70,8	21,0	65,8
0,41	36,7	76,6	24,9	72,7
0,45	51,3	47,6	38,5	47,6
0,48	75,4	30,2	64,6	39,2
0,52	77,8	24,4	61,6	36,4
0,55	35,6	49,9	33,8	51,8
0,59	46,2	75,4	33,6	72,7
0,62	29,7	67,3	22,4	60,2
0,66	69,9	30,2	52,6	35,0
0,70	81,8	44,1	64,8	47,6
0,73	68,0	30,2	48,0	42,0
0,77	25,8	69,6	21,6	67,2
0,80	41,8	77,7	26,9	67,2
0,84	46,9	49,9	48,8	42,0
0,87	79,1	33,6	70,8	50,4
0,91	77,4	31,3	65,0	54,6
0,95	42,0	68,4	34,5	69,9
0,98	70,1	83,5	60,5	88,1

Tabela A6.5

Distribuição Local de Sh P/D = 4, 4; Re = 10.164										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	400,2	368,7	332,1	311,5	297,3	259,6	200,8	152,0	138,2	131,1
0,04	338,9	283,0	241,4	217,4	204,7	186,1	167,9	136,2	130,3	121,0
0,05	232,4	198,9	170,1	147,6	133,2	112,7	93,8	91,9	87,4	84,1
0,07	122,7	118,0	106,9	102,2	97,5	75,1	36,2	38,0	36,5	38,7
0,09	227,6	270,0	246,2	206,0	178,7	132,3	95,5	79,2	68,3	58,8
0,10	259,8	289,4	249,4	210,9	180,3	127,4	105,3	83,9	84,2	72,3
0,12	198,5	111,6	108,5	107,1	102,4	81,6	69,1	64,9	60,4	48,8
0,14	217,9	194,0	171,7	149,3	133,2	111,0	57,6	47,5	42,9	37,0
0,16	351,8	287,8	244,6	214,2	199,8	163,3	100,4	87,1	82,6	70,6
0,17	379,3	352,5	309,4	270,9	242,1	187,8	130,0	115,6	106,4	94,1
0,19	277,6	328,2	306,1	277,4	256,7	202,5	143,2	117,2	109,6	102,6
0,21	327,6	381,6	330,4	282,3	263,2	210,6	186,0	114,0	109,6	99,2
0,23	426,1	342,8	294,8	269,3	253,5	210,6	195,9	109,3	101,7	97,5
0,24	269,5	244,2	225,2	209,3	204,7	200,8	118,5	93,4	85,8	80,7
0,26	171,1	155,2	145,8	144,4	144,6	160,0	70,8	55,4	52,4	52,1
0,28	188,8	169,8	166,8	154,1	146,2	163,3	88,9	47,5	39,7	38,7
0,30	313,1	363,8	307,8	269,3	250,2	209,0	128,4	85,5	76,3	62,2
0,31	184,0	200,5	207,3	215,8	214,5	213,9	111,9	71,3	73,1	63,9
0,33	171,1	161,7	139,3	123,3	120,2	150,2	74,1	42,8	39,7	35,3
0,35	277,6	240,9	215,4	202,8	193,3	189,4	97,1	66,5	55,6	55,5
0,37	430,9	342,8	293,2	264,4	253,5	222,1	128,4	99,8	92,1	89,1
0,38	358,3	405,9	348,3	305,0	277,8	227,0	148,1	112,4	106,4	99,2
0,40	282,4	321,8	296,4	280,7	271,3	223,7	151,4	118,8	114,4	104,2
0,42	361,5	383,2	356,4	303,4	266,5	212,3	151,4	112,4	109,6	99,2
0,44	369,6	300,8	273,7	254,7	234,0	187,8	125,1	102,9	95,3	87,4
0,45	250,1	223,1	200,9	186,6	178,7	145,3	82,3	66,5	63,5	58,8
0,47	175,9	143,9	139,3	139,5	133,2	101,2	57,6	44,3	39,7	33,6
0,49	217,9	270,0	257,5	228,8	198,2	151,8	108,6	83,9	73,1	58,8

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.5										
Distribuição Local de Sh										
P/D = 4, 4; Re = 10.164										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	282,4	316,9	285,1	251,5	216,1	156,7	107,0	77,6	74,7	60,5
0,52	213,0	152,0	145,8	152,5	147,8	117,6	64,2	44,3	39,7	33,6
0,54	259,8	236,1	213,8	191,4	170,6	120,8	75,7	66,5	57,2	50,4
0,56	385,7	326,6	283,5	259,6	232,3	168,2	113,6	95,0	89,0	80,7
0,58	358,3	386,4	358,0	306,6	271,3	189,4	138,3	114,0	108,0	94,1
0,59	258,2	297,5	286,7	279,0	268,1	197,6	144,8	118,8	112,8	100,9
0,61	342,1	396,2	354,7	305,0	276,2	189,4	141,5	120,4	116,0	94,1
0,63	418,0	334,7	283,5	259,6	245,3	178,0	159,7	106,1	103,3	85,7
0,65	263,1	228,0	210,6	194,7	188,5	145,3	87,2	74,4	71,5	57,2
0,66	158,2	135,8	118,2	113,6	110,5	98,0	52,7	39,6	38,1	31,9
0,68	167,8	174,6	170,1	159,0	149,5	133,9	93,8	74,4	71,5	52,1
0,70	326,0	346,0	299,7	266,1	242,1	153,5	110,3	77,6	74,7	65,6
0,71	163,0	160,1	162,0	162,2	154,3	142,1	79,0	53,8	49,2	37,0
0,73	195,3	158,5	134,4	111,9	100,7	98,0	60,9	49,1	46,1	47,1
0,75	305,0	250,6	213,8	186,6	172,2	145,3	103,7	87,1	84,2	77,3
0,77	427,7	336,3	280,2	249,8	222,6	171,4	126,7	109,3	106,4	95,8
0,78	334,1	365,4	304,5	259,6	232,3	179,6	133,3	120,4	117,6	99,2
0,80	317,9	342,8	281,8	241,7	222,6	174,7	130,0	122,0	116,0	97,5
0,82	382,5	339,6	294,8	251,5	214,5	156,7	103,7	112,4	108,0	87,4
0,84	311,5	253,9	213,8	178,5	167,3	132,3	77,4	85,5	82,6	70,6
0,85	211,4	168,2	139,3	113,6	91,0	68,6	36,2	45,9	39,7	31,9
0,87	166,2	116,4	100,4	94,1	92,6	86,5	56,0	57,0	57,2	48,8
0,89	266,3	287,8	231,6	196,3	178,7	117,6	95,5	77,6	81,0	63,9
0,91	175,9	221,5	196,0	159,0	130,0	102,9	80,7	82,4	63,5	52,1
0,92	180,7	126,1	105,3	90,9	81,2	53,9	23,0	36,4	34,9	33,6
0,94	237,2	205,4	179,8	157,4	141,3	115,9	87,2	95,0	89,0	77,3
0,96	376,0	310,5	260,8	230,4	214,5	191,0	161,3	139,4	133,4	105,9
0,98	342,1	357,3	338,5	311,5	290,8	259,6	187,6	156,8	141,4	119,4

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.5				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 4,4; Re = 10.164				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	122,0	114,8	101,1	88,6
0,05	71,2	72,4	73,2	62,0
0,09	47,5	47,0	29,6	31,9
0,12	39,0	37,1	38,4	40,7
0,16	64,4	63,1	52,3	49,6
0,20	89,8	89,2	76,7	69,1
0,23	84,7	82,7	66,2	63,8
0,27	32,2	36,8	40,1	42,5
0,30	57,6	56,0	45,3	40,7
0,34	37,3	34,1	34,9	37,2
0,37	84,7	75,5	64,5	53,1
0,41	91,5	84,4	71,5	60,2
0,45	59,3	57,4	47,1	42,5
0,48	40,7	33,8	36,6	35,4
0,52	35,6	29,0	31,4	33,7
0,55	66,1	60,2	55,8	46,0
0,59	91,5	89,7	76,7	56,7
0,62	81,3	78,0	64,5	53,1
0,66	30,5	30,4	33,1	33,7
0,70	55,9	53,0	45,3	40,7
0,73	44,1	41,4	41,8	40,7
0,77	83,0	82,9	73,2	63,8
0,80	93,2	84,9	78,5	63,8
0,84	61,0	56,2	48,8	46,0
0,87	45,8	42,8	43,6	40,7
0,91	40,7	32,9	36,6	42,5
0,95	83,0	76,1	80,2	67,3
0,98	111,8	110,7	94,1	95,6

