

RUDMAR SERAFIM MATOS

**OTIMIZAÇÃO E COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO DE TROCADORES
DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS**

Tese apresentada ao Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Energia e Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. José Viriato C. Vargas, Ph. D

Co-orientador: Prof. Tod A. Laursen, Ph. D

CURITIBA

2003



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia - PIPE
Setor de Tecnologia

RELATÓRIO DE DEFESA DE TESE DE DOUTORADO

Aos vinte dois dias do mês de maio de 2003, no Auditório do CESEC no Centro Politécnico, foi instalada pelo Prof. David Alexander Mitchell, coordenador do PIPE – Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia, a Banca Examinadora para a quarta defesa de tese de doutorado área de concentração: Energia e Ciências Térmicas. Estiveram presentes no Ato, além do coordenador do Curso de Pós-Graduação, professores, alunos e visitantes. A Banca Examinadora, atendendo determinação do Colegiado do Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia, ficou constituída pelos professores doutores **José Alberto dos Reis Parise** (PUC-RIO), **Wido Herwig Schreiner** (UFPR), **Álvaro Toubes Prata** (UFSC), **Jurandir Itizo Yanagihara** (USP), **José Viriato Coelho Vargas** (UFPR), **Prof. Dr. Tod A. Laursen** (Duke University).

Às 09:00 horas, a banca iniciou os trabalhos, convidando o(a) candidato(a) **Rudmar Serafim Matos** fazer a apresentação de tese de doutorado intitulada “ Otimização e comparação de desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados ”. Encerrada a apresentação, iniciou-se a fase de arguição pelos membros participantes.

Tendo em vista a dissertação e a arguição, a banca atribuiu as seguintes notas: Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise Nota: 9,5, Prof. Dr. Wido Herwig Schreiner, Nota: 9,5, Prof. Dr. Álvaro Toubes Prata, Nota: 9,5, Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara, Nota: 9,5.

A média obtida: 9,5, resulta na APROVAÇÃO do candidato, (de acordo com a determinação dos Artigos 61,62,63,64 da Resolução 38/96 de 14.06.96), e corresponde ao conceito (A/B/C/D).

Curitiba, 22 de Maio de 2003.

Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise

Prof. Dr. Wido Herwig Schreiner

Prof. Dr. Álvaro Toubes Prata

Prof. Dr. Tod A. Laursen

Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

AGRADECIMENTOS

Após trabalhar por vários anos diretamente na manutenção, instalação e execução de projetos de sistemas de ar condicionado, aquecimento, ventilação e refrigeração considero a experiência adquirida com o curso de doutorado extraordinária, para a minha qualificação profissional permitindo ampliar os meus conhecimentos, como também executar trabalhos de alta qualidade técnica aceitos em publicações internacionais de notório reconhecimento no meio científico. Agradeço a todos que direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho. Agradeço ao professor orientador José Viriato C. Vargas, produtivo pesquisador da área de Energia e Ciências Térmicas da UFPR, que teve contribuição significativa sobre o desenvolvimento deste trabalho, através do acompanhamento e revisão do mesmo. Agradeço ao professor co-orientador Tod A. Laursen do Departamento de Engenharia Civil e Meio Ambiente da Duke University, que esteve sempre disponível, para sanar dúvidas e abrilhantar este trabalho, disponibilizando o laboratório de Mecânica Computacional e alocando recursos para realização da parte numérica deste trabalho. Agradeço ao professor Adrian Bejan do Departamento de Engenharia Mecânica e Ciências dos Materiais da Duke University pelas enriquecedoras observações e sugestões apresentadas para os artigos que foram escritos junto ao Departamento de Engenharia Civil e Meio Ambiente da Duke University e submetidos para publicação no International Journal of Heat and Mass Transfer e no International Journal of Thermal Sciences. Agradeço a Duke University que durante seis meses patrocinou e permitiu a realização deste doutorado sanduíche. Agradeço aos professores Álvaro Toubes Prata (UFSC), José Alberto dos Reis Parise (PUC-RIO), Jurandir Itizo Yanagihara (USP) e Wido Herwig Schreiner (UFPR), membros participantes da banca examinadora, pelas sugestões apresentadas para o enriquecimento deste trabalho. Agradeço a todos meus amigos, ao meu colega Jeferson Souza pela amizade e participação junto ao programa de engenharia, ao meu colega Alexandre Kupka da Silva pelo apoio durante a minha fase de adaptação junto a Duke University. Agradeço a minha esposa, minha filha, meu filho e toda a minha família

pelo apoio e compreensão, durante a minha ausência para complementação deste trabalho junto a Duke University, que apesar de estarem fisicamente longe de mim, estavam sempre presentes em meus pensamentos. Agradeço ao professor Roque Sutil Maynardes por ter assumido a disciplina de Refrigeração e Climatização durante o meu período de afastamento junto ao Departamento de Engenharia Mecânica. O desenvolvimento deste trabalho contou também com o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo - ANP, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq, Financiadora de Estudos e Projetos Ministério da Ciência e Tecnologia - FINEP e Plano Nacional de Ciência e Tecnologia do Setor Petróleo e Gás Natural - CTPETRO.

ÍNDICE

LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	xi
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS.....	xvii
RESUMO.....	xxi
ABSTRACT.....	xxiii

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	1
1.2 OBJETIVOS.....	5
1.3 REVISÃO DA LITERATURA.....	6
1.4 O PROBLEMA FÍSICO.....	19
1.4.1 Geometria do arranjo.....	19
1.4.2 Critério de equivalência entre tubos de seção circular e elíptica.....	24
1.4.3 Disposição dos tubos.....	25

CAPÍTULO II

2 MODELO MATEMÁTICO.....	27
2.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES	28
2.1.1 Conservação de massa.....	28
2.1.2 Conservação de quantidade de movimento.....	28
2.1.3 Conservação de energia.....	29
2.2 FORMA ADIMENSIONAL.....	29
2.3 EQUAÇÕES GOVERNANTES ADIMENSIONAIS.....	31
2.3.1 Conservação de massa.....	31
2.3.2 Conservação de quantidade de movimento.....	32
2.3.3 Conservação de energia.....	32
2.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO ADIMENSIONAIS.....	34

2.5	FIGURA DE MÉRITO.....	36
 CAPÍTULO III		
3	MÉTODO NUMÉRICO.....	40
3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	40
3.2	EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES E ENERGIA EM ELEMENTOS FINITOS.....	42
3.3	MALHA TRIDIMENSIONAL.....	45
 CAPÍTULO IV		
4	APARATO EXPERIMENTAL.....	48
4.1	ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E INSTRUMENTAÇÃO.....	48
4.1.1	Túnel de vento.....	48
4.1.2	Módulo da seção de teste.....	49
4.1.3	Tubos e aletas.....	50
4.1.4	Resistências elétricas.....	51
4.1.5	Ponto de força e as fontes de alimentação elétrica.....	52
4.1.6	Termistores.....	53
4.1.7	Anemômetro.....	55
4.1.8	Transdutor e medidor de pressão.....	55
4.1.9	Estação e “software” gráfico de operação do sistema.....	56
4.4	MÉTODOS DE TRABALHO.....	57
4.4.1	Construção do módulo em madeira.....	58
4.4.2	Conformação dos tubos elípticos.....	59
4.4.3	Usinagem e montagem dos anéis de latão no interior dos tubos.....	59
4.4.4	Construção e montagem das aletas.....	61
4.4.5	Montagem do trocador de calor aletado.....	63
4.4.6	Montagem e instalação dos termistores no módulo de teste.....	64
4.4.7	Montagem final do módulo de teste.....	67
4.4.8	Instalação do anemômetro e do medidor de pressão.....	69

4.5	APARATO EXPERIMENTAL.....	70
4.6	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	71
4.7	CÁLCULO DAS INCERTEZAS.....	74

CAPÍTULO V

5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	76
5.1	RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE ARRANJOS NÃO ALETADOS E ALETADOS PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS.....	76
5.2	RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS NÃO ALETADOS E ALETADOS PARA ALTOS NÚMEROS DE REYNOLDS.....	85
5.3	MEDIÇÕES DA PERDA DE CARGA NOS ARRANJOS.....	91

CAPÍTULO VI

6	CONCLUSÕES.....	93
----------	------------------------	-----------

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96
--	-----------

APÊNDICES

APÊNDICE 1 - VALIDAÇÃO NUMÉRICA DOS ELEMENTOS 3-D.....	104
1.1 VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO ELEMENTO 3-D STOKES FLOW.....	104
1.1.1 Problema benchmark do escoamento de Stokes para um fluido espremido entre placas paralelas (Fluid Squeezed Between Paralled Plates).....	104
1.1.2 Problema benchmark do escoamento de Stokes para um fluido espremido entre placas não paralelas (Slider Bearing).....	107
1.2 VALIDAÇÃO DO ELEMENTO NAVIER-STOKES E ENERGIA PARA DOIS MATERIAIS.....	111
1.3 VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO ELEMENTO NAVIER-STOKES E ENERGIA EM 3-D.....	113

1.3.1	Problema benchmark de uma cavidade quadrada em 3-D.....	113
1.3.2	Comparação das soluções numéricas em 2-D e 3-D de arranjos de tubos.....	114
APÊNDICE 2 - INPUT-FILE PARA ARRANJO DE TUBOS		
	ELÍPTICOS ALETADOS EM 3-D,	
	$e = 0,5$, $S/2b = 0,5$ e $Re_{2b} = 100$.....	115
APÊNDICE 3 - CÓDIGO DE ELEMENTOS FINITOS		
	DESENVOLVIDO PARA SIMULAÇÃO DE	
	TROCADORES DE CALOR EM 3-D.....	161
APÊNDICE 4 - RELAÇÃO DOS ENSAIOS EFETUADOS.....		
	BIOGRAFIA.....	220

LISTA DE TABELAS

APÊNDICE 1

TABELA 1 - SOLUÇÃO PARA VELOCIDADE (u em 2-D e 3-D).....	106
--	-----

APÊNDICE 4

TABELA 2 - TESTE REALIZADO EM 23/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,25, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	192
TABELA 3 - TESTE REALIZADO EM 26/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	194
TABELA 4 - TESTE REALIZADO EM 01/04/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 1,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	196
TABELA 5 - TESTE REALIZADO EM 11/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,1, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	198
TABELA 6 - TESTE REALIZADO EM 14/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,25, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	200
TABELA 7 - TESTE REALIZADO EM 16/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	202
TABELA 8 - TESTE REALIZADO EM 20/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 1,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	204
TABELA 9 - TESTE REALIZADO EM 27/02/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,1, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	206
TABELA 10 - TESTE REALIZADO EM 02/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,25, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	208
TABELA 11 - TESTE REALIZADO EM 05/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 0,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	210
TABELA 12 - TESTE REALIZADO EM 08/03/2002 PARA O ARRANJO S/2b = 1,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	212
TABELA 13 - TESTE REALIZADO EM 09/04/2002 PARA O ARRANJO	

S/2b = 0,25, e = 0,4, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$ 214

TABELA 14 - TESTE REALIZADO EM 29/04/2002 PARA O ARRANJO

S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,26$ e $Re_{2b} = 1000$ 216

TABELA 15 - TESTE REALIZADO EM 26/04/2002 PARA O ARRANJO

S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 1000$ 218

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

CAPÍTULO I

FIGURA 1 - ARRANJO DE TUBOS ALETADOS E O DOMÍNIO COMPUTACIONAL TRIDIMENSIONAL.....	20
FIGURA 2 - VISTA LATERAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS E AS CONDIÇÕES DE CONTORNO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL BIDIMENSIONAL.....	21
FIGURA 3 - VISTA FRONTAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	22
FIGURA 4 - SUPERFÍCIES DE TROCA DE CALOR.....	25
FIGURA 5 - DISTRIBUIÇÃO TRIANGULAR EQUILATERAL PARA 4 TUBOS NA CÉLULA UNITÁRIA.....	26

CAPÍTULO II

FIGURA 6 - CONDIÇÕES DE CONTORNO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL TRIDIMENSIONAL.....	35
--	----

CAPÍTULO III

FIGURA 7 - MODELO DA MALHA TRIDIMENSIONAL CONVERGIDA ($e = 0,5$).....	47
--	----

CAPÍTULO IV

FIGURA 8 - O TÚNEL DE VENTO UTILIZADO NO EXPERIMENTO.....	49
FIGURA 9 - DIMENSÕES DO MÓDULO DE MADEIRA EM (mm).....	50
FIGURA 10 - TUBOS E ALETA.....	51
FIGURA 11 - A RESISTÊNCIA ELÉTRICA.....	52
FIGURA 12 - O PONTO DE FORÇA E AS FONTES DE ALIMENTAÇÃO.....	53
FIGURA 13 - O TERMISTOR COM CÁPSULA DE TEFLON.....	54
FIGURA 14 - O ANEMÔMETRO.....	55
FIGURA 15 - O TRANSDUTOR E O MEDIDOR DE PRESSÃO.....	56

FIGURA 16 - ESTAÇÃO E SOFTWARE GRÁFICO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA.....	57
FIGURA 17 - MÓDULO EM MADEIRA PARA TUBOS ELÍPTICOS.....	58
FIGURA 18 - CONFORMAÇÃO DOS TUBOS ELÍPTICOS.....	59
FIGURA 19 - USINAGEM DOS ANÉIS DE LATÃO.....	60
FIGURA 20 - MONTAGEM DOS ANÉIS NO INTERIOR DOS TUBOS ELÍPTICOS.....	60
FIGURA 21 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS CIRCULARES DAS ALETAS...	61
FIGURA 22 - CORTE DOS PRÉ-FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS.....	62
FIGURA 23 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS.....	62
FIGURA 24 - MONTAGEM DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS.....	63
FIGURA 25 - MÓDULO DE TESTE PARA TUBOS ELÍPTICOS.....	64
FIGURA 26 - MONTAGEM DOS TERMISTORES.....	65
FIGURA 27 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NOS TUBOS.....	65
FIGURA 28 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NA ENTRADA DO ARRANJO.....	66
FIGURA 29 - VISTA FINAL DA INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES.....	66
FIGURA 30 - INSTALAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS NO MÓDULO DE TESTE.....	67
FIGURA 31 - COLOCAÇÃO DA TAMPA FRONTAL DO MÓDULO DE TESTE.....	68
FIGURA 32 - INSTALAÇÃO DA RÉGUA DE BORNES.....	68
FIGURA 33 - MONTAGEM FINAL DO MÓDULO DE TESTE.....	69
FIGURA 34 - INSTALAÇÃO DO ANEMÔMETRO E DO EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO DA PRESSÃO DIFERENCIAL.....	70
FIGURA 35 - APARATO EXPERIMENTAL.....	71
FIGURA 36 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DOS PONTOS DE MEDIÇÕES E DIMENSÕES (mm) DO APARATO EXPERIMENTAL.....	73

CAPÍTULO V

FIGURA 37 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS ($e = 1$).....	77
FIGURA 38 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,6$).....	77
FIGURA 39 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,5$).....	78
FIGURA 40 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,45$).....	78
FIGURA 41 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS NÃO ALETADOS.....	79
FIGURA 42 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS.....	80
FIGURA 43 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS.....	81
FIGURA 44 - RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO GLOBAL PARA ARRANJOS ALETADOS.....	82
FIGURA 45 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA ALETA PARA TROCADORES DE CALOR DE 4 FILEIRAS E ALETA PLANA.....	83
FIGURA 46 - ISOTERMAS GERADAS PELO FEAP EM 3-D PARA TROCADORES DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS COM 4 FILEIRAS E ALETA PLANA ($S/2b = 1,5$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 100$).....	84
FIGURA 47 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES NÃO ALETADOS ($e = 1$)....	86

FIGURA 48 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS NÃO ALETADOS ($e = 0,6$).....	86
FIGURA 49 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS NÃO ALETADOS ($e = 0,5$).....	87
FIGURA 50 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS ($e = 1$).....	87
FIGURA 51 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,6$).....	88
FIGURA 52 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,5$).....	88
FIGURA 53 - OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS NÃO ALETADOS COM RESPEITO À EXCENTRICIDADE ($S/2b = 0,25$).....	89
FIGURA 54 - OTIMIZAÇÃO DE ARRANJO ALETADOS COM RESPEITO À EXCENTRICIDADE ($S/2b = 0,25$).....	90
FIGURA 55 - OTIMIZAÇÃO LOCAL DE ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS COM RESPEITO AO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS ($S/2b = 0,5$).....	91
FIGURA 56 - MEDIÇÕES DA PERDA DE CARGA EM ARRANJOS DE TUBOS CIRCULARES E ELÍPTICOS.....	92

APÊNDICE 1

FIGURA 57 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D E 3-D.....	105
FIGURA 58 - MALHAS UTILIZADAS EM 2-D E 3-D PARA PLACAS PARALELAS.....	106
FIGURA 59 - CAMPO DE VELOCIDADE EM 2-D E 3-D.....	107
FIGURA 60 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D E 3-D.....	108
FIGURA 61 - MALHAS UTILIZADAS EM 2-D E 3-D PARA PLACAS NÃO PARALELAS.....	109
FIGURA 62 - SOLUÇÃO PARA VELOCIDADE (u em 2-D e 3-D).....	110
FIGURA 63 - CAMPO DE VELOCIDADE EM 2-D E 3-D.....	110
FIGURA 64 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D.....	111

FIGURA 65 - PERFIL DE TEMPERATURA PARA O PROBLEMA.....	112
FIGURA 66 - CAMPO DE VELOCIDADE PARA UMA CAVIDADE QUADRADA EM 3-D.....	113
APÊNDICE 4	
FIGURA 67 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$	193
FIGURA 68 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$	195
FIGURA 69 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$	197
FIGURA 70 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,1$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$	199
FIGURA 71 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$	201
FIGURA 72 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$	203
FIGURA 73 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$	205
FIGURA 74 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,1$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$	207
FIGURA 75 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$	209
FIGURA 76 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$	211
FIGURA 77 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$	213
FIGURA 78 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS	

	ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,4$ e $\phi_f = 0,006$	215
FIGURA 79 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS		
	ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,26$	217
FIGURA 80 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS		
	ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,094$	219

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

a	semi eixo maior do tubo de secção elíptica, m
A_c	área mínima da secção transversal do escoamento livre, m ²
b	semi eixo menor do tubo de secção elíptica, m
B_a	limite de precisão intrínseco da quantidade a
c_p	calor específico a pressão constante, J/(kg.K)
$\bar{c}_p$	coeficiente referente ao calor específico a pressão constante, (FEAP)
$C(\tilde{U})$	matriz capacidade da quantidade de movimento
D	diâmetro do tubo circular, m
$\tilde{D}(\tilde{U})$	matriz capacidade da energia
e	excentricidade do tubo, b/a
F_1, F_2, F_3	vetores força da quantidade de movimento
G	vetor força da energia
H	altura do arranjo, m
k	condutividade térmica, W/(m.K)
$\bar{k}$	coeficiente referente a condutividade térmica, (FEAP)
K_{ij}	matrizes rigidez da viscosidade, ($i, j = 1, 2, 3$)
$\hat{K}_{ij}$	matrizes penalidade, ($i, j = 1, 2, 3$)
l	distância entre centros dos tubos na direção do escoamento
L	comprimento do arranjo, m
$\tilde{L}_{ij}$	matriz difusão
$L/2b$	relação de aspecto do comprimento do arranjo para o eixo menor das elipses
m	massa total de material sólido do arranjo, kg
$\tilde{m}$	massa total adimensional de material sólido do arranjo, equação (42)
$\dot{m}_{ce}$	vazão mássica de ar entrando no canal elementar, kg/s
n_f	número de aletas

n_t	número total de tubos
N	número de tubos em uma célula unitária
N_{ce}	número de canais elementares
p	pressão, N/m^2
P	pressão adimensional, $\frac{p}{\rho U_\infty^2}$
P_a	limite de precisão da quantidade a
Pe_{2b}	número de Peclet baseado no eixo menor do tubo de secção elíptica, $\frac{U_\infty(2b)}{\alpha}$
Pr	número de Prandtl do fluido, $\frac{\nu}{\alpha}$
$\tilde{q}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total, equação (34)
$\tilde{q}_*$	figura de mérito, equação (41)
$\tilde{q}_{*,j-1}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total da malha menos refinada
$\tilde{q}_{*,j}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total da malha mais refinada
$\tilde{q}_{*,m}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total maximizada uma vez
$\tilde{q}_{*,mm}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total maximizada duas vezes
$\tilde{q}_{*,mmm}$	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total maximizada três vezes
Q	taxa de troca total de calor, W
Q_{ce}	taxa de troca de calor de um canal elementar, W
$Q_{\text{placas planas}}$	taxa de troca total de calor em placas planas alternadas, W
$Q_{\text{tubos circulares}}$	taxa de troca total de calor em tubos circulares, W

R	resistência elétrica do sensor de temperatura, Ω
R_0	resistência elétrica do sensor de temperatura à temperatura padrão, Ω
Re_D	número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo, $\frac{U_\infty D}{\nu}$
Re_{2b}	número de Reynolds baseado no eixo menor do tubo de secção elíptica, $\frac{U_\infty (2b)}{\nu}$
Re_δ	número de Reynolds baseado no espaçamento entre aletas, $\frac{U_\infty \delta}{\nu}$
S	espaçamento entre fileiras de tubos, m, (fig. 1)
S/D	espaçamento entre fileiras de tubos adimensional (arranjo circular)
S/2b	espaçamento entre fileiras de tubos adimensional (arranjo elíptico)
t	tempo, s
t_f	espessura da aleta, m
t_t	espessura do tubo, m
T	temperatura, K
T_0	temperatura padrão do sensor de temperatura, K
$\bar{T}$	temperatura média do fluido, K
u,v, w	componentes da velocidade, m/s
U,V, W	componentes da velocidade adimensionais
U_a	incerteza da quantidade a
$\tilde{U}$	vetor triparticionado em $\tilde{U}_1$ - direção X, $\tilde{U}_2$ - direção Y, e $\tilde{U}_3$ - direção Z
W	largura do arranjo, m
x,y, z	coordenadas cartesianas, m
X,Y, Z	coordenadas cartesianas adimensionais

SÍMBOLOS GREGOS

α	difusividade térmica, m^2/s
α_p	parâmetro de “upwind”
α_s	difusividade térmica do sólido, m^2/s

β	constante do sensor de temperatura, K
γ	parâmetro de penalidade
ε	critério de convergência da malha, equação (50)
δ	espaçamento entre aletas, mm
θ	temperatura adimensional
$\bar{\theta}$	temperatura média adimensional do fluido
μ	viscosidade dinâmica, kg/m.s
$\bar{\mu}$	coeficiente referente a viscosidade dinâmica, (FEAP)
ν	viscosidade cinemática, m ² /s
ρ	densidade, kg/m ³
$\bar{\rho}$	coeficiente referente a densidade, (FEAP)
ϕ_f	densidade adimensional de aleta na direção z
Δp	variação de pressão
ΔP	variação de pressão adimensional
τ	tempo adimensional, $\frac{t}{L U_\infty}$

SUBSCRITOS

e	entrada da célula unitária
m	máximo
ot	ótimo
s	saída da célula unitária
sl	parede do tubo e material da aleta sólida
w	superfície do tubo
∞	escoamento livre

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de otimização geométrica numérico e experimental para maximizar a taxa de transferência total de calor entre um feixe de tubos aletados ou não aletados em um determinado volume e um determinado fluxo externo, ambos para arranjos de tubos circulares e elípticos, para configurações gerais. O procedimento de otimização começou pelo reconhecimento da disponibilidade limitada do espaço de projeto como uma restrição do volume fixo. Os resultados experimentais foram obtidos para configurações circulares e elípticas com um número fixo de tubos (12), começando-se com uma configuração triangular equilateral que preencheu uniformemente o volume fixo resultando em um espaçamento entre tubos adimensional máximo $S/2b=1,5$, onde, S é o espaçamento real e b é o semi-eixo menor da elipse. Várias configurações experimentais foram construídas por redução do espaçamento entre tubos, identificando-se assim o espaçamento ótimo para a máxima transferência de calor. Semelhantemente, foi possível investigar a existência dos ótimos com respeito a outros dois graus de liberdade geométricos, isto é, a excentricidade dos tubos e os espaçamentos entre aletas. Os resultados são apresentados para o ar como o fluido externo, na faixa de $100 \leq Re_{2b} \leq 1000$, onde $2b$ é o eixo menor do tubo de seção elíptica. Arranjos circulares e elípticos com a mesma área de obstrução da seção transversal do fluxo foram comparados com base na transferência de calor total máxima. Este critério permitiu para todos arranjos perdas de pressão totais equivalentes independentemente da forma da seção transversal do tubo, sendo possível desta maneira a quantificação do ganho de transferência de calor da maneira mais isolada possível. A primeira parte do capítulo V apresenta os resultados numéricos bidimensionais (2-D) e tridimensionais (3-D) de otimização para os arranjos de tubos circulares e elípticos não aletados e aletados que são validados pela comparação direta com medições experimentais com boa concordância. Ótimos globais com relação ao espaçamento entre tubos, excentricidade e o espaçamento entre aletas ($S/2b \cong 0,5$, $e \cong 0,5$ e $\phi_f = 0,06$ para $Re_{2b} = 100$ e 1000 , respectivamente) foram encontrados e apresentados através de variáveis adimensionais gerais. Um

ganho relativo de transferência de calor de até 19 % é observado no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo. O ganho de transferência de calor, combinado com a redução da massa de material de até 32 % observados no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo, demonstra que arranjos de

37256(e)-0.698915(m)-0.284994(j)00.287256(o)-0.287256()-11137.1()-0.698915(u)-oJ 287.60.96 Td [(t)00.287256

ABSTRACT

This work presents a numerical and experimental geometric optimization study to maximize the total heat transfer rate between a bundle of finned or non-finned tubes in a given volume and a given external flow both for circular and elliptic tube arrangements, for general staggered configurations. The optimization procedure started by recognizing the design limited space availability as a fixed volume constraint. The experimental results were obtained for circular and elliptic configurations with a fixed number of tubes (12), starting with an equilateral triangle configuration, which fitted uniformly into the fixed volume with a resulting maximum dimensionless tube-to-tube spacing $S/2b = 1.5$, where S is the actual spacing and b is the smaller ellipse semi-axis. Several experimental configurations were built by reducing the tube-to-tube spacings, identifying the optimal spacing for maximum heat transfer. Similarly, it was possible to investigate the existence of optima with respect to other two geometric degrees of freedom, i.e., tube eccentricity and fin-to-fin spacing. The results are reported for air as the external fluid, in the range $100 \leq Re_{2b} \leq 1000$, where $2b$ is the smaller ellipses axis length. Circular and elliptic tube arrangements with the same flow obstruction cross-sectional area were compared on the basis of maximum total heat transfer. This criterion allows one to quantify the heat transfer gain in the most isolated way possible, by studying arrangements with equivalent total pressure drops independently of the tube cross section shape. The first part of chapter V reports two-dimensional (2-D) and three-dimensional (3-D) numerical optimization results for non finned and finned circular and elliptic tubes arrangements, which are validated by direct comparison with experimental measurements with good agreement. Global optima with respect to tube-to-tube spacing, eccentricity and fin-to-fin spacing ($S/2b \cong 0.5$, $e \cong 0.5$ and $\phi_f \cong 0.06$ for $Re_{2b} = 100$ and 125 , respectively) were found and reported in general dimensionless variables. A relative heat transfer gain of up to 19 % is observed in the optimal elliptic arrangement, as compared to the optimal circular one. The heat transfer gain, combined with the relative material mass reduction of up to 32 % observed in the optimal elliptic arrangement in comparison to

the circular one, show that the elliptical arrangement has the potential for a considerably better overall performance and lower cost than the traditional circular geometry. The second part of chapter V presents experimental optimization results for non-finned and finned circular and elliptic tubes arrangements, for a higher range of Reynolds numbers, i.e., for $Re_{2b} = 334, 667$ and 1000 . A relative heat transfer gain of up to 20 % is observed in the optimal elliptic arrangement, as compared to the optimal circular one. Both local optimal eccentricity ($S/2b = 0.25$ and fixed fin-to-fin spacing) and local optimal fin-to-fin spacing (circular tube and $S/2b = 0.5$) are shown to exist, which motivated the search for global optima with respect to tube-to-tube spacing, eccentricity and fin-to-fin spacing in a three-dimensional (3-D) numerical optimization study.

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS:

A otimização de processos industriais para máximo aproveitamento da energia disponível (exergia) tem sido uma linha de pesquisa científica bastante atuante em tempos recentes. O aumento da demanda de energia em todos os setores da sociedade humana requer uma utilização cada vez mais inteligente da energia disponível. Muitas aplicações industriais requerem a utilização de trocadores de calor com arranjos de tubos, aletados ou não, atuando como trocadores de calor em sistemas de ar condicionado, refrigeração, aquecedores, radiadores, etc. Estes equipamentos têm que ser dimensionados de acordo com a disponibilidade de espaço no projeto de que fazem parte geralmente tendo que ser compactos no tamanho e leves para ocuparem estes espaços confinados. Uma medida da evolução de tais equipamentos, portanto, é a redução em tamanho, ou em volume ocupado, acompanhada da manutenção ou melhoria de seu desempenho. Conseqüentemente, o problema consiste em identificar uma configuração que proporcione a máxima transferência de calor para um dado espaço (Bejan, 2000), o que caracteriza a necessidade de estudos de otimização.

Trocadores de calor de tubos elípticos aletados foram estudados por Brauer (1964); Jang e Yang (1998); Bordalo e Saboya (1999) e Saboya e Saboya (2001), mostrando que além de um ganho relativo observado na transferência de calor nos arranjos de tubos elípticos, em comparação aos arranjos de tubos circulares, uma redução relativa na perda de pressão de até 30 % também foi observada. Rocha et al. (1997) desenvolveram um modelo matemático híbrido para arranjos de tubos circulares e elípticos aletados baseado na conservação de energia e nos coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente através da técnica de sublimação do naftaleno e analogia com a transferência de calor e massa (Saboya e Sparrow, 1976 e

Saboya e Saboya, 2001) e obtiveram numericamente a distribuição de temperatura e a eficiência da aleta para 1 e 2 fileiras de tubos elípticos em trocadores de calor aletados. Os resultados da eficiência da aleta foram comparados com os resultados de Rosman et al. (1984) para trocadores de calor de tubos circulares aletados, onde um ganho relativo na eficiência da aleta de até 18 % para transferência de calor foi observado com o arranjo de tubos elípticos.

Mais recentemente Bordalo e Saboya (1999) apresentaram medições para a perda de carga comparando configurações elípticas e circulares de trocadores de calor de tubos aletados, com 1, 2 e 3 fileiras de tubos. Reduções de até 30 % do coeficiente de perda de carga (coeficiente de queda de pressão por unidade de fileira devido somente a presença dos tubos) foram observadas, em favor da configuração elíptica. A comparação foi realizada entre arranjos de tubos circulares e elípticos com a mesma área de obstrução do escoamento livre, para $200 \leq Re_\delta \leq 2000$ $\left(1,8 \frac{m}{s} \leq U_\infty \leq 18,2 \frac{m}{s}, \text{ com } \delta = 1,65 \text{ mm}\right)$ que cobre a faixa de velocidade do ar de interesse para aplicações em ar condicionado. Adicionalmente observa-se que a redução na perda de carga é mais elevada quando Re_δ aumenta e desprezível para $Re_\delta \sim 200$, para arranjos de três fileiras.

Este estudo é uma seqüência natural do trabalho anterior apresentado por Matos et al. (2001), onde foi realizada uma análise da transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados, em duas dimensões. O método de elementos finitos foi utilizado para discretizar as equações governantes do escoamento e da transferência de calor, e um elemento bidimensional, isoparamétrico, quadrilateral com funções de interpolação lineares, foi implementado e agregado ao código FEAP - Finite Element Analysis Program (Zienkiewicz e Taylor, 1989). Os resultados numéricos para uma configuração de arranjo triangular equilátero, obtidos com o novo elemento foram então validados, via comparação direta com os resultados experimentais previamente publicados para trocadores de calor de tubos circulares (Stanescu et al, 1996). Resultados de otimização numérica da geometria mostram um ganho relativo na transferência de calor de até 13 % no arranjo elíptico ótimo, em

comparação ao arranjo circular ótimo. O ganho de transferência de calor combinado com a redução em perda de carga de até 30 % observada em estudos anteriores (Brauer, 1964; Jang e Yang, 1998; Bordalo e Saboya, 1999 e Saboya e Saboya, 2001) mostram que arranjos de tubos elípticos têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor do que os convencionais circulares.

Nesta tese desenvolve-se um estudo fundamental de otimização de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados e não aletados, a partir de observação experimental, realizada em laboratório onde é identificada a oportunidade de otimização de importantes parâmetros de projeto, i. e., o espaçamento entre tubos, a excentricidade e o espaçamento entre aletas.

Devido a limitações para a construção de um grande número de arranjos de tubos, os ótimos experimentais são somente locais, mostrando apenas que os ótimos existem, mas não garantindo que eles sejam globais, ou seja, não cobrem todos os casos possíveis dentro das faixas de variação dos parâmetros em otimização. De qualquer maneira, os resultados experimentais são muito importantes para a validação experimental do código FEAP após a inclusão dos novos elementos 3-D de escoamento fluido e de transferência de calor desenvolvidos nesta tese. Após a validação do código, procura-se o ótimo global numericamente. O domínio computacional inclui o fluido e o sólido representado pela aleta e o sólido da parede do tubo com todas as interfaces. Portanto, uma parte numérica foi desenvolvida utilizando-se o método de elementos finitos.

Um grande número de problemas de Engenharia são regidos por equações diferenciais parciais. Entretanto, em geral, a obtenção de soluções exatas para estas equações é tarefa de grande dificuldade ou, até mesmo, impossível. Esta dificuldade pode estar relacionada à própria forma da equação ou às condições de contorno e iniciais.

Surge assim a necessidade de resolver o problema de forma aproximada, onde a utilização de métodos numéricos é de grande valia, pois os mesmos permitem obter informações mais detalhadas e compreensíveis, com tempo de projeto reduzido além da possibilidade de simular situações impossíveis de se obter de forma experimental. Esta aproximação consiste no processo de conversão das equações diferenciais parciais

no contínuo, em um sistema de equações algébricas com o uso do método de elementos finitos.

A precisão obtida na solução aproximada está diretamente relacionada à qualidade da malha (representação do contínuo). Regiões onde a solução apresente elevados gradientes devem apresentar uma maior densidade de pontos, comparadas a outras. Esta maior densidade de pontos pode ser obtida através de refinamentos e/ou concentrações de linhas da malha na região problemática, razão pela qual refina-se mais a malha ao redor dos tubos dos arranjos em estudo nesta tese.

No estudo do fluido é aplicado o método dos elementos finitos, em que se procede a uma análise de fluxos tridimensionais de fluidos viscosos e incompressíveis. As equações governantes são estudadas através de um sistema de equações diferenciais não-lineares, acopladas em termos de componentes de velocidade e pressão, também conhecido como método de acoplamento direto (Taylor et Hughes, 1981).

O modelo de elementos finitos implementado é o de velocidade-pressão (Reddy, 1993), onde ocorre a substituição das funções de interpolação de velocidade e de pressão nas equações governantes do fluido. Posteriormente as funções de peso residuais ou de Galerkin são aplicadas nas equações resultantes, e uma integração é procedida conduzindo à formulação fraca do problema. A equação da energia foi resolvida simultaneamente para o fluido e o sólido para a obtenção do campo de temperaturas no arranjo. Para tanto, fixou-se o grau de liberdade correspondente às velocidades no material sólido como nulas, e assim obteve-se a solução numérica em todo o domínio computacional (fluido e sólido).

A seguir, são apresentados neste capítulo os objetivos do presente trabalho, uma revisão da literatura técnica, descrevendo e discutindo estudos relacionados com o tema desta tese, publicados até a presente data e o problema físico resolvido nesta tese. No capítulo II, listam-se as hipóteses adotadas e apresenta-se o modelo matemático para o problema físico. No capítulo III, detalha-se e discute-se o método numérico utilizado nesta tese para a solução das equações governantes do problema, apresentando também as figuras de mérito propostas para a análise de performance dos arranjos de tubos em estudo. No capítulo IV, detalha-se o aparato experimental

utilizado para validação dos resultados numéricos do presente trabalho. No capítulo V, apresentam-se os resultados numéricos e experimentais obtidos nesta tese e discute-se sua validação à luz de dados experimentais. Os resultados são inéditos para a geometria de tubos elípticos aletados, para a otimização de arranjos circulares e elípticos aletados, e para a análise comparativa entre tubos circulares e elípticos aletados.

1.2 OBJETIVOS

Neste trabalho, o espaçamento ótimo entre tubos, a excentricidade ótima e o espaçamento ótimo entre aletas foram definidos para uma configuração genérica, sob uma restrição de volume fixo: os arranjos de tubos circulares e elípticos aletados ou não aletados com escoamento transversal em convecção forçada e/ou natural.

Os objetivos deste estudo foram:

- a) Estender o código de elementos finitos 2-D existente, FEAP (Zienkiewicz e Taylor, 1989) para uma formulação 3-D, a fim de analisar o escoamento e a transferência de calor ao redor de arranjos de tubos aletados, cilíndricos e elípticos;
- b) Apresentar os resultados, através de grupos adimensionais convenientes, portanto, de caráter geral para qualquer configuração de tubos circulares e elípticos;
- c) Validar os resultados numéricos a luz de medições experimentais para tubos circulares e elípticos aletados e não aletados realizadas em laboratórios;
- d) Do ponto de vista de Engenharia, viabilizar o projeto de arranjos otimizados, de forma que conhecidas as especificações de projeto, seja possível indicar a configuração ideal (para o espaçamento entre tubos, o espaçamento entre aletas e a excentricidade) para máxima transferência de calor em um determinado volume fixo de arranjo, e
- e) Finalmente, definir e quantificar claramente as vantagens dos arranjos de tubos elípticos sobre os de tubos circulares convencionais.

1.3 REVISÃO DA LITERATURA

Através da análise da literatura relacionada com trocadores de calor de arranjos de tubos aletados ou não aletados, constata-se a existência de inúmeros estudos, visando desenvolver e melhorar a efetividade dos trocadores de calor em face da extraordinária importância destes equipamentos nas aplicações industriais. Apesar do estudo dos trocadores de calor ter uma história de aproximadamente 100 anos, o desenvolvimento da ciência e da tecnologia e o aparecimento de campos emergentes de pesquisas levanta novas exigências para melhorar o desempenho dos trocadores de calor.

Dada a importância do assunto, ainda hoje, continua despertando o interesse dos pesquisadores e grande esforço tem sido feito no estudo das técnicas dos trocadores de calor para que apresentem alta performance, resultando no aumento da transferência de calor, mínima perda de carga e redução do tamanho.

Diversos parâmetros, sejam eles geométricos, físicos ou tipo de material que constituem os trocadores de calor já foram estudados tanto em convecção natural como em convecção forçada sob o ponto de vista de transferência de calor e perda de carga, como por exemplo, o espaçamento ótimo entre tubos, o formato interno e externo dos tubos, o espaçamento ótimo entre aletas, o formato das aletas, etc. A seguir, apresenta-se um resumo bibliográfico de alguns destes estudos que contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

Shepherd (1956) analisou tubos circulares com uma fileira e trocadores de calor com aletas determinando o coeficiente global de transferência de calor como uma função do número de Reynolds, assumindo aletas isotérmicas.

Brauer (1964) apresentou uma pesquisa com resultados experimentais comparando arranjos de tubos elípticos e circulares para transferência de calor e perda de carga, baseado na observação de que a geometria do tubo elíptico tem uma configuração aerodinâmica melhor que a do tubo circular. Portanto, é razoável esperar-se uma redução na força total de arrasto e um aumento na transferência de calor, ao comparar-se arranjos de tubos elípticos com arranjos de tubos circulares, submetidos a

um escoamento livre, em fluxo cruzado. Os tubos elípticos tiveram uma transferência de calor 15 % maior e perda de carga 18 % menor do que nos tubos circulares. Nestes experimentos, o escoamento foi turbulento com o número de Reynolds variando de 4000 até 100000.

Schulemberg (1966) analisou o potencial de aplicação de tubos elípticos em trocadores de calor na indústria, mostrando experimentalmente os resultados da transferência de calor e perda de carga. Constatou que para uma dada transferência de calor, um trocador de calor construído com tubos elípticos aletados requer menos superfície de transferência de calor e consome menos potência para acionamento dos ventiladores do que um trocador de calor construído com tubos circulares aletados. Neste trabalho relata-se também que a companhia Schulemberg's produziu em 1966 mais de 70 milhas de tubos elípticos por semana. Isto sugere que não há desvantagem comercial quando a comparação de custo é feita com os trocadores de calor de tubos circulares convencionais.

Rich (1973) estudou o efeito do espaçamento das aletas para arranjos alternados em trocadores de calor de tubos com aletas planas.

Saboya (1974) obteve experimentalmente os coeficientes de transferência de calor locais, usando a técnica de sublimação do naftaleno por uma analogia de transferência de calor e massa para trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos circulares aletados.

Rich (1975) estudou o efeito do número de fileiras de tubos para arranjos alternados em trocadores de calor de tubos com aletas planas.

Saboya e Sparrow (1976) estenderam o estudo para trocadores de calor de tubos circulares de três fileiras. Os resultados mostraram baixos coeficientes de transferência de massa atrás dos tubos, quando comparados com a média dos arranjos.

Webb (1980) constatou que a vantagem do desempenho dos tubos elípticos resulta da menor perda de pressão na região da aleta atrás dos tubos.

Ximenes (1981) relatou experimentalmente resultados para coeficientes de transferência de massa em trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos elípticos aletados. Na configuração para tubo elíptico foi observado que a queda do coeficiente

de transferência de massa foi menos acentuada atrás dos tubos do que na configuração circular.

Rosman et al. (1984) experimentalmente determinaram os coeficientes de transmissão de calor local e global usando a analogia entre transferência de calor e massa, para trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos circulares aletados, através da determinação numérica da distribuição de temperatura da aleta e eficiência, e a temperatura do escoamento livre ao longo da aleta. Os resultados mostraram que a configuração de duas fileiras é mais eficiente que a configuração de uma fileira.

Bejan e Morega (1993) estudaram os espaçamentos ótimos para várias geometrias em convecção forçada e anteriormente, Bejan e Sciubba (1992).

Bejan et al. (1995) estudaram os espaçamentos ótimos para várias geometrias em convecção natural e anteriormente, Bar-Cohen e Rohsenow (1984), Kim et al. (1991) e Anand et al. (1992).

Stanescu et al. (1996) estudaram o espaçamento ótimo de tubos circulares em escoamento livre e convecção forçada, fluxo cruzado, e Bejan et al. (1995) apresentou um estudo similar em convecção natural. Ambos os estudos levam em consideração a limitação de espaço disponível em qualquer projeto, através de uma restrição de volume fixo. Nestas configurações as simetrias presentes nos arranjos permitiram que os problemas fossem modelados numericamente em duas dimensões. O espaçamento ótimo entre fileiras de tubos foi determinado por maximização da transferência de calor entre os tubos circulares e o escoamento livre.

Jang et al. (1996) estudaram numericamente e experimentalmente trocadores de calor de tubos circulares aletados em 3-D, os efeitos dos parâmetros geométricos tais como o arranjo de tubos, o número de fileiras (1 - 6 fileiras) e o número de aletas por polegada (8 - 12 aletas/pol) para o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e a velocidade frontal) variando de 60 a 900. O fluxo do fluido é incompressível, tridimensional e em regime laminar. Os resultados demonstram que o coeficiente médio de transferência de calor para o arranjo alternado é maior do que para o arranjo de tubos alinhados, enquanto que a perda de carga é maior para o arranjo alternado. O número médio de Nusselt diminui quando o número de fileiras do túnel é aumentado de 1 a 6. O número de fileiras de tubos tem um efeito pequeno no

coeficiente médio de transferência de calor quando os números das fileiras se tornaram maiores que 4. O coeficiente médio de transferência de calor do arranjo alternado é 15 % - 27 % mais elevado do que o arranjo alinhado, enquanto que a perda de pressão da configuração alternada é 20 % - 25 % mais elevada do que da configuração alinhada.

Ho e Chu (1996) apresentaram numericamente o efeito da penetração do transiente de calor através de uma célula composta retangular vertical, preenchida com uma camada de material líquido-sólido e o ar. Dentro da célula composta a camada de material líquido-sólido é separada da camada do ar por uma divisória sólida de espessura finita. O problema foi modelado como, fluxo de fluido newtoniano, regime laminar, bidimensional que tende para a aproximação de Boussinesq. Uma geometria de uma célula composta retangular que tem uma relação maior da espessura material líquido-sólido/ar é encontrada para efetivas aplicações térmicas de proteção. Além, de ser examinado o efeito de uma divisão contínua de espessura finita e da condutividade na eficiência térmica da proteção da célula composta de material líquido-sólido/ar.

Adams e Marto (1997) analisaram o filme laminar de condensação em tubos circulares e elípticos sob condições de convecção livre e forçada, onde concluíram que para a convecção livre, um tubo elíptico com eixo maior vertical mostrou uma melhoria de cerca de 11 % no coeficiente médio de transferência de calor comparado com um tubo circular de área superficial equivalente. Para convecção forçada, com a mesma velocidade para um tubo circular resultou em uma pequena redução no coeficiente médio de transferência de calor cerca de 2 %. Entretanto, para uma mesma perda de pressão, o desempenho do coeficiente médio de transferência de calor aumentou em 16 %, para um tubo elíptico.

Fowler et al. (1997) estudaram numericamente e experimentalmente o arranjo ótimo para placas paralelas em um volume fixo submetido à convecção forçada, onde o objetivo da otimização geométrica foi maximizar a taxa de transferência de calor total entre o volume dado e o escoamento externo, sendo que a temperatura máxima em um ponto dentro do volume não podia exceder um determinado nível. O arranjo geométrico foi variado sistematicamente, mudando o espaçamento entre as placas, o

número das placas instaladas em uma fileira, o comprimento varrido pelas placas, e o grau da disposição alternada das placas.

Jang e Chen (1997) investigaram em detalhe os efeitos de diferentes parâmetros geométricos, incluindo números de fileiras de tubo (1 - 4 fileiras), ângulos das aletas “wavy” (onduladas) (α = de 8,95°, 17,05° e 32,21°) e alturas das “wavy” (S = 0,751, 1,500 e 3,003 mm) variando o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e a velocidade frontal) de 400 a 1200. Os resultados numéricos indicam que o efeito da fileira é menos importante em uma aleta “wavy” em comparação a uma aleta plana. Constata-se também que, para alturas das “wavy” iguais, o número médio de Nusselt e o coeficiente da pressão aumentam com o aumento do ângulo das “wavy”; enquanto que para os ângulos das “wavy” iguais eles decrescem quando a altura da “wavy” é aumentada. As aletas “wavy” podem ser entendidas como geradores de turbulência.

Kundu e Das (1997) estudaram as dimensões ótimas da aleta para os trocadores de calor de tubos aletados com disposições alternadas e retangulares dos tubos. A dissipação de calor máxima é obtida para um valor particular do comprimento do passo ou da espessura da aleta para um volume fixo da aleta. A otimização é feita pelo método derivativo clássico. Baseado na análise matemática, as curvas do projeto foram construídas para o projeto ótimo das aletas. Finalmente, verifica-se que o conceito da aleta anular equivalente pode ser estendido para calcular as dimensões ótimas da aleta.

Rocha et al. (1997) estudaram trocadores de calor de tubos elípticos aletados para configurações específicas de 1 e 2 fileiras de tubos, com uma formulação simplificada, sendo que os resultados de eficiência foram comparados aos de trocadores de calor de tubos circulares. Os resultados mostraram para as configurações estudadas ganhos percentuais de até 18 % para transferência de calor e de até 30 % para perda de carga, Bordalo e Saboya (1999).

Wang et al. (1997) realizaram experiências extensivas nas características de transferência de calor e da perda de pressão em trocadores de calor de tubos aletados, com aletas “wavy”. No referido estudo, 18 amostras de trocadores de calor de tubos aletados com parâmetros geométricos diferentes, incluindo o número de fileiras do

tubo, o passo das aletas e os arranjos do fluxo, foram testadas em um túnel de vento. Os resultados são apresentados em função do fator de atrito e do fator de Colburn versus o número de Reynolds baseado no diâmetro do colar do tubo, variando de 400 a 8000. Constata-se, que o passo da aleta tem efeito insignificante no fator de Colburn, e o efeito da fileira do tubo no fator de atrito é insignificante.

Jang e Yang (1998) estudaram experimentalmente e numericamente o fluxo e a transferência de calor sobre trocadores de calor de 4 - fileiras, para uma relação dos eixos dos tubos aletados de 2,83:1. Três tipos de configurações de tubos aletados foram investigadas sob condições secas e molhadas para diferentes valores da velocidade frontal de entrada variando de 2 a 7 m/s: dois com tubos elípticos aletados com arranjos alternado e alinhado e um com tubos circulares com arranjo alternado. Os resultados experimentais indicam que o coeficiente médio de transferência de calor de um tubo elíptico aletado corresponde a 35 - 50 % do tubo circular aletado correspondente que tem o mesmo perímetro de tubo; enquanto que a perda de pressão para um banco de tubos elípticos aletados corresponde a somente 25 - 30 % do banco de tubos circulares.

Jang et al. (1998) estudaram experimentalmente e numericamente o fluxo fluido e a transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares aletados de 4 fileiras com arranjo alternado. Dois tipos de configurações de tubos aletados foram investigados sob condições secas e molhadas para valores diferentes da velocidade frontal da entrada que variou de 1 a 6 m/s. Os resultados experimentais indicaram que o fator sensível de Colburn, e o fator de atrito, para as serpentinas molhadas são, respectivamente 20 % e 15 % mais elevados do que para as serpentinas secas. Os resultados numéricos tridimensionais do modelo laminar para as serpentinas secas são também apresentados. É considerada também a transferência de calor por convecção no campo do escoamento conjugada com a condução de calor nas aletas circulares. Os resultados numéricos para as linhas de corrente, as isothermas, o número de Nusselt e a eficiência da aleta são mostrados e comparados com as experiências.

Li et al. (1998) realizaram experiências para investigar a transferência de calor e as características da resistência do escoamento em dutos retangulares com disposições alternadas com aletas curtas de pinos elípticos em um fluxo cruzado de ar.

Empregando a analogia de transferência de calor e massa e a técnica de sublimação do naftaleno, os coeficientes médios de transferência de calor nas aletas de pino e na base do canal foram apresentados, respectivamente. Os coeficientes médios totais de transferência de calor dos canais das aletas de pinos são calculados e os coeficientes da resistência são também investigados. Os resultados experimentais mostram que a transferência de calor de um canal com as aletas de pinos elípticos é um tanto mais elevada do que aquele com as aletas de pinos circulares. Constata-se também que os canais com aletas de pinos elípticos têm muito menor resistência ao fluxo do que os canais, com aletas de pinos circular, variando o número de Reynolds de 1000 a 10000.

Bordalo e Saboya (1999) relataram medições da perda de carga comparando arranjos com configurações de uma, duas e três fileiras. A conclusão destes estudos baseados em evidências experimentais é que a configuração com tubos elípticos tem melhor performance do que com tubos circulares.

Wang et al. (1999) realizaram um estudo experimental para investigar o efeito dos circuitos no desempenho de condensadores com aletas “wavy” (onduladas). Um total de oito arranjos foram testados. Os arranjos incluíram seis arranjos de um circuito e dois arranjos de dois circuitos. Para o arranjo de um circuito, os resultados do teste indicaram que o fluxo do tipo “counter-cross” (contrafluxo) fornece um desempenho melhor do que nos outros arranjos. Entretanto, a condução de calor ao longo das aletas pode deslocar os benefícios do arranjo do tipo “counter-cross”. Este estudo propôs duas modificações para o arranjo do fluxo do tipo “counter-cross”. Para o arranjo de dois circuitos, uma característica incomum de uma perda de pressão súbita, foi observada quando um circuito está completamente condensado e o outro está na região bifásica.

Wang et al. (1999) estudaram as correlações gerais de transferência de calor e de atrito para a geometria de corrugamento das aletas, em volta da configuração do tubo. Um total de 49 amostras de trocadores de calor com aletas corrugadas e com parâmetros geométricos diferentes, incluindo o passo do corrugado, a altura do corrugado, o passo longitudinal do tubo, o passo transversal do tubo, o diâmetro do tubo, e o passo da aleta foram usados para desenvolver as correlações.

Wang et al. (1999) estudaram as correlações gerais de transferência de calor e de atrito para a geometria “wavy” (onduladas) das aletas em um total de 27 amostras de trocadores de calor de tubos aletados.

Yun e Lee (1999) investigaram experimentalmente os efeitos das formas de superfícies interrompidas no desempenho dos trocadores de calor de tubos aletados usados nos condicionadores de ar residenciais. As experiências são conduzidas para avaliar o coeficiente de perda de pressão e a transferência de calor. Os resultados são limitados às características de transferência de calor sensível. Neste estudo, as características de transferência de calor e de perda de pressão de três tipos de formas projetadas da aleta são comparadas a uma outra forma, e uma forma ótima da aleta para os condicionadores de ar residenciais é recomendada.

