

ROQUE LUIZ SUTIL MAINARDES

**OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE TUBOS ALETADOS
CIRCULARES E ELÍPTICOS EM REGIME TURBULENTO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia - PIPE 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. Rudmar S. de Matos,
Dr.**

**Co-orientador: Prof. Juan Carlos Ordonez,
Ph.D**

CURITIBA

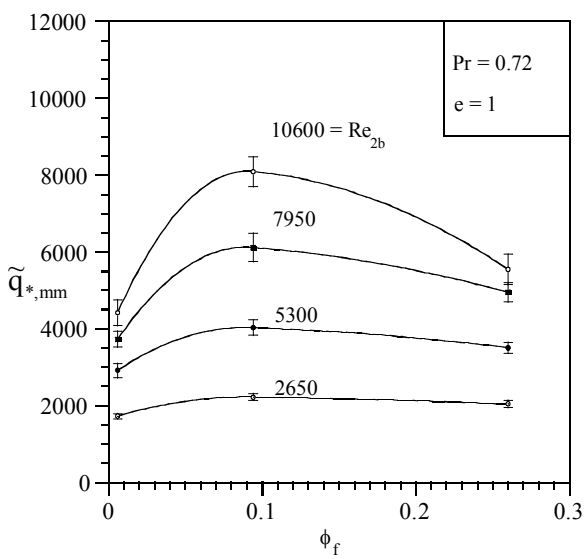
2007

ERRATA

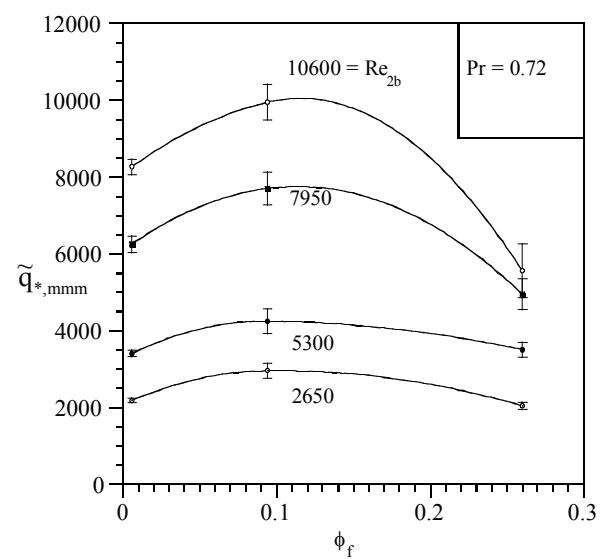
No artigo publicado pelo Journal of Heat Transfer, vol.129, de maio de 2007, constante do APÊNDICE 2:

Folha	Linha	Onde se lê	Leia-se
1	28	80%	23%

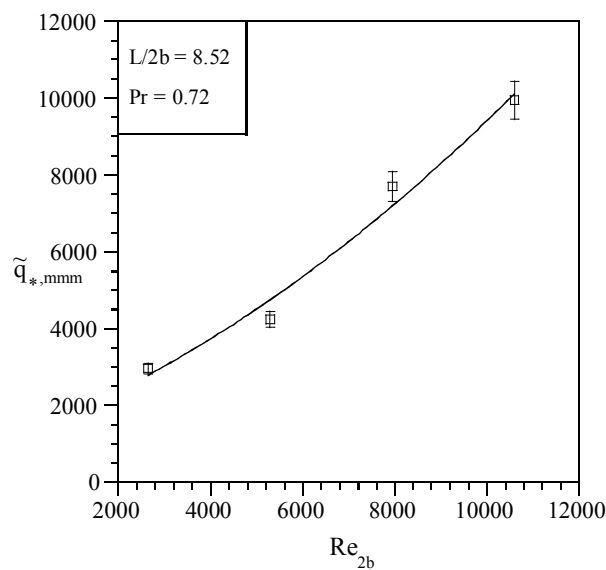
Os gráficos da Figura 3 (a) e (b) e Figura 4, respectivamente, devem ser substituídos pelos respectivos gráficos abaixo:



(a)



(b)



AGRADECIMENTOS

Após trabalhar por vários anos diretamente na instalação e execução de projetos de sistemas de ar condicionado, aquecimento, e ventilação 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 Rudmar Serafim Matos pesquisador da área de Energia e Ciências Térmica, voltado mais ao desenvolvimento de Refrigeração e Ar Condicionado, da UFPR que foi um incansável colaborador tanto na revisão como na confecção do banco de teste para realização deste trabalho. Agradeço ao professor Juan Carlos Ordonez do Department of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State University pelas enriquecedoras observações e sugestões apresentadas principalmente para os artigos que foram escritos e submetidos para publicação no International Journal of Heat and Mass Transfer. Agradeço aos professores Álvaro Toubes Prata (UFSC), José Alberto dos Reis Parise (PUC-RIO), Fernando Wypych (UFPR) e Wido Herwig Schreiner (UFPR), membros participantes da banca examinadora, pelas sugestões apresentadas para o enriquecimento deste trabalho. Agradeço a todos meus amigos, em especial ao meu colega Hélio Padilha pela amizade e a grande ajuda na formatação do trabalho, ao Téc. João Luiz Alves na confecção do banco de ensaio. Agradeço a minha esposa, minha filha, meus filhos e toda a minha família pelo apoio e compreensão, durante a minha elaboração deste trabalho. 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.....	viii
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	xii
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS.....	xiii
RESUMO.....	xxii
ABSTRACT.....	xxiv

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	1
1.2 OBJETIVOS.....	6
1.3 REVISÃO DA LITERATURA.....	7
1.4 O PROBLEMA FÍSICO.....	16
1.4.1 Geometria do arranjo.....	16
1.4.2 Critério de equivalência entre tubos de seção circular e elíptica.....	23
1.4.3 Disposição dos tubos.....	24