Tabela A6.6

Distribuição Local de Sh P/D = Caso Base; Re = 20.811										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	176,0	167,9	212,9	249,5	260,2	244,2	166,3	123,0	115,7	98,4
0,04	197,5	270,3	315,3	338,1	334,9	265,0	172,1	127,8	119,5	102,2
0,05	136,4	172,0	285,7	325,2	318,3	249,2	174,1	134,4	125,2	107,0
0,07	94,8	144,2	269,1	321,6	321,2	247,5	168,6	132,5	127,1	109,9
0,09	103,3	150,9	304,6	371,1	360,5	241,1	165,0	132,6	127,1	111,8
0,10	110,9	171,5	324,2	374,1	357,9	237,5	163,3	133,5	126,2	112,7
0,12	112,9	170,7	314,2	363,0	354,3	241,4	163,5	131,6	127,2	111,8
0,14	117,7	174,6	315,3	360,4	350,7	244,4	163,6	132,6	127,2	110,8
0,16	117,9	169,2	301,5	349,4	348,1	247,4	163,8	131,7	126,3	111,8
0,17	118,0	169,3	297,9	345,8	345,5	250,3	163,9	131,7	125,3	111,8
0,19	119,1	160,2	279,5	331,1	338,2	256,1	165,0	131,7	128,2	111,8
0,21	119,3	154,8	274,1	326,6	334,6	256,2	165,2	132,7	126,3	109,9
0,23	119,4	151,2	259,3	317,5	331,0	262,0	168,2	131,7	126,3	110,8
0,24	117,7	151,4	258,6	311,1	323,7	260,3	169,3	130,8	126,3	109,9
0,26	116,9	145,0	246,6	302,9	318,3	261,4	170,4	130,8	126,4	110,8
0,28	114,3	142,4	243,1	299,3	315,7	262,5	169,6	124,2	126,4	111,8
0,30	111,7	138,9	234,0	291,1	311,1	270,1	170,7	130,8	126,4	111,8
0,31	111,8	139,0	232,2	288,5	308,5	268,4	170,8	130,9	124,5	115,6
0,33	111,1	136,4	222,2	277,5	299,4	270,4	172,9	131,8	126,4	111,8
0,35	110,3	136,5	227,0	277,6	294,9	265,9	173,1	130,0	125,5	112,7
0,37	108,6	133,0	219,7	275,9	295,9	268,9	173,2	132,8	127,4	110,8
0,38	108,7	135,0	218,9	277,9	292,4	268,1	173,4	134,7	127,4	108,9
0,40	108,0	131,4	217,2	277,2	293,5	268,2	174,5	132,8	128,4	109,9
0,42	107,2	131,6	219,2	272,7	289,9	268,4	172,7	135,7	126,5	108,9
0,44	105,5	130,8	216,6	273,8	291,0	261,1	172,9	133,8	128,4	109,9
0,45	105,7	129,1	215,8	271,1	293,0	259,4	173,1	132,9	127,5	108,9
0,47	105,8	128,3	213,2	271,3	293,2	260,5	174,2	131,0	128,4	109,9
0,49	107,8	132,2	218,9	271,4	290,5	262,5	173,4	132,9	126,6	109,9

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.6										
Distribuição Local de Sh										
P/D = Caso Base; Re = 20.811										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	108,0	131,4	208,9	266,0	288,8	261,7	173,5	132,0	127,5	109,9
0,52	105,3	130,7	212,7	272,7	283,4	257,2	171,8	131,1	126,6	110,8
0,54	104,6	128,0	213,8	271,0	288,2	259,2	172,9	130,1	127,6	109,9
0,56	106,6	131,0	214,0	272,1	286,5	265,0	174,0	131,1	126,6	110,8
0,58	105,8	130,2	208,6	263,8	284,8	269,8	173,2	130,1	124,7	110,8
0,59	107,8	133,2	214,3	267,7	289,6	268,1	174,3	131,1	124,8	108,9
0,61	108,0	132,4	210,7	265,1	287,0	267,3	173,5	133,0	127,6	108,9
0,63	110,9	135,3	216,5	267,1	288,0	268,4	174,7	132,1	125,7	108,9
0,65	109,2	132,7	213,8	267,3	287,3	265,8	172,9	132,1	126,7	108,9
0,66	113,1	136,6	218,7	269,3	290,2	263,1	173,1	133,1	126,7	107,9
0,68	112,3	137,6	220,7	272,2	292,3	265,2	172,3	131,2	125,8	109,9
0,70	112,5	138,7	225,5	276,1	296,1	261,6	170,6	133,1	127,7	108,9
0,71	112,6	139,8	229,3	280,0	299,1	262,7	170,7	132,2	126,8	109,9
0,73	115,6	143,7	237,9	287,6	304,8	261,0	170,9	131,2	125,8	109,9
0,75	115,7	144,8	238,0	290,5	307,8	261,1	169,2	131,3	125,8	110,8
0,77	116,8	147,7	247,5	299,1	315,4	260,3	168,4	132,2	126,8	111,8
0,78	116,1	149,7	252,3	304,8	320,2	260,5	168,6	130,4	125,9	109,9
0,80	118,1	154,5	260,8	312,4	323,2	255,0	166,8	130,4	126,8	110,8
0,82	117,3	153,8	269,3	322,8	331,7	256,1	167,0	131,3	125,9	109,9
0,84	118,4	157,6	278,8	331,3	338,4	255,4	168,1	130,4	125,9	111,8
0,85	115,7	155,0	278,0	335,2	342,3	253,6	166,4	131,4	125,9	110,8
0,87	114,1	154,2	284,7	345,6	348,0	249,1	167,5	130,4	125,0	110,8
0,89	109,6	146,0	279,2	347,6	349,1	247,4	166,7	131,4	126,9	110,8
0,91	111,6	136,0	271,0	342,2	342,7	250,4	169,7	133,3	126,9	110,8
0,92	117,3	129,6	257,2	320,9	324,3	254,3	174,5	134,3	127,9	107,9
0,94	127,7	168,8	271,3	321,1	323,5	263,8	182,2	133,3	125,1	106,0
0,96	144,6	208,9	259,4	286,8	294,8	261,1	174,8	126,7	120,3	104,1
0,98	152,1	160,7	182,4	208,8	228,8	244,5	170,3	122,0	115,6	101,3

Tabela A6.7

Distribuição Local de Sh P/D = Caso Base; Re = 20.217				
Valores Complementares para X/L da Tabela A6.6				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	78,8	85,1	78,6	79,0
0,05	85,8	85,4	79,8	79,0
0,09	87,5	88,7	83,4	80,8
0,12	89,9	89,6	84,0	82,0
0,16	89,9	88,2	85,1	83,8
0,20	91,0	89,1	84,0	84,4
0,23	89,9	88,9	84,6	83,2
0,27	88,7	87,5	85,1	85,0
0,30	88,1	87,2	84,0	84,4
0,34	87,0	86,4	84,6	83,8
0,37	87,5	85,0	86,3	83,2
0,41	88,7	85,3	84,6	83,2
0,45	91,6	85,7	86,3	85,6
0,48	93,3	86,6	85,1	83,8
0,52	94,5	85,8	86,3	85,0
0,55	90,4	86,7	85,1	85,6
0,59	90,4	84,7	86,3	85,0
0,62	92,2	85,1	86,3	85,6
0,66	91,0	86,6	86,9	86,2
0,70	92,8	88,7	86,3	86,8
0,73	92,2	89,6	87,5	86,2
0,77	92,8	88,8	86,9	86,2
0,80	93,3	89,7	88,1	86,8
0,84	94,5	90,0	88,1	86,8
0,87	93,3	90,4	86,9	86,2
0,91	92,8	89,0	85,1	86,2
0,95	89,3	87,0	85,1	85,6
0,98	93,3	92,6	88,1	93,4