Liang et al. (2000) investigaram a eficiência da aleta de superfície molhada de um trocador de calor de placa e tubos aletados. Dependendo do compromisso entre a exatidão e a complexidade, um modelo analítico unidimensional, um modelo numérico unidimensional e um modelo numérico bidimensional são propostos respectivamente para a eficiência da aleta junto com os algoritmos correspondentes de computação. O modelo numérico unidimensional considera o efeito local da transferência de massa. O modelo bidimensional faz um exame da geometria complexa da aleta e da variação das propriedades úmidas do ar sobre a aleta. O desempenho da aleta de um trocador de calor de placa e tubos aletados é investigado sob uma variedade de parâmetros da aleta e de condições geométricas e do fluxo de ar, especialmente para uma larga escala da umidade relativa do ar (20 a 95 %). As aplicações e as limitações destes modelos são discutidas junto com a análise de erro.

Mendez et al. (2000) estudaram a influência do espaçamento da aleta no lado superior de um trocador de calor de tubo aletado de uma fileira através da visualização do fluxo e da simulação numérica. A distância entre aletas é adimensionalizada pelo diâmetro do tubo. A relação do número total de Nusselt por unidade de comprimento para a perda pressão adimensional é encontrada para mostrar um máximo.

Nield e Kuznetsov (2000) investigaram analiticamente na base de um modelo de Darcy ou de Dupuit, Forchheimer os efeitos da variação (no sentido transversal) da

permeabilidade e da condutividade térmica, na convecção forçada de um escoamento completamente desenvolvido em um canal de placas paralelas ou em um duto circular preenchido com um meio poroso saturado. Mostra-se que o problema de Dupuit-Forchheimer se reduz ao problema de Darcy com uma mudança na variação da permeabilidade. Os resultados para a geometria de placa paralela e para a geometria circular do duto são qualitativamente similares. Os resultados demonstram que o efeito da variação da permeabilidade é que uma permeabilidade média acima ou próxima das paredes conduz a um aumento no número de Nusselt, e esta é explicada em termos da variação na curvatura do perfil de temperatura. O efeito da variação da condutividade é mais complexo; há dois efeitos se opondo e o número de Nusselt não é sempre uma função monotonica da variação da condutividade.

Wang e Chi (2000) estudaram o desempenho do lado do ar de trocadores de calor de tubos aletados com configurações de aletas planas. Um total de 18 amostras foram testados. O efeito do número de fileiras de tubos, do passo da aleta e do diâmetro dos tubos nas características termo-hidráulicas foram examinadas. Dependendo do número de fileiras de tubos, encontrou-se que as características de transferência de calor estiveram relacionadas fortemente ao passo da aleta. Para o número de fileiras de tubo, $N = 1$ ou 2 , o desempenho da transferência de calor aumentou com diminuição do passo da aleta. Para $N \geq 4$ e número de Reynolds baseado no diâmetro externo do colarinho da aleta, $Re_{Dc} > 2000$, o efeito do passo da aleta no desempenho da transferência de calor foi insignificante. Para o mesmo passo da aleta, o efeito do número de fileiras do tubo no desempenho da fricção foi muito pequeno. O efeito do diâmetro do tubo no desempenho da transferência de calor é relacionado ao passo da aleta também. As perdas de pressão para o diâmetro externo do colarinho da aleta, $D_c = 10,23$ mm excedem aquelas de $D_c = 8,51$ mm por aproximadamente 10 - 15 %.

Wang et al. (2000) propuseram uma correlação para determinar a transferência de calor e o atrito em trocadores de calor de tubos aletados com geometria plana da aleta. Um total de 74 amostras foi usado para desenvolver a correlação.

Yan e Sheen (2000) realizaram um estudo experimental para investigar as características de transferência de calor e de perda de pressão em trocadores de placa de tubos aletados com superfícies plana, ondulada e corrugada das aletas. Ao todo, 36 amostras de trocadores de calor, foram testadas, sendo 12 de aletas planas, 12 de aletas onduladas e 12 de aletas corrugadas. Os resultados são apresentados em função do fator de fricção e do fator de Colburn em relação ao número de Reynolds variando de 300 - 2000. Adicionalmente, o coeficiente de transferência de calor adimensional e a perda de pressão são apresentados também em relação à velocidade frontal do ar. Vários métodos de comparação foram adotados para avaliar o desempenho do lado do ar das aletas plana, ondulada e corrugada nos trocadores de calor.

Yilmaz et al. (2000) estudaram a existência de uma certa geometria para uma dada perda de pressão em um duto, onde a transferência de calor fosse máxima. Neste trabalho, a transferência de calor máxima e a melhor geometria para uma dada perda de pressão foram calculadas para a transferência de calor por convecção forçada em formas diferentes do duto em condições de regime laminar do fluxo.

Yun e Lee (2000) analisaram sistematicamente o efeito de vários parâmetros de projeto nas características de transferência de calor e da perda de pressão do trocador de calor com aletas do tipo “slit” (fenda). Os resultados permitem que se estime quantitativamente os vários parâmetros que afetam o desempenho do trocador de calor, e os principais fatores para o melhor projeto de um trocador de calor.

Pérez (2001) analisou experimentalmente a intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos com tubos de geometria elíptica. Para conseguir a determinação das características térmicas de diferentes modelos de trocadores de calor utilizaram-se a técnica de sublimação de naftaleno, para a obtenção dos coeficientes globais, e uma técnica evaporativa, para a obtenção dos coeficientes locais. A caracterização hidráulica foi realizada através da medição direta da queda de pressão nos modelos usando uma técnica de medição de massa. Como resultado deste trabalho, foram caracterizados trocadores de calor compactos com tubos elípticos aletados, com e sem a utilização de geradores de vórtices do tipo meia asa delta colocados sobre a superfície das aletas. Os principais resultados do trabalho foram, além da caracterização de trinta e seis modelos, o estudo

da influência dos espaçamentos entre os tubos e o número de fileiras assim como do número de Reynolds sobre a transferência de calor e as perdas de carga. Foi realizado também um amplo estudo para a obtenção da melhor posição dos geradores de vórtices, visando obter a maior intensificação de transferência de calor. As vantagens da utilização de geradores de vórtices nas superfícies dos trocadores de calor compactos foram demonstrada pela diminuição da exergia destruída pelas superfícies intensificadas quando comparadas com as mesmas na configuração lisa. O desenvolvimento e aplicação de novas técnicas de medição foram também uma importante contribuição deste trabalho.

Lee et al. (2001) estudaram a forma ótima do arranjo de pinos alternado no canal de um trocador de calor de placa plana. Quatro parâmetros geométricos adimensionais dos pinos são selecionados como variáveis importantes do projeto: a distância, o volume, o ângulo e o passo. As características da perda de pressão e da transferência de calor são examinadas, e uma otimização é realizada para minimizar a função objetivo global que consiste na correlação entre o número de Nusselt e o fator de fricção. Os parâmetros geométricos ótimos são obtidos para número de Reynolds variando de 500 - 1500.

Rocha e Bejan (2001) estudaram o problema fundamental de maximizar o contato térmico entre um volume gerador de calor e um escoamento pulsante de refrigerante que banha o volume. O refrigerante corre através de uma disposição de tubos redondos e equidistantes. Duas configurações laminares do fluxo são consideradas: fluxo “stop-and-go” (para e vai), onde o reservatório do refrigerante está em um lado do volume, e fluxo “back-and-forth” (de um lado para outro), onde o volume é prensado entre dois reservatórios do refrigerante. A taxa de transferência total do calor entre o volume e o refrigerante é determinada numericamente para diversas configurações. O raio ótimo do tubo e a taxa de transferência volumétrica máxima de calor são determinados numericamente. O tamanho ótimo do tubo é quase o mesmo para o fluxo “stop-and-go” e para o fluxo “back-and-forth”, e independe da frequência da pulsação.

Saboya e Saboya (2001) determinaram os coeficientes médios de transferência para aletas planas e trocadores de calor de tubos elípticos, as experiências de

transferência massa foram executadas usando a técnica de sublimação do naftaleno. Por meio da analogia de transferência de calor e massa, os coeficientes médios de transferência de massa podem ser facilmente convertidos para resultados de transferência de calor. De acordo com a analogia, nas condições experimentais, com naftaleno forma-se o canal retangular do trocador simulando-se, aletas isotérmicas. Apesar de que em situações práticas as aletas não são isotérmicas, se pode racionalizar tal fato usando o conceito da eficiência da aleta, que é um procedimento comum em cálculos de transferência de calor. Os coeficientes de transferência de calor e massa desta pesquisa foram comparados com os de trocadores de tubos circulares, encontrados na literatura pertinente, e a comparação revela que configuração de tubos elípticos tem uma melhor performance global que a configuração de tubos circulares. Este é um resultado positivo, uma vez que o uso dos tubos elípticos reduz substancialmente a perda de pressão no canal retangular e aumenta a eficiência da aleta melhorando as características de transferência de calor e massa. A variação do número de Reynolds foi de 150 - 1300. Os resultados são diretamente aplicáveis aos equipamentos de condicionamento de ar.

Ay et al. (2002) realizaram um estudo experimental usando a termografia infravermelha para monitorar a distribuição de temperatura sobre uma superfície de aleta plana dentro de trocadores de calor de placa e tubos aletados. A função temperatura é derivada para determinar os coeficientes locais de transferência de calor por convecção na aleta testada, usando um elemento local da equação de condução sendo incluído o efeito convectivo nos contornos com dados experimentais. A termografia infravermelha é capaz rapidamente de detectar a posição e a extensão das regiões de transição e da separação da camada limite sobre toda a superfície dos modelos testados. Com a comparação dos resultados de teste na região estratégica dos arranjos em linha e alternado, é mais fácil compreender ou interpretar detalhes dos fenômenos dinâmicos do fluxo que existem nos trocadores de calor. Além disso, os resultados experimentais demonstram que o coeficiente médio da transferência de calor calculado para a configuração alternada é 14 - 32 % mais elevado do que o de configuração em linha.

Roychowdhury et al. (2002) conduziram um estudo para investigar o fluxo de convecção forçada e a transferência de calor sobre um banco de cilindros alternados. Usando uma nova formulação numérica baseada em uma malha não ortogonal em um plano físico, os efeitos do número de Reynolds e do afastamento do cilindro no comportamento do fluxo e da transferência de calor são estudados sistematicamente. Observa-se que o número de Reynolds e o afastamento do cilindro influenciam a formação e o crescimento do vortex na região entre os cilindros; por sua vez, as taxas de transferência de calor entre o líquido e os cilindros alternados são afetadas. Enquanto o afastamento do cilindro diminui, o tamanho e o comprimento dos vórtices reduzem. Para afastamentos suficientemente pequenos, a formação do vórtice é suprimida completamente mesmo com o número elevado de Reynolds.

Lin e Jang (2002) apresentaram uma análise bidimensional para a eficiência de uma aleta elíptica sob condições a seco, parcialmente molhadas e inteiramente molhadas, com uma escala de valor para as relações dos eixos, números de Biot, e umidades do ar. Mostra-se que as eficiências da aleta aumentam quando a relação dos eixos é aumentada. Para uma dada relação dos eixos, a eficiência da aleta diminui quando a altura da aleta ou o número de Biot é aumentado. Usando coeficientes de transferência de calor experimentalmente determinados para aletas circulares, encontra-se que para ambas as eficiências das aletas elípticas inteiramente secas e molhadas são até 4 - 8 % maiores do que as eficiências das aletas circulares correspondentes que têm o mesmo perímetro.

Dentro do contexto da literatura apresentada, se observa que os parâmetros geométricos sempre foram estudados isoladamente, portanto este trabalho se situa como um avanço nos processos de otimização da geometria interna dos trocadores de calor, pois resultados inéditos para a geometria de tubos circulares e elípticos não aletados e aletados são obtidos, realizando-se uma otimização global dos arranjos de tubos no que se refere ao espaçamento entre tubos, excentricidade e o espaçamento entre aletas, sob o ponto de vista de transferência de calor, da forma mais isolada possível, ou seja, mantendo a mesma área de obstrução do escoamento livre, o que resulta em perdas de carga equivalentes para os arranjos em comparação.

1.4 O PROBLEMA FÍSICO

1.4.1 Geometria do arranjo

O problema é formulado a partir da configuração típica de um trocador de calor de aletas planas com 4 fileiras de tubos em distribuição alternada como é mostrado nas (figs. 1 - 3).

O módulo consiste de um conjunto de tubos elípticos (ou circulares), aletados ou não aletados em cujo interior circula um fluido aquecido. Os tubos são montados em um volume (LHW), sendo o comprimento varrido, L , na direção do fluxo, a altura do arranjo, H , perpendicular a direção do fluxo e dos tubos, e a largura do arranjo, W , perpendicular a direção do fluxo. Este volume é mantido fixo em todas as simulações, caracterizando desta maneira a limitação de espaço (restrição), presente em qualquer projeto de Engenharia.

Os tubos são idênticos, onde cada tubo elíptico é caracterizado pelo semi-eixo maior, a , semi-eixo menor, b , e o comprimento do tubo W . No caso de tubos circulares, a dimensão característica é o diâmetro, D .

Os tubos circulares ou elípticos são montados em paralelo em uma disposição triangular com um dos lados perpendicular ao fluxo. Cada tubo é instrumentado internamente com uma resistência elétrica a fim de simular a transferência de calor a partir de uma corrente de fluido aquecido.

As aletas metálicas são idênticas, onde t_f é a espessura da aleta e δ é a distância entre aletas, conforme mostra a (fig. 1).

As componentes da velocidade, u , v e w , são alinhadas com os eixos, x , y e z , respectivamente. O domínio computacional é composto pela célula unitária, que tem por comprimento total $3L$. Para isto, nas simulações numéricas, acrescentou-se o comprimento L na entrada e na saída do arranjo representado nas (figs. 1 - 3).

FIGURA 1 - ARRANJO DE TUBOS ALETADOS E O DOMÍNIO COMPUTACIONAL TRIDIMENSIONAL

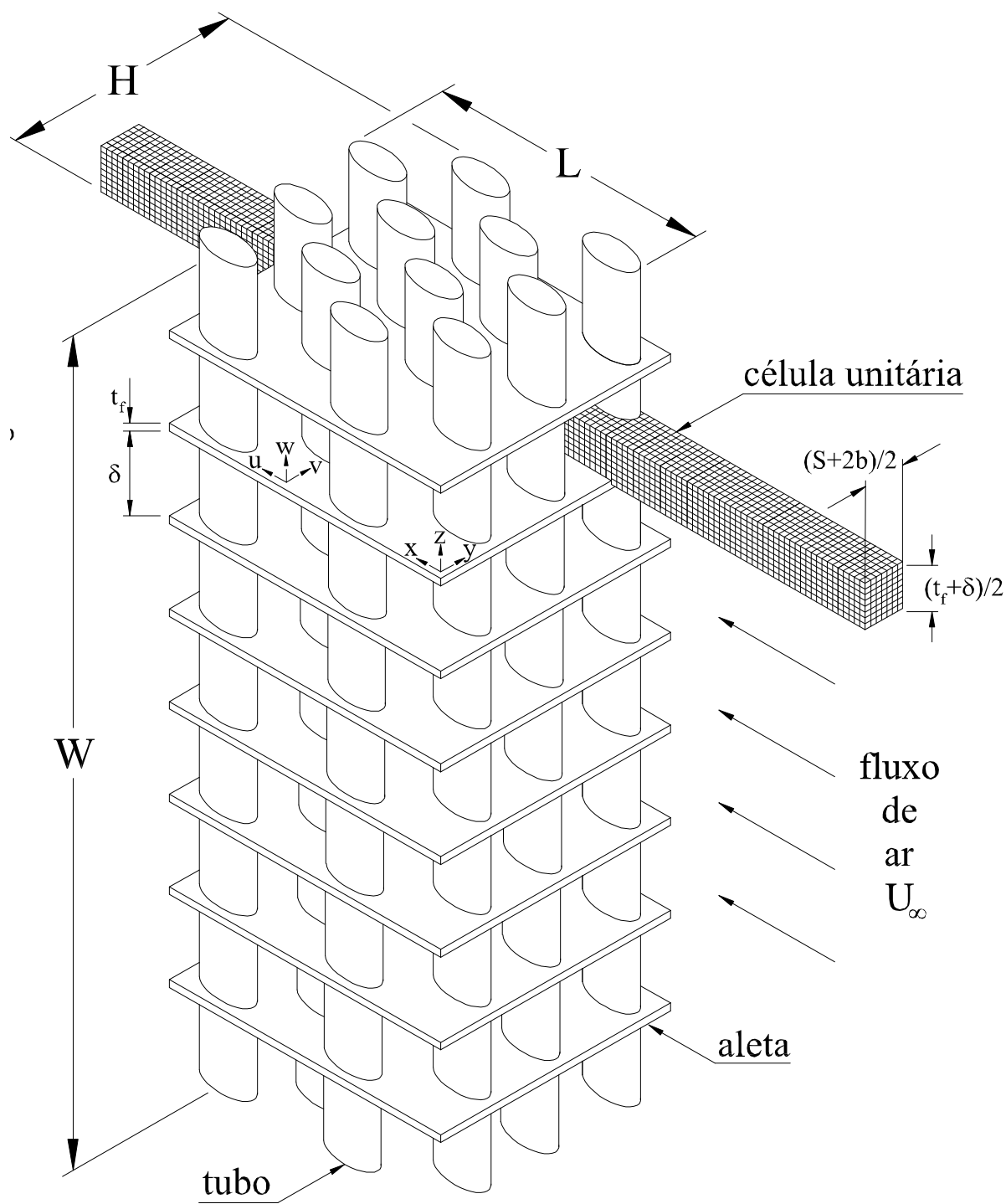
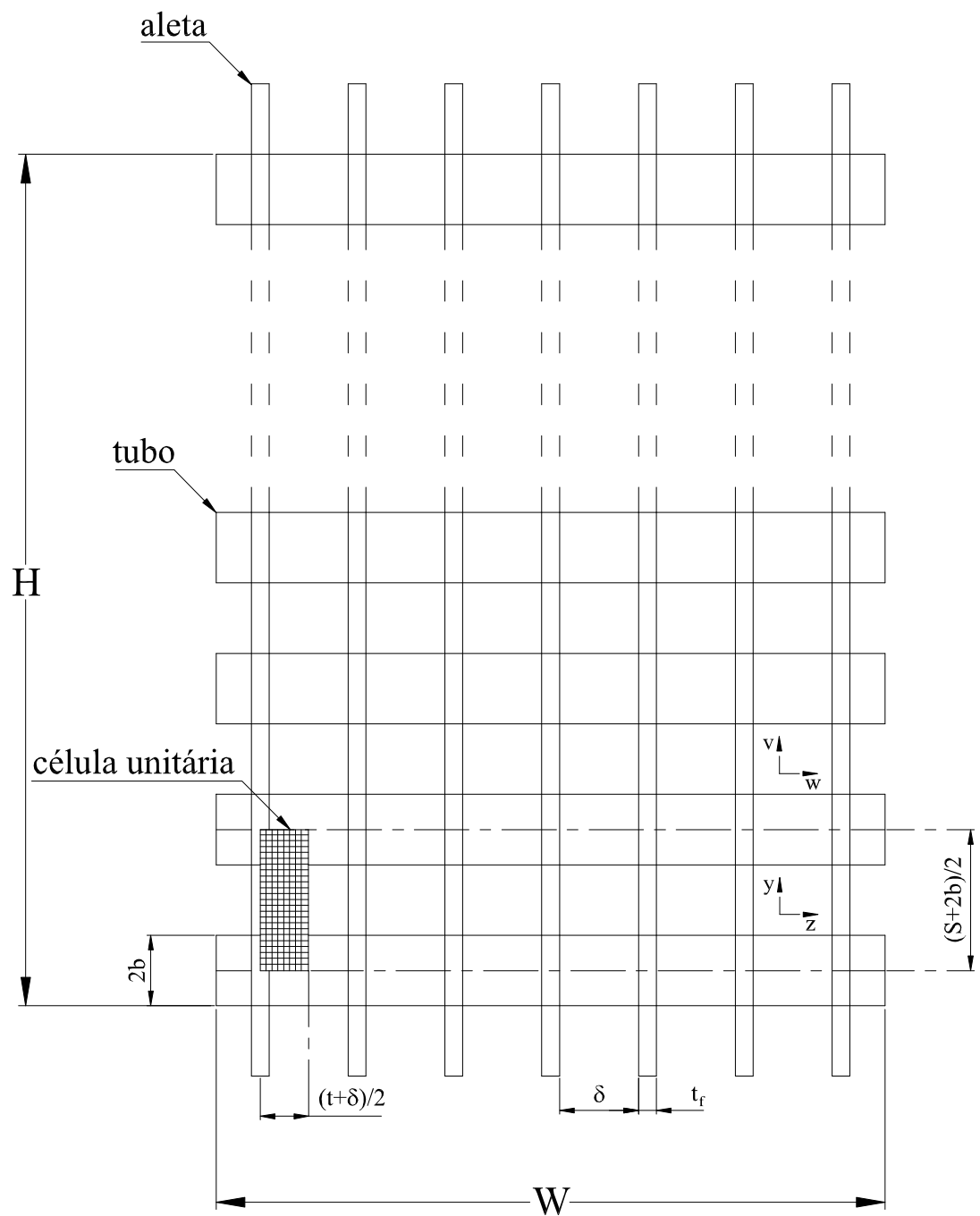


FIGURA 3 - VISTA FRONTAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS



O objetivo da otimização é encontrar a geometria ótima, tal que a densidade volumétrica de transferência de calor seja maximizada, sujeita a uma restrição de volume. O problema do projeto de engenharia se inicia pelo reconhecimento da disponibilidade finita do espaço, isto é, um espaço disponível $L \times H \times W$ como um volume dado que deva ser preenchido com um trocador de calor. Maximizar a densidade volumétrica de transferência de calor significa dizer que a taxa total de transferência de calor entre o fluido dentro dos tubos e o fluido fora dos tubos será maximizada.

O estudo de otimização prossegue com a identificação dos graus de liberdade (variáveis) que permitem a maximização da taxa total de troca de calor entre os tubos e o escoamento livre, Q . Três graus de liberdade geométricos são identificados no arranjo desta maneira, a saber: i) o espaçamento entre fileiras de tubos, S ; ii) a excentricidade dos tubos, e e iii) o espaçamento entre aletas, δ . A escolha de tais parâmetros procede da análise de dois extremos, isto é, quando eles são pequenos ou grandes. Quando, $S \rightarrow 0$, a taxa do fluxo de massa no canal elementar (soma de todas as células unitárias na direção z) decresce e, portanto $Q \rightarrow 0$, e para $S \rightarrow S_m$ (espaçamento máximo tal que o arranjo apresenta um determinado número de canais elementares, N_{ce} , ajustados no espaço disponível, $L \times H \times W$), a área mínima da seção transversal do escoamento, A_c , aumenta. Assim a velocidade na seção transversal do escoamento se reduz, o coeficiente de transferência de calor decresce e Q decresce. Quando $e \rightarrow 0$, Q tende ao limite de placas planas alternadas que é obtido a partir do estudo de Fowler et al. (1997). Assim $Q \rightarrow Q_{\text{placas planas}}$, e, para $e \rightarrow 1$, Q tende ao limite de tubos circulares que é obtido a partir dos estudos de Stanescu et al. (1996) e de Matos et al. (2001). Assim $Q \rightarrow Q_{\text{tubos circulares}}$, conseqüentemente, a variação da excentricidade permite que o desempenho de transferência de calor dos tubos elípticos seja comparado com arranjos de placas planas e arranjos de tubos circulares, que é um dos objetivos deste trabalho. Quando $\delta \rightarrow 0$, a vazão mássica de fluido que entra na célula diminui e, portanto $Q \rightarrow 0$, e para $\delta \rightarrow \delta_m = W$, a superfície total de aletas

diminui, e Q diminui. O comportamento de S , e , e δ para os extremos indica a possibilidade de máximo Q nos intervalos, $0 < S < S_m$, $0 < e < 1$ e $0 \leq \delta \leq W$.

1.4.2 Critério de equivalência entre tubos de seção circular e elíptica

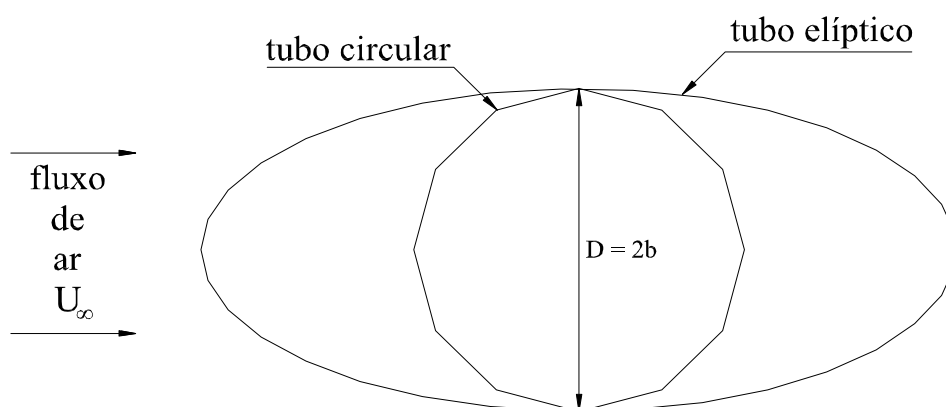
Para o estabelecimento de uma base comparativa entre tubos de seção circular e elíptica adotou-se o critério de se manter a mesma seção dos tubos na direção do escoamento, ou seja, o diâmetro do tubo circular igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico, critério este já utilizado por outros pesquisadores, (Bordalo et al., 1995; Rocha et al., 1997; Matos et al., 2001; Saboya et al., 2001) conforme ilustra a (fig. 4). Desta maneira, todos os arranjos sob comparação tiveram a mesma área de obstrução ao escoamento livre.

Uma alternativa seria a utilização de um critério de mesma área de troca de calor nos tubos (ou mesma quantidade de material de tubos), i.e., fazer com que a seção circular e a elíptica tivessem o mesmo perímetro para que os arranjos fossem comparados. Porém este critério faz com que os escoamentos tenham diferentes seções mínimas de escoamento.

No entanto, a razão mais importante para a adoção do presente critério é a noção prática de que o que se pretende obter é a máxima transferência de calor por unidade de volume e perda de carga equivalente nos arranjos testados. Portanto, para uma determinada restrição de volume, i.e., espaço disponível, deseja-se saber qual a configuração geométrica de tubos que proporciona a máxima transferência de calor. Do ponto de vista construtivo, um tubo circular pode ser substituído por um tubo elíptico que tenha seu eixo menor igual ao diâmetro do tubo. Isto implica que o eixo maior do tubo elíptico pode ser maior que o do tubo circular e, em consequência, mais material deve ser utilizado nos tubos. Em contrapartida, menos material é utilizado nas aletas. Desta maneira, os arranjos em comparação, se equivalem em material utilizado para sua construção, e também em características de escoamento, o que implica em perdas de carga equivalentes, uma vez que têm a mesma área de obstrução ao

escoamento livre. Espera-se dessa forma, com o presente critério, identificar os ganhos a serem obtidos, o mais isoladamente possível, do ponto de vista de transferência de calor, do arranjo de tubos elípticos aletados em relação ao arranjo de tubos circulares aletados.

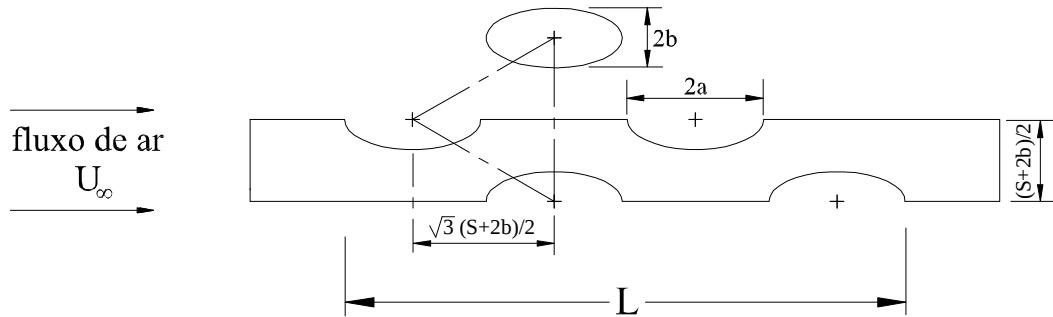
FIGURA 4 - SUPERFÍCIES DE TROCA DE CALOR



1.4.3 Disposição dos tubos

A (fig. 5) mostra uma distribuição triangular eqüilateral dos tubos na célula unitária.

FIGURA 5 - DISTRIBUIÇÃO TRIANGULAR EQUILATERAL PARA 4 TUBOS
NA CÉLULA UNITÁRIA



A geometria da (fig. 5) permite escrever a seguinte expressão geral:

$$\frac{L}{2b} = 1 + (N - 1) \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) \cos 30^\circ \quad (1)$$

A partir de N e $L/2b$ determina-se $S/2b$ com a equação (1), parâmetro este utilizado para a montagem das malhas e determinação do espaçamento ótimo entre fileiras de tubos.

Para este estudo, a restrição de distribuição triangular equilátera foi adotada apenas para a relação $S/2b = 1,5$ que preencheu uniformemente o volume fixo. A partir daí, adotou-se a distribuição alternada aonde se variou somente à altura do canal elementar $(S + 2b)/2$.

CAPÍTULO II

2. MODELO MATEMÁTICO

A seguir, apresenta-se a formulação teórica do problema, que é utilizada também para o entendimento e introdução dos grupos adimensionais utilizados nas medições experimentais. Desta maneira, os resultados experimentais normalizados podem ser utilizados diretamente, para a validação de resultados numéricos obtidos a partir da formulação teórica adimensional.

O problema foi analisado partindo das seguintes hipóteses:

- Fluido newtoniano;
- Escoamento incompressível;
- 3-D (tri-dimensional);
- Regime permanente;
- Escoamento laminar;
- Propriedades constantes no fluido, e
- Dissipação viscosa desprezível.

O ar comporta-se como um fluido newtoniano onde a tensão cisalhante é proporcional ao gradiente de velocidade e, além disso, consideram-se as propriedades constantes no fluido e a dissipação viscosa desprezível, o que é válido para uma extensa faixa de temperaturas (e.g., aplicações de sistemas de ar condicionado).

O escoamento pode ser tratado como incompressível por desenvolver-se em baixas velocidades (escoamento laminar) e pequenas variações de pressão, onde a densidade e a viscosidade também permanecem constantes.

Para a solução numérica, a influência do efeito das superfícies das paredes laterais do volume LHW é considerada desprezível, uma vez que a altura da célula unitária $(S + 2b)/2$ é consideravelmente menor que a altura do arranjo, H .

Diferentemente do problema de arranjos de tubos não aletados, tratado por Matos et al. (2001), o presente problema caracteriza-se como tridimensional uma vez

que existem aletas no arranjo. As simetrias presentes no problema da (fig. 1), permitem que o domínio da solução seja reduzido a uma célula unitária tridimensional 3-D, representada pelo volume elementar realçado nas (figs. 1 - 3), de comprimento estendido $3L$ (o dimensionamento deste comprimento estendido é determinado na seção 3.3 desta tese) largura $(S/2 + b)$, e altura $(\delta/2 + t_f/2)$. Fowler e Bejan (1994) mostraram que no regime laminar, o fluxo através de um grande banco de cilindros pode ser simulado precisamente pelo cálculo do fluxo através de um canal simples, tal como está ilustrado na (fig. 1) por uma célula unitária. Portanto, devido às simetrias existentes não há troca de fluido e nem transferência de calor entre os canais adjacentes, para o topo, para os lados, e para baixo, e também não há transferência de calor através do plano médio das aletas planas.

2.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Partindo-se das equações básicas de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, utilizando as hipóteses apresentadas, as equações resultantes, simplificadas que governam o problema são:

2.1.1 Conservação de massa

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

2.1.2 Conservação de quantidade de movimento

- Componente na direção x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

- Componente na direção y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

- Componente na direção z:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

2.1.3 Conservação de energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

2.2 FORMA ADIMENSIONAL

A fim de que os resultados sejam de caráter geral e para adequação das equações para a solução numérica, grupos adimensionais convenientes são definidos para a representação das quantidades de interesse, i.e., temperaturas, velocidades e pressão, fazendo uso também do número de Prandtl, correspondente ao fluido, e do

número de Reynolds baseado na velocidade de entrada do fluido no arranjo e no eixo menor do tubo de seção elíptica, 2b.

Adimensionalizando as variáveis envolvidas nas equações, obtém-se:

- Velocidades:

$$U = \frac{u}{U_{\infty}} \quad (7)$$

$$V = \frac{v}{U_{\infty}} \quad (8)$$

$$W = \frac{w}{U_{\infty}} \quad (9)$$

- Posições:

$$X = \frac{x}{L} \quad (10)$$

$$Y = \frac{y}{L} \quad (11)$$

$$Z = \frac{z}{L} \quad (12)$$

- Pressão:

$$P = \frac{p}{\rho U_{\infty}^2} \quad (13)$$

- Perda de carga:

$$\Delta P = \frac{\Delta p}{\rho U_{\infty}^2 / 2} \quad (14)$$

- Temperatura média na saída do arranjo:

$$\bar{\theta}_s = \frac{\bar{T}_s - \bar{T}_e}{\bar{T}_w - \bar{T}_e} \quad (15)$$

- Número de Reynolds:

$$Re_{2b} = \frac{U_{\infty} (2b)}{\nu} \quad (16)$$

- Número de Peclet:

$$Pe_{2b} = \frac{U_{\infty} (2b)}{\alpha} \quad (17)$$

- Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (18)$$

2.3 EQUAÇÕES GOVERNANTES ADIMENSIONAIS

Substituindo os grupos adimensionais nas equações governantes, as equações governantes adimensionais resultantes são:

2.3.1 Conservação de massa

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (19)$$

2.3.2 Conservação de quantidade de movimento

- Componente na direção x:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}_{2b}} \frac{2b}{L} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right] \quad (20)$$

- Componente na direção y:

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}_{2b}} \frac{2b}{L} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right] \quad (21)$$

- Componente na direção z:

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{\text{Re}_{2b}} \frac{2b}{L} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right] \quad (22)$$

2.3.3 Conservação de energia

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{\text{Pe}_{2b}} \frac{2b}{L} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right] \quad (23)$$

O domínio da solução da (fig. 1) é composto pelo fluido externo e metade da aleta sólida. A interface sólido-fluido está incluída no domínio da solução tal que massa, quantidade de movimento e energia são conservadas através do domínio. As equações (19 - 23) modelam a parte fluida do domínio. Somente a equação da energia precisa ser resolvida para a parte sólida do domínio, de acordo com as propriedades reais do material sólido. Partindo-se da equação fundamental para condução de calor em regime permanente e utilizando-se dos grupos adimensionais anteriormente definidos, a equação de energia adimensional para a aleta sólida é escrita como:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{\text{Re}_{2b}} \frac{2b}{L} \frac{\alpha_s}{\nu} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right] \quad (24)$$

onde o tempo adimensional é definido por:

$$\tau = \frac{t}{L/U_\infty} \quad (25)$$

Para a solução em regime permanente, assume-se que $\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = 0$.

A solução para as equações (7 - 25) está sujeita às condições de contorno apropriadas para o domínio estendido da (fig. 1) fornecendo os campos de velocidades (fluido) e temperatura (fluido e sólido).

2.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO ADIMENSIONAIS

A seguir, são estabelecidas condições de contorno apropriadas ao problema, isto é, temperatura prescrita nos tubos, nenhuma penetração nas interfaces de canal para canal e célula para célula, e condição de não deslizamento nas superfícies sólidas. Como mostra a (fig. 6).

$$(A) \quad V = W = 0; \quad U = 1; \quad \theta = 0 \quad (26)$$

$$(B) \text{ e } (C) \quad W = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial Z} = \frac{\partial U}{\partial Z} = \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad (27)$$

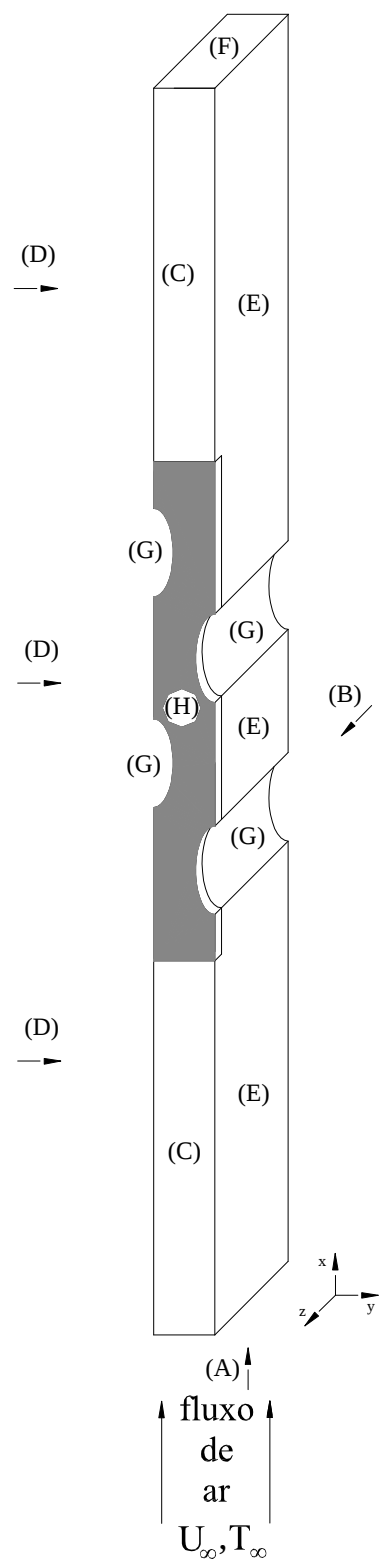
$$(D) \text{ e } (E) \quad V = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad (28)$$

$$(F) \quad \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad (29)$$

$$(G) \quad U = V = W = 0; \quad \theta = 1 \quad (30)$$

$$(H) \quad U = V = W = 0; \quad \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad (31)$$

FIGURA 6 - CONDIÇÕES DE CONTORNO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL TRIDIMENSIONAL



Para representar o fluxo real com as condições de contorno (A) e (F), dois comprimentos extras tiveram que ser adicionados ao domínio computacional, a montante e a jusante como mostra a (fig. 6). As dimensões atuais destes comprimentos extras precisam ser determinadas por um procedimento numérico iterativo, com a obtenção da convergência de acordo com uma tolerância especificada.

Para a solução 2-D o domínio é composto somente pelo plano XY, com velocidades U e V. As condições de contorno em 2-D são obtidas através da eliminação das componentes Z e W nas equações (26, 28, 29 e 30), ou seja, (A), (E), (F) e (G), conforme ilustrado na (fig. 2).

2.5 FIGURA DE MÉRITO

Uma vez que a geometria do domínio computacional estendido representado pela célula unitária da (fig. 6) é especificado, as equações (19 – 31) permitem a obtenção das velocidades, pressões e temperaturas no domínio. Para a obtenção da figura de mérito utilizada no presente trabalho, parte-se da equação que representa a taxa de troca de calor por unidade de volume total do arranjo, que é dada por:

$$\frac{Q}{L H W} = \frac{N_{ce} Q_{ce}}{L H W} \quad (32)$$

Simplificando a equação (32):

$$Q = N_{ce} Q_{ce} \quad (33)$$

A densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total $\tilde{q}$, (Stanescu et al., 1996; Matos et al., 2001), é dada por:

$$\tilde{q} = \frac{Q / (T_w - T_\infty)}{k LHW / (2b)^2} \quad (34)$$

Através de um balanço de energia em um canal elementar, obtém-se:

$$Q = N_{ce} \dot{m}_{ce} c_p (\bar{T}_s - T_\infty) \quad (35)$$

onde $\bar{T}_s$ é a temperatura média do ar na saída do canal elementar.

A vazão mássica de ar é calculada na seção de entrada do canal elementar como:

$$\dot{m}_{ce} = \rho U_\infty \left(\frac{S + 2b}{2} \right) (W - n_f t_f) \quad (36)$$

onde o número de aletas no arranjo é dado por:

$$n_f = \frac{W}{t_f + \delta} \quad (37)$$

A densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total pode ser reescrita, utilizando-se as equações (15) e (34 - 37):

$$\tilde{q} = \frac{N_{ce}}{2} \frac{U_{\infty} L}{\alpha} \left(\frac{2b}{L} \right)^2 \frac{2b}{H} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \bar{\theta}_s \quad (38)$$

onde a densidade de aleta adimensional na direção z ($0 \leq n_f t_f \leq W$), é dada por:

$$\phi_f = \frac{n_f t_f}{W} = \frac{t_f}{t_f + \delta} \quad (39)$$

Substituindo-se $Pr Re_{2b} \frac{L}{2b} = \frac{U_{\infty} L}{\alpha}$ na equação (38):

$$\tilde{q} = \frac{N_{ce}}{2} Pr Re_{2b} \frac{2b}{L} \frac{2b}{H} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \bar{\theta}_s \quad (40)$$

Visando a obtenção de resultados mais generalizados, i.e., independentes de N_{ce} , $L/2b$ e $H/2b$, reescreve-se a equação (40) como:

$$\tilde{q}_* = \frac{2}{N_{ce}} \frac{L}{2b} \frac{H}{2b} \tilde{q} = Pr Re_{2b} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \bar{\theta}_s \quad (41)$$

Os resultados obtidos com a equação (41), são calculados a partir da medição experimental ou da solução numérica do problema, dada diretamente pelo método de elementos finitos, i. e., a partir de $\bar{\theta}_s$, o que se espera ser mais preciso do que os resultados que seriam obtidos computando-se a soma dos fluxos de calor nas superfícies dos tubos no canal elementar, pois utilizando-se tal procedimento o erro numérico seria maior, uma vez que $\tilde{q}_*$, seria obtido a partir da derivada da solução numérica. Sabe-se que o erro numérico ao calcular a derivada é maior do que o erro numérico obtido diretamente no valor da grandeza em análise.

A equação (41) representa a transferência de calor volumétrica adimensional global do arranjo, que é definida como figura de mérito ou função objetivo para o processo de otimização.

A massa adimensional de material sólido é calculada através da seguinte equação:

$$\tilde{m} = \frac{m}{\rho_s L^3} = \frac{W}{L^3} [n_t \pi (ab - (a - t_t)(b - t_t)) + \phi_f (LH - n_t \pi ab)] \quad (42)$$

A massa de material sólido resultante em um arranjo permite a avaliação do investimento necessário para construí-lo, em termos de matéria-prima. Desta maneira é possível a comparação de investimento de matéria-prima entre diversos arranjos.

CAPÍTULO III

3 MÉTODO NUMÉRICO

3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Para a solução numérica das equações (19) - (31), foi aplicado o método de elementos finitos (Zienkiewicz e Taylor, 1989). Desta maneira, obtêm-se os campos de velocidades e temperaturas no domínio definido pela célula unitária da (fig. 1).

O código computacional dos elementos específicos para a solução das equações de conservação, em linguagem FORTRAN, foi desenvolvido com base na forma variacional ("weak form") das equações (19) - (31) apresentada por Reddy e Gartling (1994), constituindo-se em elementos tridimensionais, de faces quadrilaterais, isoparamétricos, com funções de interpolação lineares. Este código foi escrito e agregado ao código aberto do método de elementos finitos "FEAP - Finite Element Analysis Program" (Zienkiewicz e Taylor, 1989), que foi a base para a formulação implementada computacionalmente no presente estudo.

Os códigos em 2-D foram estendidos para a formulação 3-D através de sub-rotinas que foram escritas e implementadas no código aberto FEAP ora denominadas de elemento, a fim de analisar os arranjos de tubos aletados, cilíndricos e elípticos, do ponto de vista do escoamento.

Inicialmente, foi construído o elemento tridimensional (3-D) para o escoamento de Stokes (que resolve o problema de escoamentos em que na equação da quantidade de movimento, os termos de pressão se equiparam com os termos viscosos e os termos de inércia são desprezíveis, e.g., problemas de lubrificação), a partir do elemento bidimensional (2-D) para o escoamento de Stokes, sendo o elemento tridimensional (3-D) validado para o problema de um fluido entre placas paralelas e não paralelas, via comparação direta entre os resultados obtidos em 3-D e 2-D, e os

resultados disponíveis na literatura apresentados por Reddy e Gartling (1994), conforme se demonstra no apêndice 1.

A seguir foi realizada a validação do elemento bidimensional (2-D) Navier Stokes e Energia (que resolve as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia) para dois materiais, i.e., sólido e fluido utilizando-se o problema de um fluido aquecido (água) escoando através de um tubo frio (cobre), onde para solução do problema em todos os nós do material sólido foram atribuídos valores nulos aos graus de liberdade correspondentes às velocidades, conforme resultados apresentados no apêndice 1.

O elemento 2-D Navier Stokes e Energia foi expandido para o elemento 3-D de Navier Stokes e Energia. O campo de velocidades do elemento 3-D foi validado através do problema em 3-D de uma cavidade quadrada com tampa móvel e o campo de temperaturas foi validado através dos resultados 2-D de arranjos de tubos não aletados, também demonstrado no apêndice 1.

Além disso, o código foi validado, via comparação direta dos resultados numéricos para arranjos de tubos aletados e não aletados com os resultados experimentais obtidos em laboratório. O problema de obtenção dos campos de temperaturas e velocidades em arranjos de tubos elípticos foi resolvido numericamente para várias configurações. Foi computada a densidade volumétrica de transferência de calor de cada arranjo. Desta maneira, realizou-se a otimização numérica do espaçamento entre os tubos dos arranjos, da excentricidade e do espaçamento entre aletas para a máxima transferência de calor, para uma determinada restrição de espaço (condição de volume fixo).

O cálculo da densidade volumétrica de transferência de calor de cada arranjo foi determinado, dividindo a taxa de geração total de calor nos tubos, Q , pelo volume total disponível para instalação do arranjo, LHW (condição de volume fixo), conforme é estabelecido na equação (32).

3.2 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES E ENERGIA EM ELEMENTOS FINITOS

As equações implementadas no código FEAP (Finite Element Analysis Program), através do elemento Navier-Stokes e Energia encontram-se na forma generalizada:

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \quad (43)$$

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + (\bar{\mathbf{u}} \cdot \nabla) \bar{\mathbf{u}} \right) = -\nabla p + \bar{\mu} \nabla^2 \bar{\mathbf{u}} \quad (44)$$

$$\bar{\rho} \bar{c}_p \bar{\mathbf{u}} \cdot \nabla T = \bar{k} \nabla^2 T \quad (45)$$

onde a pressão foi eliminada da equação (43), fazendo uso de um modelo de penalidade para elementos finitos, aproximando a equação de conservação de massa, conforme apresentado por Reddy e Gartling (1994).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{p}{\gamma} \quad (46)$$

onde γ - fator de penalidade, deve ser assumido grande o suficiente para que a equação de conservação de massa seja satisfeita aproximadamente.

A implementação do método de elementos finitos para solução das equações (43) - (46) requer primeiramente a obtenção da forma variacional (fraca) do problema.

A seguir, a forma variacional resultante é discretizada, inicialmente por um método de Galerkin (i.e., análogo a diferenças centrais no método de diferenças finitas). No entanto, devido às características do escoamento no arranjo da (fig. 1), fisicamente a solução depende preferencialmente do que ocorre nos pontos anteriores a um determinado ponto do domínio, considerando a direção do escoamento forçado. O método de Galerkin não captura este aspecto físico em suas equações discretas (análogo de diferenças centrais, no método de diferenças finitas). Portanto, a forma discreta utilizada neste trabalho foi a proposta por Hughes (1978), que consiste num esquema “upwind”, onde é possível adequar a forma discreta às características do escoamento.

Após o desenvolvimento da forma discreta, obtém-se a forma matricial para o problema tridimensional em regime permanente:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} C(\tilde{U}) & 0 & 0 \\ 0 & C(\tilde{U}) & 0 \\ 0 & 0 & C(\tilde{U}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{U}_1 \\ \tilde{U}_2 \\ \tilde{U}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} 2K_{11} + K_{22} + K_{33} & K_{21} & K_{31} \\ K_{12} & K_{11} + 2K_{22} + K_{33} & K_{32} \\ K_{13} & K_{23} & K_{11} + K_{22} + 2K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{U}_1 \\ \tilde{U}_2 \\ \tilde{U}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} \hat{K}_{11} & \hat{K}_{12} & \hat{K}_{13} \\ \hat{K}_{21} & \hat{K}_{22} & \hat{K}_{23} \\ \hat{K}_{31} & \hat{K}_{32} & \hat{K}_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{U}_1 \\ \tilde{U}_2 \\ \tilde{U}_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{47}$$

$$\tilde{D}(\tilde{U})\tilde{T} + \tilde{L}\tilde{T} = G \tag{48}$$

onde $C(\tilde{U})$ é a matriz de capacidade que contém os termos advectivos das equações de quantidade de movimento, que depende de forma não linear da solução $\tilde{U}$ (vetor triparticionado em $\tilde{U}_1$ - direção X, $\tilde{U}_2$ - direção Y, e $\tilde{U}_3$ - direção Z, cada um deles com um número de componentes igual ao número de incógnitas da malha); $K_{11}, K_{12}, K_{13}, K_{21}, K_{22}, K_{23}, K_{31}, K_{32},$ e K_{33} são as matrizes rigidez de coeficientes constantes (propriedades constantes) que contém os termos viscosos das equações de quantidade de movimento; $\hat{K}_{11}, \hat{K}_{12}, \hat{K}_{13}, \hat{K}_{21}, \hat{K}_{22}, \hat{K}_{23}, \hat{K}_{31}, \hat{K}_{32},$ e $\hat{K}_{33}$ são as matrizes de penalidade, que contém os termos devido a eliminação da pressão das equações de quantidade de movimento com o uso da equação (46) (para obtenção dos elementos destas matrizes adotou-se um procedimento de integração reduzida, pois estes termos resultam do campo de pressão, a fim de evitar o fenômeno de “locking”); $\tilde{D}(\tilde{U})$ é a matriz de capacidade que contém os termos advectivos da equação da energia; $\tilde{L}$ é a matriz de difusão de coeficientes constantes, que contém os termos difusivos da equação da energia; F_1, F_2 e F_3 são os vetores força da equação de quantidade de movimento que contém as forças de campo e condições de contorno de velocidade, e G o vetor força da equação da energia que contém os termos de geração de calor e condições de contorno de temperatura.

Para o problema 3-D da (fig. 1), o domínio computacional contém o fluido externo e a aleta sólida. Assim a solução da equação (24) também é exigida para obter o campo de temperatura completo. Em vez de resolver separadamente para as duas entidades (fluido e sólido) e impondo o mesmo fluxo de calor para a interface sólido-fluido, como uma condição de contorno, a solução é obtida para o domínio inteiro simultaneamente, com o mesmo sistema de equações de conservação impondo velocidades zero na aleta sólida e os coeficientes constantes apropriados para a aleta sólida na matriz difusão, $\tilde{L}$, na equação (48) que são obtidos através da equação (24).

Deixa-se de apresentar os detalhes matemáticos dos componentes dessas matrizes por razões de brevidade, uma vez que o assunto desta tese não é o método de elementos finitos propriamente dito. No entanto, para maiores detalhes da formulação

utilizada para codificar o elemento deste trabalho, deve-se consultar o trabalho de Reddy e Gartling (1994).

O sistema de equações não-lineares construídos com as equações (47) e (48) foi resolvido pelo método de Newton-Raphson, para a obtenção das velocidades e temperaturas no domínio computacional da (fig. 1), Reddy e Gartling (1994). As temperaturas adimensionais na saída do canal elementar são então utilizadas para computar a densidade de transferência de calor adimensional, $\tilde{q}_*$, definida pela equação (41).

Visando a correspondência entre as equações governantes adimensionais e as equações implementadas no código FEAP, torna-se necessário a correlação que se segue para o arquivo de entrada de dados mostrado no apêndice 2.

Para os números de Reynolds e Peclet baseados no eixo menor do tubo de seção elíptica 2b temos:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{\text{Re}_{2b} L/2b} ; \text{Pe}_{2b} = \text{Re}_{2b} \cdot \text{Pr} ; \bar{k} = \frac{1}{\text{Pe}_{2b} L/2b} \quad (49)$$

Exemplificando, para $L/2b = 8,52$, $\text{Re}_{2b} = 100$, $\text{Pr} = 0,72$ temos:

$$\bar{\mu} = 0,001174; \gamma = 1.e6; \bar{\rho} = 1; \alpha_p = 0$$

$$\bar{c}_p = 1; \bar{k} = 0,00163 \text{ (ar)}; \bar{k} = 0,007572 \text{ (alumínio)}$$

onde α_p - parâmetro de “upwind” Hughes, (1978).