CAPÍTULO II

2 CÁLCULO DAS GRANDEZAS ADIMENSIONAIS	26
2.1 FORMA ADIMENSIONAL.....	27

CAPÍTULO III

3 APARATO EXPERIMENTAL.....	31
3.1 ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E INSTRUMENTAÇÃO.....	31
3.1.1 Túnel de vento.....	31
3.1.2 Módulo da seção de teste.....	33
3.1.3 Tubos e aletas.....	33
3.1.4 Resistências elétricas.....	34

3.1.5	Ponto de força e as fontes de alimentação elétrica.....	35
3.1.6	Termistores.....	36
3.1.7	Anemômetro.....	37
3.1.8	Transdutor e medidor de pressão.....	38
3.2	MÉTODOS DE TRABALHO.....	40
3.2.1	Construção do módulo em madeira.....	40
3.2.2	Conformação dos tubos elípticos.....	41
3.2.3	Usinagem e montagem dos anéis de latão no interior dos tubos.....	41
3.2.4	Construção e montagem das aletas.....	43
3.2.5	Montagem do trocador de calor aletado.....	45
3.2.6	Montagem e instalação dos termistores no módulo de teste.....	46
3.2.7	Montagem final do módulo de teste.....	49
3.2.8	Instalação do anemômetro e do medidor de pressão.....	51
3.3	APARATO EXPERIMENTAL.....	52
3.4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	53
3.5	CÁLCULO DAS INCERTEZAS.....	55

CAPÍTULO IV

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	59
4.1	RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS ALETADOS PARA OBTENÇÃO DA MÁXIMA TROCA DE CALOR	59
4.2	RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS ALETADOS PARA OBTENÇÃO DA MÍNIMA POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO	68

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES.....	76
--------------------------	-----------

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	78
--	-----------

APÊNDICES

APÊNDICE 1 - RELAÇÃO DOS ENSAIOS EFETUADOS.....	86
--	-----------

APÊNDICE 2 – ARTIGO PUBLICADO NO JOURNAL OF HEAT TRANSFER VOL. 129 MAIO 2007.....	153
--	------------

LISTA DE TABELAS

APÊNDICE 1

TABELA 1 - TESTE REALIZADO EM 06/08/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,25$, $e = 1$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	88
TABELA 2 - TESTE REALIZADO EM 06/07/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,5$, $e = 1$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	90
TABELA 3- TESTE REALIZADO EM 01/06/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 1,5$, $e = 1$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	92
TABELA 4 - TESTE REALIZADO EM 11/03/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,25$, $e = 0,6$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	94
TABELA 5 - TESTE REALIZADO EM 14/03/2002 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,5$, $e = 0,6$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	96
TABELA 6 - TESTE REALIZADO EM 16/06/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 1,5$, $e = 0,6$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	98
TABELA 7 - TESTE REALIZADO EM 20/03/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,25$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	100
TABELA 8 - TESTE REALIZADO EM 27/02/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,5$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	102
TABELA 9 - TESTE REALIZADO EM 12/06/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 1,5$, $e = 0,5$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	104
TABELA 10 - TESTE REALIZADO EM 05/07/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,25$, $e = 0,4$, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	106
TABELA 11 - TESTE REALIZADO EM 08/05/2005 PARA O ARRANJO $S/2b = 0,5$, $e = 1$, $\phi_f = 0,26$ e $Re_{2b} = 2650$	108

TABELA 12 - TESTE REALIZADO EM 06/12/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 2650$	110
TABELA 13- TESTE REALIZADO EM 29/07/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 2650$	112
TABELA 14 - TESTE REALIZADO EM 10/11/2004 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 2650$	114
TABELA 15 - TESTE REALIZADO EM 15/11/2004 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	115
TABELA 16 - TESTE REALIZADO EM 18/11/2004 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	116
TABELA 17 - TESTE REALIZADO EM 28/06/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	117
TABELA 18 - TESTE REALIZADO EM 11/03/2002 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	118
TABELA 19 - TESTE REALIZADO EM 16/07/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	119
TABELA 20 - TESTE REALIZADO EM 15/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	120
TABELA 21 - TESTE REALIZADO EM 18/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	121
TABELA 22 - TESTE REALIZADO EM 10/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 1000$	122
TABELA 23 - TESTE REALIZADO EM 20/02/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,4, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 5300$	123
TABELA 24 - TESTE REALIZADO EM 18/11/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,26$ e $Re_{2b} = 5300$	124

TABELA 25 - TESTE REALIZADO EM 05/11/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 5300$	125
TABELA 26 - TESTE REALIZADO EM 05/02/2006 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 5300$	126
TABELA 27 - TESTE REALIZADO EM 15/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	127
TABELA 28 - TESTE REALIZADO EM 02/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	128
TABELA 29 - TESTE REALIZADO EM 07/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	129
TABELA 30 - TESTE REALIZADO EM 10/07/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	130
TABELA 31 - TESTE REALIZADO EM 14/07/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	131
TABELA 32 - TESTE REALIZADO EM 08/10/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	132
TABELA 33- TESTE REALIZADO EM 26/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	133
TABELA 34 - TESTE REALIZADO EM 30/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	134
TABELA 35 - TESTE REALIZADO EM 02/02/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	135
TABELA 36 - TESTE REALIZADO EM 15/02/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,4, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	136
TABELA 37 - TESTE REALIZADO EM 03/10/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 7950$	137