Tabela A6.8

Distribuição Local de Sh P/D = 22,0; Re = 20.238										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	216,4	336,1	320,6	285,0	254,1	180,7	127,8	91,9	89,2	91,3
0,04	224,5	226,1	223,8	217,7	206,8	170,6	106,1	119,0	121,1	113,0
0,05	273,5	292,3	274,8	221,0	194,8	167,2	149,9	141,2	139,5	117,1
0,07	429,2	387,1	325,8	296,9	268,9	200,3	152,3	147,8	143,3	120,1
0,09	323,0	379,0	354,0	307,9	260,8	178,7	151,8	147,8	141,2	120,3
0,10	260,6	316,5	314,4	296,9	273,6	224,2	188,9	152,5	141,1	118,5
0,12	385,8	427,5	380,7	332,7	297,1	248,7	200,0	154,4	142,0	114,8
0,14	296,8	342,2	305,8	285,4	266,9	217,5	184,1	153,3	140,0	113,0
0,16	206,8	268,4	268,1	247,7	231,1	201,7	165,3	148,4	138,0	111,2
0,17	217,7	254,5	224,7	203,3	192,4	174,3	152,3	133,7	131,1	112,3
0,19	238,2	279,8	256,6	224,8	194,7	140,3	131,5	120,1	115,5	110,5
0,21	270,1	319,3	306,7	280,6	252,6	191,6	141,6	108,4	101,8	99,0
0,23	298,1	307,4	285,2	262,0	242,5	193,0	143,1	102,4	97,8	96,2
0,24	231,0	216,4	212,2	206,1	200,9	159,0	117,5	113,0	114,2	108,1
0,26	296,2	275,0	254,7	227,6	198,5	169,0	147,9	136,2	133,5	116,1
0,28	239,6	389,8	362,0	335,9	304,1	222,2	162,8	143,8	139,3	120,2
0,30	259,1	310,2	325,2	312,5	276,9	195,8	155,6	142,8	138,2	121,3
0,31	310,9	396,4	369,6	324,5	288,8	225,0	185,9	146,6	137,1	115,6
0,33	286,7	335,0	329,0	306,8	283,5	227,4	198,9	148,4	138,0	115,8
0,35	210,0	217,3	226,5	228,0	223,8	204,9	181,0	149,3	137,0	113,0
0,37	208,6	216,8	200,2	197,0	193,7	175,7	168,0	143,4	135,9	112,2
0,38	266,2	304,9	272,2	242,3	219,0	170,4	146,3	131,7	125,1	110,4
0,40	230,4	255,8	246,0	224,6	206,1	167,0	136,2	116,1	114,3	107,6
0,42	330,9	358,3	331,3	291,9	263,9	193,4	129,9	104,4	100,7	93,1
0,44	252,3	242,5	228,8	217,9	206,1	153,6	119,8	112,0	105,4	100,1
0,45	272,8	256,3	228,3	202,2	180,7	173,2	143,4	134,2	130,6	108,1
0,47	348,4	350,1	326,1	306,7	285,4	222,5	172,8	148,6	142,1	116,1
0,49	273,7	346,8	343,7	315,8	291,6	205,8	166,5	148,6	143,0	115,3

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.8										
Distribuição Local de Sh										
P/D = 22,0; Re = 20.238										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	231,3	271,0	273,6	258,0	243,3	184,2	151,6	139,7	137,1	113,5
0,52	386,0	380,1	349,4	316,7	290,6	224,9	172,3	131,9	128,3	107,8
0,54	275,1	279,6	277,4	271,3	262,4	214,8	176,6	124,1	121,4	108,0
0,56	228,9	228,6	229,2	223,1	215,1	194,2	166,5	134,6	124,2	106,2
0,58	180,8	225,2	221,1	211,2	201,2	170,7	151,5	128,7	121,2	102,4
0,59	247,9	296,2	275,9	246,0	217,0	166,4	137,5	116,0	112,4	96,7
0,61	320,7	376,7	347,0	303,8	274,8	145,8	144,7	102,4	97,7	88,1
0,63	265,0	276,2	264,4	249,8	235,1	78,2	124,0	101,3	100,5	95,1
0,65	235,0	239,5	231,5	209,2	188,7	150,5	128,3	122,5	121,8	105,0
0,66	372,6	337,1	300,7	276,5	255,1	199,0	161,6	142,8	136,3	111,1
0,68	273,1	364,3	364,1	343,8	307,2	229,1	168,8	141,7	135,2	113,2
0,70	231,7	279,0	277,7	252,6	229,3	171,1	147,1	134,9	131,2	108,5
0,71	261,7	356,6	345,9	323,7	291,9	222,4	163,0	128,0	122,4	105,7
0,73	292,6	285,6	272,0	264,0	249,4	214,2	179,8	135,7	124,3	102,0
0,75	207,4	218,4	218,1	213,9	212,6	192,7	167,8	137,5	127,1	99,2
0,77	243,1	224,6	214,7	199,1	186,3	162,5	151,9	133,5	127,0	102,3
0,78	203,6	288,9	274,3	241,6	215,4	154,3	126,3	117,9	117,2	103,4
0,80	334,4	310,4	292,9	262,1	229,2	167,2	126,8	100,4	100,6	93,8
0,82	296,8	307,0	297,2	275,0	248,8	183,0	123,4	98,4	101,5	99,8
0,84	272,5	253,2	236,6	214,3	195,8	150,0	122,0	121,5	122,7	108,8
0,85	315,8	292,7	261,0	251,1	231,6	188,8	159,0	139,9	137,2	115,8
0,87	320,1	390,4	358,7	332,7	300,9	226,6	175,9	147,5	143,9	117,0
0,89	241,6	290,8	294,3	284,5	264,1	193,5	157,1	141,6	139,9	119,1
0,91	229,6	348,4	349,2	309,8	277,0	194,0	152,7	135,7	133,1	113,4
0,92	271,0	294,6	282,8	268,2	255,5	214,6	176,3	138,5	131,0	110,6
0,94	241,0	234,0	227,0	220,0	212,0	188,2	164,3	137,5	130,9	105,9
0,96	214,9	224,0	215,1	202,3	192,4	169,5	154,1	132,5	129,9	107,0
0,98	231,5	284,5	262,3	230,5	204,3	143,1	120,9	115,0	115,2	100,4

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.8				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 22,0; Re = 20.238				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	86,5	72,2	67,2	70,1
0,05	96,3	86,1	91,2	97,5
0,09	102,2	88,1	89,2	99,5
0,12	99,3	88,1	87,2	98,5
0,16	95,3	88,1	91,2	97,5
0,20	97,3	86,1	87,2	87,4
0,23	87,5	78,2	80,2	82,3
0,27	98,3	84,1	92,2	94,5
0,30	101,2	86,1	90,2	97,5
0,34	99,3	87,1	92,2	98,5
0,37	96,3	87,1	89,2	91,4
0,41	87,5	77,2	77,2	79,2
0,45	90,4	86,1	97,2	97,5
0,48	97,3	91,0	96,2	103,6
0,52	92,4	83,1	96,2	105,6
0,55	96,3	84,1	97,2	99,5
0,59	89,4	77,2	74,2	78,2
0,62	83,5	81,1	91,2	95,5
0,66	94,3	84,1	92,2	100,6
0,70	95,3	85,1	91,2	101,6
0,73	90,4	78,2	91,2	102,6
0,77	90,4	79,2	82,2	87,4
0,80	83,5	74,2	82,2	88,4
0,84	94,3	87,1	95,2	99,5
0,87	104,2	91,0	94,2	100,6
0,91	98,3	89,1	97,2	98,5
0,95	95,3	86,1	92,2	91,4
0,98	89,4	92,0	90,2	82,3

Tabela A6.9

Distribuição Local de Sh P/D = 10,3; Re = 20.660										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	276,4	321.0	279.3	253.5	231.6	155.4	126.2	106.6	97.4	76.2
0,04	255,4	270.8	246.3	209.8	193.2	159.5	127.7	106.6	94.7	66.7
0,05	393,3	351.8	340.7	312.3	279.8	205.0	166.8	126.8	108.2	96.6
0,07	412,0	470.0	416.5	357.6	314.5	239.9	180.4	141.7	127.1	123.9
0,09	347,3	458.2	457.8	407.0	350.6	234.8	188.6	153.8	140.6	132.0
0,10	330,3	412.0	386.4	323.5	276.3	211.0	188.8	153.8	143.3	134.7
0,12	387,4	448.0	395.8	347.6	319.1	244.5	183.6	145.7	133.9	127.9
0,14	346,6	332.8	299.1	280.0	258.1	212.6	175.7	129.5	113.6	110.2
0,16	234,2	266.7	247.6	225.7	209.1	171.5	163.8	122.8	102.8	74.9
0,17	263,5	266.9	227.8	208.6	192.0	150.3	134.5	125.5	109.5	73.5
0,19	328,6	385.0	350.1	303.1	265.3	193.2	142.7	132.2	121.7	99.4
0,21	327,4	464.7	382.1	307.3	276.1	188.0	136.2	117.4	113.6	95.3
0,23	253,4	300.6	289.4	262.3	220.4	162.8	123.0	109.3	100.1	68.1
0,24	350,3	355.1	260.4	229.2	233.9	184.4	146.0	128.2	108.2	83.0
0,26	402,1	399.0	376.0	333.0	292.6	220.6	175.6	148.4	133.9	115.7
0,28	370,5	436.3	413.4	375.7	336.6	235.4	183.9	163.3	151.4	129.3
0,30	303,1	370.2	360.5	317.5	281.0	215.6	188.1	168.6	158.2	134.7
0,31	347,0	427.4	405.8	370.8	339.7	243.8	186.9	161.9	148.7	129.3
0,33	400,1	379.8	346.2	315.2	285.3	233.3	175.0	144.4	131.2	114.3
0,35	286,5	281.9	261.5	246.3	235.0	190.8	163.1	128.2	109.5	84.4
0,37	254,9	247.7	224.5	207.9	195.3	165.6	139.2	117.4	98.7	62.6
0,38	278,9	302.2	261.8	230.7	214.1	172.5	132.7	126.8	117.6	93.9
0,40	332,0	393.8	378.8	326.5	284.7	187.3	142.2	130.9	121.7	100.7
0,42	307,0	319.8	299.3	272.2	223.7	166.2	119.6	109.3	104.1	78.9
0,44	313,8	302.7	238.5	231.2	226.6	170.3	133.2	117.4	102.8	74.9
0,45	416,0	401.0	355.5	307.1	278.6	202.5	169.6	136.3	123.1	103.4
0,47	410,0	450.2	412.7	357.8	322.7	220.0	185.9	152.5	140.6	127.9
0,49	344,8	425.2	420.8	362.0	318.8	232.2	191.4	160.6	154.2	133.4