3.3 MALHA TRIDIMENSIONAL

Para obter resultados numéricos precisos, vários testes de refinamento foram realizados. A quantidade monitorada foi a densidade volumétrica de transferência de

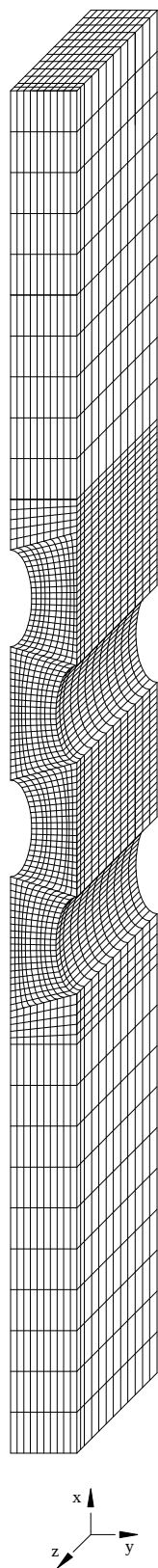
calor adimensional total, computada com a equação (41), de acordo com o seguinte critério:

$$\varepsilon = \left| \tilde{q}_{*,j} - \tilde{q}_{*,j-1} \right| / \left| \tilde{q}_{*,j} \right| \leq 0,02 \quad (50)$$

onde j é o índice de refinamento da malha, i.e., quando j aumenta a malha é mais refinada. Quando o critério é satisfeito, a malha $j - 1$ é selecionada como a malha convergida.

O critério definido pela equação (50) foi usado para encontrar o comprimento apropriado do domínio estendido na célula unitária da (fig. 7). Um comprimento extra, L teve que ser acrescentado ao domínio computacional, a montante e a jusante da célula unitária para representar o fluxo real, satisfazendo a equação (50), quando comparado a um comprimento extra $3L/2$. Malhas irregulares foram utilizadas no procedimento, tais que as regiões próximas aos tubos foram mais refinadas, aonde são esperados gradientes maiores na solução. As últimas três iterações de malhas tiveram (a) 12780 nós e 9600 elementos; (b) 17160 nós e 13200 elementos; e (c) 23166 e 18480 elementos. De acordo com a equação (50) encontrou-se um erro relativo abaixo de 4 % quando (a) e (b) são comparadas, e abaixo de 2 % quando (b) e (c) são comparadas. Portanto, para todos os casos simulados nesta tese, a malha estabelecida consistiu de 17160 nós e 13200 elementos. Uma amostra de uma das malhas convergidas é mostrada na (fig. 7). Mostra-se no apêndice 2 um exemplo do arquivo de entrada de dados utilizado para simulação numérica de um arranjo de tubos elípticos aletados em 3-D, $e = 0,5$, $S/2b = 0,5$ e $Re_{2b} = 100$, contendo os parâmetros para a geração da malha 3-D, as condições de contorno e as propriedades dos materiais, estruturado de acordo com o código de elementos finitos desenvolvido neste trabalho e apresentado no apêndice 3.

FIGURA 7 - MODELO DA MALHA TRIDIMENSIONAL CONVERGIDA (e = 0,5)



CAPÍTULO IV

4 APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentado todo aparato experimental utilizado no presente trabalho, que foi orientado no sentido da utilização de equipamentos precisos e confiáveis.

Um aparato experimental foi construído no laboratório para produzir os dados experimentais necessários para validação da otimização numérica dos arranjos de tubos, e também para executar a otimização experimental dos arranjos de tubos.

4.1 ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E INSTRUMENTAÇÃO

4.1.1 Túnel de vento

Um túnel de vento de escala reduzida foi construído em compensado naval para evitar deformações devido à umidade do ar. Uma região estendida de 1000 mm foi colocada antes da seção de teste para permitir o desenvolvimento completo do escoamento antes de alcançar o arranjo. Na entrada desta região, foram dispostos tubos plásticos de pequeno diâmetro (padrão comercial utilizado para consumo de bebidas refrigerantes), com a finalidade de organizar o escoamento antes de adentrar a seção de teste.

O túnel de vento é constituído de um ventilador do tipo axial com acionamento direto por um motor elétrico, monofásico de tensão 30 V, frequência 60 Hz, velocidade de até 3 m/s e capacidade de $\frac{1}{2}$ hp (fig. 8).

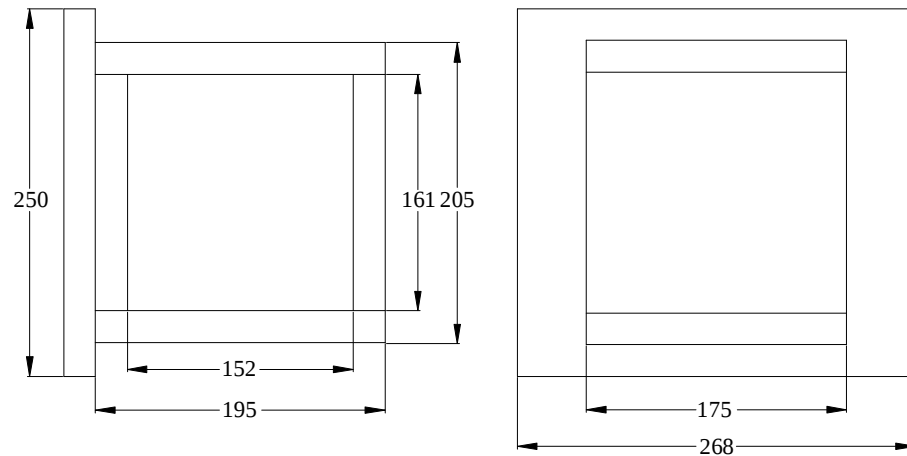
FIGURA 8 - O TÚNEL DE VENTO UTILIZADO NO EXPERIMENTO



4.1.2 Módulo da seção de teste

A seção de teste foi concebida em forma modular como uma gaveta para atender às diversas configurações de arranjos utilizados nos experimentos, apenas trocando o módulo da seção de teste. Foram utilizados módulos de madeira com as dimensões da seção de teste, conforme mostra a (fig. 9).

FIGURA 9 - DIMENSÕES DO MÓDULO DE MADEIRA EM (mm)



4.1.3 Tubos e aletas

Ambos os arranjos de tubos circulares e elípticos foram construídos a partir de tubos rígidos trefilados de cobre com diâmetros de 15,875 mm (5/8"), 22,23 mm (7/8"), 25,4 mm (1") e 28,58 mm (1 1/8") para as excentricidades $e = b/a = 1,0, 0,6, 0,5$ e $0,4$, respectivamente e espessura da parede de 0,79375 mm (1/32") para todas as excentricidades. Todos os tubos tiveram um comprimento de 172 mm. A seleção dos tubos foi feita de tal modo que permitisse a montagem interna de resistências elétricas de aquecimento para simular o fluxo de calor originado de um fluido quente, e de forma que propiciasse a construção de um número de células adequado ao experimento.

Para a confecção das aletas foram utilizadas chapas de alumínio, sendo que as aletas, devido ao processo de conformação e montagem por interferência mecânica, foram perfeitamente fixadas aos tubos. O número de aletas por polegada linear, utilizado neste trabalho foram de 0,5, 8 e 22 aletas/pol com dimensões de 150 mm $\times$ 130 mm $\times$ 0,3 mm (fig. 10).

FIGURA 10 - TUBOS E ALETA



4.1.4 Resistências elétricas

Foram utilizados resistores elétricos constituídos de resistências elétricas tubulares de passo duplo com $968 \, \Omega$, portanto com máxima potência de dissipação de 50 W com 220 V. Os resistores elétricos tiveram um pequeno diâmetro a fim de permitir a inserção dos mesmos no tubo de cobre e também a construção do arranjo de tubos no módulo, (fig. 11).

FIGURA 11 - A RESISTÊNCIA ELÉTRICA



4.1.5 Ponto de força e as fontes de alimentação elétrica

O ponto de força utilizado para operação do sistema é trifásico, tensão 220 V e frequência de 60 Hz.

Utilizou-se uma fonte de alimentação elétrica com tensão de 30 V e corrente elétrica máxima de 2 A, para permitir a variação contínua da rotação do ventilador. A velocidade do ar, na região de escoamento livre utilizada nos experimentos foi variada na faixa de 0,1 a 1,0 m/s correspondendo às tensões de alimentação do ventilador variando de 9,6 a 11,2 V e corrente elétrica variando de 0,06 a 0,08 A.

As resistências elétricas foram ligadas em paralelo e alimentadas com tensão de 30 V e corrente elétrica de 1,4 A, utilizando-se uma fonte de alimentação elétrica e corrente máxima de 2 A, para permitir que todos arranjos sob comparação tivessem a mesma potência de entrada (fig. 12).

FIGURA 12 - O PONTO DE FORÇA E AS FONTES DE ALIMENTAÇÃO



4.1.6 Termistores

Para a realização da medição de temperaturas, foram utilizados termistores de alta precisão, (fig. 13) que são sensores baseados na variação da resistividade com a temperatura e de dimensões pequenas o suficiente para não ter influência significativa nos ensaios (1,2 mm de diâmetro). O tipo de termistor utilizado nos testes foi o YSI da série 44004 com faixa de operação recomendada de -80°C a 120°C .

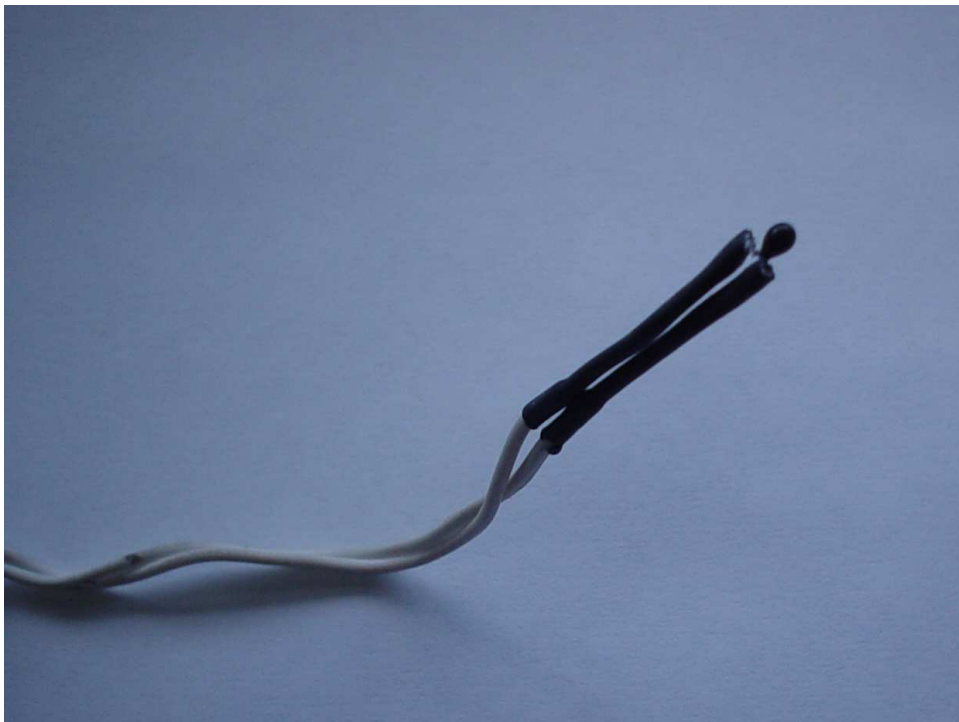
Os termistores foram calibrados no laboratório para determinar o limite de precisão intrínseco do sensor. Os termistores foram imersos em um banho de temperatura constante mantido por um circulador de banho, e um total de 64 medidas da temperatura foram feitas para $20, 30, \dots, 80^{\circ}\text{C}$. O desvio padrão maior destas medidas foi $0,0005^{\circ}\text{C}$, e conseqüentemente o limite de precisão intrínseco do sensor foi ajustado para $\pm 0,001^{\circ}\text{C}$ em todos os termistores; este limite de precisão intrínseco do sensor está em concordância com o $\pm 0,0003^{\circ}\text{C}$ dos mesmos termistores utilizados

em uma experiência em convecção natural de Howle et al. (1992) e com o $\pm 0,0005\text{ }^{\circ}\text{C}$ limite de precisão intrínseco do sensor, listado em um manual de instrumentação Dally et al. (1993).

Para o cálculo das temperaturas através do sistema de aquisição de dados utilizou-se a temperatura padrão testada pelo fabricante do termistor, ou seja $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (298,15 K), onde a resistência é $R_0 = 2252\text{ }\Omega$ e a constante do sensor, β obtida em laboratório é 3891, e a fórmula de conversão a seguir:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_0} + \frac{1}{\beta} \ln \frac{R}{R_0} \quad (51)$$

FIGURA 13 - O TERMISTOR COM CÁPSULA DE TEFLON



4.1.7 Anemômetro

A medição das velocidades foi feita utilizando um anemômetro de pás rotativas, (fig. 14) modelo HHF 300A (OMEGA Engineering INC.), que foi colocado na região estendida, à montante do módulo em um orifício justo, com faixa de operação de 0 a 35 m/s, o limite de precisão intrínseco da velocidade é de $\pm 2,5\%$ da leitura. A velocidade do escoamento livre foi variada entre 0,1 - 1 m/s neste estudo.

FIGURA 14 - ANEMÔMETRO



4.1.8 Transdutor e medidor de pressão

As medidas de pressão diferencial através dos arranjos em todos experimentos foram feitas com tomadas de pressão a montante e a jusante do arranjo

utilizando-se um transdutor de pressão modelo PX137-0,3DV, com voltagem de excitação de 12 VDC e escala de pressão de 0 - 2068,5 Pa, conectado ao medidor de pressão modelo DP25B-S (OMEGA Engineering, Inc.), com tensão de alimentação de 115V, potência de 9,5 W e o limite “bias” máximo da pressão diferencial e de $\pm 1\%$ da leitura. Em virtude das baixas velocidades, foi necessário um instrumento cuja precisão fosse alta o suficiente para tais medidas, (fig. 15).

FIGURA 15 - O TRANSDUTOR E O MEDIDOR DE PRESSÃO



4.1.9 Estação e “software” gráfico de operação do sistema

O trabalho experimental envolveu a aquisição de dados em tempo real. Esta tarefa foi executada por um sistema de aquisição de dados que consistiu de um computador padrão IBM-PC, placa de aquisição de dados AX-5810 (User's manual, 1992), quatro placas multiplexadoras AX-758 (User's manual, 1992) que permitiu a aquisição seqüencial dos dados através de 64 canais em intervalos de tempo de 1/256 s

e “software” gráfico de operação “Elipse for Windows”. Os termistores são ligados à placa multiplexadora que, por sua vez, transmite o sinal para a placa de aquisição de dados, que retransmite a informação para a placa-mãe (PCL-812P6), instalada dentro do microcomputador. O software gráfico de leitura e aquisição dos dados permite o acompanhamento das variáveis de processo, através de telas gráficas e a coleta das informações das variáveis do processo através de arquivos de dados, permitindo assim a importação dos dados para outros aplicativos, visando a utilização em análises como, por exemplo, a otimização de parâmetros geométricos e de operação do processo, conforme mostra a (fig. 16).

FIGURA 16 - ESTAÇÃO E SOFTWARE GRÁFICO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA



4.4 MÉTODOS DE TRABALHO

Após a seleção, aquisição e preparo dos equipamentos, materiais e instrumentos utilizados, passou-se às fases de montagem, aferições e testes do aparato experimental.

4.4.1 Construção do módulo em madeira

Utilizou-se, nos experimentos, diversos módulos em madeira com excentricidades $e = 1,0, 0,6, 0,5$ e $0,4$ e relações $S/2b = 1,5, 0,5, 0,25$ e $0,1$, adotando-se o seguinte procedimento operacional.

Construção do módulo em madeira nas dimensões especificadas na (fig. 9) e execução dos furos para fixação dos tubos de acordo com a geometria requerida para o arranjo e para passagens dos componentes de medição conforme mostra a (fig. 17).

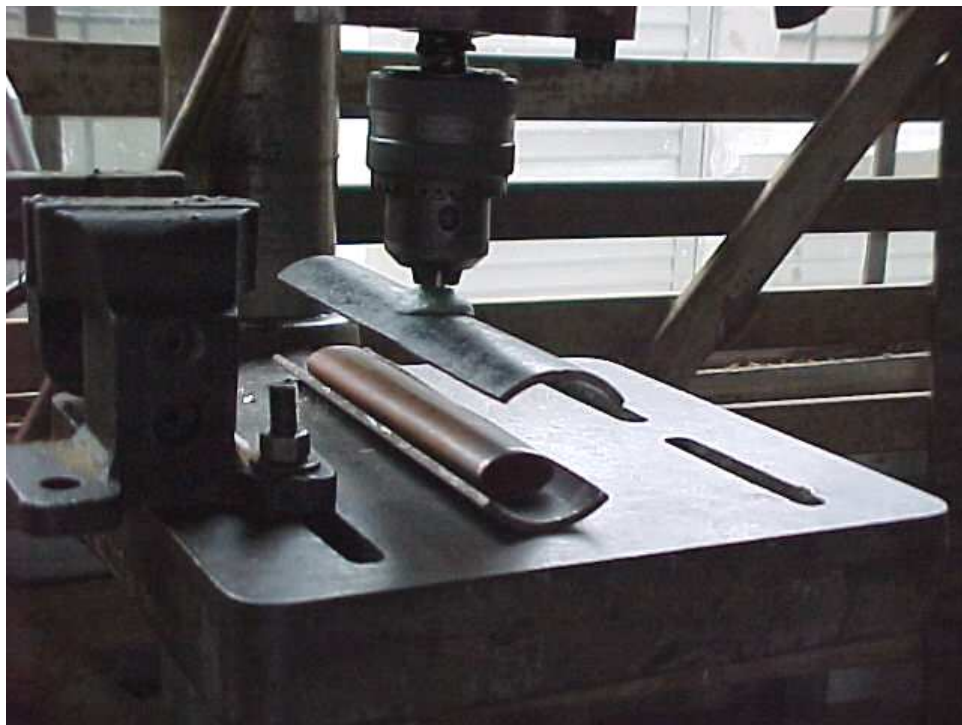
FIGURA 17 - MÓDULO EM MADEIRA PARA TUBOS ELÍPTICOS



4.4.2 Conformação dos tubos elípticos

Para construir os arranjos de tubos elípticos, os tubos circulares foram inicialmente cortados no comprimento de 172 mm e posteriormente conformados com ferramentas apropriadas para obtenção dos tubos elípticos com excentricidades $e = 0,6$, $0,5$ e $0,4$ conforme ilustra a (fig. 18).

FIGURA 18 - CONFORMAÇÃO DOS TUBOS ELÍPTICOS



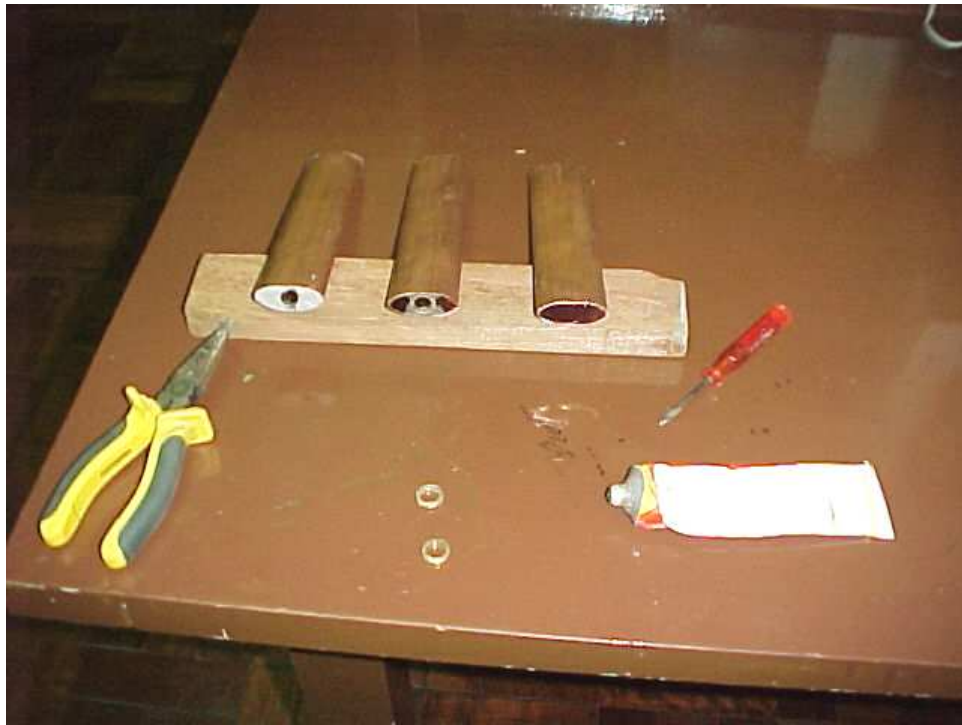
4.4.3 Usinagem e Montagem dos anéis de latão no interior dos tubos

Visando a centragem das resistências elétricas no interior dos tubos foram usinados anéis de latão com diâmetro interno igual ao diâmetro da resistência elétrica e diâmetro externo igual a $2b$. Para os tubos elípticos o espaçamento entre o tubo e o anel de latão foram preenchidos com resistência térmica de contato, conforme ilustra as (figs. 19 e 20).

FIGURA 19 - USINAGEM DOS ANÉIS DE LATÃO



FIGURA 20 - MONTAGEM DOS ANÉIS NO INTERIOR DOS TUBOS ELÍPTICOS



4.4.4 Construção e montagem das aletas

Para os arranjos de tubos aletados, inicialmente as aletas foram cortadas na guilhotina nas dimensões de 150 x 130 mm. Para os tubos circulares os pré-furos foram executados com diâmetro de 10,2 mm, diâmetro este inferior ao diâmetro do tubo 15,875 mm, utilizando-se uma furadeira de coluna e posteriormente, alargados conforme mostra a (fig. 21). Para os tubos elípticos com excentricidades $e = 0,6$, $0,5$ e $0,4$ foram construídas ferramentas especiais para o corte e alargamento dos pré-furos, (figs. 22 e 23). Os pré-furos, também foram executados com dimensão inferior ao do tubo elíptico para posterior alargamento. O processo de conformação utilizado permitiu um contato bastante justo entre os tubos e as aletas, devido à formação do colarinho nos furos das aletas pelo alargamento dos pré-furos e também pela montagem com interferência mecânica. Desta maneira, assume-se uma resistência térmica desprezível entre os tubos e as aletas no presente tratamento.

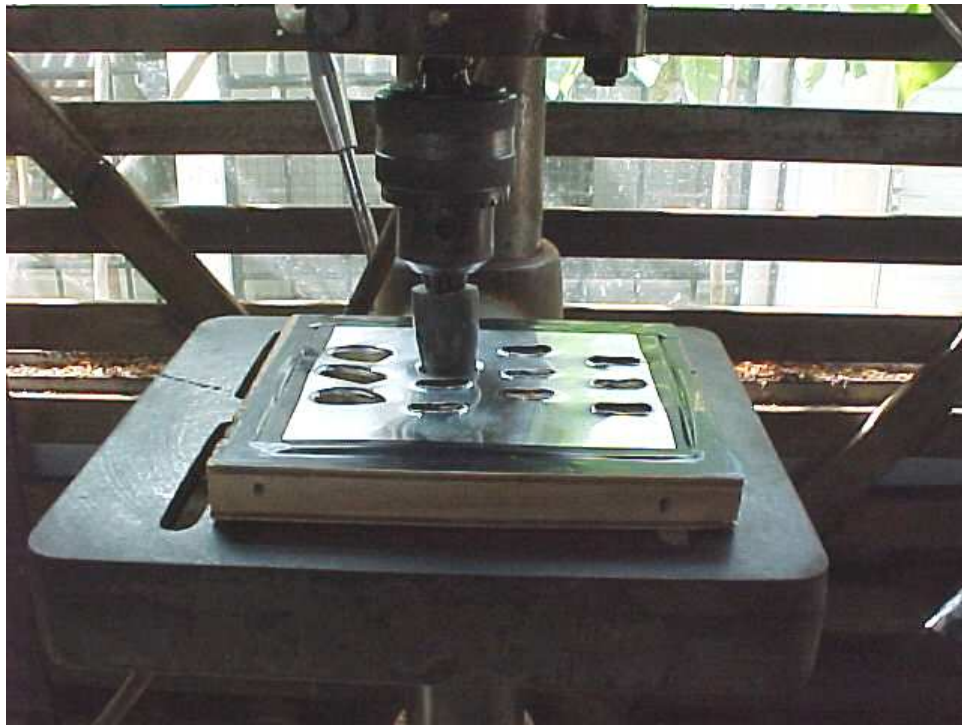
FIGURA 21 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS CIRCULARES DAS ALETAS



FIGURA 22 - CORTE DOS PRÉ-FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS



FIGURA 23 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS



4.4.5 Montagem do trocador de calor aletado

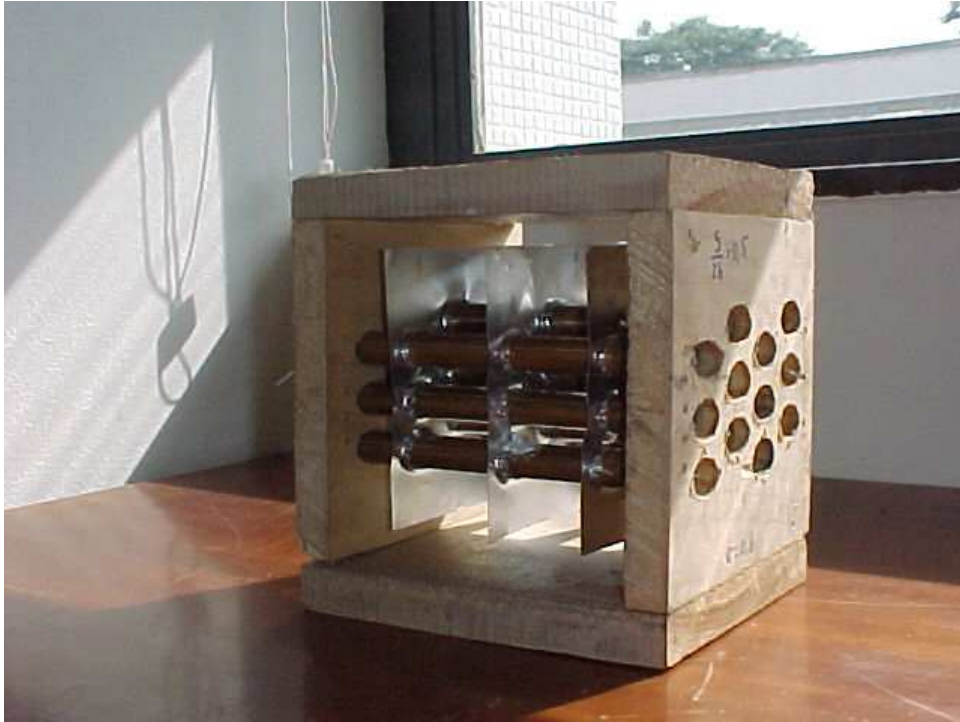
Na seqüência passou-se a montagem do trocador de calor (tubos e aletas) e posterior fixação no módulo de madeira, através de furos determinados pela geometria do arranjo (fig. 24).

Todos os arranjos tiveram 4 fileiras de tubos na direção do fluxo externo, como mostrado na (fig. 1). Doze tubos foram montados então de acordo com o projeto também, mostrado na (fig. 1), em uma gaveta de madeira, que é o módulo de teste ilustrado pela (fig. 25).

FIGURA 24 - MONTAGEM DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS



FIGURA 25 - MÓDULO DE TESTE PARA TUBOS ELÍPTICOS



4.4.6 Montagem e instalação dos termistores no módulo de teste

A junção do termistor à fiação foi realizada através de solda elétrica com uma proteção de capa plástica para a parte metálica do mesmo (fig. 26).

Visando medir a temperatura na superfície dos tubos foram postos termistores em contato com os tubos de cobre, cuidando-se para que a superfície estivesse limpa e utilizando-se pasta térmica sobre o termistor e recobrindo-o com papel alumínio, garantiu-se que a temperatura lida com o termistor fosse a mesma temperatura da superfície do tubo (fig. 27).

Para medir a temperatura na entrada e na saída do escoamento, foram instalados fios de nylon na linha média do canal elementar a montante e a jusante do arranjo para fixação de termistores, (figs. 28 e 29).

FIGURA 26 - MONTAGEM DOS TERMISTORES

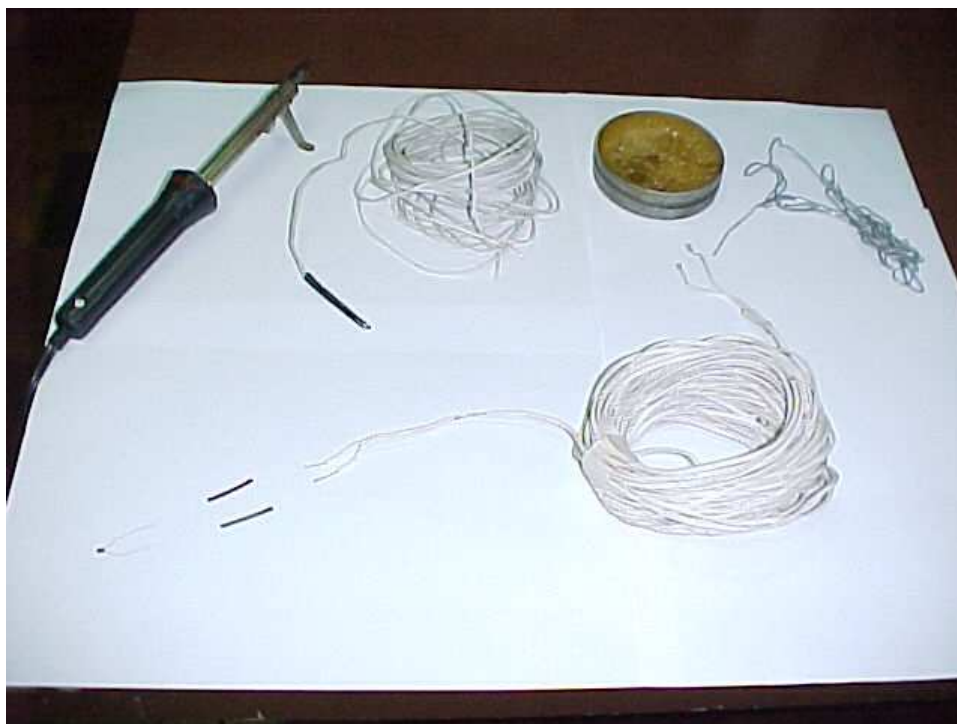


FIGURA 27 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NOS TUBOS

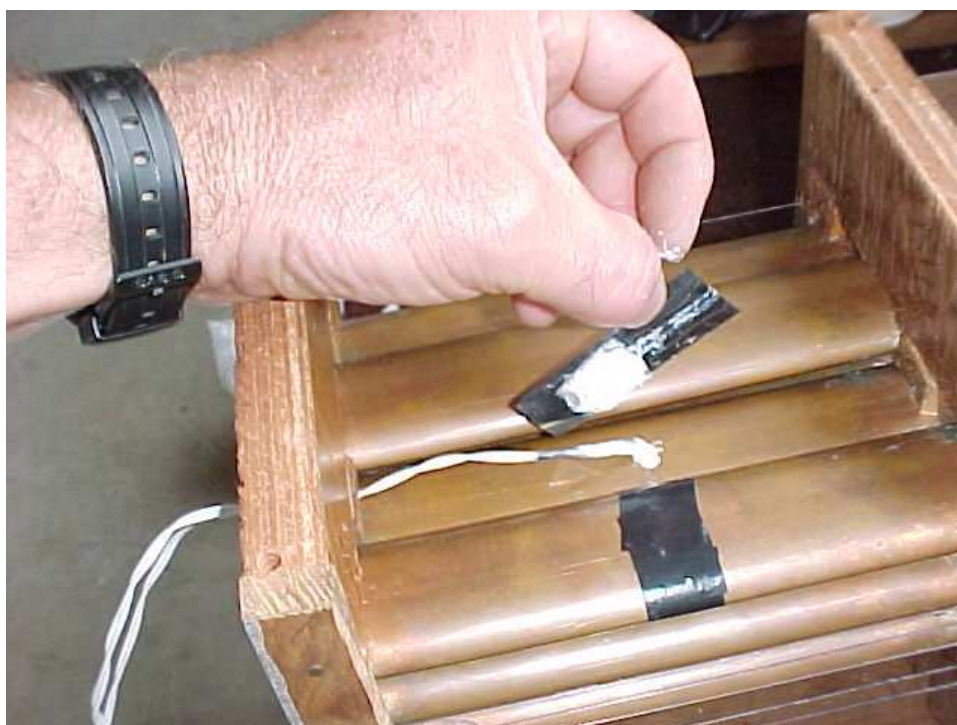


FIGURA 28 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NA ENTRADA DO ARRANJO



FIGURA 29 - VISTA FINAL DA INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES



4.4.7 Montagem final do módulo de teste

No módulo mostrado na (fig. 29), foram instaladas as resistências elétricas no interior dos tubos, foi também colocada a tampa frontal do módulo e feita a conexão elétrica das resistências elétricas ao ponto de força através de uma régua de bornes, desta forma o módulo de teste se completa restando somente a sua inserção no túnel de vento e ligação dos termistores à régua de bornes que alimenta o sistema de aquisição de dados, para realização dos experimentos, (figs. 30 - 33).

FIGURA 30 - INSTALAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS NO MÓDULO DE TESTE

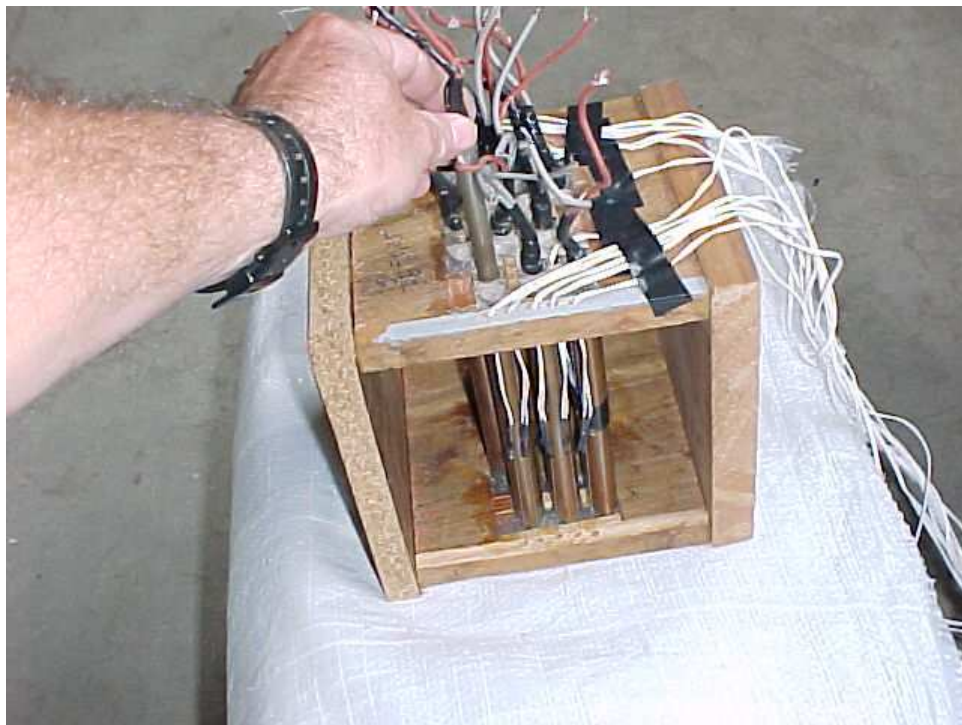


FIGURA 31 - COLOCAÇÃO DA TAMPA FRONTAL DO MÓDULO DE TESTE

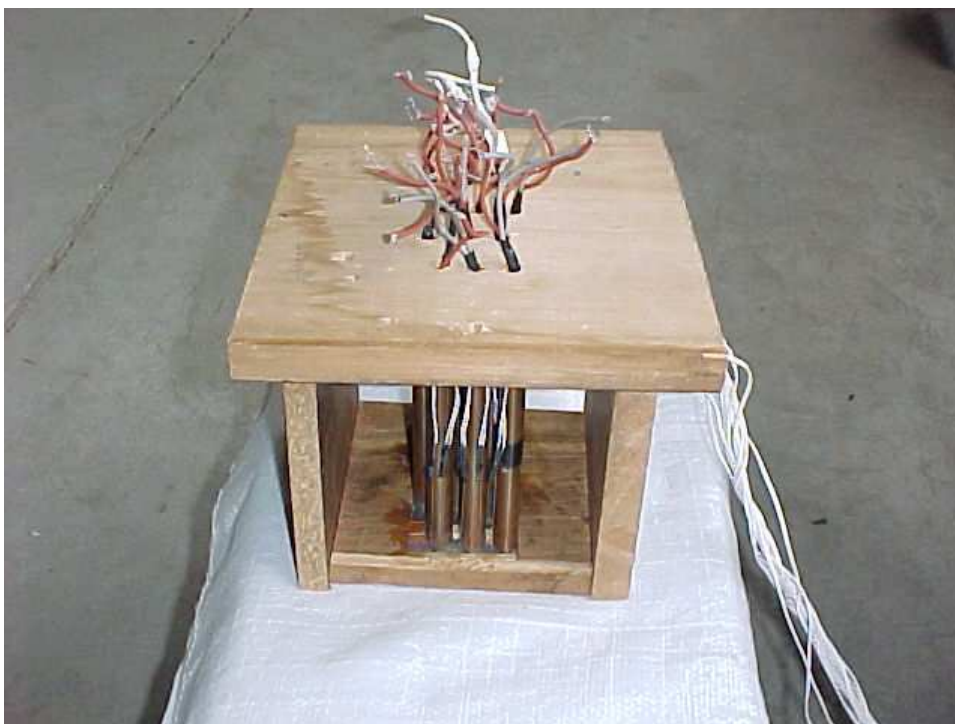


FIGURA 32 - INSTALAÇÃO DA RÉGUA DE BORNES

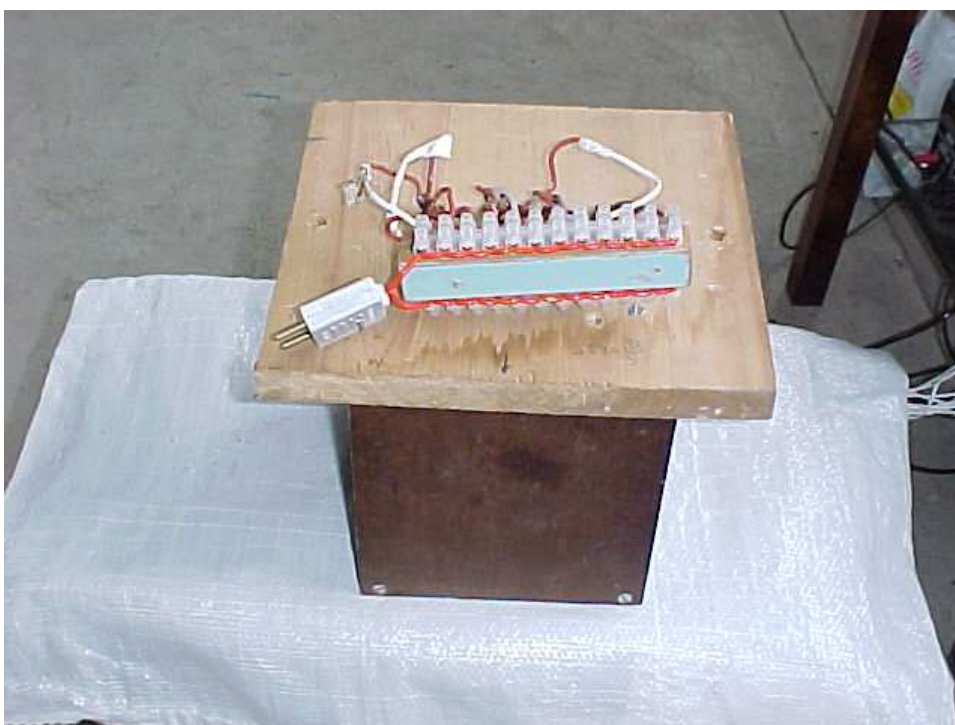


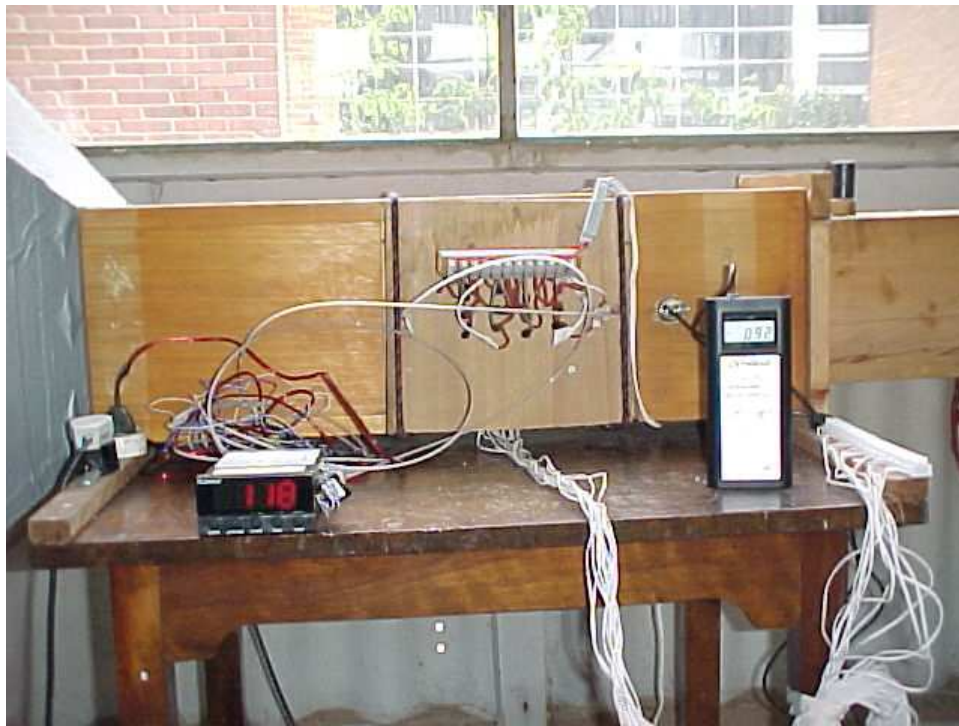
FIGURA 33 - MONTAGEM FINAL DO MÓDULO DE TESTE



4.4.8 Instalação do anemômetro e do medidor de pressão

Para medição da velocidade do escoamento livre na entrada do arranjo, foi instalado o anemômetro em um orifício a montante do arranjo, na região estendida do fluxo e para a medição da pressão diferencial através dos arranjos foram instalados nos orifícios a montante e a jusante do arranjo os tubos do equipamento de medição de pressão (fig. 34).

FIGURA 34 - INSTALAÇÃO DO ANEMÔMETRO E DO EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO DA PRESSÃO DIFERENCIAL



4.5 APARATO EXPERIMENTAL

Finalmente, o aparato experimental se completa permitindo assim o levantamento de dados para a realização do trabalho experimental, como mostra a (fig. 35).

FIGURA 35 - APARATO EXPERIMENTAL



4.6 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com o aparato experimental montado, passou-se à parte principal deste experimento que foram as medições das temperaturas, pressões e velocidades cujos pontos de leitura encontram-se indicados na (fig. 36).

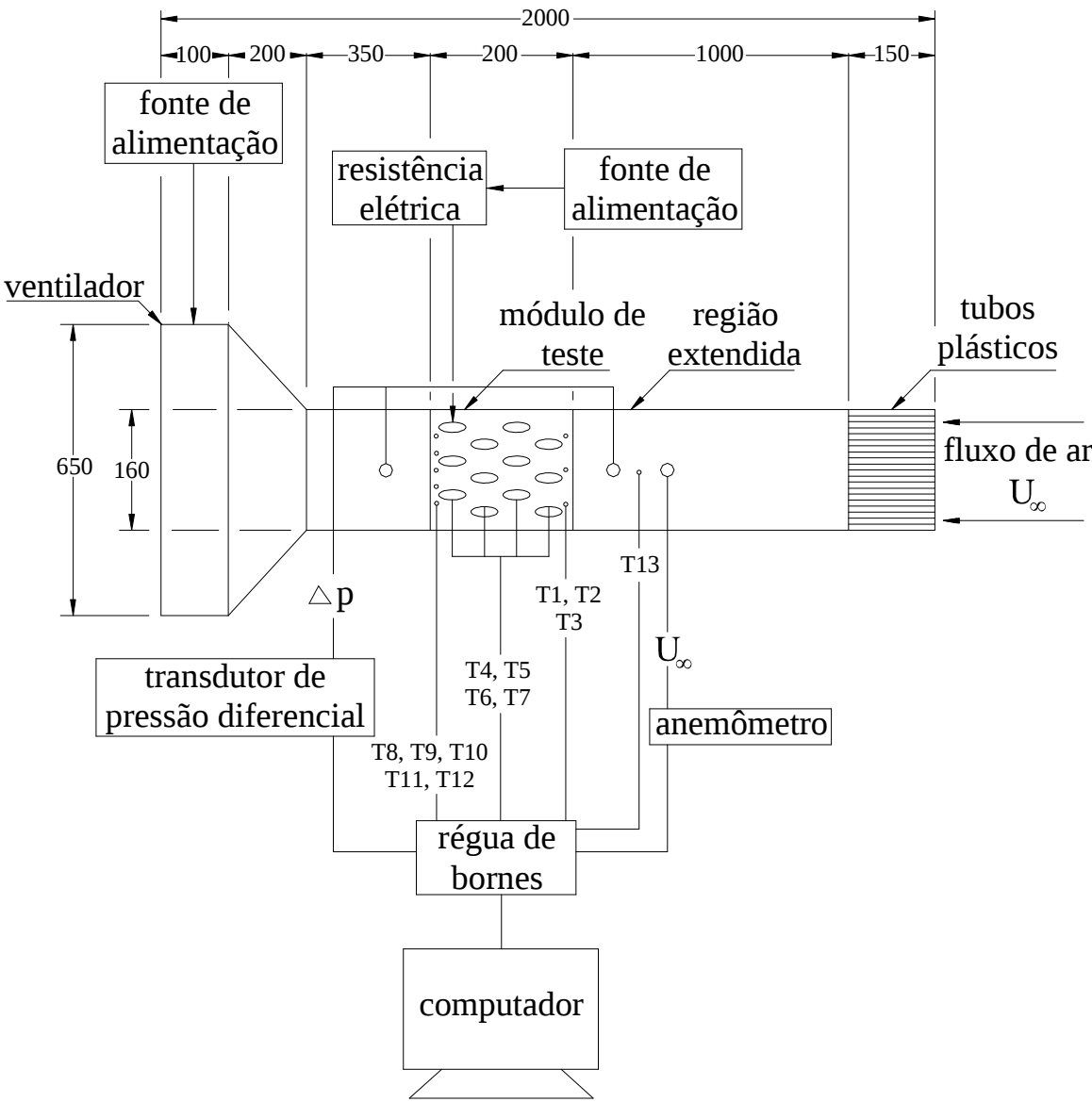
Para a medição da variação de temperatura do módulo em convecção forçada, foram colocados doze termistores em cada módulo de teste. Todos os termistores foram colocados no plano médio entre as paredes laterais do túnel de vento e no plano médio do canal elementar. Três termistores foram colocados na entrada do arranjo (T1 - T3), cinco na saída (T8 - T12), e quatro nas superfícies dos tubos em um canal elementar (T4 - T7). Um termistor extra (T13) foi colocado no ponto médio da região estendida para medir a temperatura não perturbada do escoamento livre. Os termistores na entrada e na saída do arranjo permitiram a determinação da dependência vertical da temperatura no arranjo. Em todos os testes executados as temperaturas verticais se

mantiveram dentro de uma margem de $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ com respeito à temperatura vertical média na entrada e na saída. Os termistores nas superfícies dos tubos mostraram que a diferença da temperatura entre os tubos em um canal elementar é insignificante dentro de uma margem de $\pm 0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ com respeito à média dos quatro termistores. Finalmente, o termistor extra colocado na região estendida mediu as temperaturas do escoamento livre dentro de uma margem de $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ com respeito à temperatura média medida na entrada do arranjo, em todos os testes executados neste trabalho. As posições dos termistores encontram-se indicadas na (fig. 36).

Para a medição da velocidade do escoamento livre, o sensor do anemômetro foi colocado em um orifício justo na região estendida como indicado na (fig. 36).

Para a medição da pressão diferencial os sensores do transdutor de pressão foram instalados em orifícios justos a montante e a jusante do arranjo. As medidas de pressão diferencial tiveram a finalidade de medir a queda de pressão através de cada arranjo em todas as experiências como mostra a (fig. 36).

FIGURA 36 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DOS PONTOS DE MEDIÇÕES E DIMENSÕES (mm) DO APARATO EXPERIMENTAL



O procedimento experimental adotado em cada medição foi:

1. Ativar o sistema de aquisição de dados;
2. Ligar o ventilador, ajustando a velocidade do escoamento;
3. Rodar o sistema de aquisição de dados;
4. Aguardar cerca de 60 minutos para a equalização das temperaturas;
5. Energizar as resistências elétricas com tensão de 30 V e corrente de 1,4 A;
6. Aguardar cerca de 60 minutos para que o sistema atinja a estabilidade térmica;
7. Após as condições de funcionamento estabilizarem, salvar os dados registrados, de 60 minutos de medição com as condições de testes estabilizadas.

Para novas medições desenergizar as resistências elétricas e repetir os passos de 3 a 7.

De posse do arquivo de dados obtidos em cada medição, calcula-se os valores médios de cada medição chegando-se assim ao cálculo do número de Reynolds, da transferência de calor e da perda de carga, de acordo com as fórmulas vistas no capítulo II. Mostra-se no apêndice 4 as tabelas de coleta de dados e as respectivas figuras com as dimensões dos arranjos para todos os ensaios realizados com $Re_{2b} = 1000$.

O equipamento e a metodologia experimental utilizados permitiram uma boa reprodutibilidade dos resultados obtidos nos ensaios.

4.7 CÁLCULO DAS INCERTEZAS

O objetivo do trabalho experimental foi avaliar a densidade volumétrica de transferência de calor (ou a condutância térmica global) de cada arranjo testado por computação de $\tilde{q}_*$ através da equação (41) com as medidas diretas de $U_\infty (Re_{2b})$, e

$\bar{T}_e$, $\bar{T}_s$, T_w e T_∞ ($\bar{\theta}_s$). Para cada experiência, 5 rodadas de medição foram realizadas. As condições regime permanente foram alcançadas após 3 horas em todas as experiências. O limite da precisão para cada ponto da temperatura foi computado como duas vezes o desvio padrão das 5 rodadas de medições, de acordo com o critério de propagação de erros em medidas experimentais, adotado pela “American Society of Mechanical Engineers (ASME)”, Editorial (1993).

Verificou-se que os limites da precisão de todas as variáveis envolvidas no cálculo de $\tilde{q}_*$ foram insignificantes na presença do limite da precisão de $\bar{\theta}_s$. O limite de precisão intrínseco dos termistores, anemômetro, propriedades, e comprimentos encontrados foram insignificantes em comparação com o limite da precisão de $\tilde{q}_*$. Como consequência as incertezas foram calculadas por:

$$\frac{U_{\tilde{q}_*}}{\tilde{q}_*} = \frac{P_{\bar{\theta}_s}}{\bar{\theta}_s} \quad (52)$$

onde $P_{\bar{\theta}_s}$ é o limite de precisão de $\bar{\theta}_s$.

Como indicado previamente, todos os arranjos testados tiveram um total de doze tubos colocados dentro do volume fixo LHW, com quatro tubos em cada célula unitária (quatro fileiras). Para uma geometria particular de tubo e aleta plana, os testes começaram com uma configuração triangular equilateral, que coube uniformemente no volume fixo com um espaçamento entre tubos adimensional máximo resultante de $S/2b = 1,5$. O afastamento entre os tubos foi reduzido então progressivamente, isto é, $S/2b = 1,5, 0,5, 0,25$ e $0,1$, e neste intervalo um espaçamento ótimo foi encontrado tal que $\tilde{q}_*$ fosse máximo. Todos os arranjos testados tiveram a relação de aspecto $L/2b = 8,52$.

Diversos pontos ajustados das velocidades do escoamento livre foram testados, tais que $U_\infty = 0,1, 0,13, 0,3, 0,65$ e 1 m/s, correspondendo $Re_{2b} = 100, 125,$

334, 667 e 1000, respectivamente. O maior valor da incerteza calculada de acordo com equação (52) em todos os testes foi $U_{\tilde{q}_*} / \tilde{q}_* = 0,048$.