TABELA 38 - TESTE REALIZADO EM 10/02/2006 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 7950$	138
TABELA 39 - TESTE REALIZADO EM 29/04/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 7950$	139
TABELA 40 - TESTE REALIZADO EM 02/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	140
TABELA 41 - TESTE REALIZADO EM 06/02/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	141
TABELA 42 - TESTE REALIZADO EM 07/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 1, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	142
TABELA 43 - TESTE REALIZADO EM 07/06/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	143
TABELA 44 - TESTE REALIZADO EM 16/06/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	144
TABELA 45 - TESTE REALIZADO EM 24/06/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1, 5, e = 0,6, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	145
TABELA 46 - TESTE REALIZADO EM 06/01/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	146
TABELA 47 - TESTE REALIZADO EM 22/10/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	147
TABELA 48 - TESTE REALIZADO EM 19/12/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 1,5, e = 0,5, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	148
TABELA 49 - TESTE REALIZADO EM 07/04/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,25, e = 0,4, $\phi_f = 0,006$ e $Re_{2b} = 10600$	149
TABELA 50 - TESTE REALIZADO EM 20/11/2005 PARA O ARRANJO	
S/2b = 0,5, e = 1 , $\phi_f = 0,26$ e $Re_{2b} = 10600$	150

TABELA 51 - TESTE REALIZADO EM 22/10/2005 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5$, $e = 1$, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 10600$ 151

TABELA 52 - TESTE REALIZADO EM 20/02/2006 PARA O ARRANJO

$S/2b = 0,5$, $e = 0,6$, $\phi_f = 0,094$ e $Re_{2b} = 10600$ 152

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

CAPÍTULO I

FIGURA 1 - ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	18
FIGURA 2 - VISTA LATERAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	19
FIGURA 3 - VISTA FRONTAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	20
FIGURA 4 - SUPERFÍCIES DE TROCA DE CALOR.....	24
FIGURA 5 - DISTRIBUIÇÃO TRIANGULAR EQUILATERAL PARA 4 TUBOS NA CÉLULA UNITÁRIA.....	24

CAPÍTULO II

Não tem figuras

CAPÍTULO III

FIGURA 6 - O TÚNEL DE VENTO UTILIZADO NO EXPERIMENTO.....	32
FIGURA 7 - DIMENSÕES DO MÓDULO DE MADEIRA EM (mm).....	33
FIGURA 8 - TUBOS E ALETA.....	34
FIGURA 9 - A RESISTÊNCIA ELÉTRICA.....	35
FIGURA 10 - O PONTO DE FORÇA E AS FONTES DE ALIMENTAÇÃO.....	36
FIGURA 11 - O TERMISTOR COM CÁPSULA DE TEFLON.....	37
FIGURA 12 - O ANEMÔMETRO.....	38
FIGURA 13 - O TRANSDUTOR, O MEDIDOR E O SENSOR DE TOMADA DE PRESSÃO.....	39
FIGURA 14 - MÓDULO EM MADEIRA PARA TUBOS ELÍPTICOS.....	40
FIGURA 15 - CONFORMAÇÃO DOS TUBOS ELÍPTICOS.....	41
FIGURA 16 - USINAGEM DOS ANÉIS DE LATÃO.....	42
FIGURA 17 - MONTAGEM DOS ANÉIS NO INTERIOR DOS TUBOS ELÍPTICOS.....	42

FIGURA 18 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS CIRCULARES DAS ALETAS...	43
FIGURA 19 - CORTE DOS PRÉ-FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS.....	44
FIGURA 20 - CONFORMAÇÃO DOS FUROS ELÍPTICOS DAS ALETAS.....	44
FIGURA 21 - MONTAGEM DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS.....	45
FIGURA 22 - MÓDULO DE TESTE PARA TUBOS ELÍPTICOS.....	46
FIGURA 23 - MONTAGEM DOS TERMISTORES.....	47
FIGURA 24 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NOS TUBOS.....	47
FIGURA 25 - INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES NA ENTRADA DO ARRANJO.....	48
FIGURA 26 - VISTA FINAL DA INSTALAÇÃO DOS TERMISTORES.....	48
FIGURA 27 - INSTALAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS NO MÓDULO DE TESTE.....	49
FIGURA 28 - COLOCAÇÃO DA TAMPA FRONTAL DO MÓDULO DE TESTE.....	50
FIGURA 29 - INSTALAÇÃO DA RÉGUA DE BORNES.....	50
FIGURA 30 - MONTAGEM FINAL DO MÓDULO DE TESTE.....	51
FIGURA 31 - INSTALAÇÃO DO ANEMÔMETRO E DO EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO DA PRESSÃO DIFERENCIAL.....	52
FIGURA 32 - APARATO EXPERIMENTAL.....	52
FIGURA 33 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DOS PONTOS DE MEDIÇÕES E DIMENSÕES (mm) DO APARATO EXPERIMENTAL.....	54

CAPÍTULO IV

FIGURA 34 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS ($e = 1,0$).....	61
FIGURA 35 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,6$).....	62

FIGURA 36 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS ($e = 0,5$).....	62
FIGURA 37 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO COM EXCENTRICIDADE.....	63
FIGURA 38 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS.....	64
FIGURA 39 - OTIMIZAÇÃO LOCAL PARA ARRANJOS CIRCULARES ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS.....	65
FIGURA 40 - TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ADMENSIONAL MAXIMIZADA COM TRÊS GRAUS DE LIBERDADE, EM RELAÇÃO AO Re_{2b}	66
FIGURA 41 – FRAÇÃO TOTAL DE VOLUME SÓLIDO DOS ARRANJOS COM RELAÇÃO À EXCENTRICIDADE E ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS.....	67
FIGURA 42 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO A QUEDA DE PRESSÃO.....	69
FIGURA 43 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO A QUEDA DE PRESSÃO.....	70
FIGURA 44 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO PRIMEIRO MODO DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS ($e = 1,0$).....	71