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.9										
Distribuição Local de Sh P/D = 10,3; Re = 20.660										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	330,4	421.4	417.0	378.1	319.0	233.8	192.9	160.6	150.1	134.7
0,52	408,7	433.5	386.7	338.4	317.9	249.9	185.1	144.4	135.2	121.1
0,54	346,7	326.3	304.6	284.1	266.2	208.8	170.5	126.8	116.3	98.0
0,56	237,0	253.6	239.7	221.9	207.9	171.6	151.9	116.0	104.1	66.7
0,58	185,5	280.3	250.5	227.3	206.7	169.1	138.7	121.4	113.6	91.2
0,59	326,0	410.3	407.3	345.7	278.7	196.0	146.9	136.3	131.2	103.4
0,61	273,2	352.2	326.5	299.4	268.2	180.1	136.4	118.7	119.0	95.3
0,63	239,0	267.6	273.6	255.8	205.9	175.0	131.2	121.4	114.9	73.5
0,65	343,8	314.1	273.8	273.2	272.6	195.2	166.2	137.6	125.8	95.3
0,66	441,9	437.6	390.8	339.8	302.0	231.4	183.8	153.8	143.3	121.1
0,68	352,1	436.4	425.4	387.8	354.1	250.2	190.7	161.9	156.9	134.7
0,70	329,7	381.0	348.7	300.3	266.5	217.1	193.6	164.6	156.9	134.7
0,71	273,0	436.8	412.5	377.5	339.8	238.6	192.4	157.9	148.7	129.3
0,73	396,3	368.0	331.8	302.0	272.1	225.4	184.6	143.0	129.8	110.2
0,75	273,3	294.0	265.6	242.4	224.5	186.9	172.6	124.1	109.5	78.9
0,77	235,1	262.4	236.6	216.0	198.1	160.4	142.0	118.7	98.7	73.5
0,78	318,7	383.2	344.3	297.2	255.4	173.9	142.2	129.5	119.0	100.7
0,80	314,9	364.8	345.7	305.4	267.5	188.8	150.4	126.8	119.0	103.4
0,82	211,8	286.8	265.0	249.8	225.2	167.6	130.5	109.3	105.5	87.1
0,84	304,7	310.8	271.8	242.0	237.3	190.5	148.1	122.8	110.9	91.2
0,85	429,3	406.4	399.4	345.8	302.7	220.0	179.1	141.7	128.5	115.7
0,87	393,7	434.4	414.1	385.8	348.0	246.9	191.4	149.8	139.3	130.7
0,89	325,1	413.4	410.3	359.4	316.3	231.0	196.9	155.2	147.4	133.4
0,91	330,6	458.6	433.1	382.2	333.8	241.8	198.4	151.1	140.6	129.3
0,92	422,1	438.9	384.1	334.5	299.4	240.7	194.6	145.7	131.2	114.3
0,94	330,9	309.2	280.8	257.7	242.4	200.9	182.7	130.9	113.6	96.6
0,96	307,3	268.3	235.9	215.3	194.7	159.7	142.6	117.4	104.1	87.1
0,98	282,3	334.7	299.8	256.7	226.8	165.2	133.4	124.1	114.9	91.2

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.9				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 10,3; Re = 20.660				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	75.7	91.4	83.5	80.3
0,05	87.6	70.2	62.7	71.8
0,09	120.1	110.9	92.1	87.3
0,12	115.6	104.7	90.8	87.3
0,16	70.1	62.8	63.0	76.0
0,20	98.4	99.4	92.3	92.9
0,23	55.7	49.2	60.4	77.4
0,27	107.3	96.8	81.4	74.6
0,30	117.8	109.9	92.7	91.5
0,34	91.5	80.4	70.5	69.0
0,37	62.4	63.2	71.9	87.3
0,41	82.5	80.5	79.0	92.9
0,45	78.0	70.3	59.6	64.8
0,48	114.6	111.0	94.5	91.5
0,52	110.1	104.8	89.0	81.7
0,55	57.7	50.5	52.9	67.6
0,59	93.0	96.7	89.2	91.5
0,62	54.3	50.6	53.1	74.6
0,66	100.4	92.7	78.3	74.6
0,70	113.7	111.4	90.9	84.5
0,73	95.5	86.0	71.5	67.6
0,77	56.9	63.3	71.6	94.3
0,80	85.2	87.5	82.8	92.9
0,84	69.8	69.0	70.4	70.4
0,87	110.4	113.8	101.1	88.7
0,91	108.7	109.1	94.3	80.3
0,95	64.6	56.1	59.6	73.2
0,98	82.0	92.7	94.5	94.3

Tabela A6.10

Distribuição Local de Sh P/D = 4, 4; Re = 20.642										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	594,0	555,4	501,1	446,7	420,7	367,0	318,1	232,9	211,1	208,4
0,04	528,2	450,0	400,0	354,3	328,2	285,2	267,0	197,1	190,9	183,5
0,05	368,2	338,0	305,5	277,3	246,7	205,6	171,3	127,7	125,8	129,1
0,07	225,8	215,1	206,6	193,6	182,8	141,5	111,2	73,9	65,1	74,8
0,09	383,6	403,9	356,1	305,9	279,8	249,8	198,0	152,3	134,7	129,1
0,10	451,5	428,0	362,7	327,9	310,6	263,1	202,4	150,1	146,0	126,8
0,12	287,1	215,1	217,6	217,8	218,1	187,9	169,1	132,1	121,3	115,5
0,14	339,7	322,7	281,3	250,9	220,3	172,4	126,8	98,5	85,3	88,3
0,16	526,1	436,8	373,6	325,7	299,6	241,0	189,1	147,8	132,5	122,3
0,17	572,1	548,8	468,2	400,5	352,4	258,6	229,1	176,9	163,9	149,5
0,19	497,6	496,1	444,0	398,3	365,7	278,5	253,6	188,1	177,4	156,3
0,21	561,1	597,1	468,2	385,1	343,6	274,1	249,2	190,4	181,9	154,0
0,23	589,6	489,5	433,0	389,5	343,6	258,6	231,4	176,9	170,7	147,2
0,24	398,9	346,8	316,5	292,7	277,6	241,0	186,9	156,8	148,2	122,3
0,26	252,1	226,1	213,2	209,0	196,0	179,1	122,4	98,5	94,3	88,3
0,28	298,1	248,0	239,6	213,4	200,5	187,9	162,4	129,9	119,0	92,9
0,30	482,2	480,7	386,8	323,5	304,0	245,4	182,4	147,8	141,5	113,3
0,31	341,9	327,1	309,9	303,7	293,0	243,2	171,3	141,1	132,5	113,3
0,33	219,2	180,0	167,0	145,2	141,0	150,3	124,6	98,5	96,6	83,8
0,35	370,4	327,1	285,7	261,9	242,3	214,4	146,8	120,9	105,5	99,7
0,37	576,5	458,8	397,8	356,5	321,6	256,4	204,7	165,7	152,7	133,6
0,38	600,6	583,9	466,0	400,5	363,5	269,7	238,0	183,7	175,2	151,8
0,40	436,2	419,3	373,6	354,3	341,4	271,9	244,7	183,7	175,2	151,8
0,42	526,1	583,9	490,1	400,5	345,8	258,6	235,8	181,4	177,4	147,2
0,44	508,5	428,0	391,2	358,7	306,2	241,0	204,7	163,5	159,4	131,4
0,45	346,3	331,5	290,1	268,5	242,3	196,7	137,9	127,7	112,3	97,4
0,47	225,8	217,3	226,4	220,0	198,3	139,3	131,3	98,5	89,8	74,8
0,49	363,9	397,3	360,5	305,9	266,5	241,0	180,2	150,1	139,2	108,7