CAPÍTULO V

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE ARRANJOS NÃO ALETADOS E ALETADOS PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS

Os resultados numéricos obtidos com o código de elementos finitos foram validados por comparação direta com os resultados experimentais obtidos em laboratório para arranjos de tubos circulares e elípticos. De acordo com a (fig. 1) as dimensões do volume fixo para o procedimento de otimização experimental foram $L = 135,33$, $H = 115,09$ mm, $W = 152$ mm, e $D = 2b = 15,875$ mm, que adimensionalizados segundo o comprimento L do arranjo resultam em: $L/L = 1$, $H/L = 0,85$, $W/L = 1,123$, e $D/L = 2b/L = 0,1173$. Todos os arranjos tiveram $N_{ce} = 6$ e $N = 4$, onde N é o número de tubos em uma célula unitária.

Ambos os procedimentos numérico e experimental de otimização seguiram os mesmos passos. Primeiro, para uma excentricidade dada, a densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total, $\tilde{q}_*$, foi computada com a equação (41), para uma faixa de $0,1 \leq S/2b \leq 1,5$. O mesmo procedimento foi repetido para $e = 0,45$, $0,5$, $0,6$ e 1 .

Os resultados numéricos e experimentais de otimização apresentados a seguir são para regime laminar, ($Re_{2b} = 100$ e 125). As (figs. 37 - 40) mostram inicialmente a otimização experimental e numérica do espaçamento entre tubos, $S/2b$, para $e = 1$, $0,6$, $0,5$ e $0,45$ respectivamente, para arranjos aletados ($\phi_f = 0,006$).

A influência da variação de Re_{2b} é também investigada. Quando Re_{2b} aumenta $\tilde{q}_*$ aumenta.

FIGURA 37 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS (e = 1)

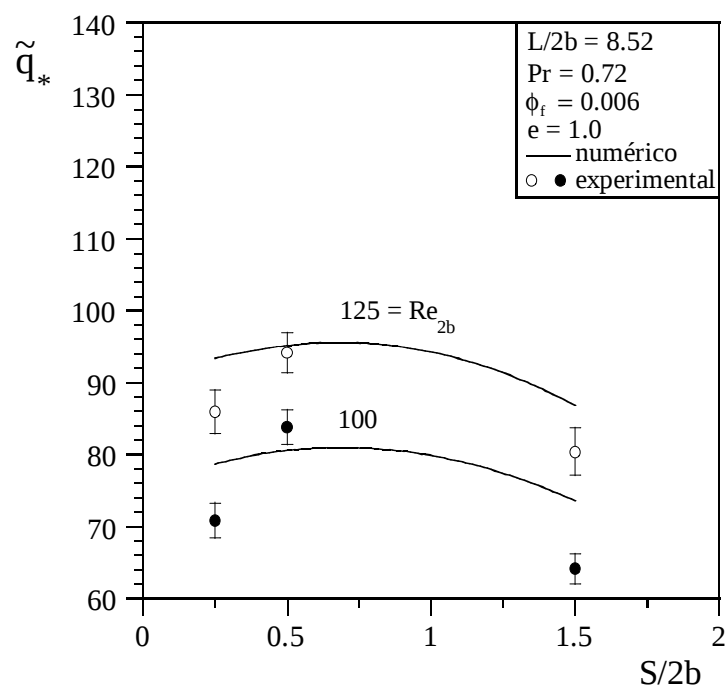


FIGURA 38 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS (e = 0,6)

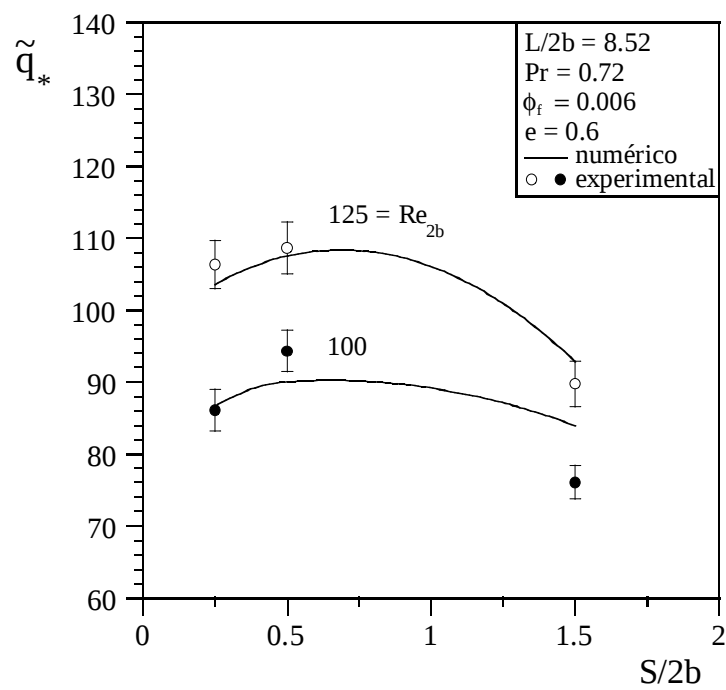


FIGURA 39 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS (e = 0,5)

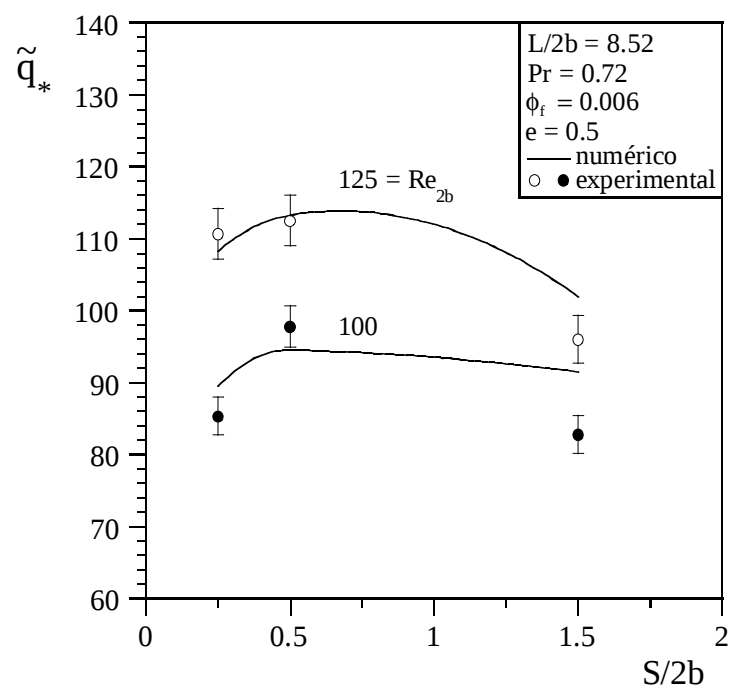
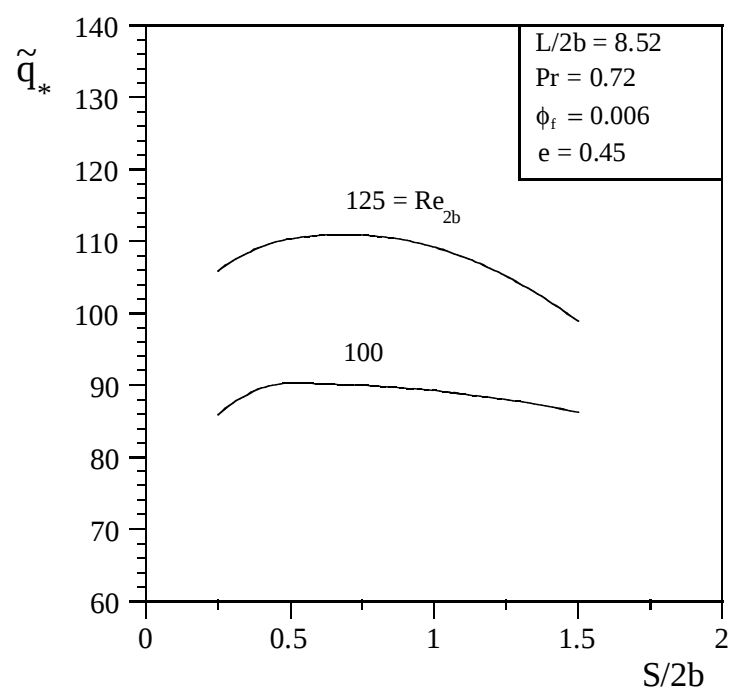


FIGURA 40 - RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS (e = 0,45)



A seguir para a otimização da excentricidade, e , com os valores máximos da quantidade $\tilde{q}_*$, associados a um certo valor $(S/2b)_{ot}$ para $e = 1, 0,6, 0,5$ e $0,45$, são obtidos os resultados numéricos de dupla otimização para tubos não aletados ($\phi_f = 0$) e aletados ($\phi_f = 0,006$) com respeito ao espaçamento entre tubos e excentricidades. Os resultados numéricos são mostrados nas (fig. 41 e 42), junto com os correspondentes resultados experimentais, para $Re_{2b} = 100$ e 125 , denotando que um par ótimo $(S/2b, e)_{ot}$ foi encontrado. A comparação direta de $\tilde{q}_{*,m}$ obtido numericamente e experimentalmente mostra que os resultados apresentam boa concordância principalmente se for levado em consideração que os arranjos testados eram pequenos e, portanto, não eram grandes bancos de cilindros e nos experimentos, utilizou-se fluxo de calor uniforme nos tubos, enquanto que na simulação numérica os arranjos são infinitamente maiores (i.e., não há influência das paredes do túnel de vento) e com cilindros isotérmicos. Os ótimos são acentuados, demonstrando a sua importância em um projeto real de engenharia.

FIGURA 41 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS NÃO ALETADOS

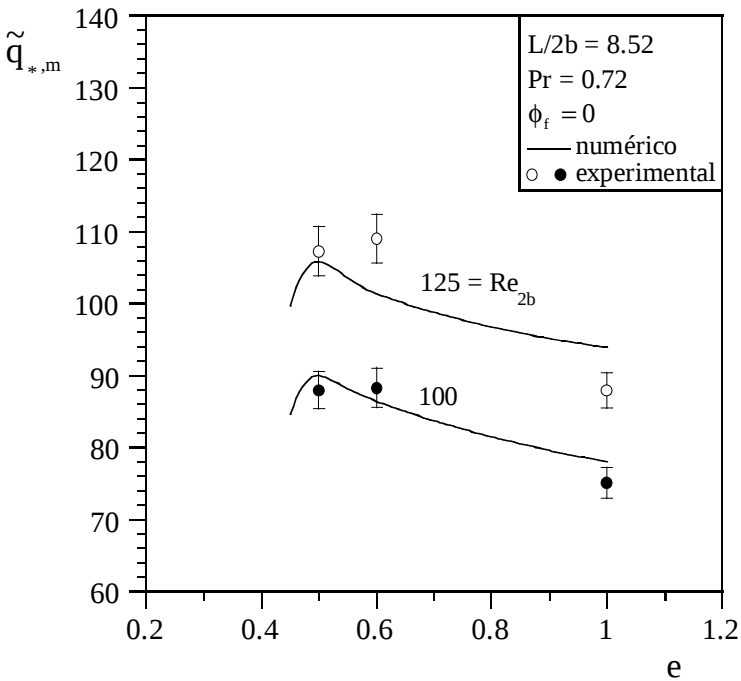
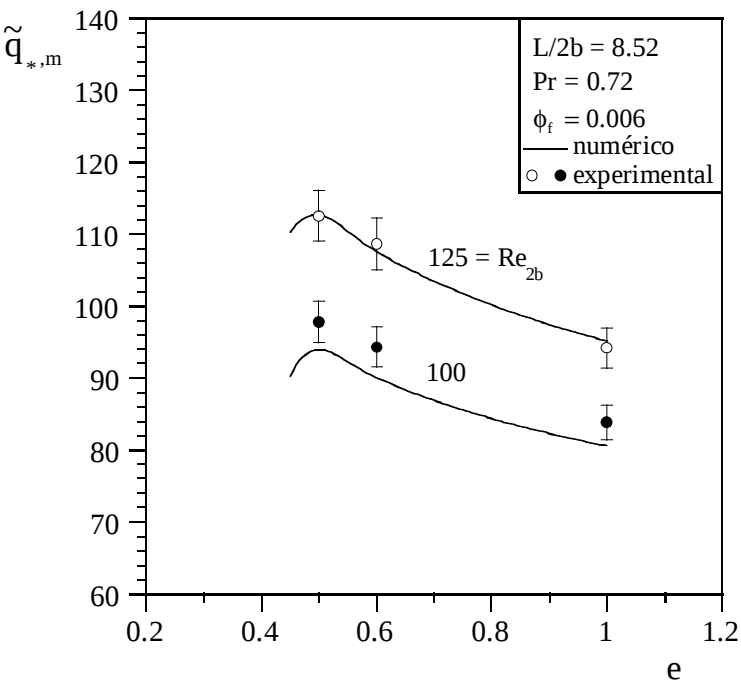


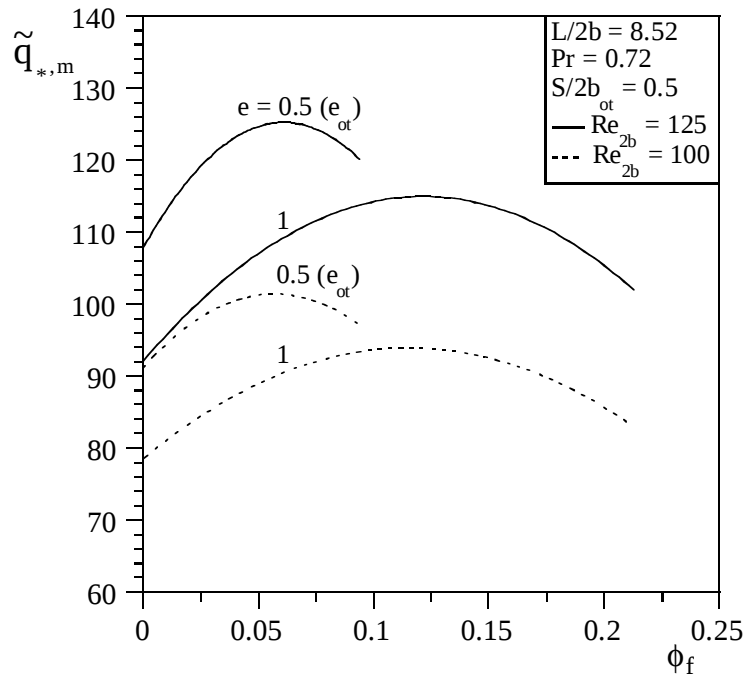
FIGURA 42 - RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS



Na (fig. 42) uma excentricidade ótima não foi obtida experimentalmente, por não terem sido construído arranjos com excentricidades $e < 0,5$ para $S/2b \neq 0,25$. Porém, os resultados numéricos foram validados pela boa concordância com os resultados experimentais para $e = 0,5, 0,6$ e 1 . Conseqüentemente, espera-se que os resultados numéricos obtidos para $e = 0,45$ sejam também precisos. Para $e = 0,45$, $\tilde{q}_{*,m}$ cai consideravelmente com relação a $e = 0,5$, determinando um par de ótimo $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,5, 0,5)$ para a transferência de calor total maximizada duas vezes, ou seja, inicialmente $\tilde{q}_*$ foi maximizado com relação ao espaçamento entre tubos e depois com relação a excentricidade.

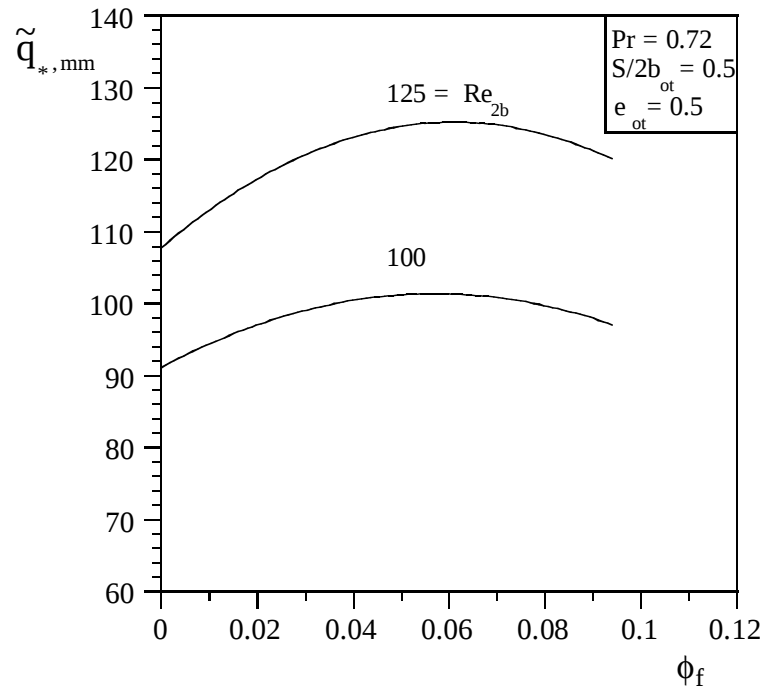
A (fig. 43) mostra um passo intermediário no procedimento de otimização para permitir a comparação entre a configuração elíptica ótima com a configuração circular ótima. Observa-se que $\tilde{q}_{*,m}$ para o arranjo elíptico ótimo ($e_{ot} = 0,5$) otimizado com relação ao espaçamento entre tubos é maior do que $\tilde{q}_{*,m}$ para o arranjo circular ($e = 1$) para todas densidades de aleta. Além disso, a configuração elíptica ótima requer menos aletas do que a configuração circular para as condições ótimas, i.e., para o par de ótimo $(S/2b, \phi_f)_{ot}$. É possível determinar a massa total de material em termos adimensionais, através da equação (42), para $(S/2b, \phi_f)_{ot}$ para ambos arranjos. Os resultados desta análise mostram que a massa total adimensional do arranjo elíptico otimizado com relação aos três graus de liberdade é 32 % menor do que o arranjo circular.

FIGURA 43 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS



Finalmente para a otimização da densidade adimensional de aleta na direção z , ϕ_f , com os valores máximos da quantidade $\tilde{q}_{*,mm}$, associados ao par ótimo $(S/2b, e)_{ot}$, para $\phi_f = 0, 0,006, 0,047, 0,094$ e $0,213$, são obtidos os resultados numéricos de otimização global com relação aos três graus de liberdade $S/2b$, e , e ϕ_f . Um conjunto ótimo de parâmetros geométricos foi determinado numericamente, tal que se obtém $\tilde{q}_{*,mmm}$, que foi maximizado 3 vezes, i.e., $(S/2b, e, \phi_f) \cong (0,5, 0,5, 0,06)$, como mostra a (fig. 44).

FIGURA 44 - RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO GLOBAL PARA ARRANJOS ALETADOS

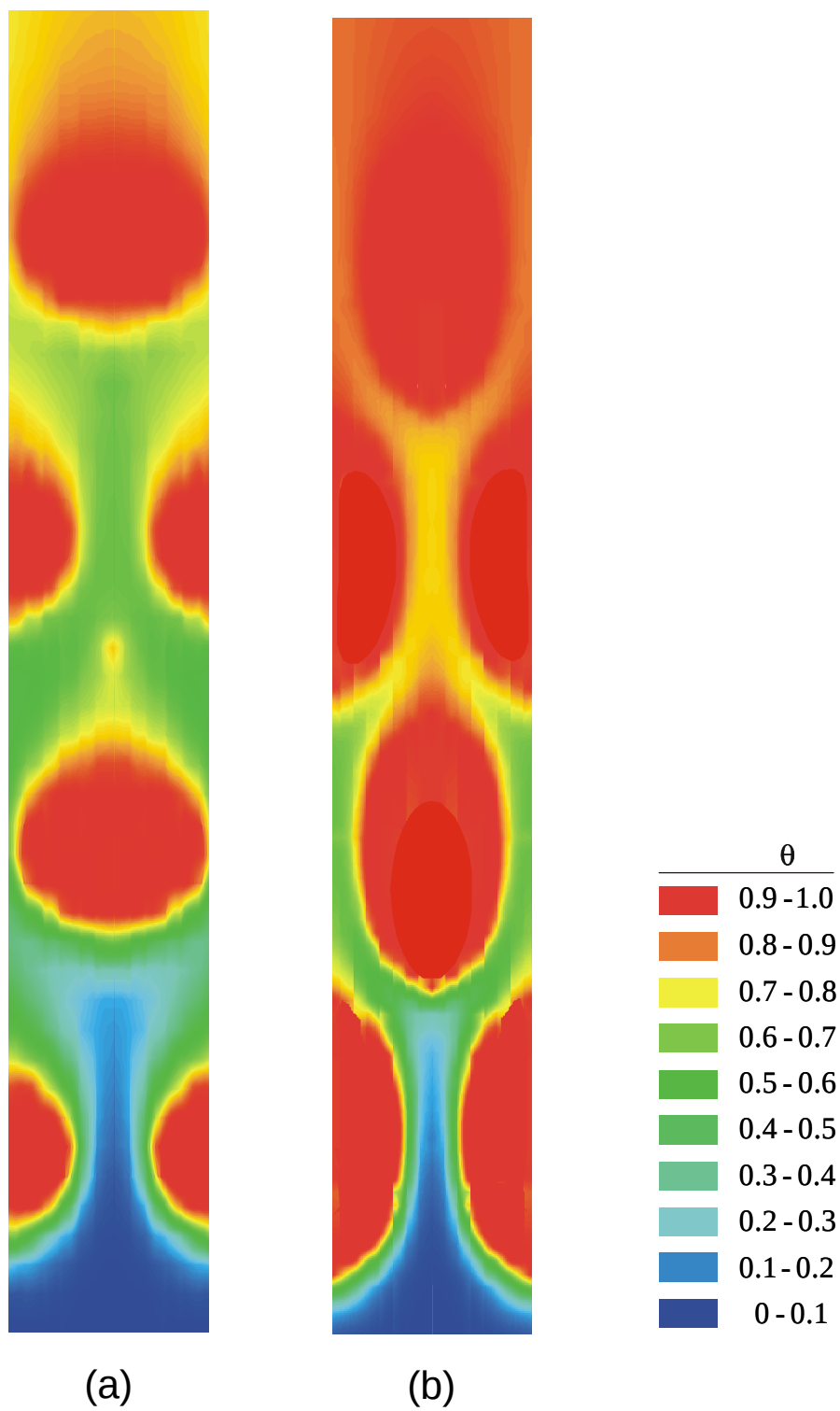


A (fig. 45) ilustra a distribuição de temperatura nas aletas planas para trocadores de calor de 4 fileiras de tubos circulares e elípticos ($e = 0,5$), $S/2b = 0,5$ e com $Re_{2b} = 100$. O efeito da variação da excentricidade é observado comparando-se os casos (a) e (b) na (fig. 45). Também é mostrado que o arranjo elíptico é mais eficiente que o arranjo circular porque a distribuição de temperatura é mais uniforme na configuração elíptica do que na configuração circular, e atentando-se para a temperatura da parede do tubo, constata-se uma troca térmica melhor entre os tubos aletados e o fluido no arranjo elíptico, i.e., a temperatura na saída do arranjo elíptico é maior do que no arranjo circular.

FIGURA 45 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA ALETA PARA TROCADORES DE CALOR DE 4 FILEIRAS E ALETA PLANA

(a) - $S/2b = 0,5$, $e = 1$, ($\phi_f = 0,006$) e $Re_{2b} = 100$, e

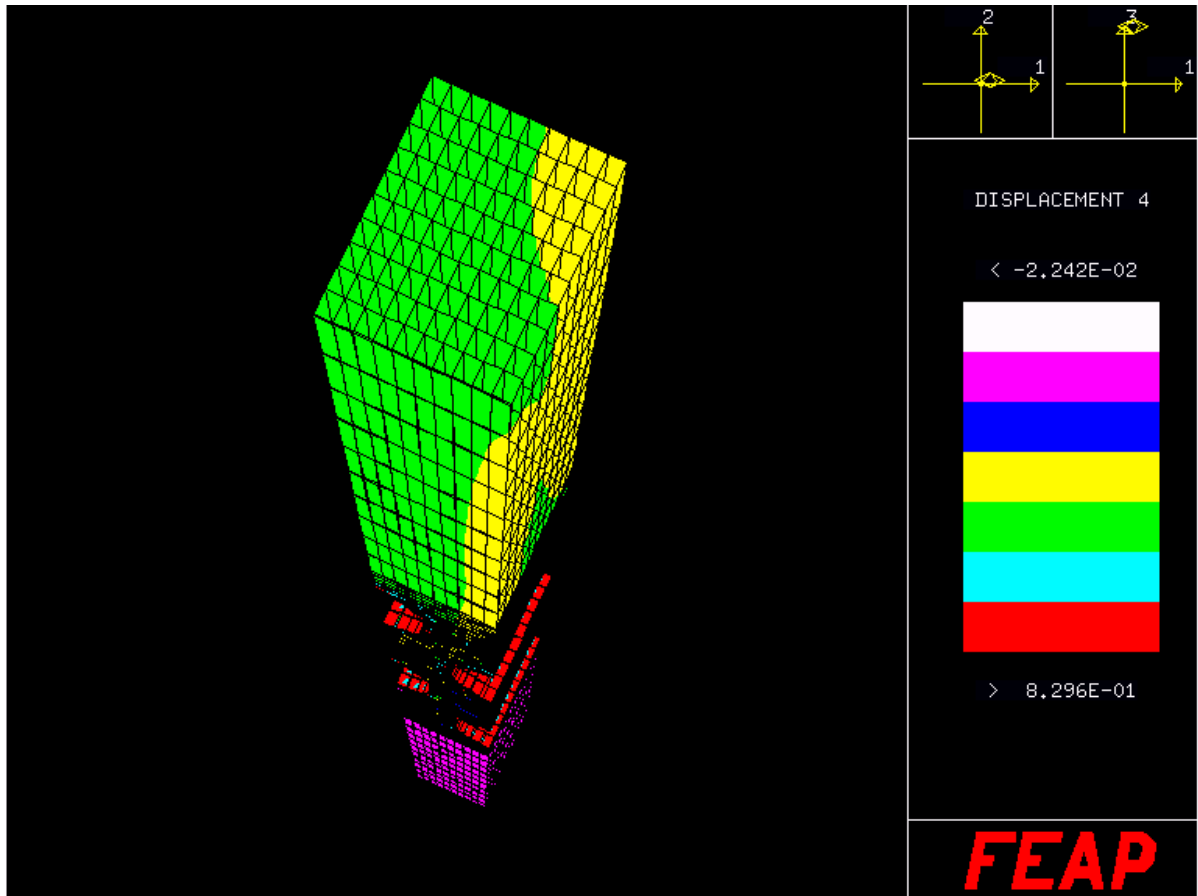
(b) - $S/2b = 0,5$, $e = 0,5$, ($\phi_f = 0,006$) e $Re_{2b} = 100$.



A (fig. 46) mostra o campo de temperatura gerado através do código de elementos finitos desenvolvido para a simulação numérica em 3-D de um trocador de calor de tubos elípticos e aletas planas ($S/2b = 1,5$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 100$).

FIGURA 46 - CAMPO DE TEMPERATURA EM 3-D PARA TROCADOR DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS E ALETAS PLANAS

($S/2b = 1,5$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 100$)



De todos os resultados numéricos obtidos neste estudo, é importante ressaltar que um ganho de transferência de calor de até 19 % foi observado no arranjo elíptico otimizado com $e_{ot} = 0,5$, quando comparado ao arranjo circular ótimo. Os resultados assim apresentados demonstram a existência de ótimos globais com respeito a $S/2b$, e , e ϕ_f , para transferência de calor máxima, em arranjos de tubos aletados.

Como indicado no capítulo II, as equações governantes são para o regime laminar. Conseqüentemente, os resultados das (figs. 37 - 46) foram obtidos para números baixos de Reynolds, isto é, $Re_{2b} = 100$ e 125. Para números de Reynolds mais elevados, a convergência para as soluções numéricas torna-se cada vez mais difícil, indicando que o escoamento está alcançando um regime de transição para o turbulento.

5.2 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS ALETADOS E NÃO ALETADOS PARA ALTOS NÚMEROS DE REYNOLDS

Os resultados experimentais de otimização apresentados a seguir são para uma faixa mais elevada de números de Reynolds, i.e., para $Re_{2b} = 334, 667$ e 1000 . As (figs. 47 - 52) mostram a otimização experimental do espaçamento entre tubos, $S/2b$, para $e = 1, 0,6$ e $0,5$, respectivamente, para arranjos não aletados e aletados ($\phi_f = 0$ e $0,006$).

Os resultados indicam máximos acentuados para todas as excentricidades com respeito a $S/2b$. A influência da variação de Re_{2b} é também investigada. Quando Re_{2b} aumenta $\tilde{q}_*$ aumenta. O máximo é menos pronunciado para valores baixos de Re_{2b} .

O procedimento experimental deveria continuar com relação à excentricidade. Entretanto, uma inspeção mais próxima das (figs. 47 - 52) mostra que para $e = 0,5$ e $0,6$, $\tilde{q}_{*,m}$, com relação a $(S/2b)_{ot}$ é um pouco menor para $e = 0,5$ do que para $e = 0,6$, mas dentro dos limites de incerteza. Conseqüentemente $\tilde{q}_{*,m}$ para $(S/2b)_{ot}$ também deveria ser obtido para um valor mais baixo da excentricidade, por exemplo, $e = 0,4$, para encontrar um ótimo global com relação a $S/2b$ e e . Além disso, observou-se que $(S/2b)_{ot} \cong 0,25$ para $e = 0,5$ e $0,6$ ($\phi_f = 0$ e $0,006$).

FIGURA 47 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS NÃO ALETADOS ($e = 1$)

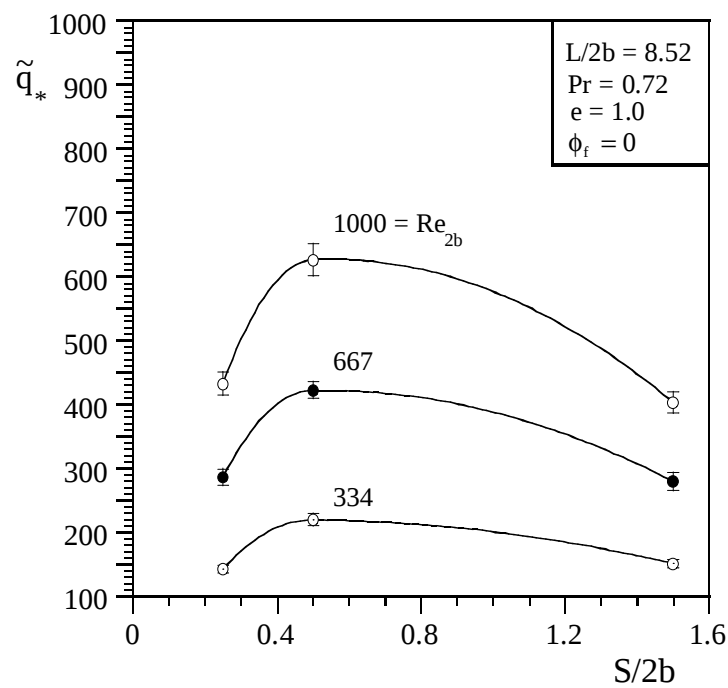


FIGURA 48 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS NÃO ALETADOS ($e = 0,6$)

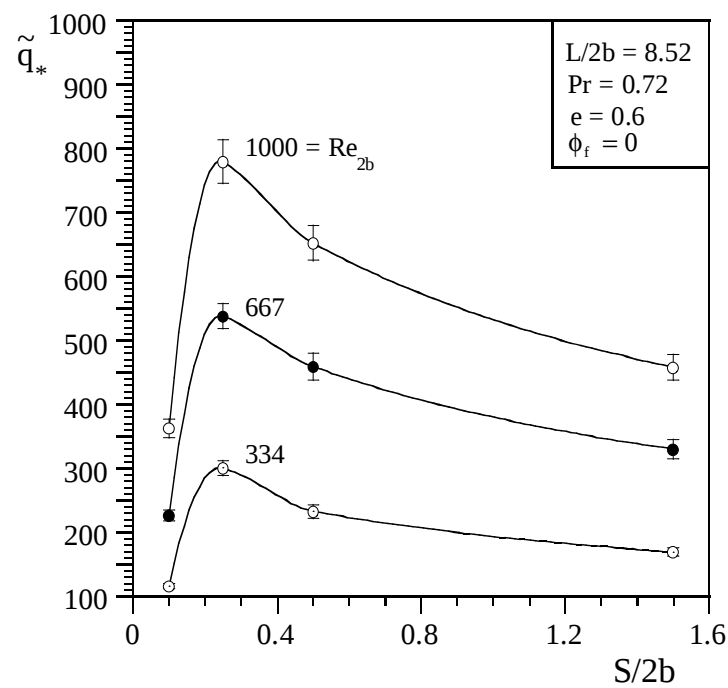


FIGURA 49 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS NÃO ALETADOS ($e = 0,5$)

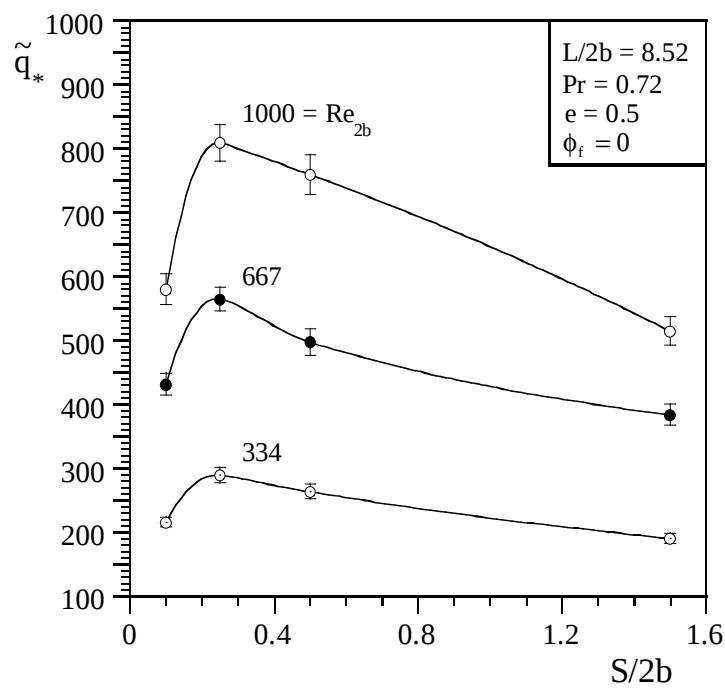


FIGURA 50 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS ($e = 1$)

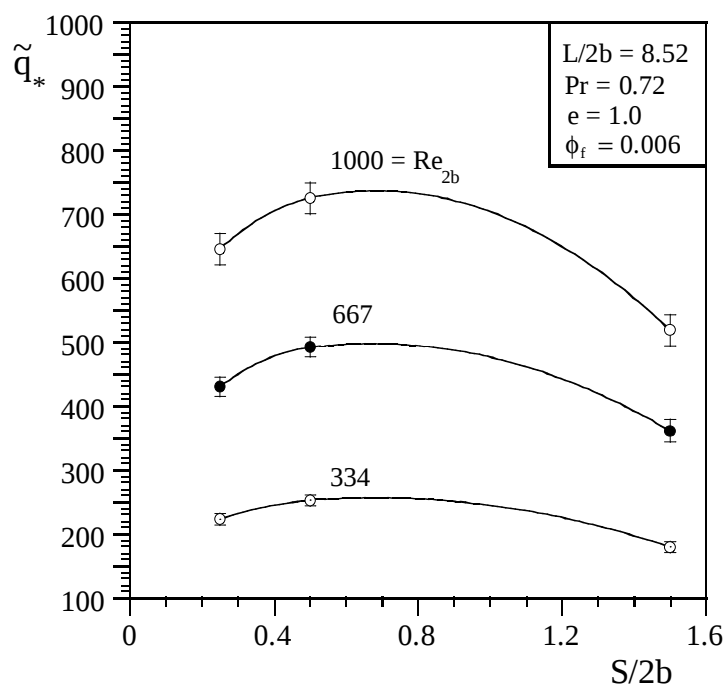


FIGURA 51 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,6$)

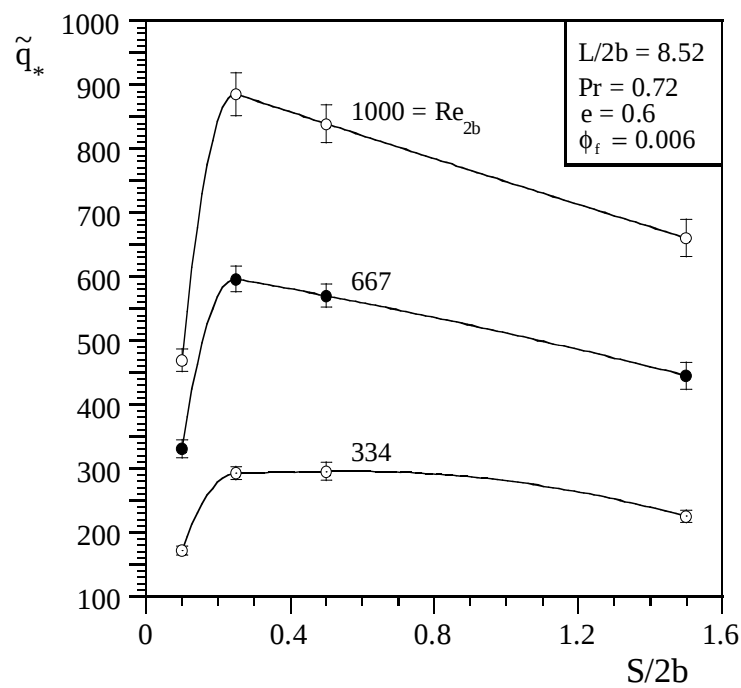
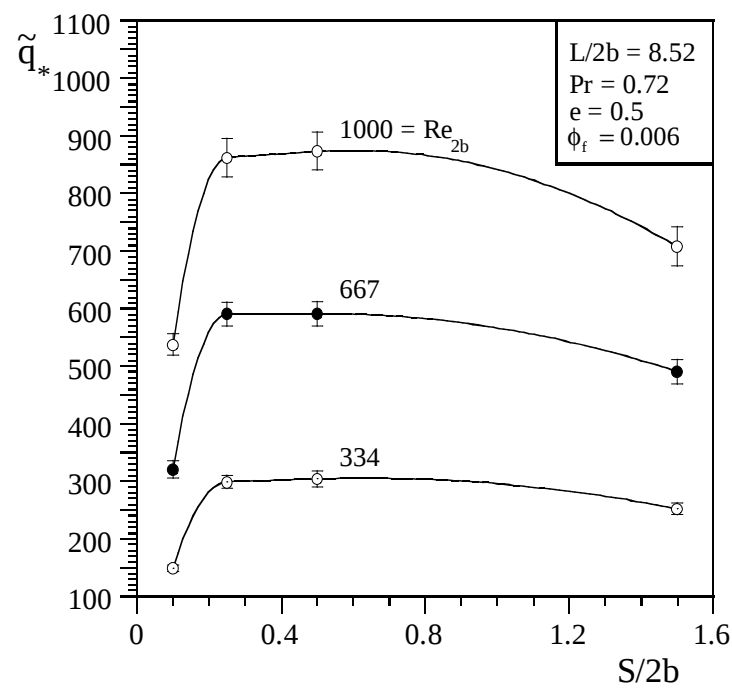


FIGURA 52 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,5$)



Em busca de ótimos globais com relação a $S/2b$ e e , arranjos adicionais foram construídos com $S/2b = 0,25$ e $e = 0,4$, permitindo a determinação da excentricidade ótima local para $S/2b = 0,25$ e $(\phi_f = 0 \text{ e } 0,006)$, como mostrado nas (figs. 53 e 54). Estes resultados de ótimos locais são uma clara indicação da existência de um par de ótimos globais $(S/2b, e)_{ot}$ atentando-se para os resultados mostrados nas (figs. 53 e 54). Adicionalmente, (figs. 47 - 54) mostram que o par de ótimos $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,25, 0,5)$ é “robusto” para uma larga escala de variação das condições do fluxo, i.e., para $Re_{2b} = 334, 667$ e 1000 , o que identifica a possibilidade de se encontrar um ótimo geométrico global.

FIGURA 53 - OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS NÃO ALETADOS COM RESPEITO À EXCENTRICIDADE ($S/2b = 0,25$)

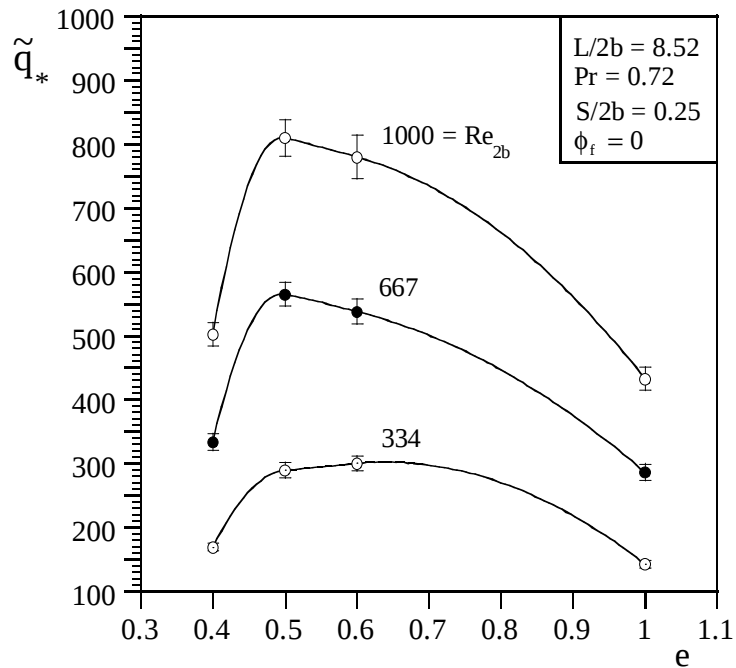
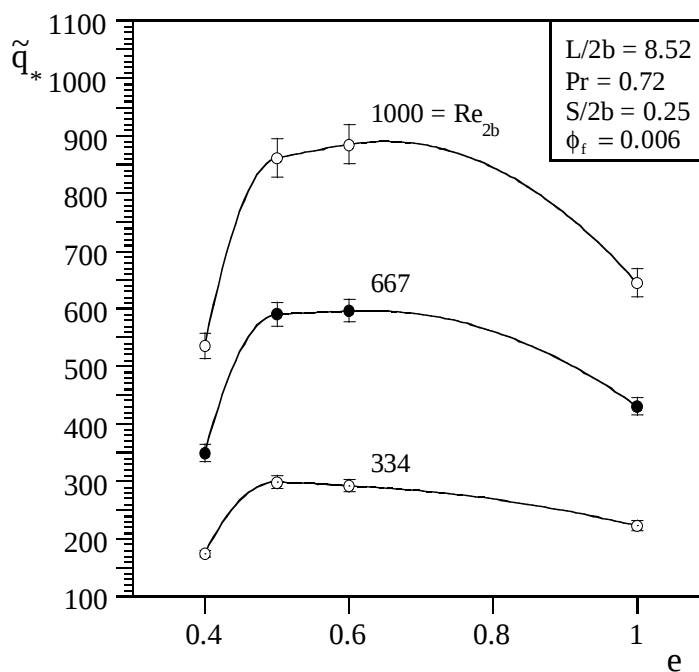
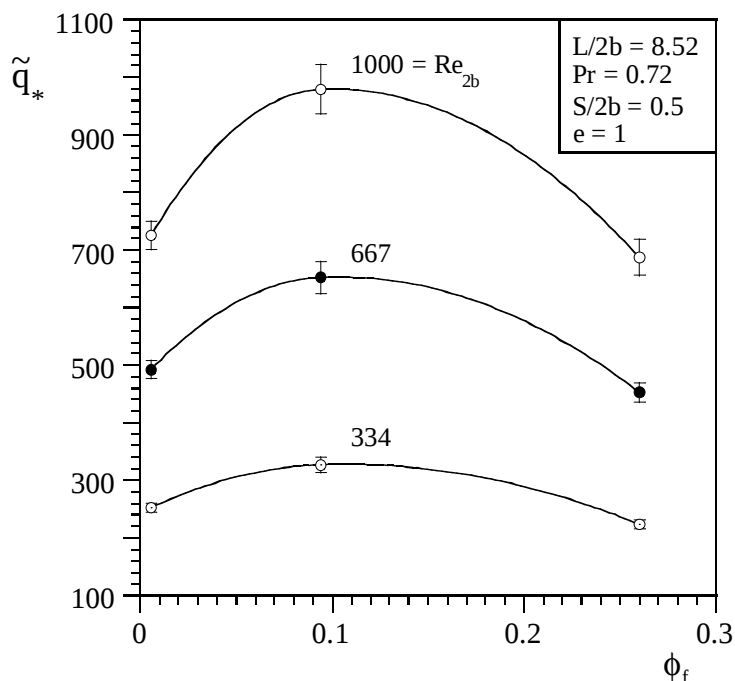


FIGURA 54 - OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS ALETADOS COM RESPEITO À EXCENTRICIDADE ($S/2b = 0,25$)



A (fig. 55) mostra a existência de um espaçamento ótimo local entre aletas, ϕ_f , para $S/2b = 0,5$ e $e = 1$ (tubos circulares). Em todos os resultados experimentais mostrados nas (figs. 47 - 55), observou-se que quando Re_{2b} aumenta, $\tilde{q}_*$ aumenta, apresentando máximos mais acentuados para Re_{2b} mais elevados.

FIGURA 55 - OTIMIZAÇÃO LOCAL DE ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS COM RESPEITO AO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS ($S/2b = 0,5$)



De todos os resultados experimentais obtidos neste estudo para altos números de Reynolds, é importante ressaltar que um ganho de transferência de calor de até 20 % foi observado no arranjo elíptico ótimo com $e = 0,5$, quando comparado ao arranjo circular ótimo. Os resultados apresentados são também uma indicação da existência de ótimos globais com respeito a $S/2b$, e , e ϕ_f , para a transferência de calor máxima, o que foi obtido numericamente na primeira parte deste capítulo.

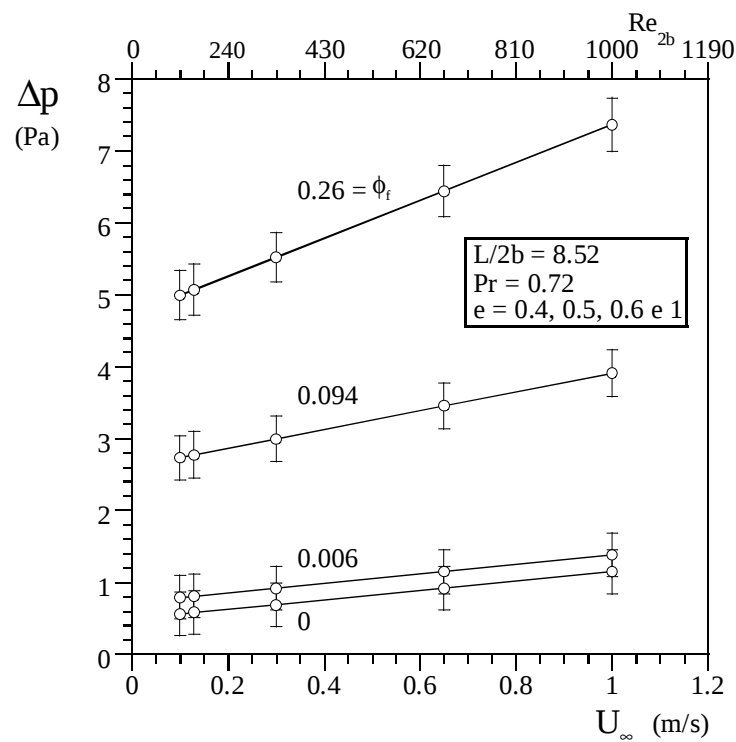
5.3 MEDIÇÕES DA PERDA DE CARGA NOS ARRANJOS

As medidas de perda de carga foram realizadas para todos os arranjos circulares e elípticos sob comparação. As medidas foram conduzidas para arranjos não aletados ($\phi_f = 0$) e aletados ($\phi_f = 0,006, 0,094$ e $0,26$), para todas as excentricidades

testadas, i.e., $e = 0,4, 0,5, 0,6$ e 1 . As medidas de perda de carga demonstraram que o critério da mesma área de obstrução da seção transversal do fluxo conduz a perdas de pressão equivalentes para todas as excentricidades testadas. O maior número de Reynolds utilizado nas experiências foi $Re_{2b} = 1000$, que corresponde a $Re_{\delta} = 104$ (para $\delta = 1,65$ mm, Brauer (1964)), portanto menor que o limite $Re_{\delta} \sim 200$ encontrado por Bordalo e por Saboya (1999) onde as diferenças da perda de pressão eram insignificantes com respeito as mudanças na excentricidade. Conseqüentemente, todas as comparações entre os tubos circulares e elípticos executados neste estudo quantificam o ganho de transferência de calor da maneira mais isolada possível.

A (fig. 56) mostra os resultados das medições da perda de carga realizadas em laboratório e também ilustra o efeito do Re_{2b} e ϕ_f sobre a perda de carga em arranjos de tubos circulares e elípticos. Quando Re_{2b} ou ϕ_f aumenta Δp aumenta.

FIGURA 56 - MEDIÇÕES DA PERDA DE CARGA EM ARRANJOS DE TUBOS CIRCULARES E ELÍPTICOS



CAPÍTULO VI

6 CONCLUSÕES

Os resultados numéricos e experimentais desta tese quanto à maximização da transferência de calor comprovam as expectativas do ponto de vista físico, discutidas no capítulo I e resumidas a seguir:

1. Quanto a tubos elípticos em relação a tubos circulares, uma melhor configuração aerodinâmica acarreta uma menor perda de carga, além da redução da formação de vórtices atrás dos tubos na direção do escoamento. Estas regiões de recirculação prejudicam o contato térmico entre a superfície traseira do tubo e o escoamento livre, uma vez que reduzem o coeficiente de transferência de calor (Bordalo e Saboya 1999 e Saboya e Saboya 2001);

2. Quanto aos graus de liberdade da geometria do arranjo, espaçamento entre tubos; espaçamento entre aletas e excentricidade, verificaram-se as condições limites nos valores destes parâmetros, observando-se o comportamento da taxa de transferência de calor esperado, para uma restrição de volume fixo. No caso do espaçamento entre tubos muito grande, a transferência de calor entre tubos e fluido se reduz uma vez que a velocidade do fluido entre os tubos se reduz, o mesmo acontecendo quando os tubos se encostam, pois a vazão de fluido se anula. No caso do espaçamento entre aletas, o fenômeno é análogo de modo que a transferência de calor se reduz para os dois extremos. Desta maneira, certamente um valor máximo para a transferência de calor deveria ocorrer em algum ponto entre os dois limites, para ambos os graus de liberdade, i.e., espaçamento entre tubos e entre aletas. Quanto à excentricidade, a explicação física para a ocorrência de um máximo é também análoga, pois ao reduzir a excentricidade, a superfície dos tubos tende a se aproximar, até o ponto em que a vazão de fluido se anule no canal, portanto anulando a transferência de calor, e no outro extremo ($e = 1$), a geometria é de tubos circulares, portanto, de menor

transferência de calor esperada do que em tubos elípticos ($e < 1$), conforme o item 1 acima.

Neste Trabalho, um estudo teórico, numérico e experimental foi conduzido para demonstrar que trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados e não aletados podem ser otimizados para máxima transferência de calor, sob uma restrição de volume fixo. A estrutura geométrica interna dos arranjos foi otimizada para a máxima transferência de calor. Um desempenho global melhor é conseguido quando as resistências do fluxo e da transferência de calor são minimizadas juntas, isto é, quando a imperfeição está distribuída no espaço otimamente Bejan (2000). A distribuição ótima da imperfeição representa a arquitetura do fluxo, ou o projeto “construtal”. Os resultados foram apresentados adimensionalmente para permitir a aplicação geral aos trocadores de calor do tipo tratado neste estudo. Um critério apropriado de perdas de carga equivalentes permitiu a comparação entre arranjos circulares e elípticos em uma base de transferência de calor, da maneira mais isolada possível.

Realizou-se, um estudo experimental para arranjos de tubos circulares e elípticos não aletados e aletados com altos números de Reynolds, $Re_{2b} = 334, 667$ e 1000 . Um ganho relativo de transferência de calor de até 20% é observado no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo. Mostrou-se a existência da excentricidade ótima local ($S/2b = 0,25$ e espaçamento entre aletas fixo) e do espaçamento entre aletas ótimo local (tubo circular e $S/2b = 0,5$), o que motivou a busca dos ótimos globais com respeito ao espaçamento entre tubos, excentricidade e espaçamento entre aletas, no estudo de otimização tridimensional (3-D).

Na seqüência, realizou-se um estudo numérico e experimental para arranjos de tubos circulares e elípticos não aletados e aletados com baixos números de Reynolds, $Re_{2b} = 100$ e 125 , visando a determinação de ótimos globais. Um ganho de transferência de calor de até 19% foi observado no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo. O ganho de transferência de calor, combinado com a redução de massa de material de até 32% observada no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo, demonstra que arranjos de tubos elípticos

têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor e menor custo do que os arranjos convencionais de geometria circular.