FIGURA 45 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO PRIMEIRO MODO DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS ($e = 0,5$).....	71
FIGURA 46 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO PRIMEIRO MODO DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS ($e = 0,6$).....	72
FIGURA 47 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO SEGUNDO MODO DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS E A EXCENTRICIDADE.	73
FIGURA 48 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS COM RELAÇÃO AO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS	74
FIGURA 49 – TAXA DE POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO ADIMENSIONAL MINIMIZADA COM TRÊS GRAUS DE LIBERDADE, EM RELAÇÃO AO Re_{2b}	74

APÊNDICE 1

FIGURA 50 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	89
FIGURA 51 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	91
FIGURA 52 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1, 5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	93

FIGURA 53 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	95
FIGURA 54 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	97
FIGURA 55 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	99
FIGURA 56 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	101
FIGURA 57 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	103
FIGURA 58 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 1,5$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	105
FIGURA 59 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,25$, $e = 0,4$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	107
FIGURA 60 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,26$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	109

FIGURA 61 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 1$ e $\phi_f = 0,094$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	111
FIGURA 62 - DIMENSÕES (mm) DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS PARA $S/2b = 0,5$, $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,094$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600).....	113

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, $J/(kg.K)$
D	diâmetro do tubo circular, m
e	excentricidade do tubo, b/a
H	altura do arranjo, m
k	condutividade térmica do fluido, $W/(m.K)$
l	distância entre centros dos tubos na direção do escoamento
L	comprimento do arranjo, m
$L/2b$	relação de aspecto do comprimento do arranjo para o eixo menor das elipses
$\dot{m}_{ce}$	taxa do fluxo de massa de ar entrando em um canal elementar, kg/s
$\dot{m}$	taxa do fluxo de massa total de ar entrando no arranjo, kg/s
n_f	número de aletas
n_t	número total de tubos no arranjo
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 (3)
$\tilde{q}_*$	condutância térmica total adimensional, equação (8)
$\tilde{q}_{*,m}$	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
U_{Ac}	coeficiente de transferência de calor, $W/m^2.K$
$\tilde{V}$	fração de volume adimensional, equação (9)
W	largura do arranjo, m
$\dot{W}_p$	potência de bombeamento
$\tilde{W}_p$	potência de bombeamento adimensional
$\tilde{W}_{p,m}$	potência adimensional total minimizada uma vez
x, y, z	coordenadas cartesianas, m
X, Y, Z	coordenadas cartesianas adimensionais

SÍMBOLOS GREGOS

α	difusividade térmica, m^2/s
α_s	difusividade térmica do sólido, m^2/s
β	constante do sensor de temperatura, K
δ	espaçamento entre aletas, mm
θ	temperatura adimensional
$\bar{\theta}$	temperatura média adimensional do fluido
μ	viscosidade dinâmica, $kg/m.s$
ν	viscosidade cinemática, m^2/s
ρ	densidade, kg/m^3

ϕ_f	densidade adimensional de aleta na direção z
Δp	variação de pressão
$\Delta \tilde{p}$	variação de pressão adimensional, equação (13)
ΔP	variação de pressão adimensional

SUBSCRITOS

e	entrada da célula unitária
max	máximo
ot	ótimo
s	saída da célula unitária
w	superfície do tubo
∞	escoamento livre

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de otimização geométrica experimental para maximizar a taxa de transferência total de calor e também para minimizar a potência de bombeamento do ventilador, entre um feixe de tubos aletados em um dado 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 e a mínima potência de bombeamento. 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 $2650 \leq Re_{2b} \leq 10600$, 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 e na mínima potência de bombeamento do ventilador. Para baixos valores da velocidade do fluxo livre, u_∞ , na entrada dos arranjos, as perdas de carga esperadas são aproximadamente equivalentes com tal critério, mas para altas velocidades já no regime turbulento as perdas de carga variam com a forma da seção transversal, a minimização da potência de bombeamento está no âmbito do presente trabalho. Resultados da otimização experimental para tubos

aletados em arranjos circular e elíptico são apresentados. Um relativo ganho na transferência de calor acima de 34% ($Re_{2b} = 10600$) é observado no arranjo elíptico otimizado com relação ao espaçamento entre tubos, quando comparado com o arranjo circular otimizado. Tais descobertas motivaram a pesquisa para otimizar com relação a mais dois graus de liberdade, isto é, a excentricidade e o espaçamento entre aletas. Com esta otimização, obteve-se um ganho relativo na transferência de calor de mais de 23% no arranjo elíptico otimizado para os três graus de liberdade em comparação com o arranjo circular otimizado para dois graus de liberdade, i.e., com relação ao espaçamento entre tubos e o espaçamento entre aletas. No caso da perda de carga há uma perda mínima, que comparada com os valores obtidos para $e = 1.0$ (tubos circulares) e $e = 0.5$ (tubos elípticos) verifica-se uma redução de mais de 8% para os tubos elípticos. Tais descobertas motivaram a pesquisa para se otimizar também com relação a mais dois graus de liberdade, isto é, a excentricidade e o espaçamento entre aletas.