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.10										
Distribuição Local de Sh P/D = 4,4; Re = 20.642										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	475,6	465,4	382,4	330,1	319,4	249,8	180,2	147,8	141,5	111,0
0,52	302,5	223,9	241,8	239,9	266,5	172,4	146,8	114,2	110,0	83,8
0,54	352,9	331,5	292,3	261,9	231,3	176,9	135,7	107,5	94,3	88,3
0,56	519,5	445,6	408,8	360,9	310,6	234,3	193,5	163,5	150,5	129,1
0,58	543,6	614,6	503,3	418,1	356,9	267,5	231,4	181,4	175,2	149,5
0,59	416,5	410,5	373,6	352,1	341,4	283,0	246,9	188,1	184,1	154,0
0,61	558,9	590,5	509,9	413,7	363,5	269,7	238,0	192,6	184,1	149,5
0,63	569,9	463,2	400,0	365,3	334,8	252,0	222,5	181,4	170,7	140,4
0,65	344,1	316,1	294,5	272,9	259,9	225,5	166,8	138,9	132,5	111,0
0,66	199,5	184,4	167,0	160,6	152,0	154,7	115,7	91,8	89,8	81,5
0,68	304,7	318,3	309,9	277,3	246,7	225,5	169,1	150,1	134,7	111,0
0,70	482,2	489,5	408,8	349,9	332,6	243,2	182,4	152,3	148,2	124,6
0,71	309,1	274,4	285,7	279,5	262,1	227,7	160,2	129,9	128,0	99,7
0,73	258,6	230,5	215,4	191,4	171,8	150,3	122,4	96,3	87,6	90,6
0,75	418,7	375,4	323,1	297,1	273,1	225,5	189,1	154,5	141,5	126,8
0,77	626,9	496,1	444,0	387,3	350,2	271,9	226,9	183,7	188,6	145,0
0,78	600,6	583,9	459,4	407,1	365,7	287,4	244,7	194,9	184,1	154,0
0,80	569,9	513,6	419,8	371,9	350,2	291,8	242,5	203,8	188,6	156,3
0,82	578,7	540,0	468,2	404,9	352,4	265,3	224,7	190,4	179,6	147,2
0,84	486,6	414,9	353,9	325,7	293,0	243,2	182,4	159,0	150,5	126,8
0,85	315,6	289,7	266,0	226,6	207,1	176,9	149,0	98,5	94,3	83,8
0,87	337,6	217,3	213,2	209,0	207,1	192,3	160,2	138,9	132,5	111,0
0,89	471,3	465,4	371,5	327,9	304,0	241,0	200,2	154,5	161,7	129,1
0,91	392,3	410,5	360,5	305,9	273,1	238,7	193,5	154,5	137,0	129,1
0,92	258,6	212,9	197,8	191,4	180,6	137,1	122,4	71,7	69,6	72,5
0,94	368,2	331,5	301,1	272,9	242,3	199,0	166,8	150,1	141,5	135,9
0,96	561,1	467,5	400,0	358,7	323,8	278,5	262,5	212,8	206,6	176,7
0,98	572,1	557,5	503,3	437,9	405,3	344,9	315,9	244,1	222,3	201,6

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.10				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 4,4; Re = 20.642				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	200,6	174,7	140,9	134,2
0,05	109,4	110,2	94,1	101,3
0,09	109,4	98,5	77,7	82,6
0,12	98,0	86,8	80,0	85,2
0,16	127,7	107,3	91,5	85,5
0,20	148,2	134,8	110,1	97,6
0,23	136,8	120,9	100,7	95,5
0,27	82,1	74,7	86,6	91,0
0,30	116,3	102,1	98,2	98,3
0,34	79,8	83,6	88,8	93,8
0,37	132,2	117,9	105,1	98,8
0,41	141,3	122,3	112,0	103,8
0,45	107,1	101,5	90,9	92,2
0,48	95,7	85,2	90,8	94,8
0,52	91,2	85,1	86,1	90,3
0,55	107,1	98,7	95,3	92,9
0,59	139,0	126,2	113,9	100,3
0,62	127,7	114,5	109,2	95,8
0,66	77,5	79,8	85,8	93,7
0,70	109,4	100,4	92,7	93,9
0,73	77,5	79,5	80,9	87,0
0,77	129,9	116,2	99,5	92,0
0,80	145,9	129,8	106,4	97,0
0,84	107,1	97,5	85,3	85,4
0,87	95,7	95,0	85,3	90,4
0,91	98,0	94,8	75,9	78,8
0,95	120,8	124,6	108,4	102,7
0,98	177,8	177,3	145,7	128,9

Tabela A6.11

Distribuição Local de Sh P/D = Caso Base; Re = 30.021										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	359,2	312,0	344,6	369,4	382,1	334,1	224,6	162,0	153,6	135,5
0,04	520,9	540,6	486,4	450,8	421,0	334,9	231,2	172,2	160,1	140,0
0,05	317,5	463,7	475,6	422,0	374,1	282,8	219,5	171,4	162,9	144,4
0,07	262,9	445,0	464,1	428,5	379,9	269,8	209,3	169,8	160,6	148,1
0,09	203,3	410,5	470,5	450,8	399,4	272,7	202,1	166,1	159,8	149,5
0,10	185,4	368,8	452,5	451,5	416,7	282,1	206,4	163,8	158,3	150,3
0,12	175,3	345,8	445,3	455,1	424,6	287,1	207,9	166,6	160,4	149,5
0,14	170,3	327,1	426,6	451,5	430,4	294,4	208,6	168,0	161,8	151,7
0,16	165,2	310,5	674,9	447,2	428,2	295,1	206,4	167,2	161,0	150,3
0,17	160,9	299,0	415,1	442,9	426,8	300,2	207,9	167,1	161,6	150,3
0,19	155,9	290,4	405,8	439,3	426,0	302,3	206,4	166,3	160,0	150,3
0,21	154,5	281,8	411,5	440,0	433,2	300,9	208,6	165,5	160,7	149,5
0,23	152,3	277,5	407,9	440,0	427,5	300,2	208,6	165,4	159,9	149,5
0,24	153,0	276,8	405,1	441,5	431,1	302,3	207,9	166,8	162,0	151,7
0,26	149,4	275,3	402,2	429,9	422,4	301,6	208,6	165,2	158,2	151,0
0,28	152,3	274,6	398,6	427,8	418,8	303,8	205,7	162,9	158,9	151,0
0,30	147,3	268,9	398,6	423,5	417,4	301,6	205,7	163,6	158,1	149,5
0,31	150,2	272,4	400,7	432,8	416,7	292,2	208,6	162,0	158,0	148,1
0,33	146,6	265,3	397,9	428,5	418,1	300,9	199,9	160,5	156,4	147,3
0,35	147,3	262,4	395,0	424,9	410,9	298,7	205,7	164,1	157,1	150,3
0,37	151,6	262,4	390,0	417,0	413,1	302,3	207,2	162,5	157,0	150,3
0,38	147,3	263,8	382,8	416,3	403,7	294,4	207,2	164,6	151,8	148,8
0,40	148,7	258,1	377,7	406,9	400,1	296,5	210,8	163,8	155,3	149,5
0,42	144,4	255,2	379,2	316,2	395,8	290,8	210,1	160,8	156,7	148,1
0,44	150,2	252,3	373,4	401,1	395,8	288,6	209,3	161,4	158,8	148,8
0,45	146,6	250,2	366,9	401,9	390,7	289,3	210,1	163,5	155,8	147,3
0,47	145,1	243,7	361,9	398,3	390,7	292,2	210,1	159,8	158,7	147,3
0,49	148,0	245,1	364,8	393,2	387,8	290,8	206,4	159,0	156,4	145,8