Três graus de liberdade foram investigados na geometria do trocador de calor, isto é, espaçamento entre tubos, excentricidade e espaçamento entre aletas. Ótimos globais com relação ao espaçamento entre tubos, excentricidade e o espaçamento entre aletas ($S/2b \cong 0,5$, $e \cong 0,5$ e $\phi_f = 0,06$ para $Re_{2b} = 100$ e 125 , respectivamente) foram encontrados e apresentados através de variáveis adimensionais gerais. Espera-se que tais configurações globalmente otimizadas sejam de grande importância para o projeto de engenharia de trocadores de calor, e para a geração de estruturas ótimas de fluxo em geral.

Como uma seqüência natural para o presente trabalho, sugere-se a determinação de ótimos numéricos globais para altos números de Reynolds, ou seja, para escoamentos em regime turbulento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adams, V. H. & Martro, P. J. Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3395– 3406, 1997.

Ay, H.; Jang, J. Y.; Yeh, J. N. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069–4078, 2002.

Anand, N. K.; Kim, S. H.; Fletcher, L. S. The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates. *J. Heat Transfer*, vol. 114, pp. 515-518, 1992.

Bar-Cohen, A. & Rohsenow, W. M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp. 116-123, 1984.

Bejan, A. & Sciubba, E. The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 35, pp. 3259-3264, 1992.

Bejan, A. & Morega, A. M. Optimal arrays of pin fins in laminar forced convection. *J. Heat Transfer*, vol. 115, pp. 75-81, 1993.

Bejan, A. *Convection Heat Transfer*. 2nd Edition, Wiley, New York, 1995 (Chapters 2-3).

Bejan, A.; Fowler, A. J.; Stanescu, G. The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 2047-2055, 1995.

Bejan, A. The optimal spacings for cylinders in crossflow forced convection. *J. Heat Transfer*, vol. 117, pp. 767-770, 1995.

Bejan A., Shape and Structure, from Engineering to Nature, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.

Bordalo, S. N. & Saboya, F. E. M. Pressure drop coefficients for elliptic and circular sections in one, two and three-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *J. Braz. Soc. Mech. Sci.* XXI (4) (1999) 600-610.

Brauer, H. Compact heat exchangers. *Chem. Process Eng.*, pp. 451-460, 1964.

Dally J.; Riley W. F.; McConnell K. G. Instrumentation for Engineering Measurements, Wiley, New York, 1993 (p. 425).

Editorial, Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results. *ASME Journal of Heat Transfer*, vol 115, pp.5-6, 1993.

Fowler, A. J., & Bejan, Forced convection in banks of inclined cylinders at low Reynolds numbers, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 15, pp. 90-99, 1994.

Fowler, A. J.; G. A. Ledezma; Bejan, A. Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 1795- 1805, 1997.

Ho, C. J & Chu, C. H. Numerical simulation of heat penetration through a vertical rectangular phase change material/air composite cell. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 1785-1795, 1996.

Howle L., Georgiadis J., Behringer R., Shadowgraphic visualization of natural convection in rectangular-grid porous layers, *ASME HTD*, vol. 206, pp. 17-24, 1992.

Hughes, T. J. R., A simple scheme for developing upwind finite elements, *Int. J. Numerical Methods in Engineering*, vol. 12, pp. 1359-1365, 1978.

Jang, J. Y. & Yang, J. Y. Experimental and 3-d numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, pp. 55-67, 1998.

Jang, J. Y.; Lai, J. T.; Liu, L. C. The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3321-3337, 1998.

Jang, J. Y.; Wu, M. C.; Chang, W. J. Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 3057- 3066, 1996.

Jang, J. Y. & Chen, L. K. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3981- 3990, 1997.

Kim, S. H.; Anand, N. K.; Fletcher, L. S. Free convection between series of vertical parallel plates with embedded line heat sources. *J. Heat Transfer*, vol. 113, pp. 108-115, 1991.

Kundu, B. & Das, P. K. Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol. 18, pp. 530-537, 1997.

Lee, K. S.; Kim, W. S.; Si, J. M. Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 44, pp. 3223-3231, 2001.

Li, Q.; Chen, Z.; Flechtner, U.; Warnecke, H. J., Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 245- 250, 1998.

Lin, C. N. & Jang, J. Y. A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3839-3847, 2002.

Liang, S. Y.; Wong T. N.; Nathan, G. K. Comparison of one-dimensional and two-dimensional models for wet-surface fin efficiency of a plate-fin-tube heat exchanger. *Appl. Thermal Eng.* , vol. 20, pp. 941-962, 2000.

Matos, R. S. Otimização Teórico-Numérica e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos não Aletados em Convecção Forçada, Dissertação de Mestrado, PIPE-UFPR, Curitiba , 2000.

Matos, R. S.; Vargas J. V. C.; Laursen T. A.; Saboya F. E. M. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 20, pp. 3953-3961, 2001.

Mendez, R. R.; Sen, M.; Yang, K. T.; McClain, R. Effect of fin spacing on convection in plate fin and tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 39-51, 2000.

Nield, D. A. & Kuznetsov, A. V. Effects of heterogeneity in forced convection in a porous medium: parallel plate channel or circular duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 4119-4134, 2000.

Pérez, R. B. Análise experimental da intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos com tubos de geometria elíptica, Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2001.

Reddy, J. N.; Gartling, D. K. The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics, CRC, 1994 (Chapters 4-5).

Rich, D. G. The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.*, vol. 17, pp. 137-145, 1973.

Rich, D. G. The effect of the number of tube rows on the heat transfer performance of smooth plate and fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.

Rocha, L. A. O.; Saboya, F. E. M.; Vargas, J. V. C. A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers. *Int. J. Heat Fluid Flow* , vol. 18, pp. 247-252, 1997.

Rocha, L. A. O. & Bejan A. Geometric optimization of periodic flow and heat transfer in a volume cooled by parallel tubes. *J. of Heat Transfer*, vol. 123, pp. 233-239, 2001.

Rosman, E. C.; Carajilescov, P.; Saboya, F. E. M. Performance of tube of one and two-row tube and plate fin heat exchangers. *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp. 627-632, 1984.

Roychowdhury, D. G.; Das, S. K.; Sundararajan, T. Numerical simulation of laminar flow and heat transfer over banks of staggered cylinders. *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, vol. 39, pp. 23-40, 2002.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations. *J. Heat Transfer*, vol. 96, pp. 265-272, 1974.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 41-49, 1976.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Experiments on a three-row fin and tube heat exchangers. *J. Heat Transfer*, vol. 98, pp. 520-522, 1976.

Saboya, S. M. & Saboya, F. E. M. Experiments on elliptic sections in one and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 24, pp. 67-75, 2001.

Schulemberg, F. Finned elliptical tubes and their applications in air-cooled heat exchangers. *J. Eng. Ind.*, vol. 88, pp. 179-190, 1966.

Shepherd, D. G. Performance of one-row tube coils with thin, plate fins, low velocity forced convection. *Heating, Piping and Air Conditioning*, vol. 28, pp. 137-144, 1956.

Stanescu, G.; Fowler, A. J.; Bejan, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 311-317, 1996.

User's Manual, AX5810 Virtual Data Logger, AXIOM Technology Co., Ltd., Part No. 925810, Rev. 1A, Taiwan, 1992.

User's Manual, AX758 16 Channel Relay Multiplexer, AXIOM Technology Co., Ltd., Part No. 92758, Rev. 2A, Taiwan, 1992.

Wang, C. C. & Chi, K. Y. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.

Wang, C. C.; Chi, K. Y.; Chang, C. J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2693-2700, 2000.

Wang, C. C.; Lee, C. J.; Chang, C. T.; Lin, S. P. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1945-1956, 1999.

Wang, C. C.; Jang, J. Y.; Chiou, N. F. A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1919-1924, 1999.

Wang, C. C.; Jang, J. Y.; Lai, C. C.; Chang, Y. J. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers. *Int. J. of Refrigeration*, vol. 22, pp. 275-282, 1999.

Wang, C. C.; Fu, W. L.; Chang, C. T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 14, pp. 174-186, 1997.

Webb, R. L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers. *Heat Transfer Eng.* vol. 111, pp. 633- 640, 1989.

Ximenes, M. P. Heat and mass transfer in elliptical tubes and plate fin heat exchangers. Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Division, Air Force Institute of Technology, São José dos Campos, Brazil, 1981.

Yan, W. M. & Sheen, P. J. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1651-1659, 2000.

Yilmaz, A.; Buyukalaca, O.; Yilmaz, T. Optimum shape and dimensions of ducts for convective heat transfer in laminar flow at constant wall temperature. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 767-775, 2000.

Yun, J. Y. & Lee, K. S. Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 2375-2385, 1999.

Yun, J. Y. & Lee, K. S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of heat exchanger with slit fins. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2529-2539, 2000.

Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L. The Finite Element Method, vol. 1, McGraw-Hill, London, 1989 (Chapter 15).

APÊNDICE 1

1 VALIDAÇÃO NUMÉRICA DOS ELEMENTOS 3-D

1.1 VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO ELEMENTO 3-D STOKES FLOW

Dois problemas padrão e de solução conhecida para placas paralelas e não paralelas são resolvidos através do elemento Stokes flow em 2-D e 3-D.

É feita a comparação entre os resultados dos exemplos resolvidos 4.10-2 e 4.10-3 apresentados por (Reddy, 1994) e os resultados dados pelo elemento de Stokes 3-D.

1.1.1 Problema benchmark do escoamento de Stokes para um fluido espremido entre placas paralelas (Fluid Squeezed Between Paralled Plates)

O exemplo 4.10-2 (Reddy, 1994) consiste na solução do problema do escoamento de Stokes para um fluido entre duas placas com a geometria em 2-D e 3-D mostrada na (fig. 57). As dimensões das placas e propriedades do fluido são:

$$2a = 6$$

$$2b = 2$$

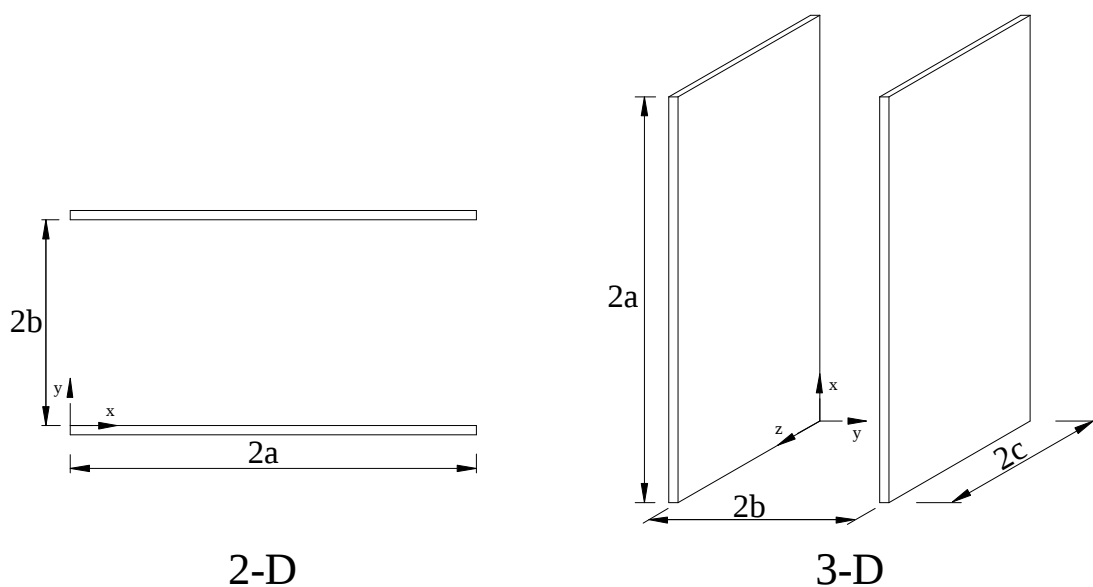
$$2c = 60$$

$$\mu = 1$$

$$\gamma = 10E8$$

$$\rho = 0$$

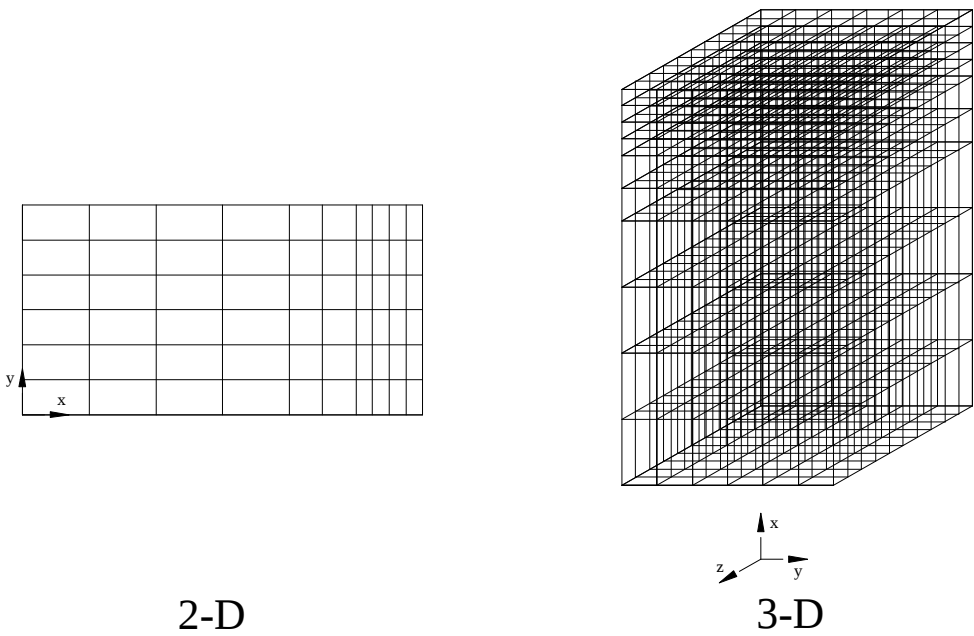
FIGURA 57 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D E 3-D



Em virtude de o problema ser simétrico as malhas utilizadas discretizam metade do domínio.

Para o problema 2-D trabalhou-se com uma malha 10×6 elementos quadriláteros com 4 nós cada, totalizando 77 nós e 60 elementos. Para o problema 3-D trabalhou-se com uma malha $10 \times 6 \times 10$ elementos cúbicos, com 8 nós cada, totalizando 847 nós e 600 elementos, (fig. 58).

FIGURA 58 - MALHAS UTILIZADAS EM 2-D E 3-D PARA PLACAS PARALELAS



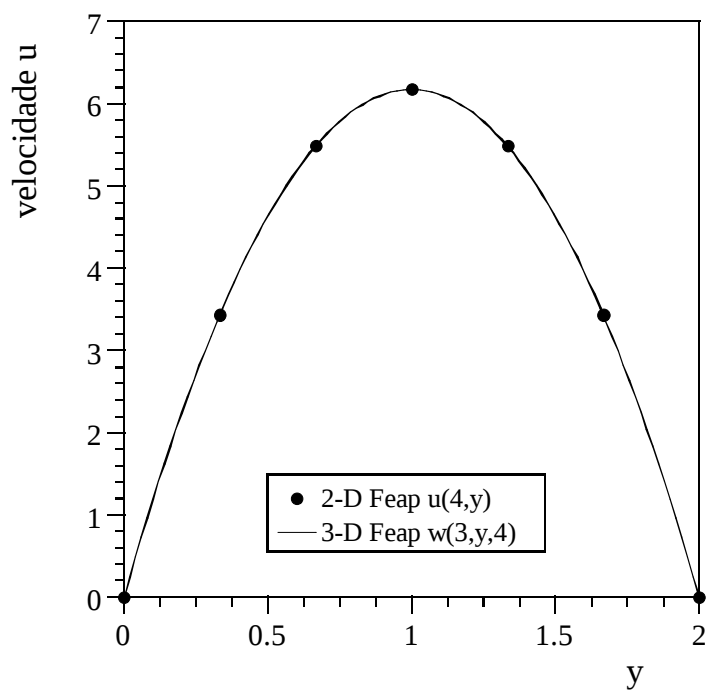
A (tab. 1) mostra a comparação para as soluções do problema acima apresentado por Reddy (1994), a exata e a obtida pelo programa Feap em 2-D e 3-D. Pode ser observado na (tab. 1) que o comportamento de ambas as soluções, obtidas pelo programa Feap em 2-D e 3-D são praticamente idênticas.

TABELA 1 - SOLUÇÃO PARA VELOCIDADE (u em 2-D e 3-D)

Coord. x	Sol. exata	Reddy	2-D Feap	3-D Feap
1,00	0,7500	0,7576	0,7552	0,7554
2,00	1,5000	1,5135	1,5107	1,5109
3,00	2,2500	2,2756	2,2661	2,2663
4,00	3,0000	3,0541	3,0169	3,0167
4,50	3,3750	3,4648	3,3853	3,3849
5,00	3,7500	3,8517	3,7411	3,7405
5,25	3,9375	4,0441	3,9121	3,9114
5,50	4,1250	4,1712	4,0775	4,0767
5,75	4,3125	4,2654	4,2379	4,2370
6,00	4,5000	4,2549	4,3951	4,3941

A (fig. 59) mostra os campos de velocidades calculados para posições equivalentes em 2-D e 3-D ao longo do duto, com as malhas discretizando agora todo o domínio, comprovando a validação do elemento 3-D, também sobre o ponto de vista da simetria, já que se trata de um problema simétrico. Constata-se assim através da (fig. 59) que ambas as soluções são idênticas.

FIGURA 59 - CAMPO DE VELOCIDADE EM 2-D E 3-D



1.1.2 Problema benchmark do escoamento de Stokes para um fluido espremido entre placas não paralelas (Slider Bearing)

O exemplo 4.10-3 (Reddy, 1994) consiste na determinação do escoamento do fluido que se encontra entre duas placas, (fig. 60). Neste a placa superior (inclinada) encontra-se em repouso, enquanto que a placa inferior (horizontal) movimenta-se com

uma velocidade constante $u = 30$. As dimensões das placas e propriedades do fluido são:

$$h_2 = 2h_1 = 8E-4$$

$$L = 0,36$$

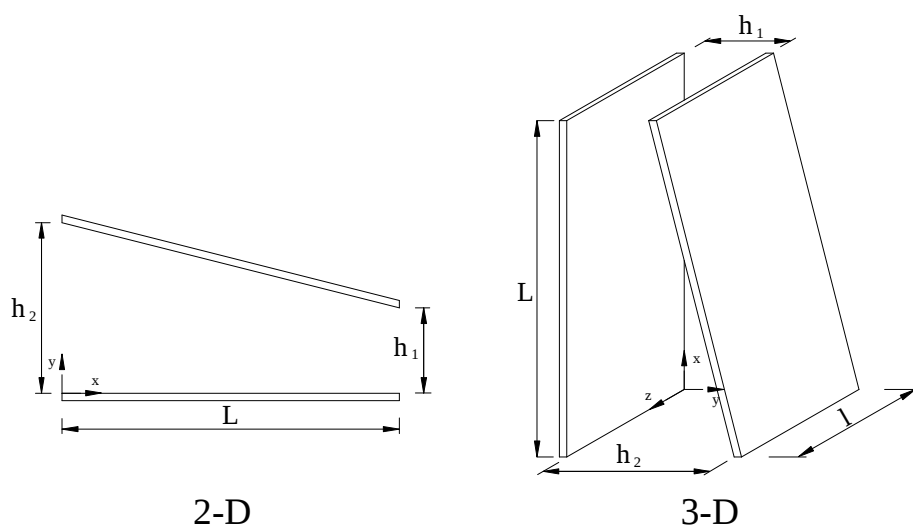
$$l = 3,6$$

$$\mu = 8E-4$$

$$\gamma = 10E8$$

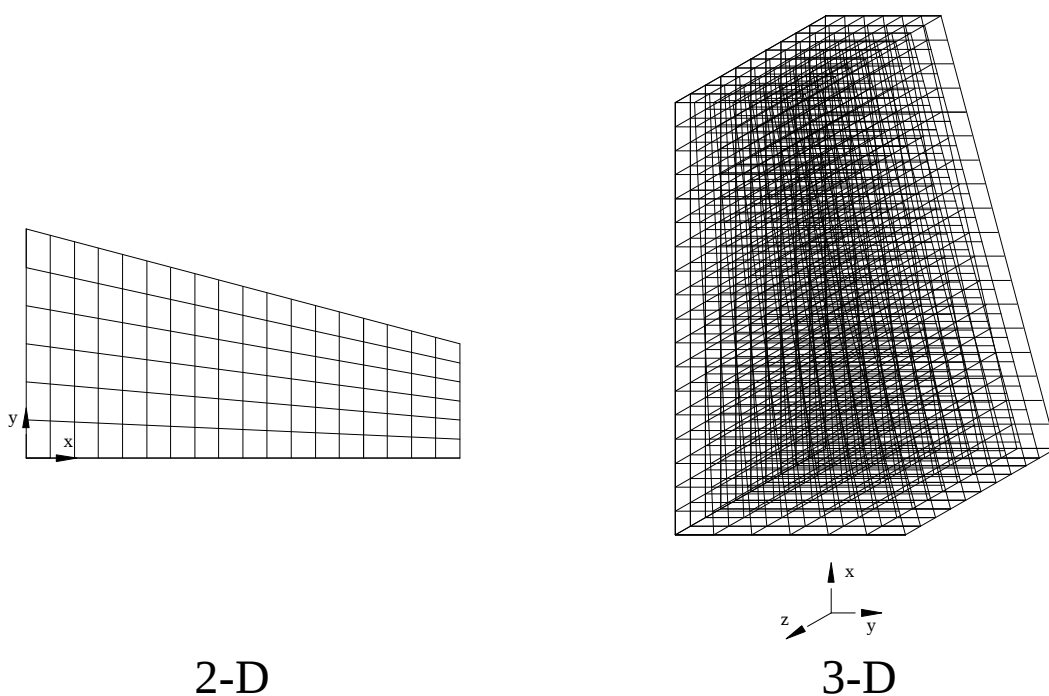
$$\rho = 0$$

FIGURA 60 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D E 3-D



As malhas utilizadas discretizam todo o domínio. Para o problema 2-D trabalhou-se com uma malha 18×6 elementos quadriláteros com 4 nós cada, totalizando 133 nós e 108 elementos. Para o problema 3-D trabalhou-se com uma malha $10 \times 6 \times 10$ elementos cúbicos, com 8 nós cada, totalizando 1463 nós e 1080 elementos, (fig. 61).

FIGURA 61 - MALHAS UTILIZADAS EM 2-D E 3-D PARA PLACAS NÃO PARALELAS



As (figs. 62 e 63) mostram a comparação para as soluções do problema acima, obtido pelo programa Feap em 2-D e 3-D. Pode ser observado nas (figs. 62 e 63) que o comportamento de ambas as soluções, obtidas pelo programa Feap em 2-D e 3-D são praticamente idênticas. Comprovou-se também que as soluções obtidas para o problema atendem as equações de conservação.

FIGURA 62 - SOLUÇÃO PARA VELOCIDADE (u em 2-D e 3-D)

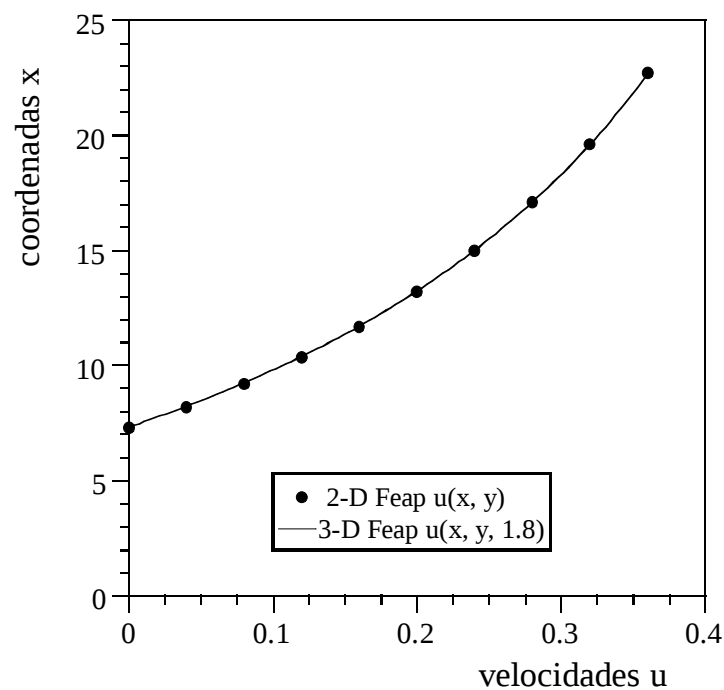
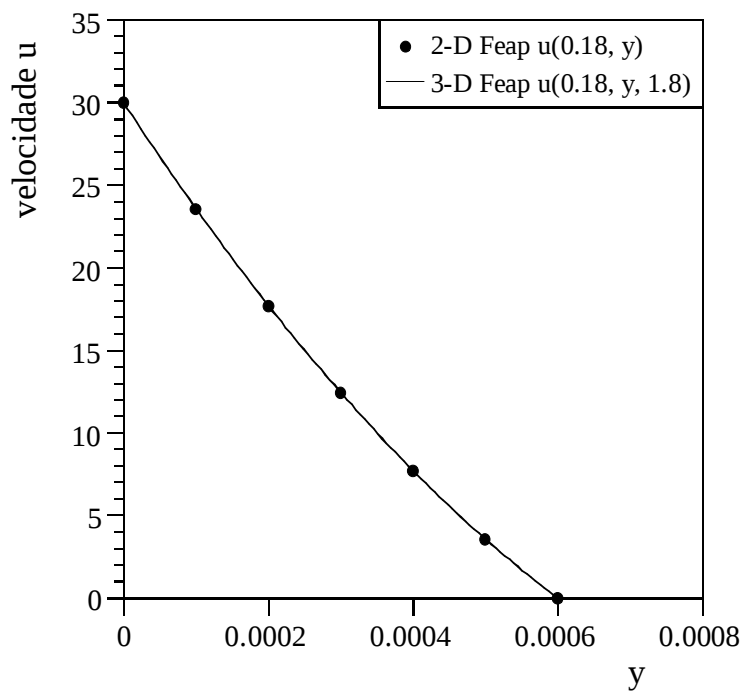


FIGURA 63 - CAMPO DE VELOCIDADE EM 2-D E 3-D



1.2 VALIDAÇÃO DO ELEMENTO NAVIER-STOKES E ENERGIA PARA DOIS MATERIAIS

O problema consiste de um fluido aquecido (água) escoando através de um tubo frio (cobre). A geometria do problema é mostrada na (fig. 64), cujas dimensões das placas e propriedades são:

$$2a = 10$$

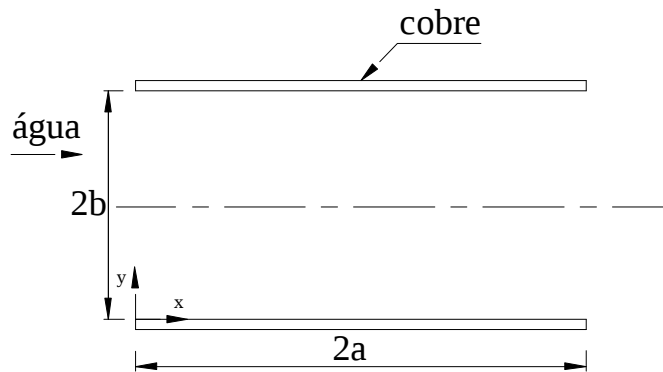
$$2b = 2,4$$

$$\mu = 0,01$$

$$\gamma = 1E6$$

$$\rho = 0$$

FIGURA 64 - ESQUEMA DO PROBLEMA EM 2-D



O segundo material leva em consideração a interface sólido/fluido. Isto é feito através do valor da condutividade no FEAP que é calculada através da expressão:

$$k_{\text{material}} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\alpha_{\text{material}}}{v_{\text{ar}}}$$

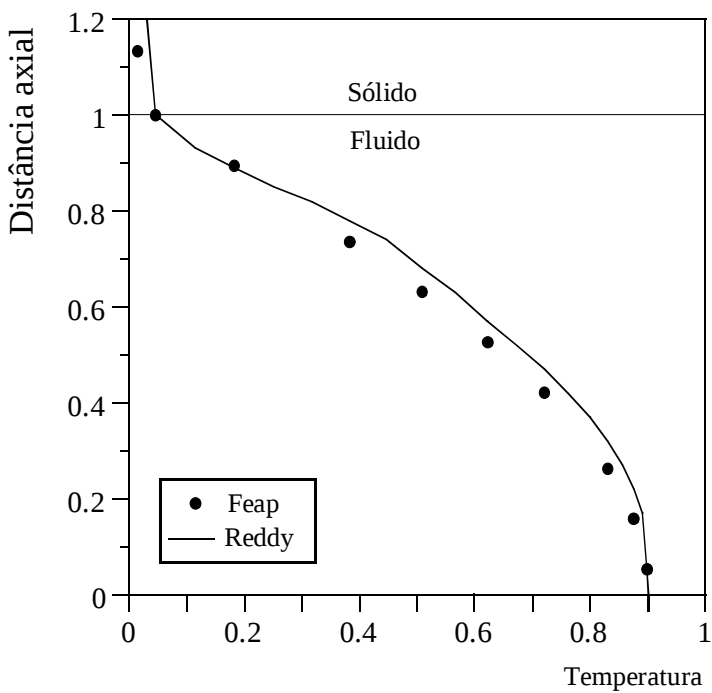
onde, para $\text{Re} = 100$, $\alpha_{\text{cobre}} = 1,16$, $\alpha_{\text{água}} = 0,20835$ e $v_{\text{ar}} = 0,15$ temos:

$$k_{\text{cobre}} = 0,077333 \text{ e } k_{\text{água}} = 0,01389$$

Para a solução do problema utilizou-se o elemento Navier-Stokes e Energia com uma discretização “upwind” e em todos os nós do sólido foram fixados os graus de liberdade correspondentes as duas velocidades do material sólido.

Neste problema trabalhou-se com uma malha de 49×49 elementos quadriláteros com 4 nós cada, totalizando 1150 nós e 1078 elementos. A (fig. 65) mostra a solução, para o campo de temperaturas, obtida com o programa FEAP para o problema em questão, mesmo não sendo mostrada a solução apresentada por Reddy (1994) no problema 5.9-3, a comparação visual entre a (fig. 65) e a (fig. 5.9-7) apresentado por Reddy (1994) deixa claro que ambas as soluções são muito semelhantes.

FIGURA 65 - PERFIL DE TEMPERATURA PARA O PROBLEMA



1.3 VALIDAÇÃO DO ELEMENTO NAVIER-STOKES E ENERGIA EM 3-D

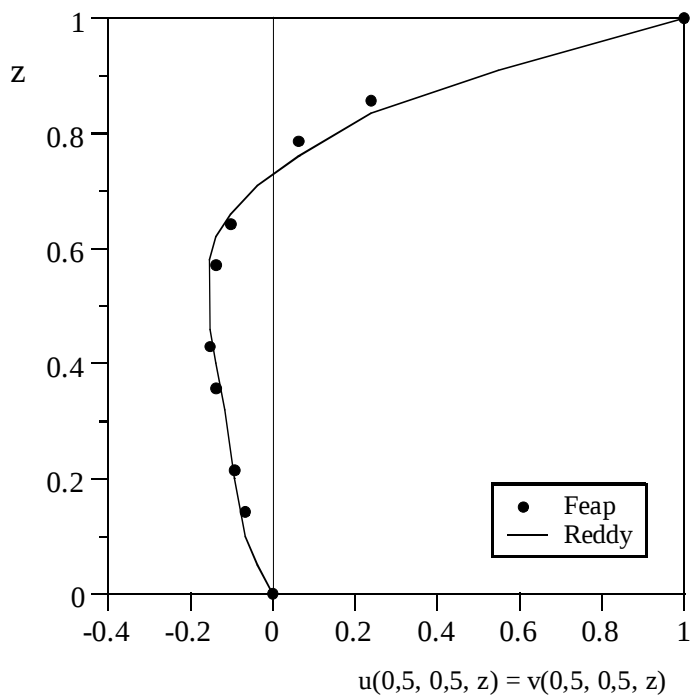
1.3.1 Problema benchmark de uma cavidade quadrada em 3-D

Este é um problema importante para a validação de códigos computacionais onde as principais dificuldades encontradas em soluções numéricas em mecânica dos fluidos se fazem presentes junto com uma simplicidade geométrica que facilita sua implementação.

Procura-se através do problema da cavidade quadrada validar a implementação do elemento 3D Navier-Stokes e Energia e testá-lo quanto ao seu comportamento com relação ao cálculo do campo de velocidades e temperatura e as não linearidades introduzidas no problema pelos termos convectivos das equações de Navier-Stokes.

A (fig. 66) mostra os perfis de velocidades para o problema da cavidade quadrada em 3-D para um número de Reynolds de 100.

FIGURA 66 - CAMPO DE VELOCIDADE PARA UMA CAVIDADE QUADRADA EM 3-D



Trabalhou-se com uma malha de $14 \times 9 \times 14$ elementos cúbicos, com 8 nós cada, totalizando 2250 nós e 1764 elementos. Os resultados obtidos com esta malha são bastante bons, comparados a (fig. 4.10-10) apresentada por (Reddy, 1994) para uma malha $8 \times 16 \times 16$.

1.3.2 Comparação das soluções numéricas em 2-D e 3-D de arranjos de tubos

Para o problema 2-D trabalhou-se com uma malha 199×19 elementos quadriláteros com 4 nós cada, totalizando 4000 nós e 3781 elementos. Para o problema 3-D trabalhou-se com uma malha $2 \times 19 \times 199$ elementos cúbicos, com 8 nós cada, totalizando 12000 nós e 7562 elementos.

Os resultados foram obtidos para tubos circulares com $Pr = 0,72$, $Re_{2b} = 100$, $\phi_f = 0$ e $S/2b = 0,5$, cujas temperaturas média adimensionais na saída do arranjo, foram exatamente iguais em 2-D e 3-D, $\bar{\theta}_s = 0,719$ e a taxa de transferência de calor volumétrica adimensional, $\tilde{q}_* = 77,65$ em ambos os casos.

APÊNDICE 2

2 **INPUT-FILE PARA ARRANJO DE TUBOS ELÍPTICOS ALETADOS**
EM 3-D, $e = 0,5$, $S/2b = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 100$

feap **sim. num. (sólido/fluido) em 3-D ($e = 0.5$, $S/2b = 0.5$, $L/2b=8.52$, $Re_{2b} = 100$)
17160,13200,2,3,4,8

bloc 1

8,10,10,10,1,1,1,10
1,0.0000,0.0000,0.0000
2,0.1866,0.0000,0.0000
3,0.1866,0.0883,0.0000
4,0.0000,0.0883,0.0000
5,0.0000,0.0000,0.9000
6,0.1866,0.0000,0.9000
7,0.1866,0.0883,0.9000
8,0.0000,0.0883,0.9000

bloc 2

8,10,10,5,1211,1001,1,10
1,0.0000,0.0000,0.9000
2,0.1866,0.0000,0.9000
3,0.1866,0.0883,0.9000
4,0.0000,0.0883,0.9000
5,0.0000,0.0000,0.9806
6,0.1866,0.0000,0.9806
7,0.1866,0.0883,1.0000
8,0.0000,0.0883,1.0000

bloc 3

10,10,10,5,1816,1501,1,10

1,0.0000,0.0000,0.9806

2,0.1866,0.0000,0.9806

3,0.1866,0.0883,1.0000

4,0.0000,0.0883,1.0000

5,0.0000,0.0000,1.0492

6,0.1866,0.0000,1.0492

7,0.1866,0.0356,1.0650

8,0.0000,0.0356,1.0650

11,0.1866,0.0507,1.0270

12,0.0000,0.0507,1.0270

bloc 4

10,10,10,5,2421,2001,1,10

1,0.0000,0.0000,1.0492

2,0.1866,0.0000,1.0492

3,0.1866,0.0356,1.0650

4,0.0000,0.0356,1.0650

5,0.0000,0.0000,1.1177

6,0.1866,0.0000,1.1177

7,0.1866,0.0294,1.1177

8,0.0000,0.0294,1.1177

11,0.1866,0.0307,1.0938

12,0.0000,0.0307,1.0938

bloc 5

10,10,10,5,3026,2501,1,10

1,0.0000,0.0000,1.1177

2,0.1866,0.0000,1.1177

3,0.1866,0.0294,1.1177

4,0.0000,0.0294,1.1177
 5,0.0000,0.0000,1.1862
 6,0.1866,0.0000,1.1862
 7,0.1866,0.0356,1.1702
 8,0.0000,0.0356,1.1702
 11,0.1866,0.0306,1.1415
 12,0.0000,0.0306,1.1415

bloc 6

10,10,10,5,3631,3001,1,10
 1,0.0000,0.0000,1.1862
 2,0.1866,0.0000,1.1862
 3,0.1866,0.0356,1.1702
 4,0.0000,0.0356,1.1702
 5,0.0000,0.0000,1.2548
 6,0.1866,0.0000,1.2548
 7,0.1866,0.0881,1.2354
 8,0.0000,0.0881,1.2354
 11,0.1866,0.0506,1.2082
 12,0.0000,0.0506,1.2082

bloc 7

10,10,10,5,4236,3501,1,10
 1,0.0000,0.0000,1.2548
 2,0.1866,0.0000,1.2548
 3,0.1866,0.0883,1.2354
 4,0.0000,0.0883,1.2354
 5,0.0000,0.0527,1.3202
 6,0.1866,0.0527,1.3202
 7,0.1866,0.0883,1.3040
 8,0.0000,0.0883,1.3040

9,0.0000,0.0377,1.2823

10,0.1866,0.0377,1.2823

bloc 8

10,10,10,5,4841,4001,1,10

1,0.0000,0.0527,1.3202

2,0.1866,0.0527,1.3202

3,0.1866,0.0883,1.3040

4,0.0000,0.0883,1.3040

5,0.0000,0.0589,1.3727

6,0.1866,0.0589,1.3727

7,0.1866,0.0883,1.3727

8,0.0000,0.0883,1.3727

9,0.0000,0.0576,1.3489

10,0.1866,0.0576,1.3489

bloc 9

10,10,10,5,5446,4501,1,10

1,0.0000,0.0589,1.3727

2,0.1866,0.0589,1.3727

3,0.1866,0.0883,1.3727

4,0.0000,0.0883,1.3727

5,0.0000,0.0526,1.4254

6,0.1866,0.0526,1.4254

7,0.1866,0.0883,1.4413

8,0.0000,0.0883,1.4413

9,0.0000,0.0576,1.3966

10,0.1866,0.0576,1.3966

bloc 10

10,10,10,5,6051,5001,1,10

1,0.0000,0.0526,1.4254
2,0.1866,0.0526,1.4254
3,0.1866,0.0883,1.4413
4,0.0000,0.0883,1.4413
5,0.0000,0.0000,1.4903
6,0.1866,0.0000,1.4903
7,0.1866,0.0883,1.5099
8,0.0000,0.0883,1.5099
9,0.0000,0.0374,1.4634
10,0.1866,0.0374,1.4634

bloc 11

10,10,10,5,6656,5501,1,10
1,0.0000,0.0000,1.4903
2,0.1866,0.0000,1.4903
3,0.1866,0.0883,1.5099
4,0.0000,0.0883,1.5099
5,0.0000,0.0000,1.5589
6,0.1866,0.0000,1.5589
7,0.1866,0.0356,1.5747
8,0.0000,0.0356,1.5747
11,0.1866,0.0507,1.5367
12,0.0000,0.0507,1.5367

bloc 12

10,10,10,5,7261,6001,1,10
1,0.0000,0.0000,1.5589
2,0.1866,0.0000,1.5589
3,0.1866,0.0356,1.5747
4,0.0000,0.0356,1.5747
5,0.0000,0.0000,1.6274

6,0.1866,0.0000,1.6274
 7,0.1866,0.0294,1.6274
 8,0.0000,0.0294,1.6274
 11,0.1866,0.0307,1.6035
 12,0.0000,0.0307,1.6035

bloc 13

10,10,10,5,7866,6501,1,10
 1,0.0000,0.0000,1.6274
 2,0.1866,0.0000,1.6274
 3,0.1866,0.0294,1.6274
 4,0.0000,0.0294,1.6274
 5,0.0000,0.0000,1.6959
 6,0.1866,0.0000,1.6959
 7,0.1866,0.0356,1.6799
 8,0.0000,0.0356,1.6799
 11,0.1866,0.0306,1.6512
 12,0.0000,0.0306,1.6512

bloc 14

10,10,10,5,8471,7001,1,10
 1,0.0000,0.0000,1.6959
 2,0.1866,0.0000,1.6959
 3,0.1866,0.0356,1.6799
 4,0.0000,0.0356,1.6799
 5,0.0000,0.0000,1.7645
 6,0.1866,0.0000,1.7645
 7,0.1866,0.0881,1.7451
 8,0.0000,0.0881,1.7451
 11,0.1866,0.0506,1.7179
 12,0.0000,0.0506,1.7179

bloc 15

10,10,10,5,9076,7501,1,10

1,0.0000,0.0000,1.7645

2,0.1866,0.0000,1.7645

3,0.1866,0.0881,1.7451

4,0.0000,0.0881,1.7451

5,0.0000,0.0527,1.8299

6,0.1866,0.0527,1.8299

7,0.1866,0.0883,1.8137

8,0.0000,0.0883,1.8137

9,0.0000,0.0377,1.7920

10,0.1866,0.0377,1.7920

bloc 16

10,10,10,5,9681,8001,1,10

1,0.0000,0.0527,1.8299

2,0.1866,0.0527,1.8299

3,0.1866,0.0883,1.8137

4,0.0000,0.0883,1.8137

5,0.0000,0.0589,1.8824

6,0.1866,0.0589,1.8824

7,0.1866,0.0883,1.8824

8,0.0000,0.0883,1.8824

9,0.0000,0.0576,1.8586

10,0.1866,0.0576,1.8586

bloc 17

10,10,10,5,10286,8501,1,10

1,0.0000,0.0589,1.8824

2,0.1866,0.0589,1.8824

3,0.1866,0.0883,1.8824

4,0.0000,0.0883,1.8824
 5,0.0000,0.0526,1.9351
 6,0.1866,0.0526,1.9351
 7,0.1866,0.0883,1.9510
 8,0.0000,0.0883,1.9510
 9,0.0000,0.0576,1.9063
 10,0.1866,0.0576,1.9063

bloc 18

10,10,10,5,10891,9001,1,10
 1,0.0000,0.0526,1.9351
 2,0.1866,0.0526,1.9351
 3,0.1866,0.0883,1.9510
 4,0.0000,0.0883,1.9510
 5,0.0000,0.0000,2.0000
 6,0.1866,0.0000,2.0000
 7,0.1866,0.0883,2.0196
 8,0.0000,0.0883,2.0196
 9,0.0000,0.0374,1.9731
 10,0.1866,0.0374,1.9731

bloc 19

8,10,10,5,11496,9501,1,10
 1,0.0000,0.0000,2.0000
 2,0.1866,0.0000,2.0000
 3,0.1866,0.0883,2.0196
 4,0.0000,0.0883,2.0196
 5,0.0000,0.0000,2.1000
 6,0.1866,0.0000,2.1000
 7,0.1866,0.0883,2.1000
 8,0.0000,0.0883,2.1000

bloc 20

8,10,10,10,12101,10001,1,10

1,0.0000,0.0000,2.1000

2,0.1866,0.0000,2.1000

3,0.1866,0.0883,2.1000

4,0.0000,0.0883,2.1000

5,0.0000,0.0000,3.0000

6,0.1866,0.0000,3.0000

7,0.1866,0.0883,3.0000

8,0.0000,0.0883,3.0000

bloc 21

8,2,10,10,13432,11001,1,10

1,0.1866,0.0000,0.0000

2,0.1877,0.0000,0.0000

3,0.1877,0.0883,0.0000

4,0.1866,0.0883,0.0000

5,0.1866,0.0000,0.9000

6,0.1877,0.0000,0.9000

7,0.1877,0.0883,0.9000

8,0.1866,0.0883,0.9000

bloc 22

8,2,10,5,13795,11201,2,10

1,0.1866,0.0000,0.9000

2,0.1877,0.0000,0.9000

3,0.1877,0.0883,0.9000

4,0.1866,0.0883,0.9000

5,0.1866,0.0000,0.9806

6,0.1877,0.0000,0.9806

7,0.1877,0.0883,1.0000

8,0.1866,0.0883,1.0000

bloc 23

10,2,10,5,13960,11301,2,10

1,0.1866,0.0000,0.9806

2,0.1877,0.0000,0.9806

3,0.1877,0.0883,1.0000

4,0.1866,0.0883,1.0000

5,0.1866,0.0000,1.0492

6,0.1877,0.0000,1.0492

7,0.1877,0.0356,1.0650

8,0.1866,0.0356,1.0650

11,0.1877,0.0507,1.0270

12,0.1866,0.0507,1.0270

bloc 24

10,2,10,5,14125,11401,2,10

1,0.1866,0.0000,1.0492

2,0.1877,0.0000,1.0492

3,0.1877,0.0356,1.0650

4,0.1866,0.0356,1.0650

5,0.1866,0.0000,1.1177

6,0.1877,0.0000,1.1177

7,0.1877,0.0294,1.1177

8,0.1866,0.0294,1.1177

11,0.1877,0.0307,1.0938

12,0.1866,0.0307,1.0938

bloc 25

10,2,10,5,14290,11501,2,10

1,0.1866,0.0000,1.1177

2,0.1877,0.0000,1.1177
3,0.1877,0.0294,1.1177
4,0.1866,0.0294,1.1177
5,0.1866,0.0000,1.1862
6,0.1877,0.0000,1.1862
7,0.1877,0.0356,1.1702
8,0.1866,0.0356,1.1702
11,0.1877,0.0306,1.1415
12,0.1866,0.0306,1.1415

bloc 26

10,2,10,5,14455,11601,2,10
1,0.1866,0.0000,1.1862
2,0.1877,0.0000,1.1862
3,0.1877,0.0356,1.1702
4,0.1866,0.0356,1.1702
5,0.1866,0.0000,1.2548
6,0.1877,0.0000,1.2548
7,0.1877,0.0881,1.2354
8,0.1866,0.0881,1.2354
11,0.1877,0.0506,1.2082
12,0.1866,0.0506,1.2082

bloc 27

10,2,10,5,14620,11701,2,10
1,0.1866,0.0000,1.2548
2,0.1877,0.0000,1.2548
3,0.1877,0.0883,1.2354
4,0.1866,0.0883,1.2354
5,0.1866,0.0527,1.3202
6,0.1877,0.0527,1.3202

7,0.1877,0.0883,1.3040
8,0.1866,0.0883,1.3040
9,0.1866,0.0377,1.2823
10,0.1877,0.0377,1.2823

bloc 28

10,2,10,5,14785,11801,2,10
1,0.1866,0.0527,1.3202
2,0.1877,0.0527,1.3202
3,0.1877,0.0883,1.3040
4,0.1866,0.0883,1.3040
5,0.1866,0.0589,1.3727
6,0.1877,0.0589,1.3727
7,0.1877,0.0883,1.3727
8,0.1866,0.0883,1.3727
9,0.1866,0.0576,1.3489
10,0.1877,0.0576,1.3489

bloc 29

10,2,10,5,14950,11901,2,10
1,0.1866,0.0589,1.3727
2,0.1877,0.0589,1.3727
3,0.1877,0.0883,1.3727
4,0.1866,0.0883,1.3727
5,0.1866,0.0526,1.4254
6,0.1877,0.0526,1.4254
7,0.1877,0.0883,1.4413
8,0.1866,0.0883,1.4413
9,0.1866,0.0576,1.3966
10,0.1877,0.0576,1.3966

bloc 30

10,2,10,5,15115,12001,2,10

1,0.1866,0.0526,1.4254

2,0.1877,0.0526,1.4254

3,0.1877,0.0883,1.4413

4,0.1866,0.0883,1.4413

5,0.1866,0.0000,1.4903

6,0.1877,0.0000,1.4903

7,0.1877,0.0883,1.5099

8,0.1866,0.0883,1.5099

9,0.1866,0.0374,1.4634

10,0.1877,0.0374,1.4634

bloc 31

10,2,10,5,15280,12101,2,10

1,0.1866,0.0000,1.4903

2,0.1877,0.0000,1.4903

3,0.1877,0.0883,1.5099

4,0.1866,0.0883,1.5099

5,0.1866,0.0000,1.5589

6,0.1877,0.0000,1.5589

7,0.1877,0.0356,1.5747

8,0.1866,0.0356,1.5747

11,0.1877,0.0507,1.5367

12,0.1866,0.0507,1.5367

bloc 32

10,2,10,5,15445,12201,2,10

1,0.1866,0.0000,1.5589

2,0.1877,0.0000,1.5589

3,0.1877,0.0356,1.5747

4,0.1866,0.0356,1.5747
 5,0.1866,0.0000,1.6274
 6,0.1877,0.0000,1.6274
 7,0.1877,0.0294,1.6274
 8,0.1866,0.0294,1.6274
 11,0.1877,0.0307,1.6035
 12,0.1866,0.0307,1.6035

bloc 33

10,2,10,5,15610,12301,2,10
 1,0.1866,0.0000,1.6274
 2,0.1877,0.0000,1.6274
 3,0.1877,0.0294,1.6274
 4,0.1866,0.0294,1.6274
 5,0.1866,0.0000,1.6959
 6,0.1877,0.0000,1.6959
 7,0.1877,0.0356,1.6799
 8,0.1866,0.0356,1.6799
 11,0.1877,0.0306,1.6512
 12,0.1866,0.0306,1.6512

bloc 34

10,2,10,5,15775,12401,2,10
 1,0.1866,0.0000,1.6959
 2,0.1877,0.0000,1.6959
 3,0.1877,0.0356,1.6799
 4,0.1866,0.0356,1.6799
 5,0.1866,0.0000,1.7645
 6,0.1877,0.0000,1.7645
 7,0.1877,0.0881,1.7451
 8,0.1866,0.0881,1.7451

11,0.1877,0.0506,1.7179

12,0.1866,0.0506,1.7179

bloc 35

10,2,10,5,15940,12501,2,10

1,0.1866,0.0000,1.7645

2,0.1877,0.0000,1.7645

3,0.1877,0.0881,1.7451

4,0.1866,0.0881,1.7451

5,0.1866,0.0527,1.8299

6,0.1877,0.0527,1.8299

7,0.1877,0.0883,1.8137

8,0.1866,0.0883,1.8137

9,0.1866,0.0377,1.7920

10,0.1877,0.0377,1.7920

bloc 36

10,2,10,5,16105,12601,2,10

1,0.1866,0.0527,1.8299

2,0.1877,0.0527,1.8299

3,0.1877,0.0883,1.8137

4,0.1866,0.0883,1.8137

5,0.1866,0.0589,1.8824

6,0.1877,0.0589,1.8824

7,0.1877,0.0883,1.8824

8,0.1866,0.0883,1.8824

9,0.1866,0.0576,1.8586

10,0.1877,0.0576,1.8586

bloc 37

10,2,10,5,16270,12701,2,10

1,0.1866,0.0589,1.8824

2,0.1877,0.0589,1.8824
3,0.1877,0.0883,1.8824
4,0.1866,0.0883,1.8824
5,0.1866,0.0526,1.9351
6,0.1877,0.0526,1.9351
7,0.1877,0.0883,1.9510
8,0.1866,0.0883,1.9510
9,0.1866,0.0576,1.9063
10,0.1877,0.0576,1.9063

bloc 38

10,2,10,5,16435,12801,2,10
1,0.1866,0.0526,1.9351
2,0.1877,0.0526,1.9351
3,0.1877,0.0883,1.9510
4,0.1866,0.0883,1.9510
5,0.1866,0.0000,2.0000
6,0.1877,0.0000,2.0000
7,0.1877,0.0883,2.0196
8,0.1866,0.0883,2.0196
9,0.1866,0.0374,1.9731
10,0.1877,0.0374,1.9731

bloc 39

8,2,10,5,16600,12901,2,10
1,0.1866,0.0000,2.0000
2,0.1877,0.0000,2.0000
3,0.1877,0.0883,2.0196
4,0.1866,0.0883,2.0196
5,0.1866,0.0000,2.1000
6,0.1877,0.0000,2.1000

7,0.1877,0.0883,2.1000
8,0.1866,0.0883,2.1000

bloc 40

8,2,10,10,16798,13001,1,10
1,0.1866,0.0000,2.1000
2,0.1877,0.0000,2.1000
3,0.1877,0.0883,2.1000
4,0.1866,0.0883,2.1000
5,0.1866,0.0000,3.0000
6,0.1877,0.0000,3.0000
7,0.1877,0.0883,3.0000
8,0.1866,0.0883,3.0000

boun

1,1,-1,-1,-1,-1
121,0,1,1,1,1
122,121,-1,-1,0,0
4115,0,1,1,0,0
6777,121,-1,-1,0,0
8955,0,1,1,0,0
11617,121,-1,-1,0,0
13311,0,1,1,0,0
133,121,-1,0,0,0
13201,0,1,0,0,0
144,121,-1,0,0,0
13212,0,1,0,0,0
155,121,-1,0,0,0
13223,0,1,0,0,0
166,121,-1,0,0,0
13234,0,1,0,0,0