ABSTRACT

This work presents an experimental geometric optimization study to maximize the total heat transfer rate and to minimize the pumping power of the fan, between a bundle of finned tubes in a given volume and a given external flow both for circular and elliptic arrangements, for general staggered configurations. The optimization procedure started by establishing a fixed volume constraint to account for the design limited space availability. The experimental results were obtained for circular and elliptic configurations with a fixed number of twelve tubes, 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. A number of experimental configurations were built by reducing the tube-to-tube spacings, identifying the optimal spacing for maximum heat transfer and for minimum pumping power. 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 $2650 \leq Re_{2b} \leq 10600$, where $2b$ is the smaller ellipse axis. Circular and elliptic arrangements with the same air input velocity and flow obstruction cross-sectional area were compared on the basis of maximum total heat transfer and of minimum pumping power of the fan. For low values of the free stream velocity, u_∞ , pressure drops are expected to be nearly equivalent with such criterion, but for higher velocities in the turbulent regime pressure drops are expected to vary with cross section shape, the minimization of pumping power was the scope of the present study. Experimental optimization results for finned circular and elliptic tubes arrangements are presented. A relative heat transfer gain of up to 34% ($Re_{2b} = 10600$) is observed in the elliptic arrangement optimized with respect to tube-to-tube spacings, as compared to the optimal circular one. In the case of the pressure drop there is a clear

minimal pressure drop that in comparison with values obtained for $e = 1.0$ (circular tubes) and elliptical ($e = 0.5$) with the relative pressure drop reduction of up to 8% observed in all cases studied. Such findings motivated the search for optima with respect to two additional degrees of freedom, i. e., eccentricity and fin-to-fin spacing. A relative heat transfer gain of up to 23% is observed in the three-way optimized elliptic arrangement in comparison with the two-way optimized circular one, i.e., with respect to tube-to-tube and fin-to-fin spacings.

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Com as sociedades humanas em desenvolvimento, todas as necessidades são aumentadas. Alimentos, água, moradias, energia são necessidades comuns para os povos ou nações através do mundo. Focando em energia, sua disponibilidade requer contínuos investimentos pelo governo para satisfazer tanto a indústria como as necessidades dos consumidores. Apesar de mais geração de potência e de pesquisas de novas fontes de energia, muitos esforços têm sido direcionado para economizar energia através de otimização do seu uso, principalmente nos processos industriais. Trocadores de calor fluxo-cruzado aletados são partes de numerosos processos de engenharia na indústria e são inquestionavelmente responsáveis por uma grande parte do total da energia consumida onde eles estão presentes.

A situação energética brasileira, e também a mundial, força Governo, geradores e usuários de energia elétrica a otimizar seu uso. Se esta otimização fosse induzida apenas pelo custo – o que já seria preocupante, visto que a redução de custos em todos os setores da economia mundial é uma realidade – teríamos de pensar apenas em reduzir este custo, com melhor aproveitamento de energia elétrica, evitando desperdícios que gerariam aumento real nas contas no fim de cada mês. Mas há outro fator muito importante – e mais alarmante que o próprio custo – que é a pequena confiabilidade no fornecimento de energia elétrica.

O problema da escassez de energia elétrica no Brasil não é mais novidade para ninguém. Um exemplo claro da estagnação do setor, tanto do ponto de vista de geração de energia, quanto o de distribuição são os “apagões” ocorridos principalmente nas

regiões Sul e Sudeste do Brasil, onde o consumo é cada vez maior, (total de aumento entre 3 a 5% ao ano), mesmo em períodos de estagnação econômica.

Com o desenvolvimento econômico e financeiro do país, a tendência, sem dúvida alguma, é o agravamento deste cenário. Diante desse quadro nada otimista, o país tem buscado soluções para além de aumentar a oferta de energia, racionalizar a sua utilização.

Qualquer atividade industrial só é possível com o uso intensivo de uma ou mais formas de energia, neste caso principalmente, a energia elétrica. Parte da energia elétrica utilizada é perdida para o meio ambiente durante um processo industrial ou comercial, principalmente em forma de calor, outra parte é perdida devido a desperdícios desnecessários.

Uma instalação frigorífica utiliza sistemas de refrigeração dimensionados para atender uma carga térmica, que é a quantidade de energia térmica a ser retirada do ambiente ou processo, de forma a manter as condições de temperatura e umidade relativa desejadas nos mesmos. Para que o sistema de refrigeração opere, é necessário o consumo de uma determinada quantidade de energia elétrica, na maior parte, através de motores de indução. A refrigeração tem uma participação importante neste total, uma vez que, aproximadamente 70% da energia elétrica consumida em instalações frigoríficas deve-se aos equipamentos de refrigeração.

As instalações mais eficientes, em relação ao fator energético são aquelas que atingem os parâmetros de performance térmica exigidos pelo processo, com menor consumo de energia elétrica.

Dentre os fatores que influenciam a eficiência energética em uma instalação frigorífica, são destacados a demanda que é a potência média no intervalo de 15 minutos (kW), e o consumo, que é a energia utilizada em um período de um mês (kWh). Para que esta energia não seja desperdiçada é necessário que a demanda contratada não seja ultrapassada, durante a operação da instalação, devido às pesadas multas envolvidas, e que o consumo de energia horário seja minimizado.

Dentro do contexto acima relatado, este trabalho é uma seqüência natural do trabalho apresentado por Matos (2003) em sua tese de doutorado, onde ele propõe a continuação na obtenção da otimização global mas, em regime turbulento. Em relação

ao trabalho de Matos (2003), este buscará um avanço nos processos de otimização, visando reduzir o consumo de energia e também proporcionar maior vida útil dos equipamentos empregados nos sistemas de refrigeração e ar condicionado, operando com velocidades do fluido na faixa de 2 a 10 m/s, i. e., em regime turbulento, a faixa não contemplada no trabalho de Matos (2003).

Muitos estudos têm sido conduzidos em bases prática e teórica, objetivando a otimização dos processos térmicos. Recentemente, Matos (2003) pesquisou a otimização de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados e aletados em regime laminar, o qual mostrou que trocadores de calor com tubos elípticos aletados apresentaram maior taxa global de transferência de calor do que trocadores de calor de tubos circulares aletados.