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.11										
Distribuição Local de Sh										
P/D = Caso Base; Re = 30.021										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	148,0	243,7	361,9	396,1	390,0	292,2	207,2	158,9	157,0	145,8
0,52	148,0	241,5	359,7	399,7	394,3	291,5	209,3	161,7	156,9	147,3
0,54	148,0	240,1	356,9	396,8	384,9	292,2	212,3	159,5	153,9	147,3
0,56	147,3	244,4	360,5	396,8	396,5	292,2	212,3	158,7	153,8	148,1
0,58	142,2	239,4	359,7	393,2	393,6	295,8	205,7	161,5	155,2	150,3
0,59	144,4	241,5	367,6	397,5	393,6	300,9	212,3	167,2	157,3	148,1
0,61	143,0	236,5	357,6	399,7	396,5	307,4	211,5	165,0	156,5	150,3
0,63	143,0	235,8	353,3	388,9	400,8	311,7	210,8	167,8	157,2	149,5
0,65	144,4	246,6	379,9	397,5	395,0	303,0	211,5	167,7	154,9	151,0
0,66	144,4	246,6	357,6	393,9	391,4	313,2	213,7	163,2	156,3	151,7
0,68	141,5	247,3	366,2	409,8	400,8	305,9	215,2	162,4	157,6	151,7
0,70	145,1	247,3	363,3	406,9	404,4	311,7	208,6	163,8	158,3	151,7
0,71	143,0	244,4	368,4	406,9	408,7	308,8	207,2	165,2	157,5	152,5
0,73	143,0	246,6	368,4	407,6	400,1	309,6	210,1	166,6	157,4	155,4
0,75	144,4	248,0	392,8	414,8	406,6	306,7	206,4	166,5	158,0	154,7
0,77	149,4	254,5	377,0	416,3	404,4	308,8	207,2	166,4	156,5	155,4
0,78	149,4	262,4	374,8	414,1	408,7	306,7	207,2	166,3	158,6	153,2
0,80	155,2	277,5	379,9	423,5	405,1	300,2	205,7	164,7	158,5	154,7
0,82	155,9	286,1	390,7	422,0	413,1	298,0	205,7	166,8	158,4	154,0
0,84	161,6	304,1	404,3	430,7	416,7	292,2	205,0	167,5	159,0	153,2
0,85	167,4	325,6	424,5	442,2	415,2	282,8	207,9	185,7	161,2	152,5
0,87	178,9	361,6	454,7	454,4	413,8	273,4	202,1	165,1	158,1	154,0
0,89	199,0	407,6	480,6	454,4	405,1	266,2	200,6	164,3	160,2	153,2
0,91	257,9	466,5	490,7	436,4	375,6	256,8	201,4	167,2	163,1	151,7
0,92	351,3	519,0	484,2	404,7	349,6	253,1	210,1	172,2	165,2	150,3
0,94	459,8	524,8	454,0	380,2	331,6	278,5	227,5	175,7	168,0	145,8
0,96	638,0	547,1	471,3	451,5	411,6	339,9	235,5	178,6	162,1	146,6
0,98	339,1	288,3	314,4	337,8	361,9	342,8	232,6	174,8	163,5	155,4

Tabela A6.12

Distribuição Local de Sh				
P/D = Caso Base; Re = 29.898				
Valores Complementares para X/L da Tabela A6.11				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	141,6	132,3	131,2	129,3
0,05	140,3	130,9	131,2	124,5
0,09	143,7	134,3	131,2	124,6
0,12	143,7	135,7	133,3	124,7
0,16	142,3	136,4	131,9	126,9
0,20	144,4	135,0	131,9	127,8
0,23	142,3	135,0	131,2	128,6
0,27	140,9	132,3	132,6	128,7
0,30	140,3	129,5	128,4	129,6
0,34	145,8	133,7	129,1	126,9
0,37	138,9	130,9	130,5	130,5
0,41	134,8	132,3	132,6	127,8
0,45	136,1	132,3	128,4	129,3
0,48	133,4	127,4	127,7	126,6
0,52	133,4	130,2	127,0	125,3
0,55	137,5	131,6	127,7	124,7
0,59	140,9	130,2	129,1	126,3
0,62	143,7	135,7	129,8	130,0
0,66	141,6	134,3	130,5	130,1
0,70	137,5	135,0	132,6	132,3
0,73	141,6	163,4	132,6	115,4
0,77	141,6	137,1	134,0	129,0
0,80	140,3	135,7	131,9	128,5
0,84	140,3	137,1	132,6	127,1
0,87	142,3	137,8	131,9	129,4
0,91	143,0	136,4	140,3	127,4
0,95	138,9	131,6	132,6	128,2
0,98	139,6	133,0	131,9	127,6

Tabela A6.13

Distribuição Local de Sh P/D = 22,0; Re = 30.379										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	400,9	438,0	388,8	345,3	312,4	236,7	178,9	126,9	116,3	126,6
0,04	351,9	315,3	298,9	286,4	270,9	218,5	155,7	155,4	151,7	147,4
0,05	421,0	410,6	336,1	275,1	246,0	227,6	199,1	177,0	172,4	154,4
0,07	575,2	494,2	417,9	371,5	334,8	256,2	198,5	181,9	174,4	152,4
0,09	443,9	498,4	456,1	393,2	334,1	230,2	195,9	187,8	178,3	158,3
0,10	364,9	437,7	432,2	395,5	356,8	281,2	248,1	200,6	179,3	155,4
0,12	538,5	541,8	483,9	425,0	379,5	304,0	257,3	206,5	184,2	154,4
0,14	462,4	424,9	384,4	359,3	341,0	281,9	242,9	207,5	184,2	153,4
0,16	330,1	365,1	344,0	319,9	301,5	263,7	215,9	200,6	183,3	153,4
0,17	315,9	330,6	292,9	262,0	250,4	230,0	205,5	179,0	171,4	152,4
0,19	330,8	362,9	324,3	280,8	244,9	182,6	178,4	160,3	152,7	150,4
0,21	379,5	430,1	409,0	368,5	330,7	247,2	183,7	143,6	132,0	130,6
0,23	427,3	393,6	362,8	327,1	312,6	251,5	185,0	134,7	122,2	122,6
0,24	319,2	291,3	281,7	272,1	263,4	209,0	164,8	152,4	144,8	139,5
0,26	428,0	373,0	327,6	281,2	247,2	225,9	199,4	179,0	166,5	152,4
0,28	374,1	466,4	444,3	412,5	377,7	276,9	214,4	185,9	172,4	156,4
0,30	347,4	422,1	435,0	404,1	359,6	259,7	210,8	184,9	173,4	160,3
0,31	460,0	483,5	442,1	401,6	365,8	306,8	249,3	192,7	172,4	157,3
0,33	443,9	438,3	420,2	404,8	383,6	298,4	256,5	201,6	177,3	155,4
0,35	295,1	304,0	311,9	308,1	304,3	285,1	239,3	203,6	179,3	152,4
0,37	339,0	306,3	285,1	278,4	270,7	240,6	224,9	194,7	178,3	151,4
0,38	357,8	393,8	357,2	320,4	291,4	230,2	202,8	173,1	162,6	149,4
0,40	301,0	333,1	320,7	295,6	279,1	223,8	184,5	154,4	143,8	143,5
0,42	481,4	461,4	412,2	376,5	344,6	253,3	171,2	135,7	126,1	121,7
0,44	369,5	323,1	300,0	286,5	272,0	210,8	172,5	147,5	135,0	130,6
0,45	383,4	342,9	307,1	266,5	240,3	230,7	211,0	173,1	161,6	141,5
0,47	436,0	433,3	402,5	385,3	355,3	280,7	234,8	187,8	176,4	149,4
0,49	351,1	441,4	439,7	400,1	352,7	257,6	216,6	188,8	178,3	150,4

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.13										
Distribuição Local de Sh										
P/D = 22,0; Re = 30.379										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	297,3	346,8	368,3	359,7	330,7	259,9	211,1	174,1	168,5	150,4
0,52	515,4	492,5	453,0	401,8	366,0	292,4	236,8	167,2	158,6	147,4
0,54	388,0	375,6	370,0	367,2	355,7	287,9	240,1	170,1	152,7	144,5
0,56	284,7	295,5	299,5	298,6	289,0	264,9	222,9	178,0	154,7	140,5
0,58	287,0	322,0	291,1	275,7	263,1	234,0	210,5	168,2	151,7	135,5
0,59	357,0	407,6	387,5	341,1	297,5	212,9	185,4	151,4	139,9	128,6
0,61	439,7	486,4	446,0	386,1	339,6	260,0	196,5	131,8	118,2	114,7
0,63	393,6	356,0	337,7	321,4	305,0	239,0	169,5	131,8	124,1	128,6
0,65	321,3	312,7	298,3	272,2	244,1	202,3	183,5	160,3	152,7	139,5
0,66	476,5	391,5	360,7	347,3	329,0	265,0	213,2	180,9	167,5	145,4
0,68	369,4	474,2	469,7	433,0	397,3	300,4	228,2	184,9	169,5	149,4
0,70	318,4	363,2	359,5	329,5	297,6	227,7	196,3	175,0	162,6	147,4
0,71	400,1	466,2	449,0	408,5	370,8	290,4	220,1	168,2	151,7	143,5
0,73	382,1	367,7	362,1	351,6	340,1	281,9	238,1	178,0	155,7	139,5
0,75	294,3	288,6	281,9	273,3	270,4	261,8	225,7	182,9	160,6	137,5
0,77	346,9	304,5	291,0	272,7	250,4	209,6	206,5	176,0	160,6	137,5
0,78	307,6	389,1	356,3	316,7	286,7	216,7	167,7	154,4	144,8	135,5
0,80	367,0	407,8	381,9	337,4	293,8	221,9	170,0	124,9	117,2	122,6
0,82	422,5	426,6	400,7	361,0	322,3	237,9	166,4	128,8	122,2	131,6
0,84	379,3	338,8	323,4	302,2	279,0	205,1	164,8	156,4	149,8	144,5
0,85	369,9	339,1	303,4	279,2	260,8	228,8	196,5	180,0	168,5	152,4
0,87	478,7	481,9	449,2	406,7	364,2	281,8	232,0	188,8	175,4	158,3
0,89	366,7	427,0	435,0	411,9	379,1	285,0	219,6	181,9	170,4	156,4
0,91	352,5	419,6	398,5	351,1	312,4	234,7	199,5	172,1	159,6	154,4
0,92	384,8	409,3	403,7	386,4	364,2	286,7	231,1	179,0	162,6	147,4
0,94	334,9	324,4	320,6	312,0	302,4	267,6	229,5	179,0	162,6	146,4
0,96	318,7	292,7	281,2	264,8	253,2	226,0	209,3	170,1	159,6	144,5
0,98	335,5	349,3	324,2	296,2	269,1	201,0	171,5	144,6	141,9	138,5