177,121,-1,0,0,0
13245,0,1,0,0,0
188,121,-1,0,0,0
13256,0,1,0,0,0
199,121,-1,0,0,0
13267,0,1,0,0,0
210,121,-1,0,0,0
13278,0,1,0,0,0
221,121,-1,0,0,0
13289,0,1,0,0,0
232,121,-1,-1,0,0
1805,0,1,1,0,0
4467,121,-1,-1,0,0
6645,0,1,1,0,0
9307,121,-1,-1,0,0
13421,0,1,1,0,0
123,121,0,-1,0,0
4116,0,0,1,0,0
124,121,0,-1,0,0
4117,0,0,1,0,0
125,121,0,-1,0,0
4118,0,0,1,0,0
126,121,0,-1,0,0
4119,0,0,1,0,0
127,121,0,-1,0,0
4120,0,0,1,0,0
128,121,0,-1,0,0
4121,0,0,1,0,0
129,121,0,-1,0,0
4122,0,0,1,0,0
130,121,0,-1,0,0

4123,0,0,1,0,0
131,121,0,-1,0,0
4124,0,0,1,0,0
132,121,0,-1,0,0
4125,0,0,1,0,0
4236,121,-1,-1,-1,-1
6656,0,1,1,1,1
4237,121,-1,-1,-1,-1
6657,0,1,1,1,1
4238,121,-1,-1,-1,-1
6658,0,1,1,1,1
4239,121,-1,-1,-1,-1
6659,0,1,1,1,1
4240,121,-1,-1,-1,-1
6660,0,1,1,1,1
4241,121,-1,-1,-1,-1
6661,0,1,1,1,1
4242,121,-1,-1,-1,-1
6662,0,1,1,1,1
4243,121,-1,-1,-1,-1
6663,0,1,1,1,1
4244,121,-1,-1,-1,-1
6664,0,1,1,1,1
4245,121,-1,-1,-1,-1
6665,0,1,1,1,1
4246,121,-1,-1,-1,-1
6666,0,1,1,1,1
6778,121,0,-1,0,0
8956,0,0,1,0,0
6779,121,0,-1,0,0
8957,0,0,1,0,0

6780,121,0,-1,0,0
8958,0,0,1,0,0
6781,121,0,-1,0,0
8959,0,0,1,0,0
6782,121,0,-1,0,0
8960,0,0,1,0,0
6783,121,0,-1,0,0
8961,0,0,1,0,0
6784,121,0,-1,0,0
8962,0,0,1,0,0
6785,121,0,-1,0,0
8963,0,0,1,0,0
6786,121,0,-1,0,0
8964,0,0,1,0,0
6787,121,0,-1,0,0
8965,0,0,1,0,0
9076,121,-1,-1,-1,-1
11496,0,1,1,1,1
9077,121,-1,-1,-1,-1
11497,0,1,1,1,1
9078,121,-1,-1,-1,-1
11498,0,1,1,1,1
9079,121,-1,-1,-1,-1
11499,0,1,1,1,1
9080,121,-1,-1,-1,-1
11500,0,1,1,1,1
9081,121,-1,-1,-1,-1
11501,0,1,1,1,1
9082,121,-1,-1,-1,-1
11502,0,1,1,1,1
9083,121,-1,-1,-1,-1

11503,0,1,1,1,1
9084,121,-1,-1,-1,-1
11504,0,1,1,1,1
9085,121,-1,-1,-1,-1
11505,0,1,1,1,1
9086,121,-1,-1,-1,-1
11506,0,1,1,1,1
11618,121,0,-1,0,0
13191,0,0,1,0,0
11619,121,0,-1,0,0
13192,0,0,1,0,0
11620,121,0,-1,0,0
13193,0,0,1,0,0
11621,121,0,-1,0,0
13194,0,0,1,0,0
11622,121,0,-1,0,0
13195,0,0,1,0,0
11623,121,0,-1,0,0
13196,0,0,1,0,0
11624,121,0,-1,0,0
13197,0,0,1,0,0
11625,121,0,-1,0,0
13198,0,0,1,0,0
11626,121,0,-1,0,0
13199,0,0,1,0,0
11627,121,0,-1,0,0
13200,0,0,1,0,0
233,121,0,-1,0,0
1806,0,0,1,0,0
234,121,0,-1,0,0
1807,0,0,1,0,0

235,121,0,-1,0,0
1808,0,0,1,0,0
236,121,0,-1,0,0
1809,0,0,1,0,0
237,121,0,-1,0,0
1810,0,0,1,0,0
238,121,0,-1,0,0
1811,0,0,1,0,0
239,121,0,-1,0,0
1812,0,0,1,0,0
240,121,0,-1,0,0
1813,0,0,1,0,0
241,121,0,-1,0,0
1814,0,0,1,0,0
242,121,0,-1,0,0
1815,0,0,1,0,0
1926,121,-1,-1,-1,-1
4346,0,1,1,1,1
1927,121,-1,-1,-1,-1
4347,0,1,1,1,1
1928,121,-1,-1,-1,-1
4348,0,1,1,1,1
1929,121,-1,-1,-1,-1
4349,0,1,1,1,1
1930,121,-1,-1,-1,-1
4350,0,1,1,1,1
1931,121,-1,-1,-1,-1
4351,0,1,1,1,1
1932,121,-1,-1,-1,-1
4352,0,1,1,1,1
1933,121,-1,-1,-1,-1

4353,0,1,1,1,1
1934,121,-1,-1,-1,-1
4354,0,1,1,1,1
1935,121,-1,-1,-1,-1
4355,0,1,1,1,1
1936,121,-1,-1,-1,-1
4356,0,1,1,1,1
4468,121,0,-1,0,0
6646,0,0,1,0,0
4469,121,0,-1,0,0
6647,0,0,1,0,0
4470,121,0,-1,0,0
6648,0,0,1,0,0
4471,121,0,-1,0,0
6649,0,0,1,0,0
4472,121,0,-1,0,0
6650,0,0,1,0,0
4473,121,0,-1,0,0
6651,0,0,1,0,0
4474,121,0,-1,0,0
6652,0,0,1,0,0
4475,121,0,-1,0,0
6653,0,0,1,0,0
4476,121,0,-1,0,0
6654,0,0,1,0,0
4477,121,0,-1,0,0
6655,0,0,1,0,0
6766,121,-1,-1,-1,-1
9186,0,1,1,1,1
6767,121,-1,-1,-1,-1
9187,0,1,1,1,1

6768,121,-1,-1,-1,-1
9188,0,1,1,1,1
6769,121,-1,-1,-1,-1
9189,0,1,1,1,1
6770,121,-1,-1,-1,-1
9190,0,1,1,1,1
6771,121,-1,-1,-1,-1
9191,0,1,1,1,1
6772,121,-1,-1,-1,-1
9192,0,1,1,1,1
6773,121,-1,-1,-1,-1
9193,0,1,1,1,1
6774,121,-1,-1,-1,-1
9194,0,1,1,1,1
6775,121,-1,-1,-1,-1
9195,0,1,1,1,1
6776,121,-1,-1,-1,-1
9196,0,1,1,1,1
9308,121,0,-1,0,0
13301,0,0,1,0,0
9309,121,0,-1,0,0
13302,0,0,1,0,0
9310,121,0,-1,0,0
13303,0,0,1,0,0
9311,121,0,-1,0,0
13304,0,0,1,0,0
9312,121,0,-1,0,0
13305,0,0,1,0,0
9313,121,0,-1,0,0
13306,0,0,1,0,0
9314,121,0,-1,0,0

13307,0,0,1,0,0
9315,121,0,-1,0,0
13308,0,0,1,0,0
9316,121,0,-1,0,0
13309,0,0,1,0,0
9317,121,0,-1,0,0
13310,0,0,1,0,0
13322,11,-1,0,0,0
13410,0,1,0,0,0
13432,1,-1,-1,-1,-1
13464,0,1,1,1,1
13467,33,-1,-1,0,0
13764,0,1,1,0,0
13470,33,-1,0,0,0
13767,0,1,0,0,0
13473,33,-1,0,0,0
13770,0,1,0,0,0
13476,33,-1,0,0,0
13773,0,1,0,0,0
13479,33,-1,0,0,0
13776,0,1,0,0,0
13482,33,-1,0,0,0
13779,0,1,0,0,0
13485,33,-1,0,0,0
13782,0,1,0,0,0
13488,33,-1,0,0,0
13785,0,1,0,0,0
13491,33,-1,0,0,0
13788,0,1,0,0,0
13494,33,-1,0,0,0
13791,0,1,0,0,0

13497,33,-1,-1,0,0
13794,0,1,1,0,0
16800,33,-1,-1,0,0
17130,0,1,1,0,0
16803,33,-1,0,0,0
17100,0,1,0,0,0
16806,33,-1,0,0,0
17103,0,1,0,0,0
16809,33,-1,0,0,0
17106,0,1,0,0,0
16812,33,-1,0,0,0
17109,0,1,0,0,0
16815,33,-1,0,0,0
17112,0,1,0,0,0
16818,33,-1,0,0,0
17115,0,1,0,0,0
16821,33,-1,0,0,0
17118,0,1,0,0,0
16824,33,-1,0,0,0
17121,0,1,0,0,0
16827,33,-1,0,0,0
17124,0,1,0,0,0
16830,33,-1,-1,0,0
17160,0,1,1,0,0
13465,33,0,-1,0,0
13762,0,0,1,0,0
13466,33,0,-1,0,0
13763,0,0,1,0,0
16798,33,0,-1,0,0
17095,0,0,1,0,0
16799,33,0,-1,0,0

17096,0,0,1,0,0
13495,33,0,-1,0,0
13792,0,0,1,0,0
13496,33,0,-1,0,0
13793,0,0,1,0,0
16828,33,0,-1,0,0
17125,0,0,1,0,0
16829,33,0,-1,0,0
17126,0,0,1,0,0
17133,3,-1,0,0,0
17157,0,1,0,0,0
13795,1,-1,-1,-1,0
13989,0,1,1,1,0
13990,1,-1,-1,-1,-1
13992,0,1,1,1,1
13993,1,-1,-1,-1,0
14022,0,1,1,1,0
14023,1,-1,-1,-1,-1
14025,0,1,1,1,1
14026,1,-1,-1,-1,0
14055,0,1,1,1,0
14056,1,-1,-1,-1,-1
14058,0,1,1,1,1
14059,1,-1,-1,-1,0
14088,0,1,1,1,0
14089,1,-1,-1,-1,-1
14091,0,1,1,1,1
14092,1,-1,-1,-1,0
14121,0,1,1,1,0
14122,1,-1,-1,-1,-1
14124,0,1,1,1,1

14125,1,-1,-1,-1,0
14154,0,1,1,1,0
14155,1,-1,-1,-1,-1
14157,0,1,1,1,1
14158,1,-1,-1,-1,0
14187,0,1,1,1,0
14188,1,-1,-1,-1,-1
14190,0,1,1,1,1
14191,1,-1,-1,-1,0
14220,0,1,1,1,0
14221,1,-1,-1,-1,-1
14223,0,1,1,1,1
14224,1,-1,-1,-1,0
14253,0,1,1,1,0
14254,1,-1,-1,-1,-1
14256,0,1,1,1,1
14257,1,-1,-1,-1,0
14286,0,1,1,1,0
14287,1,-1,-1,-1,-1
14289,0,1,1,1,1
14290,1,-1,-1,-1,0
14319,0,1,1,1,0
14320,1,-1,-1,-1,-1
14322,0,1,1,1,1
14323,1,-1,-1,-1,0
14352,0,1,1,1,0
14353,1,-1,-1,-1,-1
14355,0,1,1,1,1
14356,1,-1,-1,-1,0
14385,0,1,1,1,0
14386,1,-1,-1,-1,-1

14388,0,1,1,1,1
14389,1,-1,-1,-1,0
14418,0,1,1,1,0
14419,1,-1,-1,-1,-1
14421,0,1,1,1,1
14422,1,-1,-1,-1,0
14451,0,1,1,1,0
14452,1,-1,-1,-1,-1
14454,0,1,1,1,1
14455,1,-1,-1,-1,0
14484,0,1,1,1,0
14485,1,-1,-1,-1,-1
14487,0,1,1,1,1
14488,1,-1,-1,-1,0
14517,0,1,1,1,0
14518,1,-1,-1,-1,-1
14520,0,1,1,1,1
14521,1,-1,-1,-1,0
14550,0,1,1,1,0
14551,1,-1,-1,-1,-1
14553,0,1,1,1,1
14554,1,-1,-1,-1,0
14583,0,1,1,1,0
14584,1,-1,-1,-1,-1
14586,0,1,1,1,1
14587,1,-1,-1,-1,0
14616,0,1,1,1,0
14617,1,-1,-1,-1,-1
14619,0,1,1,1,1
14620,1,-1,-1,-1,-1
14622,0,1,1,1,1

14623,1,-1,-1,-1,0
14649,0,1,1,1,0
14650,1,-1,-1,-1,-1
14652,0,1,1,1,1
14653,1,-1,-1,-1,-1
14655,0,1,1,1,1
14656,1,-1,-1,-1,0
14685,0,1,1,1,0
14686,1,-1,-1,-1,-1
14688,0,1,1,1,1
14689,1,-1,-1,-1,0
14718,0,1,1,1,0
14719,1,-1,-1,-1,-1
14721,0,1,1,1,1
14722,1,-1,-1,-1,0
14751,0,1,1,1,0
14752,1,-1,-1,-1,-1
14754,0,1,1,1,1
14755,1,-1,-1,-1,0
14784,0,1,1,1,0
14785,1,-1,-1,-1,-1
14787,0,1,1,1,1
14788,1,-1,-1,-1,0
14817,0,1,1,1,0
14818,1,-1,-1,-1,-1
14820,0,1,1,1,1
14821,1,-1,-1,-1,0
14850,0,1,1,1,0
14851,1,-1,-1,-1,-1
14853,0,1,1,1,1
14854,1,-1,-1,-1,0

14883,0,1,1,1,0
14884,1,-1,-1,-1,-1
14886,0,1,1,1,1
14887,1,-1,-1,-1,0
14916,0,1,1,1,0
14917,1,-1,-1,-1,-1
14919,0,1,1,1,1
14920,1,-1,-1,-1,0
14949,0,1,1,1,0
14950,1,-1,-1,-1,-1
14952,0,1,1,1,1
14953,1,-1,-1,-1,0
14982,0,1,1,1,0
14983,1,-1,-1,-1,-1
14985,0,1,1,1,1
14986,1,-1,-1,-1,0
15015,0,1,1,1,0
15016,1,-1,-1,-1,-1
15018,0,1,1,1,1
15019,1,-1,-1,-1,0
15048,0,1,1,1,0
15049,1,-1,-1,-1,-1
15051,0,1,1,1,1
15052,1,-1,-1,-1,0
15081,0,1,1,1,0
15082,1,-1,-1,-1,-1
15084,0,1,1,1,1
15085,1,-1,-1,-1,0
15114,0,1,1,1,0
15115,1,-1,-1,-1,-1
15117,0,1,1,1,1

15118,1,-1,-1,-1,0
15147,0,1,1,1,0
15148,1,-1,-1,-1,-1
15150,0,1,1,1,1
15151,1,-1,-1,-1,0
15180,0,1,1,1,0
15181,1,-1,-1,-1,-1
15183,0,1,1,1,1
15184,1,-1,-1,-1,0
15213,0,1,1,1,0
15214,1,-1,-1,-1,-1
15216,0,1,1,1,1
15217,1,-1,-1,-1,0
15246,0,1,1,1,0
15247,1,-1,-1,-1,-1
15249,0,1,1,1,1
15250,1,-1,-1,-1,0
15279,0,1,1,1,0
15280,1,-1,-1,-1,-1
15282,0,1,1,1,1
15283,1,-1,-1,-1,0
15309,0,1,1,1,0
15310,1,-1,-1,-1,-1
15312,0,1,1,1,1
15313,1,-1,-1,-1,0
15342,0,1,1,1,0
15343,1,-1,-1,-1,-1
15345,0,1,1,1,1
15346,1,-1,-1,-1,0
15375,0,1,1,1,0
15376,1,-1,-1,-1,-1

15378,0,1,1,1,1
15379,1,-1,-1,-1,0
15408,0,1,1,1,0
15409,1,-1,-1,-1,-1
15411,0,1,1,1,1
15412,1,-1,-1,-1,0
15441,0,1,1,1,0
15442,1,-1,-1,-1,-1
15444,0,1,1,1,1
15445,1,-1,-1,-1,0
15474,0,1,1,1,0
15475,1,-1,-1,-1,-1
15477,0,1,1,1,1
15478,1,-1,-1,-1,0
15507,0,1,1,1,0
15508,1,-1,-1,-1,-1
15510,0,1,1,1,1
15511,1,-1,-1,-1,0
15540,0,1,1,1,0
15541,1,-1,-1,-1,-1
15543,0,1,1,1,1
15544,1,-1,-1,-1,0
15573,0,1,1,1,0
15574,1,-1,-1,-1,-1
15576,0,1,1,1,1
15577,1,-1,-1,-1,0
15606,0,1,1,1,0
15607,1,-1,-1,-1,-1
15609,0,1,1,1,1
15610,1,-1,-1,-1,0
15639,0,1,1,1,0

15640,1,-1,-1,-1,-1
15642,0,1,1,1,1
15643,1,-1,-1,-1,0
15672,0,1,1,1,0
15673,1,-1,-1,-1,-1
15675,0,1,1,1,1
15676,1,-1,-1,-1,0
15705,0,1,1,1,0
15706,1,-1,-1,-1,-1
15708,0,1,1,1,1
15709,1,-1,-1,-1,0
15738,0,1,1,1,0
15739,1,-1,-1,-1,-1
15741,0,1,1,1,1
15742,1,-1,-1,-1,0
15771,0,1,1,1,0
15772,1,-1,-1,-1,-1
15774,0,1,1,1,1
15775,1,-1,-1,-1,0
15804,0,1,1,1,0
15805,1,-1,-1,-1,-1
15807,0,1,1,1,1
15808,1,-1,-1,-1,0
15837,0,1,1,1,0
15838,1,-1,-1,-1,-1
15840,0,1,1,1,1
15841,1,-1,-1,-1,0
15870,0,1,1,1,0
15871,1,-1,-1,-1,-1
15873,0,1,1,1,1
15874,1,-1,-1,-1,0

15903,0,1,1,1,0
15904,1,-1,-1,-1,-1
15906,0,1,1,1,1
15907,1,-1,-1,-1,0
15936,0,1,1,1,0
15937,1,-1,-1,-1,-1
15939,0,1,1,1,1
15940,1,-1,-1,-1,-1
15942,0,1,1,1,1
15943,1,-1,-1,-1,0
15969,0,1,1,1,0
15970,1,-1,-1,-1,-1
15972,0,1,1,1,1
15973,1,-1,-1,-1,-1
15975,0,1,1,1,1
15976,1,-1,-1,-1,0
16005,0,1,1,1,0
16006,1,-1,-1,-1,-1
16008,0,1,1,1,1
16009,1,-1,-1,-1,0
16038,0,1,1,1,0
16039,1,-1,-1,-1,-1
16041,0,1,1,1,1
16042,1,-1,-1,-1,0
16071,0,1,1,1,0
16072,1,-1,-1,-1,-1
16074,0,1,1,1,1
16075,1,-1,-1,-1,0
16104,0,1,1,1,0
16105,1,-1,-1,-1,-1
16107,0,1,1,1,1

16108,1,-1,-1,-1,0
16137,0,1,1,1,0
16138,1,-1,-1,-1,-1
16140,0,1,1,1,1
16141,1,-1,-1,-1,0
16170,0,1,1,1,0
16171,1,-1,-1,-1,-1
16173,0,1,1,1,1
16174,1,-1,-1,-1,0
16203,0,1,1,1,0
16204,1,-1,-1,-1,-1
16206,0,1,1,1,1
16207,1,-1,-1,-1,0
16236,0,1,1,1,0
16237,1,-1,-1,-1,-1
16239,0,1,1,1,1
16240,1,-1,-1,-1,0
16269,0,1,1,1,0
16270,1,-1,-1,-1,-1
16272,0,1,1,1,1
16273,1,-1,-1,-1,0
16302,0,1,1,1,0
16303,1,-1,-1,-1,-1
16305,0,1,1,1,1
16306,1,-1,-1,-1,0
16335,0,1,1,1,0
16336,1,-1,-1,-1,-1
16338,0,1,1,1,1
16339,1,-1,-1,-1,0
16368,0,1,1,1,0
16369,1,-1,-1,-1,-1

16371,0,1,1,1,1
16372,1,-1,-1,-1,0
16401,0,1,1,1,0
16402,1,-1,-1,-1,-1
16404,0,1,1,1,1
16405,1,-1,-1,-1,0
16434,0,1,1,1,0
16435,1,-1,-1,-1,-1
16437,0,1,1,1,1
16438,1,-1,-1,-1,0
16467,0,1,1,1,0
16468,1,-1,-1,-1,-1
16470,0,1,1,1,1
16471,1,-1,-1,-1,0
16500,0,1,1,1,0
16501,1,-1,-1,-1,-1
16503,0,1,1,1,1
16504,1,-1,-1,-1,0
16533,0,1,1,1,0
16534,1,-1,-1,-1,-1
16536,0,1,1,1,1
16537,1,-1,-1,-1,0
16566,0,1,1,1,0
16567,1,-1,-1,-1,-1
16569,0,1,1,1,1
16570,1,-1,-1,-1,0
16599,0,1,1,1,0
16600,1,-1,-1,-1,-1
16602,0,1,1,1,1
16603,1,-1,-1,-1,0
16797,0,1,1,1,0

forc

1,1,0.,0.,1.,0.

121,0,0.,0.,1.,0.

13432,1,0.,0.,1.,0.

13464,0,0.,0.,1.,0.

4236,121,0.,0.,0.,1.

6656,0,0.,0.,0.,1.

4237,121,0.,0.,0.,1.

6657,0,0.,0.,0.,1.

4238,121,0.,0.,0.,1.

6658,0,0.,0.,0.,1.

4239,121,0.,0.,0.,1.

6659,0,0.,0.,0.,1.

4240,121,0.,0.,0.,1.

6660,0,0.,0.,0.,1.

4241,121,0.,0.,0.,1.

6661,0,0.,0.,0.,1.

4242,121,0.,0.,0.,1.

6662,0,0.,0.,0.,1.

4243,121,0.,0.,0.,1.

6663,0,0.,0.,0.,1.

4244,121,0.,0.,0.,1.

6664,0,0.,0.,0.,1.

4245,121,0.,0.,0.,1.

6665,0,0.,0.,0.,1.

4246,121,0.,0.,0.,1.

6666,0,0.,0.,0.,1.

9076,121,0.,0.,0.,1.

11496,0,0.,0.,0.,1.

9077,121,0.,0.,0.,1.

11497,0,0.,0.,0.,1.

9078,121,0.,0.,0.,1.
11498,0,0.,0.,0.,1.
9079,121,0.,0.,0.,1.
11499,0,0.,0.,0.,1.
9080,121,0.,0.,0.,1.
11500,0,0.,0.,0.,1.
9081,121,0.,0.,0.,1.
11501,0,0.,0.,0.,1.
9082,121,0.,0.,0.,1.
11502,0,0.,0.,0.,1.
9083,121,0.,0.,0.,1.
11503,0,0.,0.,0.,1.
9084,121,0.,0.,0.,1.
11504,0,0.,0.,0.,1.
9085,121,0.,0.,0.,1.
11505,0,0.,0.,0.,1.
9086,121,0.,0.,0.,1.
11506,0,0.,0.,0.,1.
1926,121,0.,0.,0.,1.
4346,0,0.,0.,0.,1.
1927,121,0.,0.,0.,1.
4347,0,0.,0.,0.,1.
1928,121,0.,0.,0.,1.
4348,0,0.,0.,0.,1.
1929,121,0.,0.,0.,1.
4349,0,0.,0.,0.,1.
1930,121,0.,0.,0.,1.
4350,0,0.,0.,0.,1.
1931,121,0.,0.,0.,1.
4351,0,0.,0.,0.,1.
1932,121,0.,0.,0.,1.

4352,0,0,0,0,1.
1933,121,0,0,0,1.
4353,0,0,0,0,1.
1934,121,0,0,0,1.
4354,0,0,0,0,1.
1935,121,0,0,0,1.
4355,0,0,0,0,1.
1936,121,0,0,0,1.
4356,0,0,0,0,1.
6766,121,0,0,0,1.
9186,0,0,0,0,1.
6767,121,0,0,0,1.
9187,0,0,0,0,1.
6768,121,0,0,0,1.
9188,0,0,0,0,1.
6769,121,0,0,0,1.
9189,0,0,0,0,1.
6770,121,0,0,0,1.
9190,0,0,0,0,1.
6771,121,0,0,0,1.
9191,0,0,0,0,1.
6772,121,0,0,0,1.
9192,0,0,0,0,1.
6773,121,0,0,0,1.
9193,0,0,0,0,1.
6774,121,0,0,0,1.
9194,0,0,0,0,1.
6775,121,0,0,0,1.
9195,0,0,0,0,1.
6776,121,0,0,0,1.
9196,0,0,0,0,1.

13991,1,0.,0.,0.,1.
13992,0,0.,0.,0.,1.
14024,1,0.,0.,0.,1.
14025,0,0.,0.,0.,1.
14057,1,0.,0.,0.,1.
14058,0,0.,0.,0.,1.
14090,1,0.,0.,0.,1.
14091,0,0.,0.,0.,1.
14123,1,0.,0.,0.,1.
14124,0,0.,0.,0.,1.
14156,1,0.,0.,0.,1.
14157,0,0.,0.,0.,1.
14189,1,0.,0.,0.,1.
14190,0,0.,0.,0.,1.
14222,1,0.,0.,0.,1.
14223,0,0.,0.,0.,1.
14255,1,0.,0.,0.,1.
14256,0,0.,0.,0.,1.
14288,1,0.,0.,0.,1.
14289,0,0.,0.,0.,1.
14321,1,0.,0.,0.,1.
14322,0,0.,0.,0.,1.
14354,1,0.,0.,0.,1.
14355,0,0.,0.,0.,1.
14387,1,0.,0.,0.,1.
14388,0,0.,0.,0.,1.
14420,1,0.,0.,0.,1.
14421,0,0.,0.,0.,1.
14453,1,0.,0.,0.,1.
14454,0,0.,0.,0.,1.
14486,1,0.,0.,0.,1.

14487,0,0,0,0,1.
14519,1,0,0,0,1.
14520,0,0,0,0,1.
14552,1,0,0,0,1.
14553,0,0,0,0,1.
14585,1,0,0,0,1.
14586,0,0,0,0,1.
14618,1,0,0,0,1.
14619,0,0,0,0,1.
14621,1,0,0,0,1.
14622,0,0,0,0,1.
14651,1,0,0,0,1.
14652,0,0,0,0,1.
14654,1,0,0,0,1.
14655,0,0,0,0,1.
14687,1,0,0,0,1.
14688,0,0,0,0,1.
14720,1,0,0,0,1.
14721,0,0,0,0,1.
14753,1,0,0,0,1.
14754,0,0,0,0,1.
14786,1,0,0,0,1.
14787,0,0,0,0,1.
14819,1,0,0,0,1.
14820,0,0,0,0,1.
14852,1,0,0,0,1.
14853,0,0,0,0,1.
14885,1,0,0,0,1.
14886,0,0,0,0,1.
14918,1,0,0,0,1.
14919,0,0,0,0,1.

14951,1,0.,0.,0.,1.
14952,0,0.,0.,0.,1.
14984,1,0.,0.,0.,1.
14985,0,0.,0.,0.,1.
15017,1,0.,0.,0.,1.
15018,0,0.,0.,0.,1.
15050,1,0.,0.,0.,1.
15051,0,0.,0.,0.,1.
15083,1,0.,0.,0.,1.
15084,0,0.,0.,0.,1.
15116,1,0.,0.,0.,1.
15117,0,0.,0.,0.,1.
15149,1,0.,0.,0.,1.
15150,0,0.,0.,0.,1.
15182,1,0.,0.,0.,1.
15183,0,0.,0.,0.,1.
15215,1,0.,0.,0.,1.
15216,0,0.,0.,0.,1.
15248,1,0.,0.,0.,1.
15249,0,0.,0.,0.,1.
15281,1,0.,0.,0.,1.
15282,0,0.,0.,0.,1.
15311,1,0.,0.,0.,1.
15312,0,0.,0.,0.,1.
15344,1,0.,0.,0.,1.
15345,0,0.,0.,0.,1.
15377,1,0.,0.,0.,1.
15378,0,0.,0.,0.,1.
15410,1,0.,0.,0.,1.
15411,0,0.,0.,0.,1.
15443,1,0.,0.,0.,1.

15444,0,0,0,0,1.
15476,1,0,0,0,1.
15477,0,0,0,0,1.
15509,1,0,0,0,1.
15510,0,0,0,0,1.
15542,1,0,0,0,1.
15543,0,0,0,0,1.
15575,1,0,0,0,1.
15576,0,0,0,0,1.
15608,1,0,0,0,1.
15609,0,0,0,0,1.
15641,1,0,0,0,1.
15642,0,0,0,0,1.
15674,1,0,0,0,1.
15675,0,0,0,0,1.
15707,1,0,0,0,1.
15708,0,0,0,0,1.
15740,1,0,0,0,1.
15741,0,0,0,0,1.
15773,1,0,0,0,1.
15774,0,0,0,0,1.
15806,1,0,0,0,1.
15807,0,0,0,0,1.
15839,1,0,0,0,1.
15840,0,0,0,0,1.
15872,1,0,0,0,1.
15873,0,0,0,0,1.
15905,1,0,0,0,1.
15906,0,0,0,0,1.
15938,1,0,0,0,1.
15939,0,0,0,0,1.

15941,1,0.,0.,0.,1.
15942,0,0.,0.,0.,1.
15971,1,0.,0.,0.,1.
15972,0,0.,0.,0.,1.
15974,1,0.,0.,0.,1.
15975,0,0.,0.,0.,1.
16007,1,0.,0.,0.,1.
16008,0,0.,0.,0.,1.
16040,1,0.,0.,0.,1.
16041,0,0.,0.,0.,1.
16073,1,0.,0.,0.,1.
16074,0,0.,0.,0.,1.
16106,1,0.,0.,0.,1.
16107,0,0.,0.,0.,1.
16139,1,0.,0.,0.,1.
16140,0,0.,0.,0.,1.
16172,1,0.,0.,0.,1.
16173,0,0.,0.,0.,1.
16205,1,0.,0.,0.,1.
16206,0,0.,0.,0.,1.
16238,1,0.,0.,0.,1.
16239,0,0.,0.,0.,1.
16271,1,0.,0.,0.,1.
16272,0,0.,0.,0.,1.
16304,1,0.,0.,0.,1.
16305,0,0.,0.,0.,1.
16337,1,0.,0.,0.,1.
16338,0,0.,0.,0.,1.
16370,1,0.,0.,0.,1.
16371,0,0.,0.,0.,1.
16403,1,0.,0.,0.,1.

16404,0,0.,0.,0.,1.
 16436,1,0.,0.,0.,1.
 16437,0,0.,0.,0.,1.
 16469,1,0.,0.,0.,1.
 16470,0,0.,0.,0.,1.
 16502,1,0.,0.,0.,1.
 16503,0,0.,0.,0.,1.
 16535,1,0.,0.,0.,1.
 16536,0,0.,0.,0.,1.
 16568,1,0.,0.,0.,1.
 16569,0,0.,0.,0.,1.
 16601,1,0.,0.,0.,1.
 16602,0,0.,0.,0.,1.

mate
 1,9
 0.001174,1.e6,1.0,0.
 0.,0.,0.,0.,1.,0.00163
 0.,0.,0.,0.,0.

mate
 2,9
 0.001174,1.e6,1.0,0.
 0.,0.,0.,0.,1.,0.007572
 0.,0.,0.,0.,0.

end
 tie
 opti
 inter
 stop

APÊNDICE 3

3 **CÓDIGO DE ELEMENTOS FINITOS DESENVOLVIDO PARA
SIMULAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR EM 3-D**

```
subroutine elmt09(d,ul,xl,ix,tl,s,p,ndf,ndm,nst,isw)
implicit double precision (a-h,o-z)

c
c #####
c      3-dimensional Non-Linear flow element for FEAP:
c      8-node brick - Navier-Stokes and Energy equations
c      Laminar flow
c      Hughes upwinding scheme (Int. J. Num. Meth. in Eng.,
c      Vol. 12, 1359-1365, 1978)
c      by JOSE VARGAS & RUDMAR MATOS (12 February 2003)
c #####

c
c ..... allocation of d() array
c ..... (material properties)
c
c      Record 1
c
c      d(1) = viscosity
c      d(2) = Penalty parameter
c      d(3) = density
c      d(12)= upwind flag (0 = alfai.eq.0 and 1 = alfai.ne.0)
c
c      Record 2
```

```

c
c      d(4) = x-dir body force
c      d(5) = y-dir body force
c      d(6) = z-dir body force
c      d(7)  =   coefficient of thermal expansion
c      d(8)  =   specific heat
c      d(9)  =   thermal conductivity
c
c  Record 3.
c
c      d(10) =   reference temperature
c      d(11) =   Internal heat generation
c      d(13) = upwind alfa1 (-1 <= alfa1 <= 1)
c      d(14) = upwind alfa2 (-1 <= alfa1 <= 1)
c      d(15) = upwind alfa3 (-1 <= alfa1 <= 1)
c
c
c
c
character*4 o,head
logical errck,flg
common /bdata/ o,head(20)
common /cdata/ numnp,numel,nummat,nen,neq,ipr
common /eldata/ dm,n,ma,mct,iel,nel
common /errchk/ errck
common /iofile/ ior,iow
common /plstrs/ np
common /pdata6/ inord(26),ipord(30,26)
common /hdata/ nh1,nh2
common h(1),mh(1)
save /bdata/,/cdata/,/eldata/,/pdata6/,/plstrs/,
1  /iofile/,/hdata/,nhv

```

```

dimension d(1),ul(ndf,1),xl(ndm,1),ix(1),tl(1),s(nst,1),p(1)
1  ,shp(4,8),sg(24),wg(9),sig(9),eps(12),td(6),
2  lx(8),ly(8),lz(8),gss(3),dd(6,6),taux(3,3),rkbar(3,3),
3  bbm(6,3,8),bbd(6,3),siga(15),sigv(15,8),
4  cin(6),uaux(3),bous(3),din(6),rl(3),b(3)
data lx/-1,1,1,-1,-1,1,1,-1/ly/-1,-1,1,1,-1,-1,1,1/
data lz/-1,-1,-1,-1,1,1,1,1/

c
c
c.... go to correct array processor
      go to(1,2,3,4,5,3,7,4), isw
c.... input record 1 of material properties
1  if(ior.lt.0) write(*,3000)
c.... nh1 = nhv*lint + element-wide-history-variables
      nh1 = 0
      nhv = 0
      call dinput(td,4)
      if(errck) go to 1
c.... move properties
      d(1) = td(1) ! viscosity
      d(2) = td(2) ! penalty parameter
      d(3) = td(3) ! density
      d(12) = td(4) ! flag upwinding (0 = alfai.eq.0 and 1 = alfai.ne.0)
11  if(ior.lt.0) write(*,3001)
c.... input record 2 of material properties
      call dinput(td,6)
      if(errck) go to 11
c.... move properties
      d(4) = td(1) ! x-body force
      d(5) = td(2) ! y-body force
      d(6) = td(3) ! z-body force

```

d(7) = td(4) ! beta - coef. thermal expansion
 d(8) = td(5) ! Cp - specific heat const pressure
 d(9) = td(6) ! k - fluid thermal conductivity

122 if(ior.lt.0) write(*,3002)

c.... input record 3 of material properties

call dinput(td,5)
 if(errck) go to 122

c.... move properties

d(10) = td(1) ! T0 - reference temperature
 d(11) = td(2) ! Q - Internal heat generation
 d(13) = td(3) ! alfa1 upwinding parameter
 d(14) = td(4) ! alfa2 upwinding parameter
 d(15) = td(5) ! alfa3 upwinding parameter

c.... output current parameters

write(iow,2000) d(1),d(2),d(3),d(4),d(5),d(6)
 & ,d(7),d(8),d(9),d(10),d(11),d(12),d(13),d(14),d(15)
 if(ior.lt.0) then
 write(*,2000) d(1),d(2),d(3),d(4),d(5),d(6)
 & ,d(7),d(8),d(9),d(10),d(11),d(12),d(13),d(14),d(15)
 endif

c.... set properties into d-array for subsequent use

c.... Number of integration points

c....

inord(iel) = 16
 ipord(1,iel) = 1
 ipord(2,iel) = 2
 ipord(3,iel) = 3
 ipord(4,iel) = 4
 ipord(5,iel) = 1
 ipord(6,iel) = 5
 ipord(7,iel) = 6

```

ipord( 8,iel) = 2
ipord( 9,iel) = 6
ipord(10,iel) = 7
ipord(11,iel) = 3
ipord(12,iel) = 7
ipord(13,iel) = 8
ipord(14,iel) = 4
ipord(15,iel) = 8
ipord(16,iel) = 5
return

```

c.... check element for errors in input data

c.... no checking as yet for 3d

2 return

```

c*****

```

c ISW = 3 and 6

```

c*****

```

c.... compute stress-divergence vector (p) and stiffness matrix (s)

3 d2 = d(3)*d(4)*d(7)*d(10) ! rho * g_x * beta * T0

d3 = d(3)*d(5)*d(7)*d(10) ! rho * g_y * beta * T0

d4 = d(3)*d(6)*d(7)*d(10) ! rho * g_z * beta * T0

d5 = d(11) ! Q - internal heat generation

flg = isw .eq. 6

c.... set up Gauss points internally (without using pgauss)

lint=8

g=1.d0/dsqrt(3.d0)

i1=1

do 100 i=1,8

sg(i1) = g*lx(i)

sg(i1+1) = g*ly(i)

sg(i1+2) = g*lz(i)

wg(i) = 1.

```

        i1=i1+ndm
100 continue
c
c   assign zeros to elementar stiffness matrix
c
    do 111 ii=1,nst
        p(ii)=0.d0
        do 12 jj=1,nst
            s(ii,jj)=0.d0
12    continue
111 continue
c
c.... first loop over integration points, compute internal force vector
c.... and stiffness for element (first viscous terms, then inertia)
c
    l1=1
    do 330 l = 1,lint ! start of loop over gaussian points
        gss(1)=sg(l1)
        gss(2)=sg(l1+1)
        gss(3)=sg(l1+2)
        call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
c
c      shp: array containing evaluations of all element shape
c      functions and derivatives
c      shp(1,a)=N_a,x (gss(1),gss(2),gss(3))
c      shp(2,a)=N_a,y (gss(1),gss(2),gss(3))
c      shp(3,a)=N_a,z (gss(1),gss(2),gss(3))
c      shp(4,a)=N_a (gss(1),gss(2),gss(3))
c      for a=1,...,lint(=8)
c      xsj: jacobian of coordinate transformation
c      (i.e., det(dx/dxi))

```

```

c
    xsj = xsj*wg(1)
c....
c
c.... including weight and jacobian determinant in viscosity
c.... density, boussinesq and thermal conduction
c
    dmua = d(1)*xsj
    rho = d(3)*xsj
    bous(1) = d(4)*d(7)*rho
    bous(2) = d(5)*d(7)*rho
    bous(3) = d(6)*d(7)*rho
    rk = d(9)*xsj
c
c.... big loop to assemble the jacobian matrix (32x32 for linear elements)
c
c
    nline = 0
    do 33 ii=1,nel ! loop over a
        ncol = 0
        do 44 jj=1,nel ! loop over b
            do 55 ki=1,ndm
                do 66 kj = 1,ndm
                    taua(ki,kj) = shp(ki,ii)*shp(kj,jj)*dmua
266                continue
55        continue
c
c    Now, kbar_a,b is assembled.
c    Next, assemble k2bar_a,b
c
    do ki = 1,ndm

```

```

do kj = 1,ndm
  if(ki.eq.1.and.kj.eq.1) then
rkbar(ki,kj) = 2.d0*taux(1,1)+taux(2,2)+taux(3,3)
  else
    if(ki.eq.2.and.kj.eq.2) then
rkbar(ki,kj) = taux(1,1)+2.d0*taux(2,2)+taux(3,3)
    else
      if(ki.eq.3.and.kj.eq.3) then
rkbar(ki,kj) = taux(1,1)+taux(2,2)+2.d0*taux(3,3)
      else
rkbar(ki,kj) = taux(ki,kj)
      endif
    endif
  endif
enddo
enddo

c
c.... compute thermal diffusion and
c Boussinesq vector
c
do ik=1,ndm
  b(ik)= bous(ik)*shp(4,ii)*shp(4,jj) ! B_i
  rl(ik)= rk*shp(ik,ii)*shp(ik,jj) ! Lj(uj)
enddo

c
c.... constructing jacobian with C,K,D, L and B (Reddy notation) and
c.... putting the small matrix (4x4) in the big one (32x32)
c
c.... first row
c
s(ii+nlne,jj+ncol) = rkbar(1,1)

```

```

& +s(ii+nline,jj+ncol)
s(ii+nline,jj+1+ncol) = rkbar(1,2)
& +s(ii+nline,jj+1+ncol)
s(ii+nline,jj+2+ncol) = rkbar(1,3)
& +s(ii+nline,jj+2+ncol)
s(ii+nline,jj+3+ncol) = b(1)
& +s(ii+nline,jj+3+ncol)
c
c.... second row
c
s(ii+1+nline,jj+ncol) = rkbar(2,1)
& +s(ii+1+nline,jj+ncol)
s(ii+1+nline,jj+1+ncol) = rkbar(2,2)+s(ii+1+nline,jj+1+ncol)
s(ii+1+nline,jj+2+ncol) = rkbar(2,3)
& +s(ii+1+nline,jj+2+ncol)
s(ii+1+nline,jj+3+ncol) = b(2)
& +s(ii+1+nline,jj+3+ncol)
c
c.... third row
c
s(ii+2+nline,jj+ncol) = rkbar(3,1)
& +s(ii+2+nline,jj+ncol)
s(ii+2+nline,jj+1+ncol) = rkbar(3,2)
& +s(ii+2+nline,jj+1+ncol)
s(ii+2+nline,jj+2+ncol) = rkbar(3,3)+s(ii+2+nline,jj+2+ncol)
s(ii+2+nline,jj+3+ncol) = b(3)
& +rkbar(3,3)+s(ii+2+nline,jj+3+ncol)
c
c.... fourth row
c
s(ii+3+nline,jj+3+ncol) = rl(1)+rl(2)

```

```

& +rl(3)+s(ii+3+nline,jj+3+ncol)
c
c....   compute force vector with C,K,D, L and B contributions (Reddy notation)
c
c   first row
c
p(ii+nline) = p(ii+nline)-(
& rkbar(1,1)*ul(1,jj)+rkbar(1,2)*ul(2,jj)
& +rkbar(1,3)*ul(3,jj)+b(1)*ul(4,jj))
c23456789012345678901234567890123456789012345678901234567890123456789
012
c
c   second row
c
p(ii+1+nline) = p(ii+1+nline)-(rkbar(2,3)*ul(3,jj)
& +rkbar(2,2)*ul(2,jj)+rkbar(2,1)*ul(1,jj)+b(2)*ul(4,jj))
c
c   third row
c
p(ii+2+nline) = p(ii+2+nline)-(rkbar(3,3)*ul(3,jj)
& +rkbar(3,2)*ul(2,jj)+rkbar(3,1)*ul(1,jj)+b(3)*ul(4,jj))
c
c   fourth row
c
p(ii+3+nline) = p(ii+3+nline)-((rl(1)+rl(2)+rl(3))*ul(4,jj))
c
c   increment for column to put the contribution of the
c   small matrix into the right spot in the big one (32x32)
c
ncol = ncol+ndf-1
44 continue

```

```

c
c  increment for line to put the contribution of the
c  small matrix into the right spot in the big one (32x32)
c
      nline = nline+ndf-1
33  continue
c
c
c.... nline and ncol vary as 0,3,6,...,21
c.... for each gaussian point
c
c
c.... now compute gravity and thermal loads
c.... elemental force vector assembly
c
      k1 = 1
      do j=1,nel
         p(k1) = p(k1)+d2*shp(4,j)*xsj
         p(k1+1) = p(k1+1)+d3*shp(4,j)*xsj
         p(k1+2) = p(k1+2)+d4*shp(4,j)*xsj
         p(k1+3) = p(k1+3)+d5*shp(4,j)*xsj
         k1 = k1+ndf
      enddo
c
      l1 = l1 + ndm
330  continue ! end of first loop over gaussian points
c
c*****
c  End of first integration loop over the gaussian points
c*****
c

```

```

c.... now we have the jacobian and force vector with K
c.... and we have to add the  $K^{\wedge}$  contribution, performing a
c.... reduced order Gaussian Integration (one level)
c
c
c.... set up Gauss points internally (without using pgauss)
  lint=1
  g=0.d0
  i1=1
    sg(i1) = g*lx(1)
    sg(i1+1) = g*ly(1)
    sg(i1+2) = g*lz(1)
    wg(1) = 8.
  c
c  there is just one integration point in each direction, so lint=1
c
  l1=1
  do 371 l=1,lint
    gss(1)=sg(l1)
    gss(2)=sg(l1+1)
    gss(3)=sg(l1+2)
    call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
  c
c    shp: array containing evaluations of all element shape
c    functions and derivatives
c    shp(1,a)=N_a,x (gss(1),gss(2),gss(3))
c    shp(2,a)=N_a,y (gss(1),gss(2),gss(3))
c    shp(3,a)=N_a,z (gss(1),gss(2),gss(3))
c    shp(4,a)=N_a (gss(1),gss(2),gss(3))
c    for a=1,...,lint(=1)
c    xsj: jacobian of coordinate transformation

```

```

c      (i.e.,  $\det(dx/dxi)$ )
c
      xsj = xsj*wg(l)
c....
c
c
c.... including weight and Jacobian determinant in the
c.... penalty parameter
c
      gama = d(2)*xsj
      nline = 0
      do 34 ii=1,nel ! loop over a
        ncol = 0
        do 45 jj = 1, nel !loop over b
          do 56 ki=1,ndm
            do 67 kj=1,ndm
              taux(ki,kj) = shp(ki,ii)*shp(kj,jj)*gama
67          continue
56        continue
c
c
c.... putting the small matrix (3x3) in the big one (32x32)
c.... adding the new penalty contribution into "s" (big matrix)
c
c  first row
c
      s(ii+nline,jj+ncol) = taux(1,1)+s(ii+nline,jj+ncol)
      s(ii+nline,jj+1+ncol) = taux(1,2)+s(ii+nline,jj+1+ncol)
      s(ii+nline,jj+2+ncol) = taux(1,3)+s(ii+nline,jj+2+ncol)
c
c  second row

```

```

c
s(ii+1+nline,jj+ncol) = taux(2,1)+s(ii+1+nline,jj+ncol)
s(ii+1+nline,jj+1+ncol) = taux(2,2)+s(ii+1+nline,jj+1+ncol)
s(ii+1+nline,jj+2+ncol) = taux(2,3)+s(ii+1+nline,jj+2+ncol)
c
c  third row
c
s(ii+2+nline,jj+ncol) = taux(3,1)+s(ii+2+nline,jj+ncol)
s(ii+2+nline,jj+1+ncol) = taux(3,2)+s(ii+2+nline,jj+1+ncol)
s(ii+2+nline,jj+2+ncol) = taux(3,3)+s(ii+2+nline,jj+2+ncol)
c
c....  update force vector with K^
c
p(ii+nline) = p(ii+nline)-(taux(1,1)*ul(1,jj)+taux(1,2)*
& ul(2,jj)+taux(1,3)*ul(3,jj))
p(ii+1+nline) = p(ii+1+nline)-(taux(2,1)*ul(1,jj)+taux(2,2)*
& ul(2,jj)+taux(2,3)*ul(3,jj))
p(ii+2+nline) = p(ii+2+nline)-(taux(3,1)*ul(1,jj)+taux(3,2)*
& ul(2,jj)+taux(3,3)*ul(3,jj))
c
c2345678901234567890123456789012345678901234567890123456789
012
c
c  increment for column to put the contribution of the
c  small matrix into the right spot in the big one (32x32)
c
ncol = ncol+ndf-1
45  continue
c
c  increment for line to put the contribution of the
c  small matrix into the right spot in the big one (32x32)

```

```

c
      nline = nline+ndf-1
34   continue
      l1 = l1 + ndm
371  continue

c
c*****

c   End of penalty pressure loop
c*****

c
c*****

c   UPWINDING SCHEME
c*****

c
c
      nalfa = d(12)
      alfa1=d(13)
      alfa2=d(14)
      alfa3=d(15)

c
c.... and we have to add C and D contributions, performing a
c.... reduced order Gaussian Integration (one level)
c
c
c.... set up Gauss points internally (without using pgauss)
      lint=1
      g=0.d0
      i1=1
      sg(i1) = g*lx(1)
      sg(i1+1) = g*ly(1)
      sg(i1+2) = g*lz(1)

```

```

      wg(1) = 8.
c
c   there is just one integration point in each direction, so lint=1
c
      l1=1
      gss(1)=sg(l1)
      gss(2)=sg(l1+1)
      gss(3)=sg(l1+2)
      call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
c
c   shp: array containing evaluations of all element shape
c         functions and derivatives
c         shp(1,a)=N_a,x (gss(1),gss(2),gss(3))
c         shp(2,a)=N_a,y (gss(1),gss(2),gss(3))
c         shp(3,a)=N_a,z (gss(1),gss(2),gss(3))
c         shp(4,a)=N_a (gss(1),gss(2),gss(3))
c         for a=1,...,lint(=1)
c   xsj: jacobian of coordinate transformation
c         (i.e., det(dx/dxi))
c
      xsj = xsj*wg(1)
c
c.... including weight and jacobian determinant
c.... in density
c
      rho = d(3)*xsj
      du = d(3)*d(8)*xsj
c
c   compute velocity for integral of advective terms
c   at element origin qsi=(0,0)
c

```

```

        do jn=1,ndm
            uaux(jn)=0.d0
            uaux1=0.d0
c
c.... compute sum over c of N_c * u_c and N_c * 1
c
            do ir=1,nel
                uaux(jn)=uaux(jn)+shp(4,ir)*ul(jn,ir)
                uaux1=uaux1+shp(4,ir)
            enddo
        enddo
c
c.... evaluate shape func. for a point diff. than zero for any alfai.ne.zero
c
        if(nalfa.ne.0) then
            gss(1)=alfa1
            gss(2)=alfa2
            gss(3)=alfa3
            call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
        endif
c
c
c.... big loop to assemble the jacobian matrix (32x32 for linear elements)
c
c
        nline = 0
        do 331 ii=1,nel ! loop over a
            ncol = 0
            do 441 jj=1,nel ! loop over b
c
c.... compute inertia contribution

```

c and advection

c

do ik=1,ndm

cin(ik)= rho*shp(4,ii)*uaux(ik)*shp(ik,jj) ! Cj(uj)

din(ik)= du*shp(4,ii)*uaux(ik)*shp(ik,jj) ! Dj(uj)

cin(ik+ndm)=rho*shp(4,ii)*uaux1*shp(ik,jj) ! Cj(1)

din(ik+ndm)=du*shp(4,ii)*uaux1*shp(ik,jj) ! Dj(1)

enddo

c

c.... constructing jacobian adding C and D (Reddy notation) and

c.... putting the small matrix (4x4) in the big one (32x32)

c

c.... first row

c

s(ii+nline,jj+ncol) = cin(1)+cin(4)*ul(1,jj)+cin(2)

& +cin(3)+s(ii+nline,jj+ncol)

s(ii+nline,jj+1+ncol) = cin(5)*ul(1,jj)

& +s(ii+nline,jj+1+ncol)

s(ii+nline,jj+2+ncol) = cin(6)*ul(1,jj)

& +s(ii+nline,jj+2+ncol)

c

c.... second row

c

s(ii+1+nline,jj+ncol) = cin(4)*ul(2,jj)

& +s(ii+1+nline,jj+ncol)

s(ii+1+nline,jj+1+ncol) = cin(1)+cin(2)+cin(5)*ul(2,jj)

& +cin(3)+s(ii+1+nline,jj+1+ncol)

s(ii+1+nline,jj+2+ncol) = cin(6)*ul(2,jj)

& +s(ii+1+nline,jj+2+ncol)

c

c.... third row

C

```

s(ii+2+nline,jj+ncol) = cin(4)*ul(3,jj)
& +s(ii+2+nline,jj+ncol)
s(ii+2+nline,jj+1+ncol) = cin(5)*ul(3,jj)
& +s(ii+2+nline,jj+1+ncol)
s(ii+2+nline,jj+2+ncol) = cin(1)+cin(2)+cin(6)*ul(3,jj)
& +cin(3)+s(ii+2+nline,jj+2+ncol)

```

```

& *ul(2,jj)+cin(3)*ul(2,jj))
c
c  third row
c
p(ii+2+nline) = p(ii+2+nline)-(cin(1)*ul(3,jj)+cin(2)
& *ul(3,jj)+cin(3)*ul(3,jj))
c
c  fourth row
c
p(ii+3+nline) = p(ii+3+nline)-
& ((din(1)+din(2)+din(3))*ul(4,jj))
c
c  increment for column to put the contribution of the
c  small matrix into the right spot in the big one (32x32)
c
ncol = ncol+ndf-1
441 continue
c
c  increment for line to put the contribution of the
c  small matrix into the right spot in the big one (32x32)
c
nline = nline+ndf-1
331 continue
c
c
c.... nline and ncol vary as 0,3,6,...,21
c.... for each gaussian point
c
c.... Now we have assembled the elemental jacobian matrix
c.... completely for the 3-D FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER problem and the
c.... elemental residual vector WITH AN UPWINDING SCHEME

```

```

c
c
    return
c
c*****
c
c          ISW = 4
c*****
4  d2 = d(4)*d(3) ! x-body force times density
    d3 = d(3)*d(5) ! y-body force times density
    d4 = d(3)*d(6) ! z-body force times density
c.... set up Gauss points internally (without using pgauss)
    lint=8
    g=1.d0/dsqrt(3.d0)
    i1=1
    do 360 i=1,8
        sg(i1) = g*lx(i)
        sg(i1+1) = g*ly(i)
        sg(i1+2) = g*lz(i)
        wg(i) = 1.
        i1=i1+ndf
    360 continue
c
c.... compute element fluxes
c
    l1=1
    cx=0.
    cy=0.
    cz=0.
c
c*****
c  attribute zero-value to vector siga(..)