Neste trabalho uma otimização da transferência de calor é procurada nos processos de refrigeração, sistemas de ar condicionado, aquecedores, radiadores, etc, pelo uso de tubos elípticos em vez de circulares em trocadores de calor, ambos aletados, guiado pelos resultados obtidos por Matos (2003) para o regime laminar. Será realizada a otimização experimental de trocadores de calor com tubos elípticos e circulares aletados em regime turbulento. A idéia é partir das configurações já otimizadas para o fluxo laminar, para construir um número mínimo de novos módulos de teste, a fim de definir a ótima arquitetura para a máxima transferência de calor. Diferentemente do trabalho de Matos (2003), este estudo contemplará o regime turbulento do escoamento, em que é sabido que as perdas de carga não são desprezíveis ou equivalentes, para $Re_{\delta} = \frac{u_{\infty} \delta}{\nu} > 200$, onde u_{∞} é a velocidade do escoamento livre, δ o espaçamento entre aletas e ν a viscosidade cinemática do ar e Re_{δ} o número de Reynolds.

A otimização da arquitetura de sistema de fluxo é uma ocorrência natural e muito difundida na engenharia. Muitos exemplos têm sido trazido sob o título de teoria “constructal” como mostra Bejan (2000).

Conforme constatado em estudos anteriores feitos por Bordalo e Saboya (1999), os quais 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 devida somente à 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 velocidades 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.

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.

No estudo apresentado por Matos et al. (2001), onde foi realizada uma análise da transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados, em duas dimensões. Foi desenvolvido 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(S), a excentricidade (e) e o espaçamento entre aletas (δ).

Neste trabalho, a otimização geométrica dos parâmetros de projeto para uma máxima transferência de calor e uma mínima potência de bombeamento para o ventilador é procurada experimentalmente. O objetivo é fornecer informação científica para a possível utilização de tubos elípticos em vez de tubos circulares em trocadores de calor para aplicações práticas e em processos industriais (como por exemplo, ar condicionado, refrigeração, HVAC-R, sistemas, aquecedores, radiadores, etc) no futuro. Portanto é necessário que a investigação seja conduzida para regime de escoamento turbulento, que é o que ocorre nestes sistemas industriais. A idéia básica é

analisar o ganho da transferência de calor usando trocadores de calor com tubos elípticos em comparação com os tubos circulares tradicionais e também a potência de bombeamento dos ventiladores, quando variamos os seguintes parâmetros de projetos: δ = espaçamento entre aletas; e = excentricidade elíptica, e S = espaçamento entre as fileiras de tubos. O problema consiste na identificação de uma configuração (arquitetura interna, forma ótima) que forneça a máxima transferência de calor para um dado espaço (Bejan, 2000) e a mínima potência de bombeamento.

Para a otimização em regime turbulento do escoamento através dos arranjos de tubos aletados, será necessário, portanto, considerar tanto a perda de carga (a potência de bombeamento de ar através dos arranjos) como a transferência de calor.

O foco principal do presente trabalho está na otimização geométrica experimental de um arranjo com tubos aletados alternados circular e elíptico em um volume fixado. O trabalho descreve uma série de experimentos conduzidos no laboratório na pesquisa para obtenção dos parâmetros geométricos ótimos, em configurações circular e elíptica para tubos aletados alternados para máxima transferência de calor e mínima potência de bombeamento, em escoamento em regime turbulento. Arranjos circular e elíptico, com a mesma seção transversal de obstrução ao fluxo, são então comparados nas bases da transferência de calor total máxima, de mínima potência de bombeamento e da massa total de materiais para sua construção. Apropriados grupos de grandezas não-dimensionais são definidos e os resultados de otimização estão reportados em gráficos adimensionais.

A seguir, serão apresentados, ainda no presente 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 o aparato experimental utilizado para obtenção dos resultados experimentais do presente trabalho. No capítulo IV, apresentam-se os resultados experimentais obtidos nesta tese e discussão dos mesmos. 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 para escoamento em regime turbulento.

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 com escoamento transversal em convecção forçada e/ou natural.

Os objetivos deste estudo foram:

- a) Otimização experimental local de trocadores de calor em arranjos de tubos aletados, cilíndricos e elípticos para escoamento em regime turbulento: i) para máxima transferência de calor, e ii) para mínima potência de bombeamento;
- b) Obtenção da fração de volume de material sólido em um arranjo, para permitir a avaliação do investimento necessário para construí-lo, em termos de matéria-prima;
- c) Determinação das perdas de carga para obtenção da potência de bombeamento mínima em função da excentricidade dos tubos, para os valores ótimos de espaçamento entre as filas dos tubos e espaçamentos entre aletas.
- d) Apresentação de resultados, através de grupos adimensionais convenientes, portanto, de caráter geral para qualquer configuração de tubos circulares e elípticos; e
- e) 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 e mínima potência de bombeamento, de um determinado volume fixo de arranjo.

1.3 REVISÃO DA LITERATURA

Do acima exposto, e visando obter uma idéia clara dos objetivos a serem atingidos no presente trabalho, realizou-se uma ampla revisão bibliográfica na literatura disponível, na qual observou-se uma grande quantidade de trabalhos realizados nos últimos 100 (cem) anos, principalmente a respeito da utilização de tubos elípticos em trocadores de calor.

Este fato reveste-se de importância na medida que, atualmente, a redução do consumo de energia é fundamental e a otimização e racionalização dos processos térmicos são procurados com muita intensidade.

Os trocadores de calor estão incluídos nos principais ofensores no consumo de energia, principalmente os que estão no presente trabalho, tais como: sistemas de ar condicionado, refrigeração, aquecedores, etc.