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.13				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 22,0; Re = 30.379				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	126,5	107,4	97,6	95,7
0,05	139,4	128,4	134,1	129,7
0,09	146,3	134,4	139,2	142,0
0,12	145,2	136,5	140,2	144,1
0,16	144,2	135,4	134,1	136,9
0,20	140,1	128,4	118,9	115,3
0,23	122,1	115,4	111,8	106,0
0,27	141,0	133,4	133,1	128,6
0,30	144,9	133,4	138,2	134,8
0,34	144,8	134,4	134,1	133,8
0,37	139,8	132,4	124,0	117,3
0,41	122,8	112,4	108,7	102,9
0,45	142,6	133,4	135,2	129,7
0,48	137,6	141,5	148,4	144,1
0,52	133,5	138,5	149,4	147,2
0,55	132,5	129,4	130,1	133,8
0,59	121,4	111,4	99,6	97,8
0,62	119,4	119,4	129,1	129,7
0,66	131,2	131,4	141,3	143,1
0,70	134,2	130,4	144,3	148,2
0,73	129,1	127,4	140,2	145,1
0,77	125,1	114,4	111,8	121,4
0,80	114,1	106,4	111,8	117,3
0,84	132,9	131,4	140,2	141,0
0,87	140,8	139,5	145,3	146,1
0,91	137,7	149,5	145,3	146,1
0,95	130,7	121,4	123,0	131,7
0,98	128,6	130,4	125,0	118,4

Tabela A6.14

Distribuição Local de Sh P/D = 10,3; Re = 30.699										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	403,1	401,5	349,6	319,3	290,3	217,5	177,7	159,0	141,3	111,1
0,04	344,8	335,0	307,5	266,4	249,6	229,9	177,7	154,0	139,1	102,8
0,05	483,2	441,0	431,3	394,3	346,3	262,7	219,0	168,4	145,2	122,2
0,07	566,1	582,3	503,4	432,5	391,3	299,7	232,8	181,3	163,6	151,4
0,09	482,1	587,8	567,4	496,5	437,7	299,8	239,7	190,1	176,6	157,0
0,10	457,8	517,3	458,7	379,6	324,8	260,3	239,8	186,5	179,9	162,5
0,12	525,7	531,0	479,2	428,7	398,4	304,0	239,9	180,1	166,6	154,2
0,14	449,8	400,8	369,2	352,6	323,7	271,4	227,6	162,8	146,4	136,1
0,16	388,9	342,5	316,3	294,2	273,4	227,8	207,2	155,0	135,9	105,6
0,17	398,5	342,5	300,1	276,6	255,8	207,4	175,7	159,7	140,6	113,9
0,19	422,9	479,8	425,2	365,1	325,3	244,4	178,6	154,7	145,3	122,2
0,21	444,8	482,6	434,8	384,3	343,1	247,2	178,7	144,2	137,5	126,4
0,23	387,9	348,2	335,7	323,1	294,1	214,5	166,4	142,0	135,3	102,8
0,24	469,3	428,5	326,3	285,1	288,8	239,2	192,6	159,1	140,0	108,4
0,26	510,1	461,1	437,8	404,9	365,1	269,3	217,3	177,5	161,2	137,5
0,28	500,7	545,4	519,5	468,9	421,0	294,0	229,8	198,7	175,6	150,0
0,30	400,5	461,3	433,9	375,2	329,9	265,4	239,5	199,3	184,4	154,2
0,31	460,2	513,0	492,5	458,3	422,6	303,7	234,1	190,2	176,7	151,4
0,33	510,5	454,7	434,1	397,1	360,1	291,5	224,5	172,8	157,8	138,9
0,35	372,2	354,3	335,0	319,7	308,4	247,9	219,2	155,4	139,1	111,1
0,37	327,6	297,4	282,1	273,5	258,1	226,2	190,5	149,0	132,7	95,9
0,38	400,9	370,8	325,7	289,9	263,7	222,2	183,7	157,8	147,0	120,9
0,40	433,6	556,9	456,2	378,5	330,5	233,2	182,4	154,2	146,2	125,0
0,42	420,1	448,4	392,5	326,9	277,5	216,9	166,1	143,7	141,2	116,7
0,44	412,0	375,2	296,0	279,3	274,8	215,6	177,1	155,3	140,4	102,8
0,45	503,0	474,3	428,0	373,3	330,7	244,4	210,1	176,5	160,2	127,8
0,47	532,9	539,6	478,3	423,7	383,9	281,3	226,7	188,1	175,9	145,9
0,49	458,4	530,2	492,0	421,1	363,6	260,9	232,3	196,9	190,3	159,8

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.14										
Distribuição Local de Sh P/D = 10,3; Re = 30.699										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	427,3	504,5	486,7	408,9	354,1	252,9	231,0	193,3	183,9	155,6
0,52	537,3	518,2	452,8	394,1	359,7	277,5	229,7	180,0	170,6	145,9
0,54	435,6	393,3	360,5	330,2	306,7	248,9	217,4	161,3	147,7	123,6
0,56	304,2	297,0	283,1	266,4	253,7	217,7	199,7	152,1	134,4	95,9
0,58	298,8	337,9	291,3	256,9	241,5	205,5	179,3	158,2	146,0	118,1
0,59	438,6	514,4	480,3	401,2	315,1	221,9	187,6	158,7	152,1	123,6
0,61	387,2	430,4	392,1	345,5	304,3	217,9	180,8	155,1	148,5	122,2
0,63	330,3	304,2	307,9	303,5	251,3	201,6	169,9	159,8	150,4	105,6
0,65	424,0	388,5	324,3	304,9	308,6	223,6	200,2	172,7	155,1	119,5
0,66	517,6	508,0	454,9	390,7	342,7	257,8	218,1	188,4	172,2	143,1
0,68	444,5	514,9	513,4	465,6	413,6	281,1	225,0	197,2	183,8	157,0
0,70	433,7	444,4	446,9	325,6	284,4	229,3	226,5	200,5	191,2	157,0
0,71	456,9	528,7	485,1	434,5	392,0	258,1	222,5	192,8	182,0	151,4
0,73	500,4	425,6	384,6	347,6	310,4	252,7	218,5	179,5	164,6	137,5
0,75	377,0	351,0	311,3	283,7	261,5	210,5	202,1	160,8	145,8	111,1
0,77	354,1	314,4	274,7	249,8	230,3	186,0	176,2	164,0	143,6	108,4
0,78	404,4	446,2	397,1	335,6	293,0	198,4	172,1	166,0	155,2	123,6
0,80	424,8	453,1	414,8	353,4	304,0	217,6	180,4	166,5	158,5	129,2
0,82	320,5	343,2	318,4	300,4	275,5	205,4	170,9	158,8	157,6	122,2
0,84	377,5	363,7	332,1	291,0	281,0	231,4	183,4	178,6	167,8	122,2
0,85	521,4	495,5	473,6	418,9	369,6	262,9	219,1	195,7	184,9	143,1
0,87	483,5	528,1	503,5	463,9	418,7	288,9	238,4	210,0	199,3	155,6
0,89	426,6	520,1	506,4	440,9	380,7	253,5	253,6	210,5	201,2	158,4
0,91	470,1	560,9	507,8	436,9	383,5	280,9	259,1	212,4	196,2	155,6
0,92	571,9	528,4	464,4	405,7	363,2	298,7	260,6	199,2	187,1	143,1
0,94	424,2	365,6	331,3	307,8	292,5	252,4	248,3	187,3	173,8	127,8
0,96	387,7	322,2	287,9	267,1	249,0	218,4	208,7	183,7	170,2	127,8
0,98	371,5	394,3	350,5	310,8	279,0	218,5	196,4	184,3	172,1	122,2