```

```

c    to compute average fluxes
c*****
      do kk=1,15
        siga(kk)=0.d0
      enddo
c*****
c
      do 440 l = 1,lint
c....
c.... compute element shape functions
c....
        gss(1)=sg(l1)
        gss(2)=sg(l1+1)
        gss(3)=sg(l1+2)
        call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
        xsj=xsj*wg(l)
c....
c.... compute strains and coordinates
c....
        do 370 i = 1,12
          eps(i) = 0.0
370    continue
        xx = 0.0
        yy = 0.0
        zz = 0.0
        do 380 j = 1,nel
          xx = xx + shp(4,j)*xl(1,j)
          yy = yy + shp(4,j)*xl(2,j)
          zz = zz + shp(4,j)*xl(3,j)
          eps(1) = eps(1) + shp(1,j)*ul(1,j) ! du/dx
          eps(2) = eps(2) + shp(2,j)*ul(1,j) ! du/dy

```

```

    eps(3) = eps(3) + shp(3,j)*ul(1,j) ! du/dz
    eps(4) = eps(4) + shp(1,j)*ul(2,j) ! dv/dx
    eps(5) = eps(5) + shp(2,j)*ul(2,j) ! dv/dy
    eps(6) = eps(6) + shp(3,j)*ul(2,j) ! dv/dz
    eps(7) = eps(7) + shp(1,j)*ul(3,j) ! dw/dx
    eps(8) = eps(8) + shp(2,j)*ul(3,j) ! dw/dy
    eps(9) = eps(9) + shp(3,j)*ul(3,j) ! dw/dz
    eps(10) = eps(10) + shp(1,j)*ul(4,j) ! dT/dx
    eps(11) = eps(11) + shp(2,j)*ul(4,j) ! dT/dy
    eps(12) = eps(12) + shp(3,j)*ul(4,j) ! dT/dz
380  continue
C*****
C  compute global coordinate of the central point
C
    cx=cx+0.125d0*xx
    cy=cy+0.125d0*yy
    cz=cz+0.125d0*zz
C*****
C
C
    sigv(1,l) = eps(1)
    sigv(2,l) = eps(2)
    sigv(3,l) = eps(3)
    sigv(4,l) = eps(4)
    sigv(5,l) = eps(5)
    sigv(6,l) = eps(6)
    sigv(7,l) = eps(7)
    sigv(8,l) = eps(8)
    sigv(9,l) = eps(9)
    sigv(10,l) = -d(2)*(eps(1)+eps(5)+eps(9)) ! pressure
    sigv(11,l) = eps(1)+eps(5)+eps(9) ! mass conservation

```

```

      sigv(12,l) = -d(9)*eps(10) ! q_x = -k*dT/dx
      sigv(13,l) = -d(9)*eps(11) ! q_y = -k*dT/dy
      sigv(14,l) = -d(9)*eps(12) ! q_z = -k*dT/dz
C
C....
C.... Average stresses
C....
      do 4010 j = 1,14
        siga(j) = siga(j) + 0.125d0*sigv(j,l)
4010  continue
C....
      l1 = l1 + ndf
440  continue
C....
C.... if nodal values go to isw = 8
C....
      if(isw.eq.8) go to 8
C....
C.... output pressure, mass conserv. and fluxes at center of elements
C....
      mct = mct - 2
      if(mct.le.0) then
        write(iow,2001) o,head
        if(ior.lt.0) then
          write(*,2001) o,head
        endif
        mct = 50
      endif
      write(iow,2002) n,ma,(siga(ii),ii=1,14),cx,cy,cz
      if(ior.lt.0) then
        write(*,2002) n,ma,(siga(ii),ii=1,14),cx,cy,cz

```

```

endif
c
return
c
c.... compute consistent mass matrix (TRANSIENT PROBLEMS)
c.....(NOT CORRECTED FOR FLUID FLOW YET - SEPT 14, 2002)
c
5 lint=8
c.... set up Gauss points internally (without using pgauss)
g=1.d0/dsqrt(3.d0)
i1=1
do 505 i=1,8
sg(i1) = g*lx(i)
sg(i1+1) = g*ly(i)
sg(i1+2) = g*lz(i)
wg(i) = 1.
i1=i1+ndf
505 continue
l1=1
do 530 l = 1,lint
c.... compute shape functions
gss(1)=sg(l1)
gss(2)=sg(l1+1)
gss(3)=sg(l1+2)
call shp3d(gss,xsj,shp,xl,ndm)
dv = wg(l)*xsj*d(4)
c.... for each node j compute db = rho*shape*dv
j1 = 1
do 520 j = 1,nel
w11 = shp(4,j)*dv
c.... compute a lumped mass

```

```

    p(j1) = p(j1) + w11
c.... for each node k compute mass matrix (upper triangular part)
    k1 = j1
    do 510 k = j,nel
        s(j1,k1) = s(j1,k1) + shp(4,k)*w11
        k1 = k1 + ndf
510    continue
    j1 = j1 + ndf
520    continue
    l1=l1+ndf
530    continue
c.... compute missing parts and lower part by symmetries
    nsl = nel*ndf
    do 550 j = 1,nsl,ndf
        p(j+1) = p(j)
        p(j+2) = p(j)
        do 540 k = j,nsl,ndf
            s(j+1,k+1) = s(j,k)
            s(j+2,k+2) = s(j,k)
            s(k,j) = s(j,k)
            s(k+1,j+1) = s(j,k)
            s(k+2,j+2) = s(j,k)
540        continue
550    continue
    return
c....
c.... Compute the surface tractions
c.... not implemented for this element
c....
7    return
c....

```

c.... Compute the projected nodal stress values

c....

```
8  np1 = np + (numnp-1)*ipr
```

```
    call stcn09(ix,xl,sigv,mh(np-ipr),mh(np1),ndm,nel,numnp)
```

```
    return
```

c....

c.... formats for input-output

c....

```
1000 format(3f10.0,3i10/6f10.0)
```

```
2000 format(/5x,'three dimensional Navier-stokes-flow and
```

```
    & energy element - no upwinding'//
```

```
1 10x,9hviscosity,e18.5/10x,14hpenalty param.,e18.5/10x,
```

```
2 7hdensity,e18.5/
```

```
3 10x,'x-gravity',e16.5/10x,'y-gravity',e16.5/
```

```
3 10x,'z-gravity',e16.5/10x,'beta - th. exp.',e16.5/
```

```
3 10x,'Cp - spec. heat',e16.5/10x,'k - conduc.',e16.5/
```

```
3 10x,'T0 - ref. temperature',e16.5/10x,
```

```
& 'Q - int. heat gen.',e16.5/10x,'upwind flag (0 or 1)',e16.5/
```

```
3 10x,'alfa - dir 1',e16.5/10x,'alfa - dir 2',e16.5/
```

```
3 10x,'alfa - dir 3',e16.5/)
```

```
!
```

```
!
```

```
2001 format(a1,20a4//5x,14helement fluxes//18h element material
```

```
1 ,3x,5hdu-dx,3x,5hdu-dy,3x,5hdu-dz,3x,
```

```
2 5hdv-dx,3x,5hdv-dy,3x,5hdv-dz,/,4x,
```

```
3 5hdw-dx,3x,5hdw-dy,3x,5hdw-dz,3x,8hpressure,
```

```
4 3x,7hm-cons.,3x,'dT-dx',3x,'dT-dy',3x,'dT-dz',/,
```

```
5 7h1-coord,2x,7h2-coord,2x,7h3-coord)
```

```
2002 format(2i9,6e12.3/8e12.3/3f9.3/1x)
```

```
3000 format(' Input: visc, gama, rho/' >',$)
```

```
3001 format(' Input: 1-body, 2-body, 3-body, beta, Cp, k/' l>',$)
```

```

3002 format(' Input: T0, Q/' l>',$)
      end

C
C
C
C*****
**

      subroutine stcn09(ix,xl,sigv,dt,st,ndm,nel,numnp)
C*****
**

      implicit double precision (a-h,o-z)
      dimension dt(numnp),st(numnp,1),xl(ndm,1),shp(4,8),sigv(15,8),
1      ix(1),ss(8),tt(8),uu(8),tg(3)
      common /strnum/ istv
      save /strnum/
      data ss/-1.d0, 1.d0, 1.d0,-1.d0,-1.d0, 1.d0, 1.d0,-1.d0/
      data tt/-1.d0,-1.d0, 1.d0, 1.d0,-1.d0,-1.d0, 1.d0, 1.d0/
      data uu/-1.d0,-1.d0,-1.d0,-1.d0, 1.d0, 1.d0, 1.d0, 1.d0/
      istv = 9

c..... lumped and consistent projection routine
      g = dsqrt(3.0d0)

C....
c.... Loop over gauss points
C....
      do 300 l = 1,8
          tg(1) = ss(l)/g
          tg(2) = tt(l)/g
          tg(3) = uu(l)/g
          call shp3d(tg,xsj,shp,xl,ndm)

C....
c.... Loop over element nodes

```

C....

```

    do 120 j = 1,nel
    ll = ix(j)
    if(ll.gt.0) then
        xg    = xsj*shp(4,j)
        dt(ll) = dt(ll) + xg
        st(ll,1) = st(ll,1) + sigv(1,l)*xg
        st(ll,2) = st(ll,2) + sigv(2,l)*xg
        st(ll,3) = st(ll,3) + sigv(3,l)*xg
        st(ll,4) = st(ll,4) + sigv(4,l)*xg
        st(ll,5) = st(ll,5) + sigv(5,l)*xg
        st(ll,6) = st(ll,6) + sigv(6,l)*xg
        st(ll,7) = st(ll,7) + sigv(7,l)*xg
        st(ll,8) = st(ll,8) + sigv(8,l)*xg
        st(ll,9) = st(ll,9) + sigv(9,l)*xg
        st(ll,10) = st(ll,10) + sigv(10,l)*xg
        st(ll,11) = st(ll,11) + sigv(11,l)*xg
        st(ll,12) = st(ll,12) + sigv(12,l)*xg
        st(ll,13) = st(ll,13) + sigv(13,l)*xg
        st(ll,14) = st(ll,14) + sigv(14,l)*xg
    endif
120  continue
300  continue

    return
end

C*****

```

APÊNDICE 4

4 RELAÇÃO DOS ENSAIOS EFETUADOS

Para a realização dos ensaios aqui apresentados foram construídos:

04 módulos de teste de tubos não aletados, $e = 0,5$ e $S/2b = 0,1, 0,25, 0,5$ e $1,5$;

04 módulos de teste de tubos não aletados, $e = 0,6$ e $S/2b = 0,1, 0,25, 0,5$ e $1,5$;

03 módulos de teste de tubos não aletados, $e = 1,0$ e $S/2b = 0,25, 0,5$ e $1,5$;

01 módulo de teste de tubos não aletados, $e = 0,4$ e $S/2b = 0,25$;

01 módulo de teste com 0,5 aletas/pol, $e = 0,4$ e $S/2b = 0,25$;

04 módulos de teste com 0,5 aletas/pol, $e = 0,5$ e $S/2b = 0,1, 0,25, 0,5$ e $1,5$;

04 módulos de teste com 0,5 aletas/pol, $e = 0,6$ e $S/2b = 0,1, 0,25, 0,5$ e $1,5$;

03 módulos de teste com 0,5 aletas/pol, $e = 1,0$ e $S/2b = 0,25, 0,5$ e $1,5$;

01 módulo de teste com 8 aletas/pol, $e = 1,0$ e $S/2b = 0,25$;

01 módulo de teste com 22 aletas/pol, $e = 1,0$ e $S/2b = 0,5$.

Totalizando 26 módulos de teste, que permitiram a realização de 650 testes experimentais com cinco velocidades do escoamento livre, sendo que se realizaram cinco rodadas de medições da temperatura para cada uma das velocidades.

Os parâmetros geométricos e físicos utilizados para os cálculos dos arranjos foram:

Semi-eixo menor do tubo, $D=2b$, (mm): (15,875 para todas as excentricidades);

Semi-eixo maior do tubo, $2a$, (mm), para $e=1,0, 0,6, 0,5$ e $0,4$: 15,875, 26,76, 32,22 e 37,2, respectivamente;

Espessura do tubo (mm): 0,79375 (para todas as excentricidades);

Espaçamento transversal do tubo, $(S+2b)$, (mm), para $S/2b = 1,5, 0,5, 0,25$ e $0,1$: 39,69, 23,81, 19,84 e 17,46, respectivamente;

Espaçamento longitudinal do tubo, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm): 34,37 (valor utilizado para $S/2b = 1,5, 0,5, 0,25$ e $0,1$);

Volume fixo, (mm): $135,33 \times 115,09 \times 152$;

Dimensão da aleta, (mm): $150 \times 130 \times 0,3$;

L (mm): 135,33 (para a relação $S/2b = 1,5$ e excentricidade $e = 0,5$);

H (mm): 115,09 (para a relação $S/2b = 1,5$ e excentricidade $e = 0,5$);

W (mm): 152;

$L/2b = 8,52$;

$H/2b = 7,25$;

$n_t = 12$;

$N_{ce} = 6$;

$N = 4$;

$Pr = 0,72$;

t_f (mm): 0,3;

δ (mm): 50,5, 2,875 e 0,855 para 0,5, 8 e 22 aletas/pol; respectivamente;

ϕ_f : 0, 0,006, 0,094, 0,26 para 0, 0,5, 8 e 22 aletas/pol; respectivamente.

Mostra-se a seguir as tabelas utilizadas para tabulação dos dados levantados experimentalmente e as respectivas figuras com as dimensões dos arranjos para todos os ensaios realizados com $Re_{2b} = 1000$.

TABELA 2 - TESTE REALIZADO EM 23/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,25, e = 1, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,01588	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	1,0	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	19,84
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_a , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$	
T1	21,41	21,50	21,32	21,54	21,58	21,47	0,10313	0,20626	21,47	$\pm$ 0,20626
T2	21,67	21,76	21,58	21,80	21,84	21,73	0,10438	0,20877	21,73	$\pm$ 0,20877
T3	21,48	21,57	21,39	21,61	21,65	21,54	0,10347	0,20694	21,54	$\pm$ 0,20694
T4	32,13	32,26	32,00	32,32	32,39	32,22	0,15477	0,30954	32,22	$\pm$ 0,30954
T5	35,75	35,89	35,61	35,96	36,04	35,85	0,17221	0,34441	35,85	$\pm$ 0,34441
T6	40,32	40,48	40,16	40,56	40,64	40,43	0,19422	0,38844	40,43	$\pm$ 0,38844
T7	41,41	41,58	41,24	41,66	41,74	41,53	0,19947	0,39894	41,53	$\pm$ 0,39894
T8	32,58	32,71	32,45	32,78	32,84	32,67	0,15694	0,31387	32,67	$\pm$ 0,31387
T9	32,87	33,00	32,74	33,07	33,13	32,96	0,15833	0,31667	32,96	$\pm$ 0,31667
T10	31,59	31,72	31,46	31,78	31,84	31,68	0,15217	0,30434	31,68	$\pm$ 0,30434
T11	33,99	34,13	33,85	34,19	34,26	34,09	0,16373	0,32746	34,09	$\pm$ 0,32746
T12	33,86	34,00	33,72	34,06	34,13	33,95	0,16310	0,32620	33,95	$\pm$ 0,32620
T13	21,30	21,38	21,21	21,43	21,47	21,36	0,10260	0,20520	21,36	$\pm$ 0,20520

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,25	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00397	$N_{sg} =$		$\phi_f =$	0,006	U_∞ (m/s)=		$Re_{2b} =$	1000	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_a (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00181	Δp (Pa) =	1,38
T_e (°C)=	21,58	T_w (°C)=	37,51	T_m (°C)=	30,88	T_s (°C)=	33,07	$\bar{\theta}_s =$	0,721423	$\bar{q}_* =$	645,4
Volt (V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_*} / \bar{q}_* =$	0,028	$B_{q_*} / \bar{q}_* =$	0,025	$U_{q_*} / \bar{q}_* =$	0,0373

FIGURA 67 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,25$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$

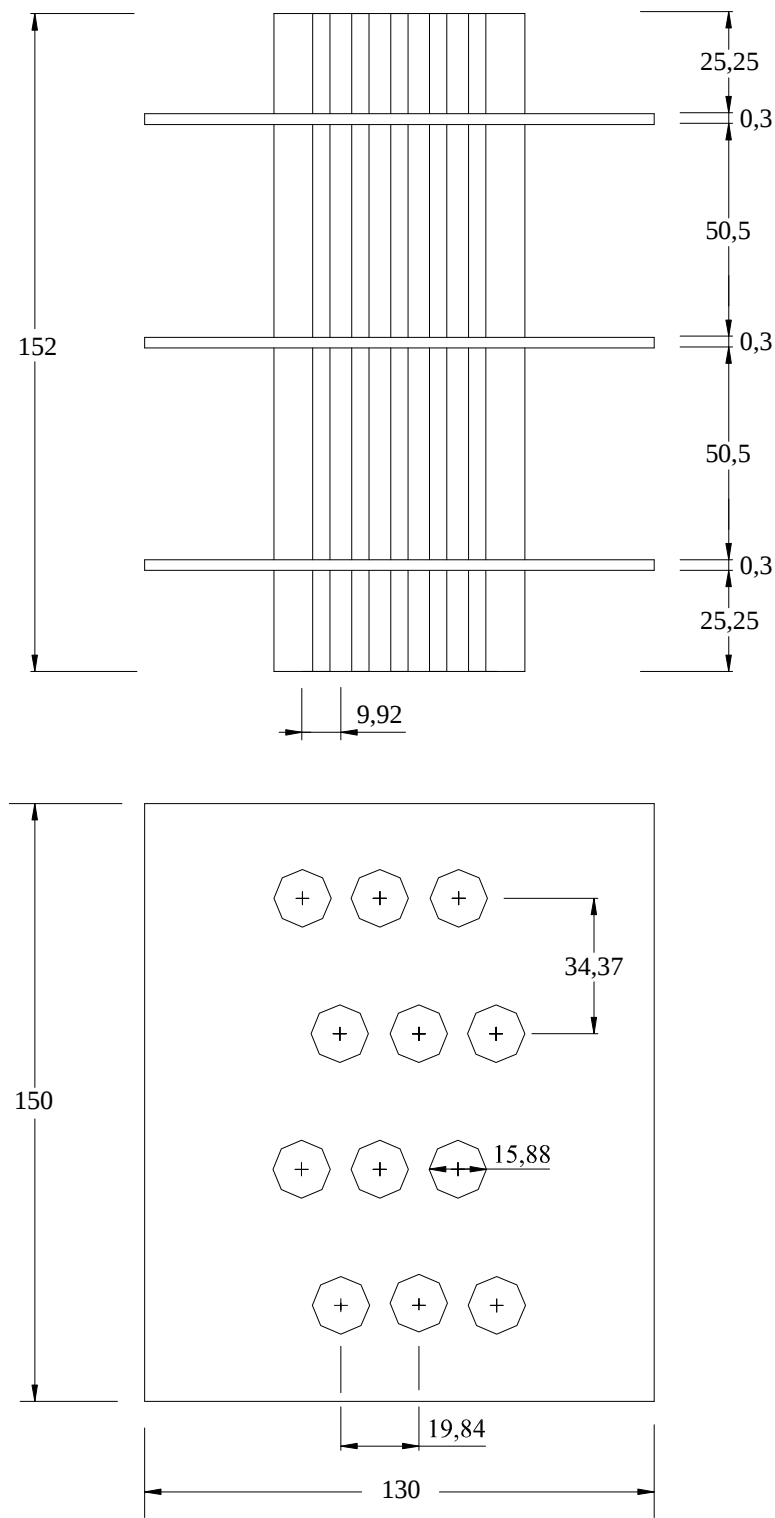


TABELA 3 - TESTE REALIZADO EM 26/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5, e = 1, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,01588	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	1,0	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	23,81
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	22,81	22,77	22,63	22,72	22,70	22,73	0,06884	0,13768	22,73 $\pm$ 0,13768
T2	23,01	22,97	22,83	22,92	22,90	22,93	0,06945	0,13889	22,93 $\pm$ 0,13889
T3	22,85	22,81	22,67	22,76	22,74	22,77	0,06896	0,13792	22,77 $\pm$ 0,13792
T4	33,03	32,97	32,77	32,90	32,87	32,91	0,09968	0,19936	32,91 $\pm$ 0,19936
T5	33,65	33,58	33,38	33,51	33,48	33,52	0,10153	0,20306	33,52 $\pm$ 0,20306
T6	36,45	36,38	36,16	36,31	36,27	36,31	0,10999	0,21999	36,31 $\pm$ 0,21999
T7	37,54	37,46	37,24	37,39	37,35	37,39	0,11327	0,22654	37,39 $\pm$ 0,22654
T8	30,40	30,34	30,16	30,28	30,25	30,29	0,09174	0,18347	30,29 $\pm$ 0,18347
T9	30,32	30,26	30,08	30,20	30,17	30,21	0,09149	0,18299	30,21 $\pm$ 0,18299
T10	31,59	31,52	31,34	31,46	31,43	31,47	0,09532	0,19063	31,47 $\pm$ 0,19063
T11	31,87	31,81	31,61	31,74	31,71	31,75	0,09616	0,19233	31,75 $\pm$ 0,19233
T12	31,73	31,66	31,48	31,60	31,57	31,61	0,09574	0,19148	31,61 $\pm$ 0,19148
T13	22,43	22,39	22,23	22,34	22,30	22,34	0,07789	0,15578	22,34 $\pm$ 0,15578

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00794	N_{sq} =		ϕ_f =	0,006	U_∞ (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00216	Δp (Pa)=	1,38
T_e (°C)=	22,81	T_w (°C)=	35,03	T_m (°C)=	29,71	T_s (°C)=	31,06	θ_s =	0,67521	$\tilde{q}_s$ =	724,9
Volt (V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\tilde{q}_s}/\tilde{q}_s$ =	0,023	$B_{\tilde{q}_s}/\tilde{q}_s$ =	0,025	$U_{\tilde{q}_s}/\tilde{q}_s$ =	0,0338

FIGURA 68 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$

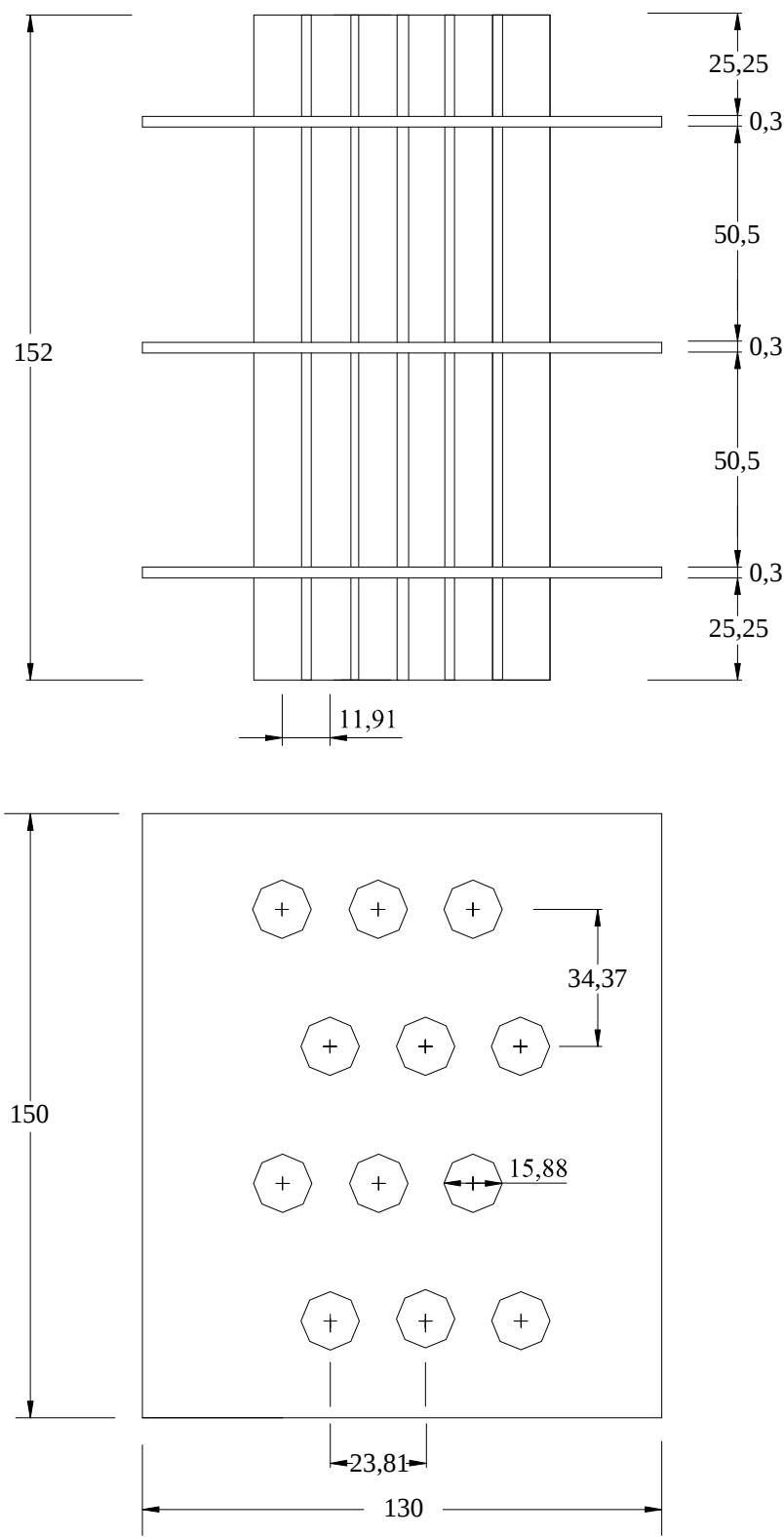


TABELA 4 - TESTE REALIZADO EM 01/04/2002 PARA O ARRANJO
 $S/2b = 1,5, e = 1, \phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,01588	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	1,0	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	39,69
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_a , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	26,04	26,12	26,09	26,07	26,17	26,10	0,05009	0,10019	$\pm 26,10$
T2	25,55	25,63	25,65	25,58	25,68	25,62	0,05300	0,10599	$\pm 25,62$
T3	25,76	25,84	25,86	25,79	25,89	25,83	0,05343	0,10686	$\pm 25,83$
T4	35,75	35,86	35,89	35,79	35,93	35,84	0,07415	0,14831	$\pm 35,84$
T5	34,58	34,68	34,72	34,61	34,75	34,67	0,07173	0,14345	$\pm 34,67$
T6	36,27	36,38	36,42	36,31	36,45	36,36	0,07523	0,15046	$\pm 36,36$
T7	35,92	36,03	36,06	35,96	36,10	36,01	0,07451	0,14901	$\pm 36,01$
T8	28,13	28,21	28,24	28,16	28,27	28,20	0,05835	0,11670	$\pm 28,20$
T9	28,83	28,92	28,95	28,86	28,97	28,90	0,05980	0,11960	$\pm 28,90$
T10	29,04	29,13	29,16	29,07	29,19	29,12	0,06024	0,12047	$\pm 29,12$
T11	28,38	28,47	28,49	28,41	28,52	28,45	0,05887	0,11773	$\pm 28,45$
T12	28,79	28,88	28,91	28,82	28,93	28,86	0,05972	0,11943	$\pm 28,86$
T13	25,20	25,28	25,12	25,23	25,33	25,23	0,07642	0,15284	$\pm 25,23$

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	1,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,02381	$N_{se} =$		$\phi_f =$	0,006	U_∞ (m/s)=	1	$Re_{2b} =$	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	p_{ar} (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00356	Δp (Pa)=	1,38
T_e (°C)=	25,85	T_w (°C)=	35,72	T_m (°C)=	29,94	T_s (°C)=	28,71	$\bar{\theta}_s =$	0,289756	$\bar{q}_+ =$	518,4
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_+} / \bar{q}_+ =$	0,042	$B_{q_+} / \bar{q}_+ =$	0,025	$U_{q_+} / \bar{q}_+ =$	0,0485

FIGURA 69 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 1,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$

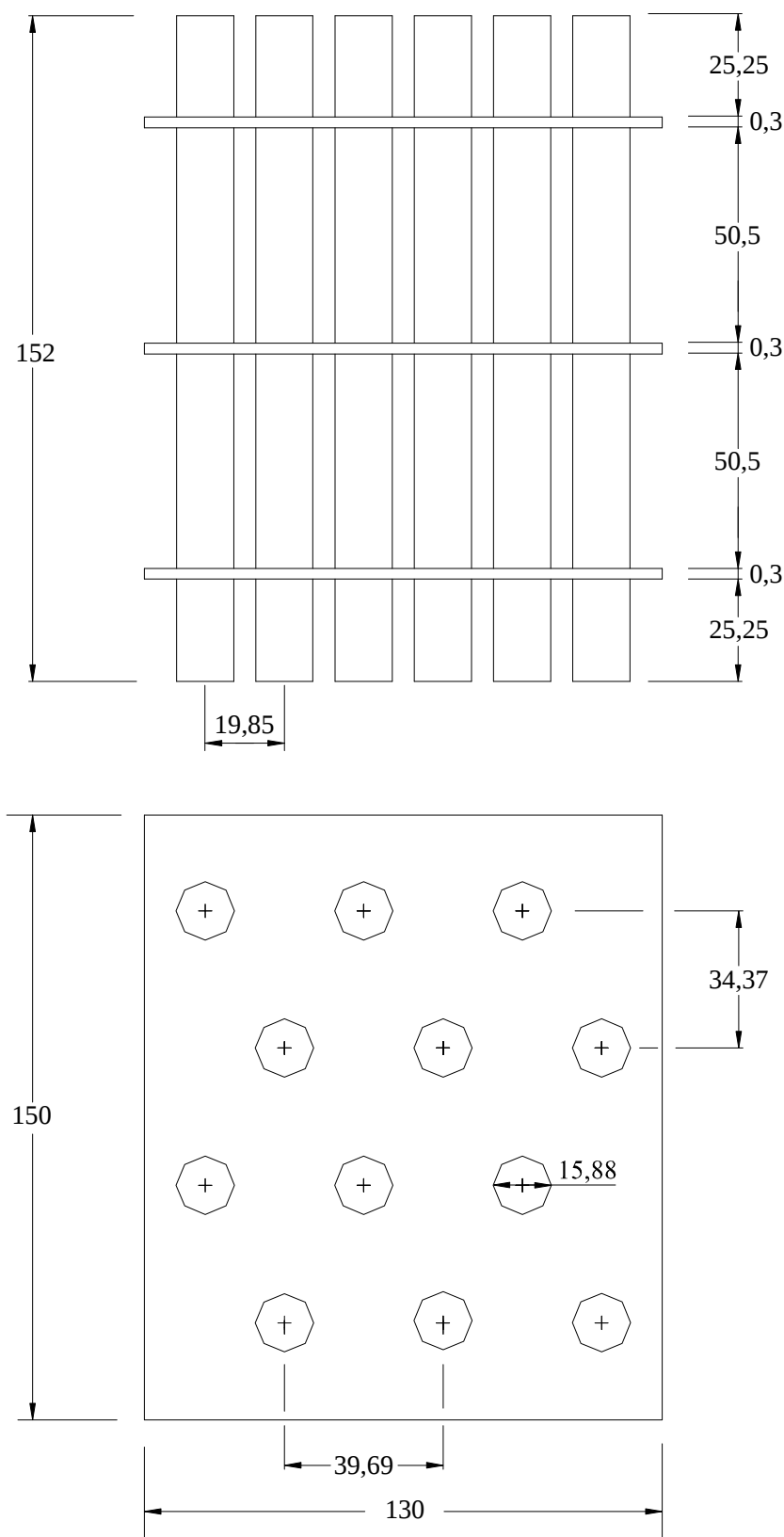


TABELA 5 - TESTE REALIZADO EM 11/03/2002 PARA O ARRANJO
 $S/2b = 0,1$, $e = 0,6$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,02676	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,6	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	17,46
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	26,17	26,01	25,96	26,12	26,22	26,10	0,10784	26,10 $\pm$ 0,21569
T2	26,30	26,14	26,09	26,25	26,35	26,23	0,10838	26,23 $\pm$ 0,21677
T3	26,45	26,29	26,24	26,40	26,50	26,38	0,10901	26,38 $\pm$ 0,21801
T4	37,29	37,06	36,99	37,21	37,36	37,18	0,15367	37,18 $\pm$ 0,30733
T5	41,30	41,05	40,97	41,22	41,38	41,18	0,17020	41,18 $\pm$ 0,34040
T6	49,45	49,16	49,06	49,35	49,55	49,32	0,20381	49,32 $\pm$ 0,40761
T7	50,09	49,79	49,69	49,99	50,19	49,95	0,20642	49,95 $\pm$ 0,41285
T8	35,19	34,98	34,91	35,12	35,26	35,09	0,14502	35,09 $\pm$ 0,29005
T9	36,04	35,82	35,75	35,96	36,11	35,94	0,14851	35,94 $\pm$ 0,29703
T10	36,21	35,99	35,92	36,14	36,28	36,11	0,14922	36,11 $\pm$ 0,29844
T11	39,39	39,16	39,08	39,31	39,47	39,28	0,16235	39,28 $\pm$ 0,32470
T12	39,00	38,77	38,69	38,92	39,08	38,89	0,16073	38,89 $\pm$ 0,32146
T13	25,45	25,63	25,53	25,58	25,68	25,58	0,08917	25,58 $\pm$ 0,17834

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	$L/2b$ =	8,52	$S/2b$ =	0,1	$H/2b$ =	7,25
S (m)=	0,00159	N_{∞} =		ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s) =	1,5E-05	k_{ar} (W/mK) =	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00157	Δp (Pa) =	1,38
T_c (°C) =	26,23	T_w (°C) =	44,41	T_m (°C) =	35,94	T_s (°C) =	37,06	$\bar{\theta}_s$ =	0,595843	$\tilde{q}_s$ =	469,1
Volt.(V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s$ =	0,028	$B_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s$ =	0,025	$U_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s$ =	0,0378

FIGURA 70 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,1$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$

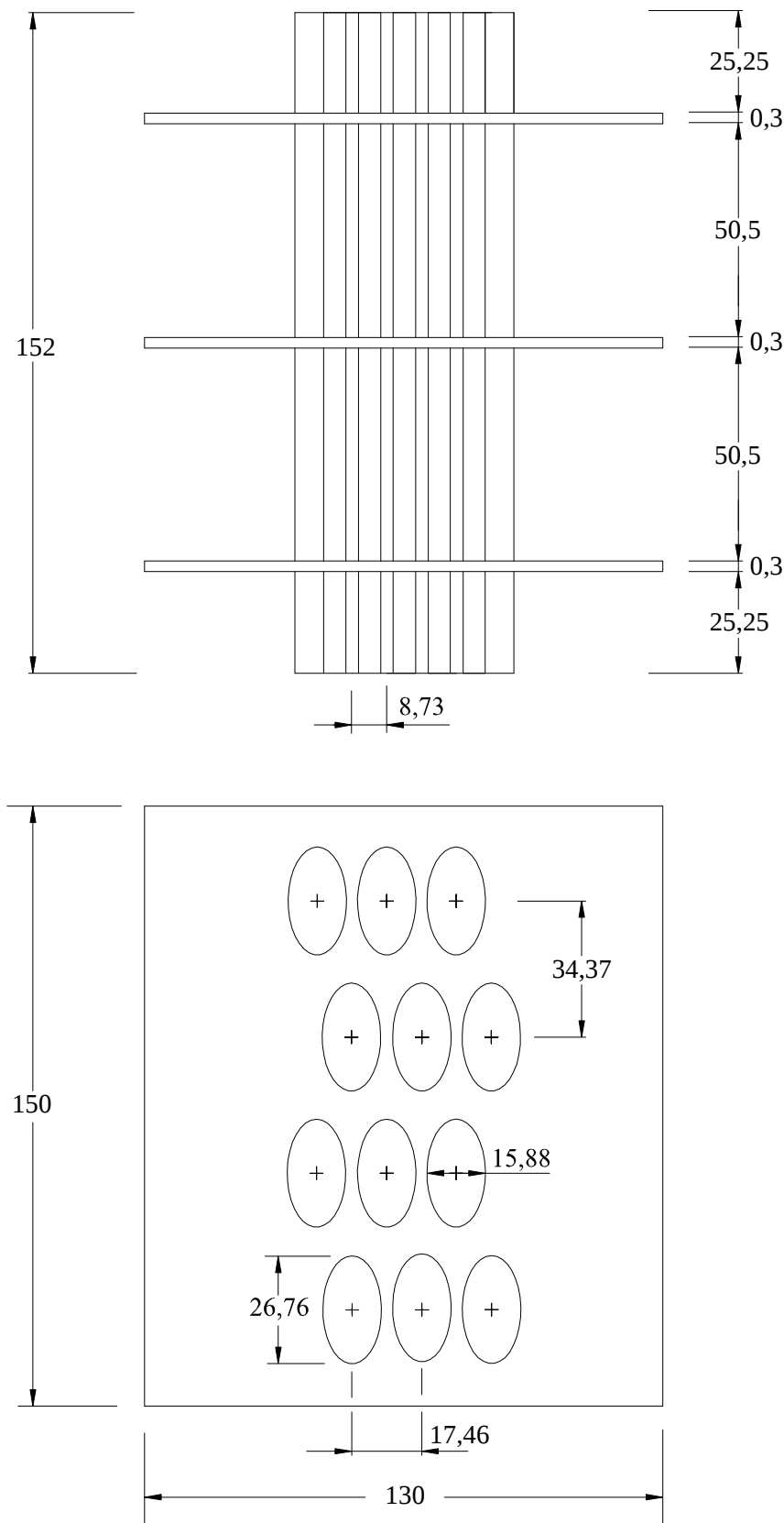


TABELA 6 - TESTE REALIZADO EM 14/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,25, e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,02676	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,6	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	19,84
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3(S+2b)}/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_a (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	26,00	25,89	25,64	25,79	25,74	25,81	0,13930	0,27859	25,81 $\pm$ 0,27859
T2	26,11	26,01	25,75	25,90	25,85	25,92	0,13989	0,27978	25,92 $\pm$ 0,27978
T3	26,22	26,12	25,86	26,01	25,96	26,03	0,14049	0,28098	26,03 $\pm$ 0,28098
T4	35,42	35,28	34,93	35,14	35,07	35,17	0,18979	0,37958	35,17 $\pm$ 0,37958
T5	37,92	37,77	37,39	37,62	37,54	37,65	0,20316	0,40631	37,65 $\pm$ 0,40631
T6	40,72	40,56	40,16	40,40	40,32	40,43	0,21820	0,43640	40,43 $\pm$ 0,43640
T7	45,23	45,05	44,60	44,87	44,78	44,91	0,24234	0,48467	44,91 $\pm$ 0,48467
T8	38,88	38,72	38,34	38,57	38,49	38,60	0,20830	0,41659	38,60 $\pm$ 0,41659
T9	38,38	38,23	37,85	38,08	38,00	38,11	0,20564	0,41129	38,11 $\pm$ 0,41129
T10	38,59	38,44	38,06	38,29	38,21	38,32	0,20678	0,41356	38,32 $\pm$ 0,41356
T11	41,16	40,99	40,59	40,83	40,75	40,86	0,22053	0,44105	40,86 $\pm$ 0,44105
T12	41,38	41,22	40,81	41,05	40,97	41,08	0,22172	0,44343	41,08 $\pm$ 0,44343
T13	25,47	25,37	25,24	25,42	25,32	25,37	0,08844	0,17687	25,37 $\pm$ 0,17687

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	$L/2b$ =	8,52	$S/2b$ =	0,25	$H/2b$ =	7,25
S (m)=	0,00397	N_{eq} =	6	ϕ_f =	0,006	U_∞ (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_a (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00178	Δp (Pa)=	1,38
T_e (°C)=	25,92	T_w (°C)=	39,54	T_m (°C)=	35,25	T_b (°C)=	39,39	$\bar{\theta}_s$ =	0,989431	$\bar{q}_w$ =	885,1
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{q_w}/\bar{q}_w$ =	0,032	$B_{q_w}/\bar{q}_w$ =	0,025	$U_{q_w}/\bar{q}_w$ =	0,0403

FIGURA 71 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,25$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$

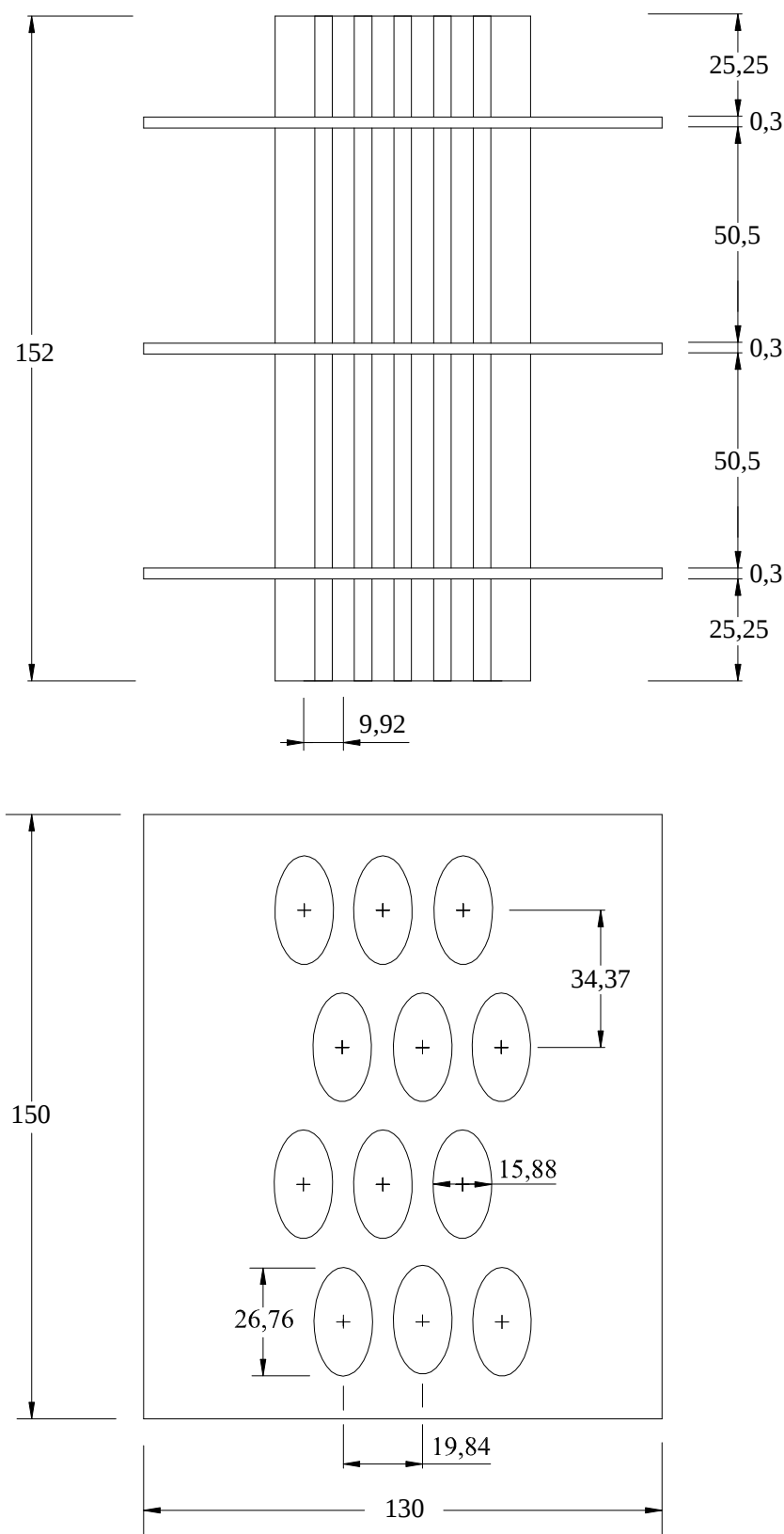


TABELA 7 - TESTE REALIZADO EM 16/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5, e = 0,6, \phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,02676	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,6	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	23,81
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	21,12	21,25	21,02	21,08	21,16	21,13	0,08754	0,17509	$\pm$ 0,17509
T2	21,16	21,29	21,06	21,12	21,20	21,17	0,08771	0,17542	$\pm$ 0,17542
T3	21,24	21,37	21,14	21,20	21,28	21,25	0,08804	0,17608	$\pm$ 0,17608
T4	28,51	28,68	28,36	28,45	28,56	28,51	0,11815	0,23630	$\pm$ 0,23630
T5	30,27	30,45	30,12	30,21	30,33	30,28	0,12546	0,25092	$\pm$ 0,25092
T6	33,09	33,28	32,92	33,02	33,15	33,09	0,13713	0,27426	$\pm$ 0,27426
T7	34,65	34,86	34,48	34,58	34,72	34,66	0,14361	0,28721	$\pm$ 0,28721
T8	29,62	29,80	29,47	29,56	29,68	29,63	0,12276	0,24552	$\pm$ 0,24552
T9	29,12	29,29	28,97	29,06	29,18	29,12	0,12068	0,24137	$\pm$ 0,24137
T10	29,75	29,93	29,60	29,69	29,81	29,76	0,12330	0,24660	$\pm$ 0,24660
T11	29,37	29,54	29,22	29,31	29,43	29,37	0,12172	0,24344	$\pm$ 0,24344
T12	28,87	29,04	28,72	28,81	28,93	28,87	0,11964	0,23929	$\pm$ 0,23929
T13	20,88	20,92	20,74	20,80	20,84	20,84	0,07265	0,14530	$\pm$ 0,14530

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00794	$N_{eq} =$	6	$\phi_f =$	0,006	U_{∞} (m/s)=	1	$Re_{2b} =$	1000	Pr=	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00217	Δp (Pa)=	1,38
T_e (°C)=	21,18	T_w (°C)=	31,63	T_m (°C)=	27,51	T_s (°C)=	29,35	$\bar{\theta}_s =$	0,781531	$\bar{q}_+ =$	839,0
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_+}/\bar{q}_+ =$	0,030	$B_{q_+}/\bar{q}_+ =$	0,025	$U_{q_+}/\bar{q}_+ =$	0,0389

FIGURA 72 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$

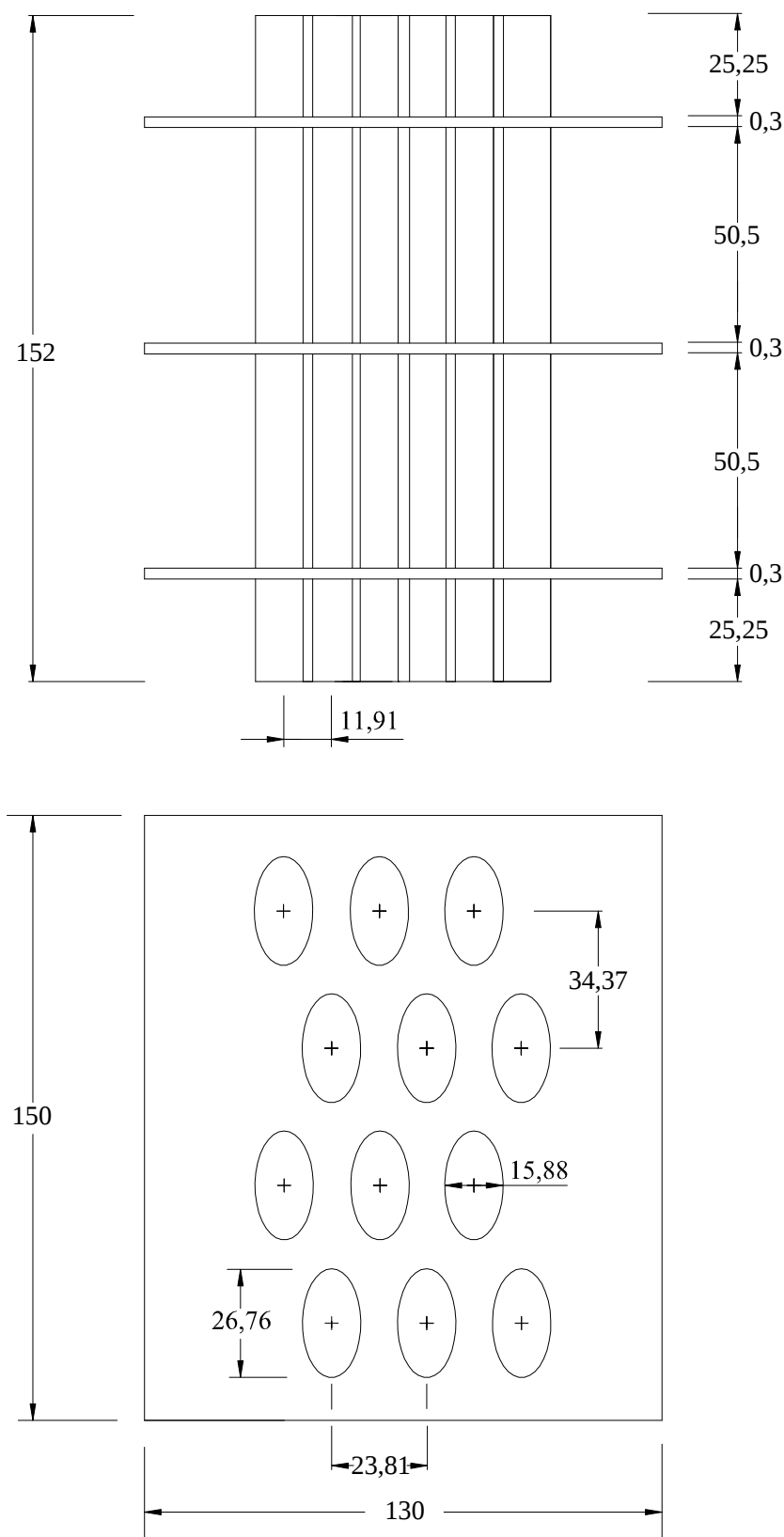


TABELA 8 - TESTE REALIZADO EM 20/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 1,5, e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,02676	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,6	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	39,69
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_a , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	$2*\sigma$	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	26,14	26,22	26,24	26,19	26,09	26,18	0,06295	0,12591	$\pm 0,12591$
T2	25,66	25,74	25,76	25,71	25,61	25,70	0,06180	0,12359	$\pm 0,12359$
T3	26,32	26,40	26,43	26,37	26,27	26,36	0,06339	0,12677	$\pm 0,12677$
T4	34,10	34,20	34,24	34,17	34,03	34,15	0,08212	0,16425	$\pm 0,16425$
T5	34,91	35,01	35,05	34,98	34,84	34,96	0,08407	0,16815	$\pm 0,16815$
T6	34,58	34,68	34,72	34,65	34,51	34,63	0,08328	0,16656	$\pm 0,16656$
T7	35,58	35,69	35,72	35,65	35,51	35,63	0,08569	0,17138	$\pm 0,17138$
T8	29,18	29,27	29,30	29,24	29,12	29,22	0,07027	0,14055	$\pm 0,14055$
T9	28,73	28,82	28,84	28,79	28,67	28,77	0,06919	0,13838	$\pm 0,13838$
T10	29,42	29,51	29,54	29,48	29,36	29,46	0,07085	0,14171	$\pm 0,14171$
T11	29,52	29,61	29,64	29,58	29,46	29,56	0,07109	0,14219	$\pm 0,14219$
T12	29,48	29,60	29,57	29,54	29,51	29,54	0,04661	0,09322	$\pm 0,09322$
T13	25,80	25,85	25,72	25,90	25,95	25,85	0,09011	0,18022	$\pm 0,18022$