A literatura sobre trocadores de calor que utilizam tubos aletados e não aletados apresenta muitos trabalhos, sempre com o intuito de melhorias, para se obter maior efetividade dos trocadores de calor e mínima potência de bombeamento, devida à sua grande importância na indústria. Porém, o desenvolvimento da ciência e da tecnologia faz com que surjam campos emergentes de pesquisas de novas experiências, com o objetivo de melhorar o desempenho dos trocadores de calor. O interesse dos pesquisadores sobre os trocadores de calor ainda continua e muito esforço nesse sentido tem sido feito, principalmente sobre a obtenção de alta performance, o que implica no aumento da transferência de calor, na mínima perda de carga (mínima potência de bombeamento) e na redução do tamanho do arranjo (menor volume de material sólido).

Para essas pesquisas muitos parâmetros são considerados, entre eles, podemos citar: os geométricos, os físicos, tipo de material que constituem os trocadores, etc. Todos os parâmetros estudados para a troca de calor em convecção natural e/ou forçada, sob o ponto de vista de transferência de calor e perda de carga, tais como: espaçamento ótimo entre tubos, disposição dos tubos, o formato interno e externo dos

tubos, o espaçamento ótimo entre aletas, o formato das aletas, o tipo de colocação das aletas etc.

A seguir apresenta-se uma breve descrição das principais referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho, para levantamento do já foi feito até o momento neste campo e pela opção dos parâmetros a serem otimizados.

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 os de tubos circulares, submetidos a um escoamento livre, em fluxo cruzado. Os tubos elípticos tiveram uma transferência de calor de 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.

Schulenb (1965) avaliou o potencial da utilização de tubos elípticos em trocadores de calor na indústria, mostrando experimentalmente 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 troca de calor e consome menos potência para acionamento dos ventiladores, do que para um trocador de calor construído com tubos circulares aletados.

Webb (1980) verificou que os tubos elípticos apresentavam, em relação aos circulares, vantagem de desempenho resultando em menor perda de pressão na região da aleta atrás dos tubos.

Ximenes (1981) apresentou 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.

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

Huang e Pu (1995) estudaram a transferência de calor por convecção natural e forçada em tubos elípticos aletados, apresentaram a eficiência das aletas retangulares e otimizaram a geometria da aleta (i.e. a relação comprimento/largura) e o espaçamento das aletas.

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) exploraram o mesmo tema.

Stanescu et al. (1996) pesquisaram o espaçamento ótimo de tubos circulares em escoamento livre e convecção forçada, fluxo cruzado, e Bejan et al. (1995) apresentaram um estudo similar em convecção natural. Ambos os trabalhos levaram 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.

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 de 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.

Rocha et al. (1997) avaliaram trocadores de calor de tubos elípticos aletados para configurações específicas de 1(uma) e 2(duas) fileiras de tubos, com uma formulação simplificada, onde os resultados de eficiência foram comparados aos de trocadores de calor de tubos circulares. Os resultados mostraram que as configurações

estudadas tiveram ganhos percentuais de até 18 % para transferência de calor e uma redução na perda de carga de mais de 25 % , anteriormente já observado por Brauer (1964) e Bordalo e Saboya (1999).

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 investigados, 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.

Bordalo e Saboya (1999) fizeram 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 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 foi testado. O efeito do número de fileiras de tubos, do passo da aleta e do diâmetro dos tubos nas características termo-hidráulicas foi examinado. 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, $Re_{De} > 2000$, 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 está 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 %.

Matos (2000), em sua dissertação de mestrado, apresentou otimização teórico-numérica e comparou o desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados em convecção forçada com escoamento laminar, o que mostrou grande vantagem dos arranjos com tubos elípticos.

Webb e Iyengar (2001) investigaram o uso de tubos ovais, que se aproximam aos tubos elípticos, no lugar de tubos circulares, o que resultou na maior performance na troca de calor e menor perda de carga do ar. O trabalho teve por objetivo a utilização de tubo oval no projeto de condensadores de condicionadores de ar.

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

Matos et al. (2001) estudaram a comparação entre a transferência de calor, para arranjos alternados, com tubos circulares e elípticos em convecção forçada, demonstrando o melhor desempenho para tubos elípticos.

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.

Elsayed et al. (2003) apresentaram uma investigação experimental para convecção livre do ar ao redor da superfície externa de um fluxo de calor com tubo elíptico e produziram correlações para o número de Nusselt com relação ao número de Rayleigh e mostraram o efeito da orientação do tubo em relação ao número médio de Nusselt.

Leu et al. (2004) apresentaram análise experimental e numérica para estudar as características térmica-hidráulicas e transferência de massa em tubos elípticos com quatro filas e aletados, com aletas retangulares, em trocadores de calor tendo uma relação de eixos de 2,83:1. Quatro tipos de configurações foram investigadas sob condições secas e molhadas para valores de velocidades de face a partir de 1 à 6 m/s. Com dois arranjos de tubos alternados com aletas de altura de 7 mm e 10 mm, respectivamente; e dois arranjos com tubos em linha com aletas de 7 mm e de 10 mm, respectivamente. Os resultados indicaram que o fator sensível de Colburn e o fator de atrito para as serpentinas molhadas são, respectivamente, 56 – 71% e 2 – 16% maiores do que para as serpentinas secas.