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.14				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 10,3; Re = 30.699				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	131,2	124,9	106,3	98,8
0,05	125,6	95,3	86,5	103,1
0,09	149,3	128,9	112,0	111,7
0,12	146,5	124,6	110,6	113,1
0,16	106,1	86,6	93,6	114,6
0,20	134,0	127,2	119,1	113,1
0,23	96,3	77,9	92,1	116,0
0,27	134,0	115,8	99,2	94,5
0,30	149,3	129,7	113,4	104,5
0,34	121,4	100,1	89,3	93,1
0,37	113,0	105,6	117,7	123,2
0,41	125,6	119,6	123,3	118,9
0,45	107,5	81,6	82,2	91,7
0,48	136,8	123,6	134,7	104,5
0,52	141,0	119,3	103,5	100,3
0,55	90,7	72,9	80,8	101,7
0,59	127,0	121,9	119,1	114,6
0,62	104,7	90,9	92,1	113,1
0,66	129,8	110,5	96,4	94,5
0,70	145,1	128,6	112,0	106,0
0,73	128,4	104,7	86,5	91,7
0,77	110,3	100,4	116,2	124,6
0,80	121,4	115,7	121,9	126,0
0,84	110,3	88,9	85,1	87,4
0,87	145,1	135,2	117,7	103,1
0,91	141,0	128,1	112,0	96,0
0,95	111,6	76,0	73,7	96,0
0,98	110,3	108,2	114,8	118,9

Tabela A6.15

Distribuição Local de Sh										
P/D = 4,4; Re = 30.623										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,02	722,1	708,1	623,8	554,1	503,4	434,3	376,4	287,8	279,8	238,2
0,04	664,8	563,5	481,1	426,2	383,9	344,4	311,9	244,5	245,1	203,6
0,05	458,8	414,7	376,8	338,8	302,9	243,9	202,2	177,4	171,4	142,8
0,07	293,1	280,7	272,5	260,0	243,1	181,8	154,9	119,0	125,8	99,4
0,09	475,8	470,0	415,1	370,8	339,1	310,2	243,0	207,7	197,4	152,3
0,10	524,6	491,2	419,4	396,4	377,5	320,9	243,0	199,1	201,7	152,6
0,12	346,2	289,2	289,5	283,4	268,7	237,5	212,9	192,6	188,7	139,9
0,14	441,8	410,4	359,8	313,3	266,6	224,6	167,8	142,8	138,8	109,7
0,16	662,7	550,8	462,0	394,2	349,8	288,8	230,1	205,6	193,1	153,7
0,17	715,8	718,8	574,8	488,0	433,0	318,7	283,9	229,4	225,6	180,3
0,19	615,9	586,9	545,0	502,9	450,0	333,7	301,1	244,5	247,3	193,8
0,21	762,5	771,9	566,3	466,7	435,1	340,1	307,6	244,5	243,0	198,6
0,23	737,0	612,4	551,4	494,4	422,3	323,0	286,0	231,5	229,9	183,6
0,24	526,7	470,0	410,9	381,4	351,9	297,3	240,9	205,6	199,6	162,1
0,26	356,8	316,9	308,7	285,6	255,9	226,8	159,2	142,8	143,2	121,0
0,28	384,4	331,7	304,4	274,9	260,2	243,9	210,8	188,3	180,0	141,0
0,30	609,6	569,9	440,7	366,5	347,7	308,0	230,1	201,3	203,9	152,3
0,31	448,2	418,9	415,1	396,4	381,8	305,9	223,7	196,9	193,1	154,9
0,33	316,5	265,8	247,0	219,5	202,6	190,4	176,4	153,6	162,7	122,5
0,35	503,4	433,8	381,1	345,2	315,7	276,0	206,5	168,8	162,7	138,1
0,37	743,4	589,1	508,8	432,6	396,7	308,0	260,2	218,6	214,8	180,0
0,38	758,3	708,1	576,9	511,4	456,4	323,0	292,5	240,2	243,0	191,3
0,40	490,6	491,2	498,2	479,5	443,6	331,6	305,4	244,5	245,1	196,0
0,42	703,0	727,3	591,8	490,1	441,5	320,9	296,8	240,2	243,0	187,7
0,44	641,4	559,3	506,7	424,1	375,4	295,2	260,2	220,7	216,9	172,7
0,45	467,3	429,6	400,2	334,6	307,1	258,8	187,1	179,6	169,2	131,6
0,47	352,6	323,2	325,7	296,2	258,1	179,7	178,5	153,6	149,7	125,4
0,49	405,7	418,9	381,1	326,0	300,7	303,8	219,4	212,1	197,4	149,8

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.15										
Distribuição Local de Sh										
P/D = 4, 4; Re = 30.623										
Z/Dh	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	1,8	3,0	3,4	5,2
X/L	Sh									
0,51	543,7	527,4	440,7	381,4	345,5	325,2	232,3	203,4	203,9	154,6
0,52	386,6	310,5	323,6	319,6	302,9	237,5	195,7	183,9	184,4	126,5
0,54	458,8	423,2	368,3	326,0	285,8	228,9	180,7	160,1	151,8	126,9
0,56	641,4	572,0	510,9	426,2	375,4	297,3	245,2	214,2	203,9	168,8
0,58	703,0	765,6	615,3	496,5	433,0	331,6	294,7	233,7	238,6	191,0
0,59	484,3	463,6	462,0	460,3	430,8	346,6	303,3	246,7	251,6	184,8
0,61	690,3	761,3	625,9	517,8	460,7	325,2	307,6	251,0	256,0	191,7
0,63	743,4	578,4	510,9	456,0	409,5	305,9	281,7	233,7	240,8	183,4
0,65	471,5	423,2	381,1	343,1	319,9	273,8	221,5	194,8	193,1	148,7
0,66	314,3	278,6	257,6	240,8	219,7	205,4	161,3	145,0	149,7	120,7
0,68	373,8	359,4	347,0	319,6	300,7	284,5	219,4	203,4	195,2	156,0
0,70	554,4	529,5	455,6	411,3	379,6	310,2	225,8	209,9	208,2	169,5
0,71	367,4	346,6	349,1	334,6	324,2	288,8	212,9	196,9	193,1	152,4
0,73	369,6	319,0	302,3	266,4	241,0	203,2	165,6	149,3	145,3	130,9
0,75	554,4	482,7	421,5	375,1	341,3	286,7	240,9	201,3	197,4	172,8
0,77	737,0	659,2	559,9	466,7	430,8	331,6	283,9	242,4	238,6	188,5
0,78	743,4	678,4	557,8	507,2	462,8	353,0	307,6	309,5	253,8	201,9
0,80	664,8	614,6	551,4	498,6	450,0	346,6	305,4	307,3	256,0	204,5
0,82	673,3	691,1	587,6	492,3	437,2	320,9	288,2	248,9	245,1	189,6
0,84	630,8	523,1	457,7	400,6	358,3	290,9	232,3	212,1	206,1	165,9
0,85	414,2	378,5	347,0	304,7	270,9	233,2	169,9	147,2	145,3	122,6
0,87	401,4	293,5	289,5	281,3	273,0	241,7	210,8	203,4	195,2	157,9
0,89	575,6	533,8	432,2	385,7	362,6	312,3	245,2	207,7	208,2	164,8
0,91	482,1	482,7	417,3	353,7	322,1	314,5	238,7	214,2	206,1	167,4
0,92	339,8	295,6	276,8	264,2	245,3	173,3	169,9	125,5	136,7	110,9
0,94	484,3	433,8	396,0	355,9	311,4	256,7	212,9	199,1	184,4	165,9
0,96	673,3	597,6	508,8	447,5	394,6	329,4	318,3	266,2	264,7	218,8
0,98	641,4	663,5	619,5	537,0	477,8	412,9	380,7	307,3	299,4	247,5

Continua na página seguinte

Continuação da Tabela A6.15				
Distribuição Local de Sh				
P/D = 4,4; Re = 30.623				
Z/Dh	6,6	8,8	12,7	16,7
X/L	Sh			
0,02	178,9	216,0	190,2	170,8
0,05	135,3	144,7	140,8	136,6
0,09	153,7	142,8	129,6	122,9
0,12	133,0	136,2	136,3	118,4
0,16	158,3	150,5	140,8	129,8
0,20	183,5	169,4	149,8	136,6
0,23	169,7	160,6	143,0	132,0
0,27	123,8	128,6	125,1	132,0
0,30	144,5	140,5	138,6	129,8
0,34	121,6	129,4	136,3	132,0
0,37	172,0	155,2	152,0	136,6
0,41	176,6	169,5	152,0	134,3
0,45	144,5	139,9	145,3	127,5
0,48	133,0	133,3	136,3	122,9
0,52	133,0	131,4	134,1	122,9
0,55	139,9	141,0	136,3	127,5
0,59	176,6	166,9	152,0	132,0
0,62	167,4	153,4	145,3	134,3
0,66	117,0	130,6	136,3	127,5
0,70	142,2	138,0	136,3	132,0
0,73	121,6	129,1	134,1	129,8
0,77	169,7	161,9	145,3	138,9
0,80	178,9	169,3	154,3	138,9
0,84	146,8	139,6	136,3	134,3
0,87	123,8	137,7	134,1	122,9
0,91	139,9	135,8	136,3	129,8
0,95	158,3	161,6	174,5	166,2
0,98	222,5	222,1	203,7	179,9