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	$L/2b$ =	8,52	$S/2b$ =	1,5	$H/2b$ =	7,25
S (m)=	0,02381	N_{eg}		ϕ_f	0,006	U_w (m/s)=		Re_{2b}	1000	Pr	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00356	Δp (Pa)=	1,38
T_e (°C)=	26,08	T_w (°C)=	34,84	T_m (°C)=	30,00	T_s (°C)=	29,31	θ_s	0,368984	$\dot{q}_s$	660,2
Volt.(V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{q_s}/\dot{q}_s$	0,041	$B_{q_s}/\dot{q}_s$	0,025	$U_{q_s}/\dot{q}_s$	0,0477

FIGURA 73 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 1,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$

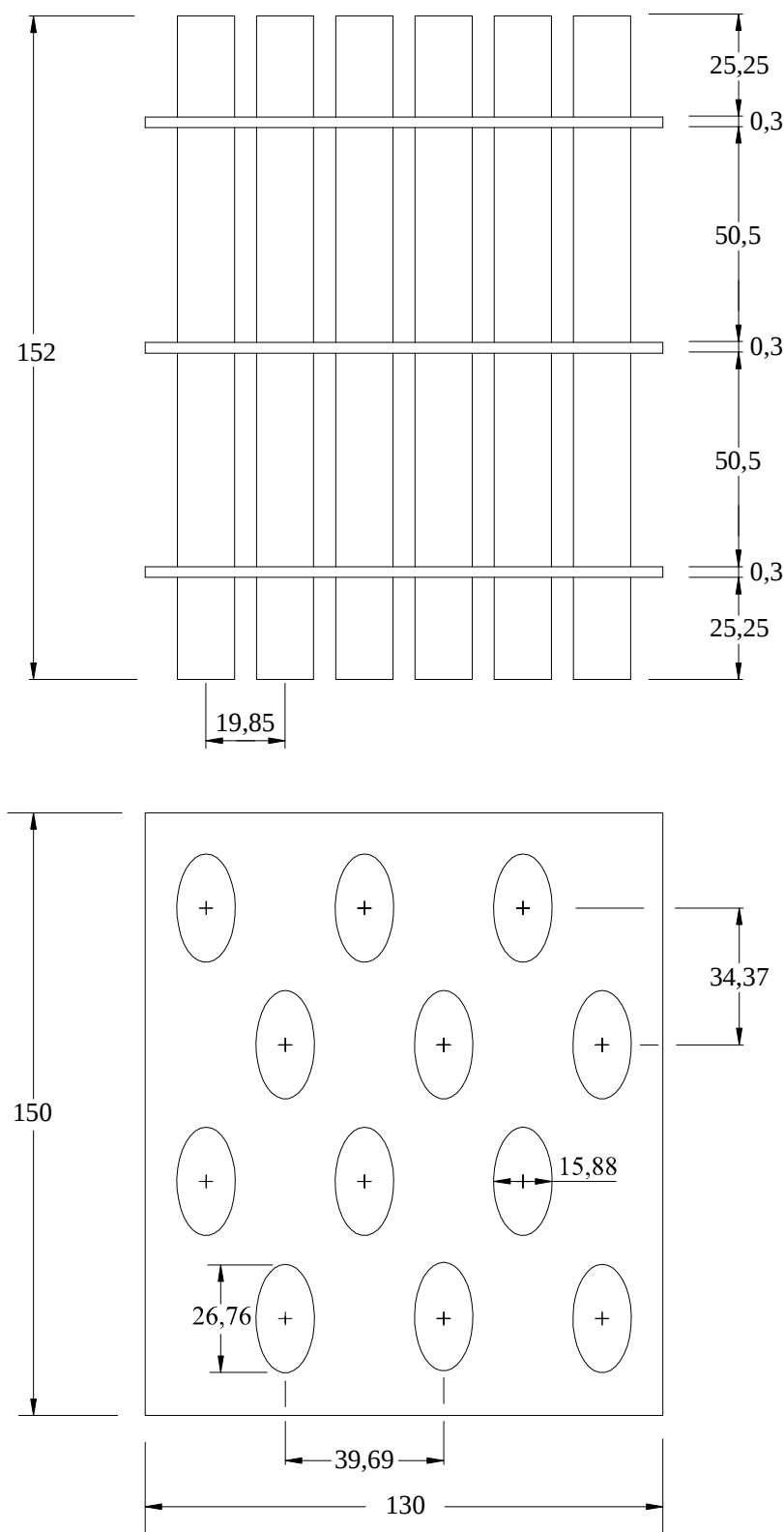


TABELA 9 - TESTE REALIZADO EM 27/02/2002 PARA O ARRANJO
 $S/2b = 0,1$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,03222	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,5	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	17,46
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3(S+2b)}/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_s , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	27,39	27,44	27,61	27,55	27,50	27,50	0,08661	27,50 $\pm$ 0,17323
T2	27,74	27,80	27,96	27,91	27,85	27,85	0,08772	27,85 $\pm$ 0,17544
T3	27,62	27,68	27,84	27,79	27,73	27,73	0,08734	27,73 $\pm$ 0,17468
T4	38,88	38,96	39,19	39,11	39,04	39,04	0,12295	39,04 $\pm$ 0,24590
T5	44,52	44,61	44,88	44,79	44,70	44,70	0,14078	44,70 $\pm$ 0,28157
T6	51,02	51,12	51,43	51,33	51,22	51,22	0,16134	51,22 $\pm$ 0,32268
T7	49,06	49,16	49,45	49,35	49,26	49,26	0,15514	49,26 $\pm$ 0,31028
T8	41,86	41,94	42,19	42,11	42,03	42,03	0,13237	42,03 $\pm$ 0,26475
T9	41,19	41,27	41,52	41,44	41,35	41,35	0,13025	41,35 $\pm$ 0,26051
T10	36,82	36,89	37,11	37,04	36,93	36,96	0,11759	36,96 $\pm$ 0,23519
T11	39,91	39,99	40,23	40,15	40,03	40,06	0,12746	40,06 $\pm$ 0,25492
T12	40,53	40,61	40,85	40,77	40,65	40,68	0,12944	40,68 $\pm$ 0,25888
T13	27,00	27,11	26,92	27,05	27,16	27,05	0,09430	27,05 $\pm$ 0,18861

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,1	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00159	N_{se} =	6	ϕ_f =	0,006	U_∞ (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK) =	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,17	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00156	Δp (Pa) =	1,38
T_e (°C) =	27,69	T_w (°C) =	46,05	T_m (°C) =	38,11	T_s (°C) =	40,22	$\bar{\theta}_s$ =	0,682136	$\bar{q}_+$ =	537,0
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_+}/\bar{q}_+$ =	0,020	$B_{q_+}/\bar{q}_+$ =	0,025	$U_{q_+}/\bar{q}_+$ =	0,0322

FIGURA 74 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,1$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$

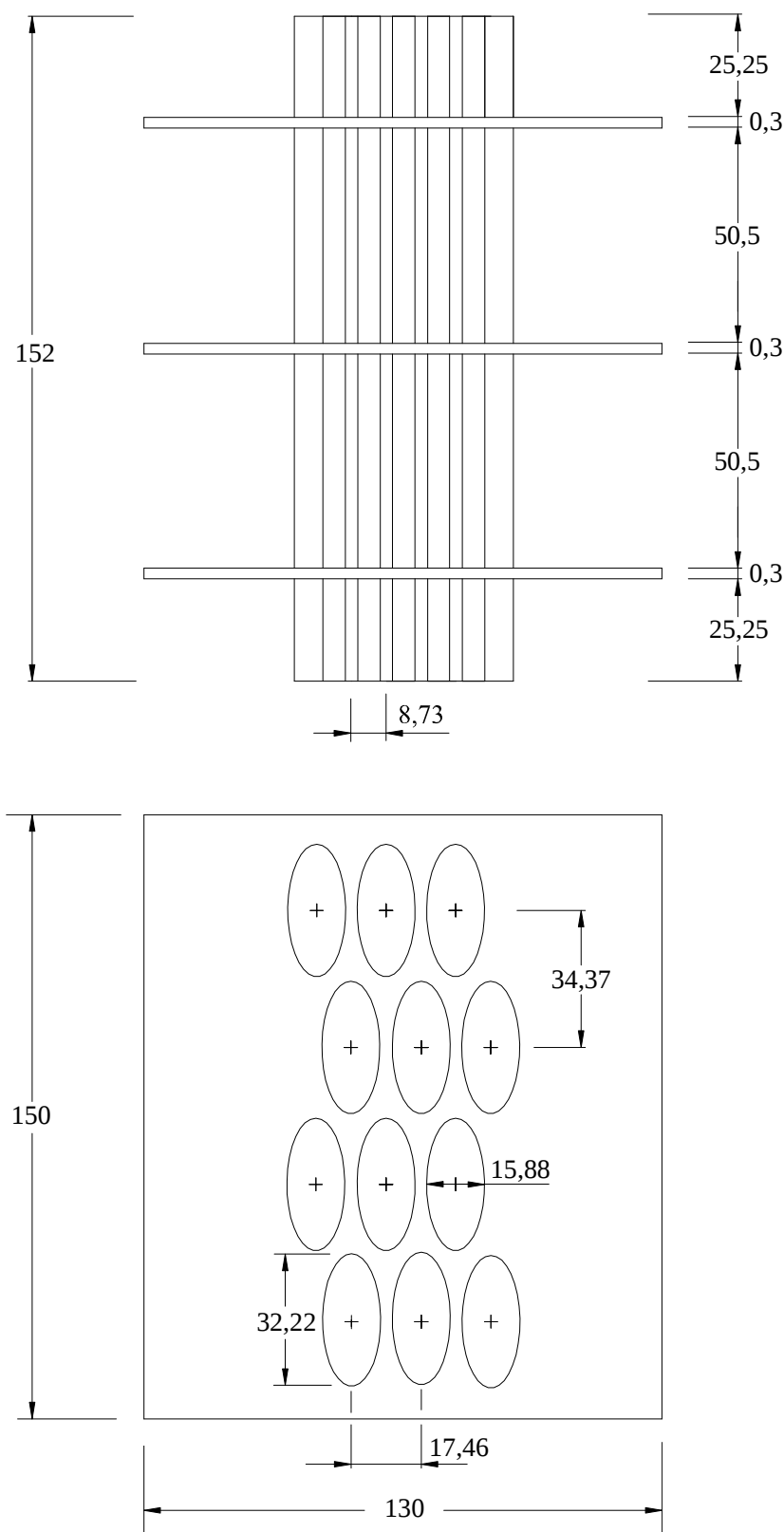


TABELA 10 - TESTE REALIZADO EM 02/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,25, e = 0,5, \phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,03222	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,5	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	19,84
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_a , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	$2^*\sigma$	T Média $\pm 2^*\sigma$
T1	24,52	24,77	24,72	24,67	24,62	24,66	0,09472	0,18943	$\pm 24,66$
T2	24,82	25,07	25,02	24,97	24,92	24,96	0,09587	0,19174	$\pm 24,96$
T3	24,72	24,97	24,92	24,87	24,82	24,86	0,09548	0,19097	$\pm 24,86$
T4	33,50	33,83	33,76	33,70	33,63	33,68	0,12938	0,25875	$\pm 33,68$
T5	36,12	36,49	36,42	36,34	36,27	36,33	0,13953	0,27907	$\pm 36,33$
T6	39,74	40,14	40,06	39,98	39,90	39,96	0,15350	0,30700	$\pm 39,96$
T7	42,38	42,81	42,72	42,64	42,55	42,62	0,16369	0,32739	$\pm 42,62$
T8	35,27	35,62	35,55	35,48	35,41	35,47	0,13622	0,27245	$\pm 35,47$
T9	37,75	38,13	38,05	37,98	37,90	37,96	0,14580	0,29161	$\pm 37,96$
T10	37,79	38,17	38,05	38,02	37,94	37,99	0,14094	0,28188	$\pm 37,99$
T11	38,20	38,58	38,47	38,43	38,35	38,40	0,14246	0,28493	$\pm 38,40$
T12	38,29	38,67	38,56	38,52	38,44	38,49	0,14280	0,28560	$\pm 38,49$
T13	24,23	24,35	24,45	24,40	24,30	24,34	0,08487	0,16975	$\pm 24,34$

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,25	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00397	N_{∞} =		ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00179	Δp (Pa) =	1,38
T_c (°C)=	24,83	T_w (°C)=	38,15	T_m (°C)=	33,83	T_s (°C)=	37,66	$\bar{\theta}_s$ =	0,963605	$\bar{q}_s$ =	862,0
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,022	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,0333

FIGURA 75 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,25$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$

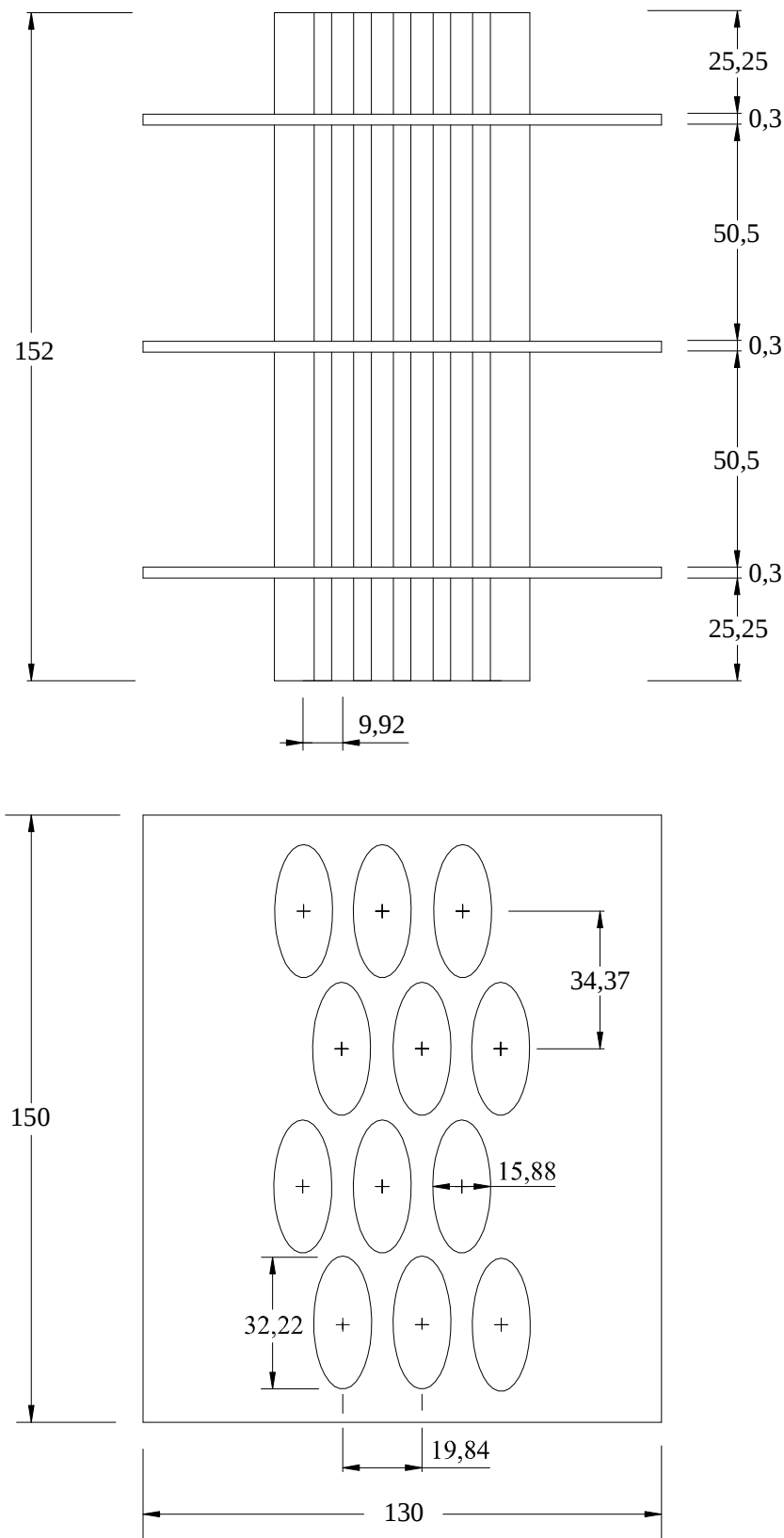


TABELA 11 - TESTE REALIZADO EM 05/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5, e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,03222	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,5	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	23,81
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3(S+2b)}/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	24,92	25,02	24,85	24,97	24,99	24,95	0,06915	0,13830	24,95 $\pm$ 0,13830
T2	25,33	25,43	25,25	25,38	25,41	25,36	0,07029	0,14058	25,36 $\pm$ 0,14058
T3	25,22	25,32	25,14	25,27	25,30	25,25	0,06998	0,13997	25,25 $\pm$ 0,13997
T4	33,02	33,15	32,92	33,09	33,12	33,06	0,09163	0,18325	33,06 $\pm$ 0,18325
T5	33,94	34,08	33,84	34,01	34,04	33,98	0,09418	0,18836	33,98 $\pm$ 0,18836
T6	37,17	37,32	37,06	37,24	37,28	37,21	0,10314	0,20629	37,21 $\pm$ 0,20629
T7	39,29	39,45	39,17	39,37	39,41	39,34	0,10903	0,21805	39,34 $\pm$ 0,21805
T8	33,48	33,61	33,38	33,55	33,58	33,52	0,09290	0,18581	33,52 $\pm$ 0,18581
T9	33,79	33,93	33,69	33,86	33,89	33,83	0,09376	0,18753	33,83 $\pm$ 0,18753
T10	34,10	34,24	34,00	34,17	34,20	34,14	0,09462	0,18925	34,14 $\pm$ 0,18925
T11	34,42	34,56	34,32	34,49	34,52	34,46	0,09551	0,19102	34,46 $\pm$ 0,19102
T12	33,48	33,61	33,38	33,55	33,58	33,52	0,09290	0,18581	33,52 $\pm$ 0,18581
T13	24,63	24,68	24,56	24,73	24,78	24,67	0,08603	0,17205	24,67 $\pm$ 0,17205

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00794	N_{gr} =		ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr_{∞} =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00214	Δp (Pa)=	1,38
$\overline{T}_e$ (°C)=	25,19	$\overline{T}_w$ (°C)=	35,90	$\overline{T}_m$ (°C)=	31,79	$\overline{T}_s$ (°C)=	33,89	$\overline{\theta}_s$ =	0,812962	$\overline{q}_w$ =	872,7
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_s} / \overline{q}_w$ =	0,022	$B_{q_s} / \overline{q}_w$ =	0,025	$U_{q_s} / \overline{q}_w$ =	0,0330

FIGURA 76 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$

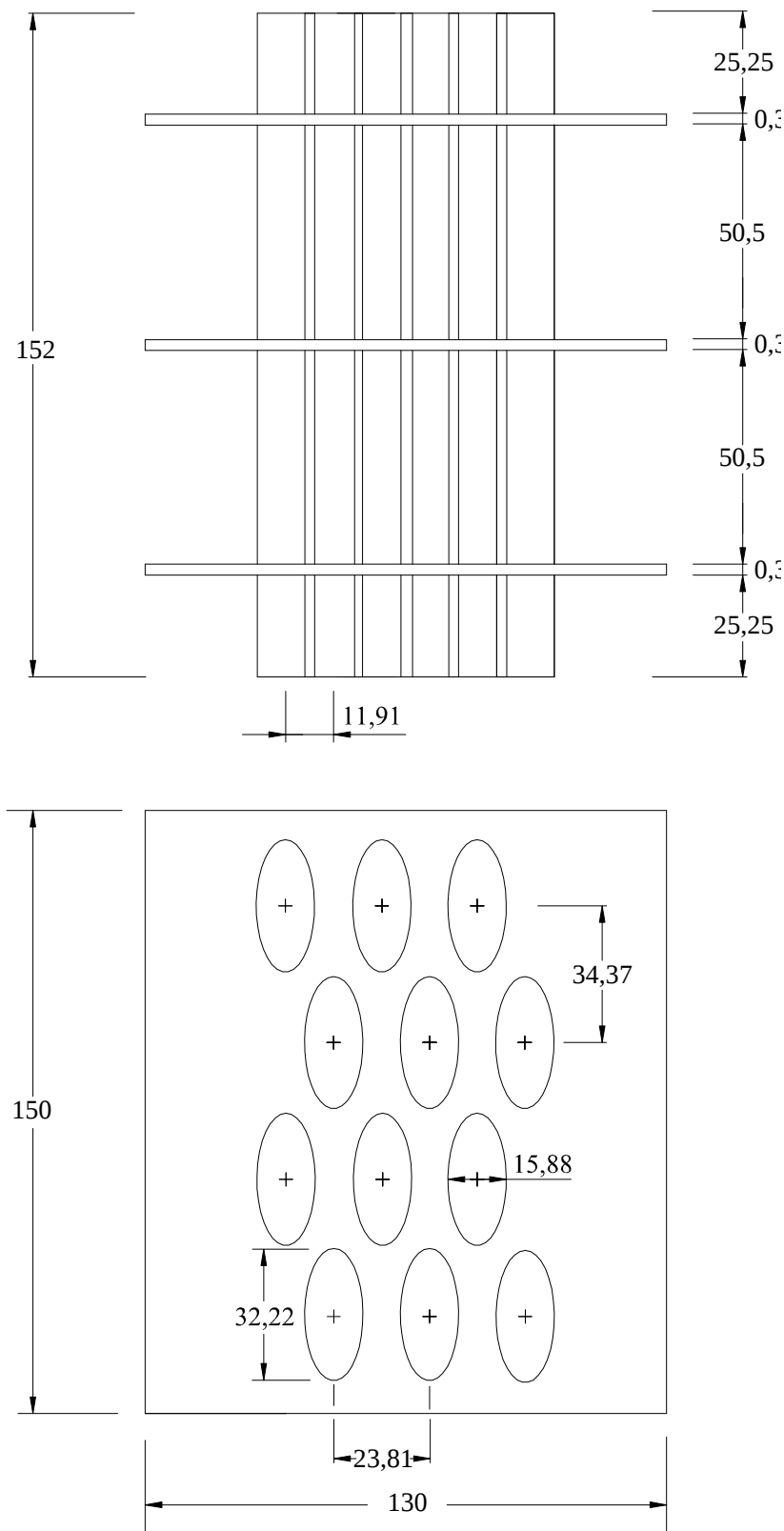


TABELA 12 - TESTE REALIZADO EM 08/03/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 1,5, e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,03222	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,5	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	39,69
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	29,06	29,09	29,00	29,12	29,18	29,09	0,12996	$\pm$ 0,12996
T2	29,43	29,46	29,37	29,49	29,55	29,46	0,13161	$\pm$ 0,13161
T3	29,56	29,59	29,50	29,62	29,68	29,59	0,13220	$\pm$ 0,13220
T4	36,45	36,49	36,38	36,52	36,60	36,49	0,16301	$\pm$ 0,16301
T5	37,17	37,21	37,10	37,24	37,32	37,21	0,16623	$\pm$ 0,16623
T6	37,91	37,95	37,83	37,99	38,06	37,95	0,16954	$\pm$ 0,16954
T7	38,49	38,53	38,41	38,57	38,64	38,53	0,17213	$\pm$ 0,17213
T8	32,20	32,23	32,14	32,26	32,33	32,23	0,14400	$\pm$ 0,14400
T9	32,35	32,38	32,29	32,41	32,48	32,38	0,14467	$\pm$ 0,14467
T10	32,64	32,67	32,57	32,71	32,74	32,67	0,12557	$\pm$ 0,12557
T11	32,83	32,86	32,76	32,90	32,93	32,86	0,12630	$\pm$ 0,12630
T12	32,87	32,90	32,80	32,94	32,97	32,90	0,12645	$\pm$ 0,12645
T13	28,65	28,71	28,56	28,76	28,82	28,70	0,20013	$\pm$ 0,20013

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	$L/2b$ =	8,52	$S/2b$ =	1,5	$H/2b$ =	7,25
S (m)=	0,02381	N_{se} =		ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s) =	1,5E-05	k_{ar} (W/mK) =	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,17	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00352	Δp (Pa) =	1,38
T_e (°C) =	29,38	T_w (°C) =	37,54	T_m (°C) =	33,08	T_g (°C) =	32,61	$\bar{\theta}_s$ =	0,395349	$\bar{q}_s$ =	707,4
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,041	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0,0483

FIGURA 77 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 1,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$

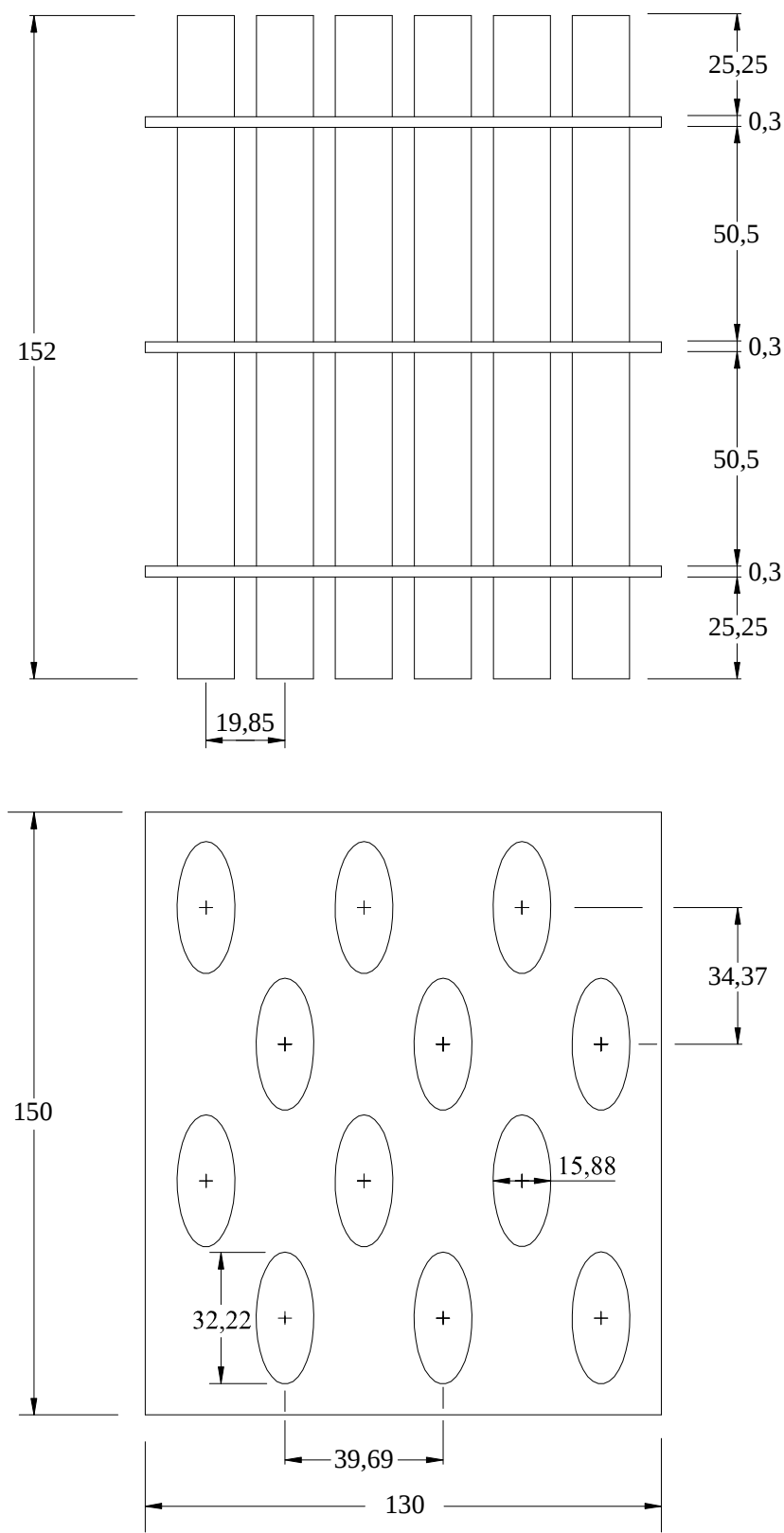


TABELA 13 - TESTE REALIZADO EM 09/04/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,25, e = 0,4, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,03720	Número de aletas por polegada	0,50
Excentricidade, e	0,4	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	19,84
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3(S+2b)}/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_1	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	50,5	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	25,69	25,74	25,54	25,64	25,79	25,68	0,09864	0,19728	$\pm 25,68$
T2	26,11	26,16	25,96	26,06	26,22	26,10	0,10025	0,20051	$\pm 26,10$
T3	26,11	26,16	25,96	26,06	26,22	26,10	0,10025	0,20051	$\pm 26,10$
T4	44,35	44,44	44,08	44,26	44,53	44,33	0,17027	0,34054	$\pm 44,33$
T5	47,64	47,73	47,35	47,54	47,83	47,62	0,18289	0,36578	$\pm 47,62$
T6	63,42	63,54	63,04	63,29	63,67	63,39	0,24348	0,48696	$\pm 63,39$
T7	59,22	59,34	58,86	59,10	59,45	59,19	0,22736	0,45472	$\pm 59,19$
T8	42,28	42,37	42,03	42,20	42,45	42,27	0,16235	0,32469	$\pm 42,27$
T9	43,60	43,68	43,34	43,51	43,77	43,58	0,16739	0,33477	$\pm 43,58$
T10	41,63	41,67	41,38	41,55	41,80	41,61	0,15435	0,30870	$\pm 41,61$
T11	42,79	42,83	42,53	42,70	42,96	42,76	0,15862	0,31725	$\pm 42,76$
T12	42,38	42,43	42,13	42,30	42,55	42,36	0,15714	0,31428	$\pm 42,36$
T13	25,33	25,38	25,15	25,23	25,28	25,28	0,08812	0,17624	$\pm 25,28$

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,25	H/2b=	7,25			
S (m)=	0,00397	N_{ss}	=	ϕ_f	=	0,006	U_{∞} (m/s)=	Re_{2b}	=	1000	Pr	=	0,72	
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{ar} (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00178	Δp (Pa)=	1,38			
T_a (°C)=	25,96	T_w (°C)=	53,63	T_m (°C)=	40,79	T_s (°C)=	42,51	$\bar{\theta}_s$	=	0,598206	$\bar{q}_s$	=	535,2	
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$	=	0,019	$B_{q_s}/\bar{q}_s$	=	0,025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$	=	0,0316

FIGURA 78 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,25$, $e = 0,4$ e $\phi_f = 0,006$

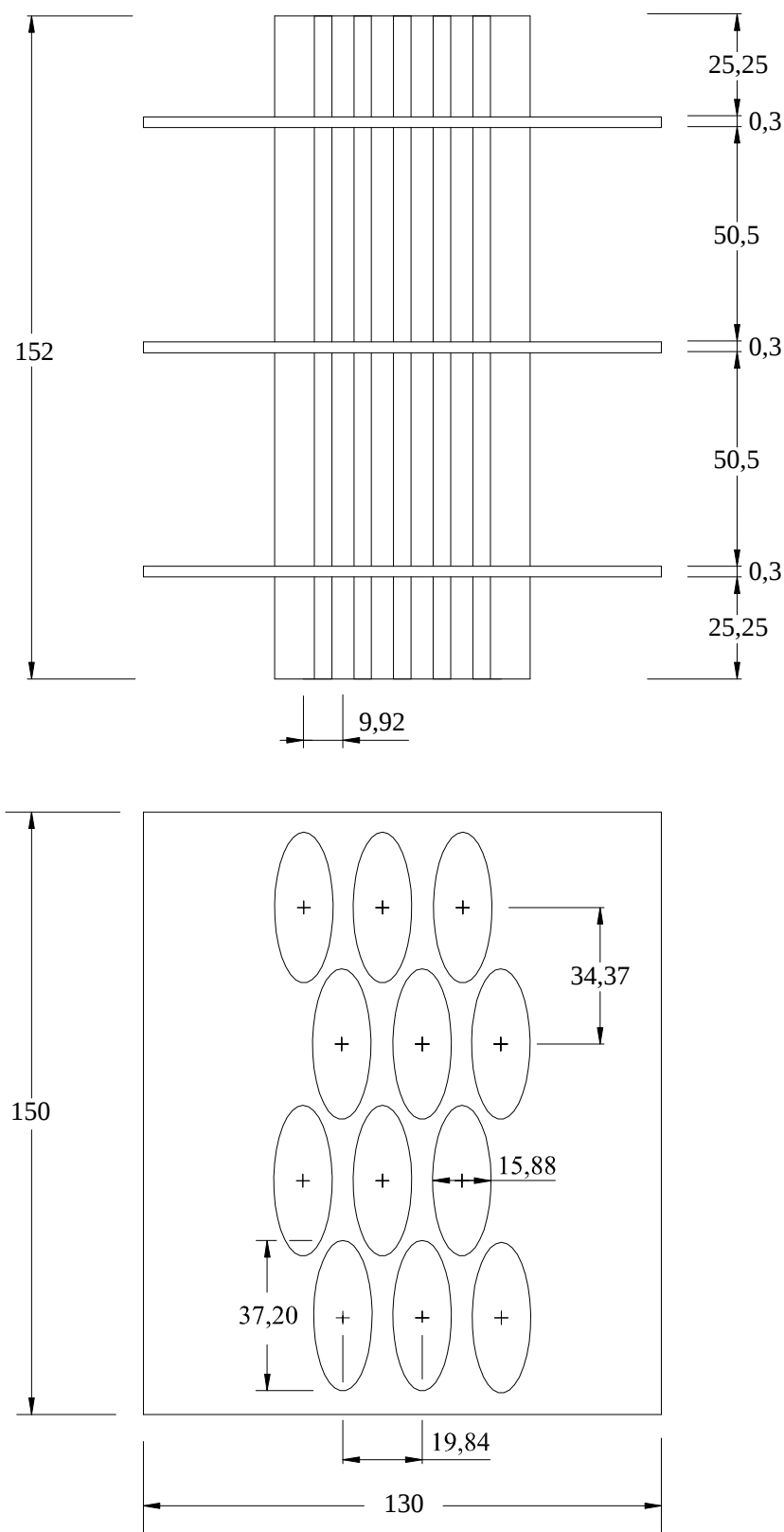


TABELA 14 - TESTE REALIZADO EM 29/04/2002 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5, e = 1, \phi_f = 0,26 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,01588	Número de aletas por polegada	22,00
Excentricidade, e	1,0	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	23,81
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3(S+2b)}/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_i	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	0,855	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média	σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	21,75	21,84	21,66	21,79	21,84	21,78	0,07279	0,14558	21,78 $\pm$ 0,14558
T2	22,36	22,45	22,27	22,40	22,45	22,39	0,07483	0,14966	22,39 $\pm$ 0,14966
T3	21,67	21,76	21,58	21,71	21,76	21,70	0,07252	0,14504	21,70 $\pm$ 0,14504
T4	27,74	27,85	27,63	27,80	27,85	27,77	0,09284	0,18567	27,77 $\pm$ 0,18567
T5	28,70	28,81	28,59	28,76	28,81	28,73	0,09605	0,19210	28,73 $\pm$ 0,19210
T6	29,06	29,18	28,94	29,12	29,18	29,09	0,09725	0,19451	29,09 $\pm$ 0,19451
T7	29,69	29,81	29,57	29,75	29,81	29,73	0,09936	0,19872	29,73 $\pm$ 0,19872
T8	27,80	27,91	27,69	27,86	27,91	27,83	0,09304	0,18607	27,83 $\pm$ 0,18607
T9	27,88	27,99	27,77	27,94	27,99	27,91	0,09330	0,18661	27,91 $\pm$ 0,18661
T10	28,24	28,32	28,13	28,30	28,35	28,27	0,08930	0,17861	28,27 $\pm$ 0,17861
T11	27,75	27,83	27,64	27,81	27,86	27,78	0,08775	0,17551	27,78 $\pm$ 0,17551
T12	27,51	27,59	27,40	27,57	27,62	27,54	0,08699	0,17399	27,54 $\pm$ 0,17399
T13	21,52	21,65	21,56	21,61	21,46	21,56	0,07516	0,15033	21,56 $\pm$ 0,15033

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00794	$N_{ss} =$		$\phi_f =$	0,26	U_w (m/s)=	1	$Re_{2b} =$	1000	$Pr =$	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_w (W/mK)=	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00217	Δp (Pa)=	7,36
T_e (°C)=	21,95	T_w (°C)=	28,83	T_m (°C)=	26,31	T_s (°C)=	27,87	$\theta_s =$	0,859575	$\tilde{q}_s =$	687,0
Volt (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s =$	0,030	$B_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s =$	0,025	$U_{\tilde{q}_s} / \tilde{q}_s =$	0,0394

FIGURA 79 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,26$

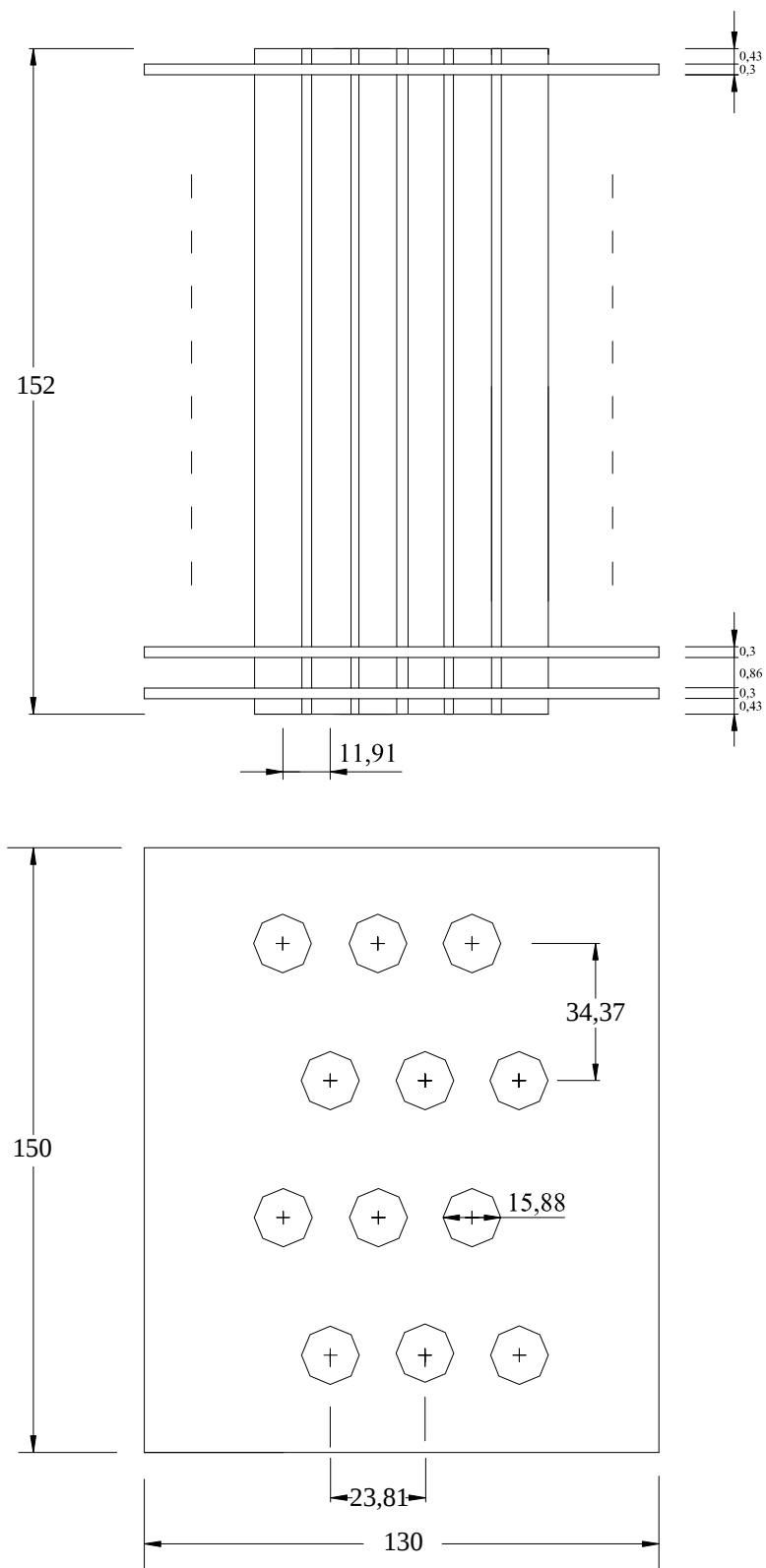


TABELA 15 - TESTE REALIZADO EM 26/04/2002 PARA O ARRANJO

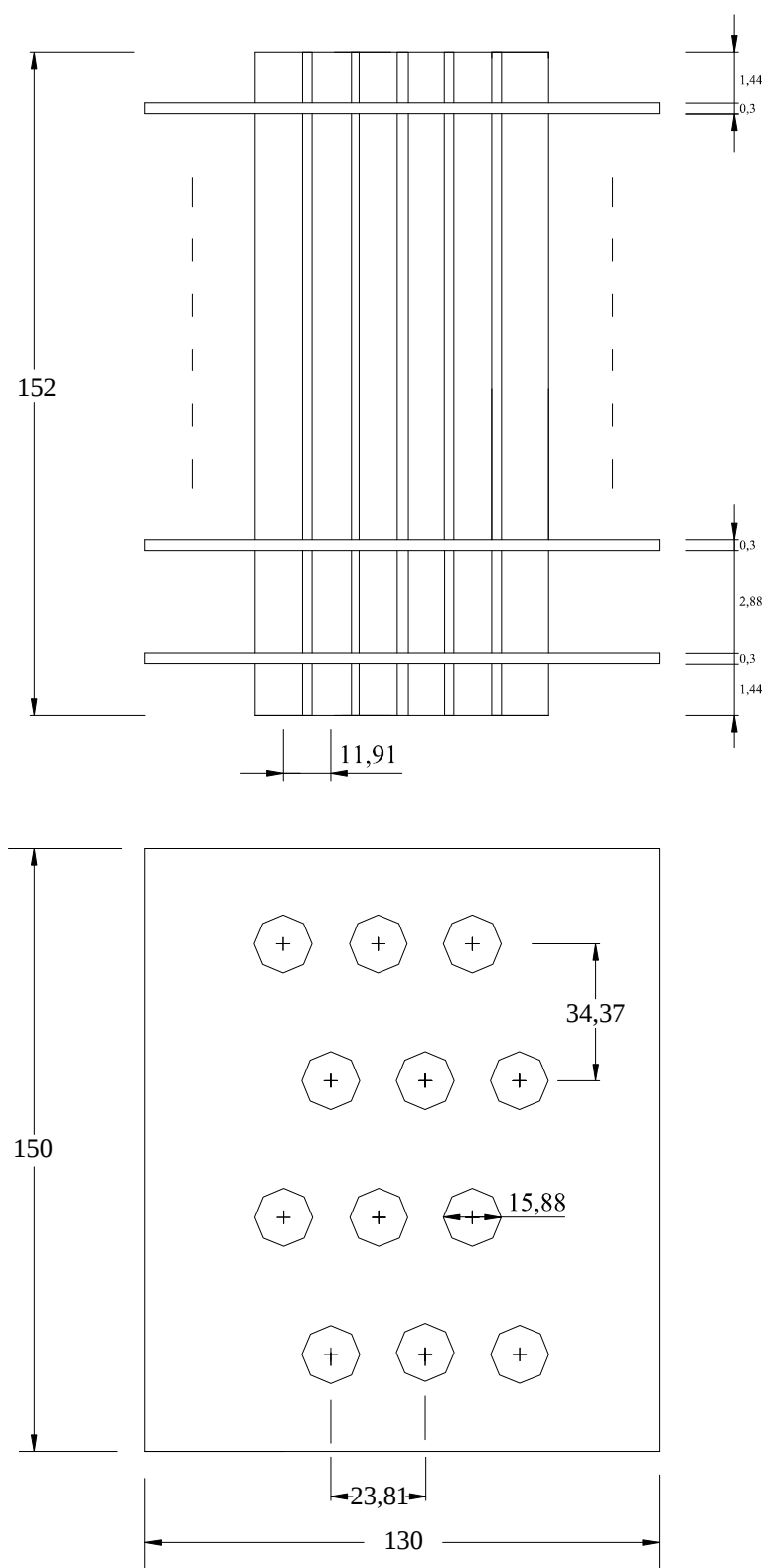
$S/2b = 0,5, e = 1, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 1000$

Eixo menor da elipse, $D = 2b$, (m)	0,01588	Dimensão da aleta, (mm)	150x130
Eixo maior da elipse, $2a$, (m)	0,01588	Número de aletas por polegada	8,00
Excentricidade, e	1,0	Espaçamento transversal, $S+2b$, (mm)	23,81
Espessura do tubo, (mm)	0,79375	Espaçamento longitudinal, $\sqrt{3}(S+2b)/2$, (mm)	34,37
Espessura da aleta, t_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	2,875	Número de fileiras, N	4

Temp	1ª rodada	2ª rodada	3ª rodada	4ª rodada	5ª rodada	T Média σ (Desvio)	2* σ	T Média $\pm 2*\sigma$
T1	24,39	24,42	24,25	24,37	24,32	24,35	0,06749	24,35 $\pm$ 0,13497
T2	24,59	24,62	24,45	24,57	24,52	24,55	0,06804	24,55 $\pm$ 0,13608
T3	24,69	24,72	24,55	24,67	24,62	24,65	0,06832	24,65 $\pm$ 0,13664
T4	27,82	27,85	27,66	27,80	27,74	27,77	0,07698	27,77 $\pm$ 0,15395
T5	29,02	29,05	28,84	28,99	28,93	28,96	0,08028	28,96 $\pm$ 0,16055
T6	29,40	29,43	29,22	29,37	29,31	29,35	0,08133	29,35 $\pm$ 0,16266
T7	30,30	30,33	30,12	30,27	30,21	30,25	0,08383	30,25 $\pm$ 0,16766
T8	29,41	29,44	29,23	29,38	29,32	29,36	0,08136	29,36 $\pm$ 0,16272
T9	29,47	29,50	29,29	29,44	29,38	29,42	0,08153	29,42 $\pm$ 0,16305
T10	28,52	28,52	28,34	28,49	28,43	28,46	0,07248	28,46 $\pm$ 0,14497
T11	29,91	29,91	29,73	29,88	29,82	29,85	0,07603	29,85 $\pm$ 0,15205
T12	28,38	28,38	28,22	28,36	28,30	28,33	0,07215	28,33 $\pm$ 0,14430
T13	23,85	23,94	23,73	23,90	23,80	23,84	0,08313	23,84 $\pm$ 0,16625

L (m)=	0,1353	H (m)=	0,1151	W (m)=	0,1520	L/2b=	8,52	S/2b=	0,5	H/2b=	7,25
S (m)=	0,00794	N_{∞} =		ϕ_f =	0,094	U_{∞} (m/s)=	1	Re_{2b} =	1000	Pr =	0,72
ν (m ² /s) =	1,5E-05	k_{ar} (W/mK) =	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³) =	1,19	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00215	Δp (Pa) =	3,91
T_e (°C) =	24,52	$\bar{T}_w$ (°C) =	29,08	$\bar{T}_m$ (°C) =	27,63	$\bar{T}_s$ (°C) =	29,08	$\bar{\theta}_s$ =	0,99979	$\bar{q}_+$ =	978,3
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_+} / \bar{q}_+$ =	0,034	$B_{\bar{q}_+} / \bar{q}_+$ =	0,025	$U_{\bar{q}_+} / \bar{q}_+$ =	0,0419

FIGURA 80 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA
 $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,094$



BIOGRAFIA

Rudmar Serafim Matos nasceu em Paranavaí, Pr., Brasil, em 10 de Outubro de 1954, filho de Antonio Serafim Matos e Iolanda Barboza de Matos.

Em 1979 ele recebeu o grau de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Paraná, PR., Brasil.

Em 1985 ele recebeu o grau de Bacharel em Administração de Empresas pela Fundação de Estudos Sociais do Paraná, PR., Brasil.

Em 1987 ele recebeu o título de especialista em Processamento de Dados pela Sociedade Paranaense de Ensino de Informática, PR., Brasil.

Em 2000 ele recebeu o grau de Mestre em Engenharia pela Universidade Federal do Paraná, PR., Brasil.

De 1973 a 1998 ele trabalhou como Engenheiro Mecânico e Analista de Organização e Métodos no Banco do Estado do Paraná, PR., Brasil.

De 1979 a 1980 ele trabalhou como Engenheiro Mecânico na Metalúrgica Industrial Magius, Pr., Brasil.

De 1987 a 1988 ele trabalhou como Professor, no Centro de Estudo de Comércio Exterior do Paraná, PR., Brasil.

De outubro de 2002 a março de 2003 ele trabalhou como Pesquisador na Duke University, sob a supervisão do Prof. Tod A. Laursen, Durham, NC, USA.

Desde 1982 ele trabalha como Professor na Universidade Federal do Paraná, PR., Brasil.

Publicações:

- 1 Matos, Rudmar Serafim, Vargas, José Viriato Coelho. Numerical Optimization and Performance Comparison of Staggered Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection. In: OITAVO CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, ENCIT 2000, Porto Alegre, 2000.
- 2 Matos, R. S.; Vargas J. V. C.; Laursen T. A.; Saboya F. E. M. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 20, pp. 3953-3961, USA, 2001.
- 3 Matos, Rudmar Serafim, Vargas, José Viriato Coelho. Estudo Experimental de Comparação de Transferência de Calor entre Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos Aletados. Em: NONO CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, ENCIT 2002, Caxambu, 2002.
- 4 Matos, Rudmar Serafim, VARGAS, José Viriato Coelho. Estudo Experimental de Otimização de Transferência de Calor entre Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos Não Aletados. Em: FEIRA E CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL, MERCOFRIO 2002, Florianópolis, 2002.

Dissertação de Mestrado: Otimização Teórico-Numérica e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos não Aletados em Convecção Forçada, PIPE-UFPR, Curitiba , 2000.

Tese de Doutorado: Otimização e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos Aletados, PIPE-UFPR, Curitiba , 2003.

Acervo Técnico (CREA):

- 1 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado do Edifício Comendador Araújo/Ctba (120 TR - Água Gelada) do Banestado. 1997.
- 2 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Champagnat/Ctba. (30,5 TR) do Banestado. 1996.
- 3 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Foz de Iguaçu/PR (82,5 TR) do Banestado. 1996.
- 4 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Porto Alegre/RS (127,5 TR) do Banestado. 1996.
- 5 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Avenida Tiradentes/Londrina (58 TR). 1995.
- 6 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária de Florianópolis/SC (54,6 TR) do Banestado. 1995.
- 7 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado do Centro de Processamento de Dados de Londrina/PR (95,5 TR) do Banestado. 1995.
- 8 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Santo Amaro/SP (120 TR) do Banestado. 1994.
- 9 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Campinas/SP (52,5 TR) do Banestado. 1993.
- 10 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência

- Bancária Higienópolis/Londrina (50 TR) do Banestado. 1993.
- 11 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Voluntários da Pátria/Ctba (27,5 TR) do Banestado. 1993.
 - 12 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Colorado/PR (33 TR) do Banestado. 1992.
 - 13 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Guaíra/PR (35 TR) do Banestado. 1992.
 - 14 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Paranavaí/PR (150 TR) do Banestado. 1992.
 - 15 Matos, Rudmar Serafim. Fiscalização da obra de ar condicionado da Agência Bancária Umuarama/PR (180 TR) do Banestado. 1991.
 - 16 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Vila Casoni/PR (15 TR) do Banestado. 1996.
 - 17 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado do posto Beira-Mar/Florianópolis (10 TR) da Ipiranga. 1996.
 - 18 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado do posto Jockey/Porto Alegre (10 TR) da Ipiranga. 1996.
 - 19 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado do posto Quinta Marcha/São Paulo (10 TR) da Ypiranga. 1996.
 - 20 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Augusto Stresser/Ctba. (32,5 TR) do Banestado. 1995.

- 21 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária União da Vitória/PR (31,5 TR) do Banestado. 1995.
- 22 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Anita Garibaldi/Ctba. (24,5 TR) do Banestado. 1994.
- 23 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Prado Velho/Ctba. (17,5 TR) do Banestado. 1994.
- 24 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Assembléia/RJ (50 TR) do Banestado. 1993.
- 25 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Bauru/SP (22,5 TR) do Banestado. 1993.
- 26 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Caxias do Sul/RS (34,5 TR) do Banestado. 1993.
- 27 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado da Agência Bancária Goiânia/GO (30,5 TR) do Banestado. 1993.
- 28 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado do CEAD BLOCO II - Sub Solo (60 TR). 1992.
- 29 Matos, Rudmar Serafim. Projeto de ar condicionado do Bloco XI Serviços/Ctba (94,25 TR) do Banestado. 1989.