Matos et al. (2004) estudaram experimentalmente e numericamente a otimização geométrica para maximizar a taxa total da transferência de calor entre

tubos aletados e não aletados em um dado volume e para um fluxo externo, em ambos os arranjos, circular e elíptico, com configurações de tubos alternados. Os resultados experimentais foram obtidos com configurações circular e elíptica com 12 (doze) tubos, começando com uma configuração triangular equilátera. Várias configurações foram construídas através da redução do espaçamento entre tubos, para obtenção do espaçamento ótimo, que fornece a máxima troca de calor. Foi possível também investigar a existência de um ótimo com respeito a outros dois graus geométricos de liberdade, no caso a excentricidade do tubo e o espaçamento entre aletas. Os resultados foram obtidos para o fluxo de ar externamente aos tubos em regime laminar. Os arranjos circular e elíptico foram feitos com a mesma obstrução do fluxo na seção transversal, para comparação entre os ótimos da transferência de calor. Um relativo ganho na transferência de calor para mais de 19% foi observada para o arranjo elíptico ótimo, comparado ao arranjo circular ótimo e verificou-se também uma redução da massa de material sólido de 32% para o arranjo elíptico.

Hasan e Sirén (2004) pesquisaram a performance da evaporatividade de dois trocadores de calor, um com tubos circulares e outro com tubos ovais, nas mesmas condições de operação em relação as taxas de fluxo de ar e internamente com água quente nas mesmas temperaturas. O tubo circular com diâmetro de 10 mm e o oval com relação de eixos de 3,085 formado partindo de um tubo de 18 mm de diâmetro. Foi concluído que a transferência média de massa fator de Colburn para o tubo oval é de 89% do que para o tubo circular, enquanto o fator de atrito médio para o tubo oval é 46% do que para o do tubo circular. Isto significa que o tubo oval tem uma melhor combinação térmica-hidráulica.

Khan et al. (2004) pesquisaram escoamentos de ar quente através de arranjos com tubos elípticos carregando água gelada numa determinada faixa de número de Reynolds $1,0 \times 10^3 < Re_w < 3,7 \times 10^3$ e $1,0 \times 10^4 < Re_a < 3,3 \times 10^4$ respectivamente. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor aumentou com o aumento de ambos os escoamentos (números de Reynolds) e também obtiveram uma correlação $Nu-Re$ a partir dos testes para tais arranjos.

Hasan (2005) investigou experimentalmente a performance térmica-hidráulica de cinco tubos ovais e comparou com tubos circulares num fluxo contra corrente de ar.

A faixa de Reynolds Re_D foi aproximadamente entre 1000 e 11.000. A relação de eixos R (maior/menor) para três dos tubos oval pesquisados foram 2, 3, 4 e mais duas outras configurações. A performance mostrou que para os números médios de Nu_D para os tubos ovais estão próximos aos dos tubos circulares para $Re_D < 4.000$, e para Re_D maiores o Nu_D para tubo oval é menor do que para tubo circular e decresce com o aumento da relação R . Os coeficientes de arrasto C_D foram medidos e combinados com a performance térmica-hidráulica indicada pela relação Nu_D / C_D os quais mostraram uma melhor performance de combinação para os tubos ovais.

Erek et al. (2005) mostraram numericamente a influência da geometria das aletas na transferência de calor e na perda de carga, para uma aleta retangular num trocador de calor. Foi descoberto que a distância entre aletas tem um considerável efeito sobre a perda de carga. Outro ponto importante do estudo foi que aumentando a elipticidade (excentricidade) do tubo aletado, aumenta a troca de calor e reduz a perda de carga.

Elshazly et al. (2005) pesquisaram experimentalmente convecção livre a partir de uma superfície vertical e inclinada com tubos elípticos de relação de eixos ($a:b$) 2:1 como uma superfície uniformemente aquecida (fluxo constante de calor). Os efeitos da orientação e da inclinação foram estudados no coeficiente de transferência de calor. Os resultados obtidos mostraram que o Nu médio aumenta com o aumento do ângulo de orientação ou com o ângulo de inclinação para mesmo número de Ra . Os resultados obtidos são correlatados por grupos adimensionais e estão disponíveis para dados de tubos elípticos inclinados e verticais.

Kundu et al. (2006) Apresentaram a performance térmica de tubos elípticos com aletas planas. Foi assumido como uniforme a transferência de calor convectiva. Comparando os arranjos de tubos aletados em linha e alternados, portanto usando a equação de condução bi-dimensional, concluíram que há necessidade de otimizar a geometria das aletas para uma dada área, e mostraram também o melhor desempenho para o arranjo com tubos alternados.

Dentro do contexto da literatura técnica apresentada, se observa que os parâmetros geométricos sempre foram estudados isoladamente, com exceção da pesquisa feita por Matos (2003) em sua tese de doutorado, onde foi desenvolvido um

avanço nos processos de otimização da geometria interna dos trocadores de calor. Neste trabalho resultados inéditos para a geometria de tubos elípticos aletados foram obtidos, realizando-se uma otimização global dos arranjos de tubos no que se refere ao espaçamento entre tubos, a 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 presente trabalho utilizou a mesma metodologia de Matos (2003), porém para o escoamento em regime turbulento, e obteve resultados inéditos no que se refere a transferência de calor e as perdas de carga para os arranjos experimentados. Foi realizada uma otimização global dos arranjos tanto no que se refere a transferência de calor e a perda de carga mínima (potência mínima de bombeamento do ventilador).

De maneira resumida, pode-se distribuir os estudos realizados pelos autores anteriormente citados como segue:

- Geometria do tubo: (Brauer, 1964), (Webb, 1989), (Ximenes, 1981), (Rocha et al., 1997), (Jang e Yang, 1998), (Bordalo e Saboya, 1999), (Saboya e Saboya, 2001), (Webb e Iyengar, 2000), (Hasan e Siren, 2004), (Hasan, 2005).
- Espaçamento entre tubos: (Bejan e Morega, 1993), (Bejan e Sciubba, 1992), (Bejan et al., 1995), (Bar-Cohen e Rohsenow, 1984), (Kim et al., 1991), (Stanescu et al., 1996).
- Número de fileiras de tubos: (Rich, 1975), (Rosman et al., 1984), (Jang et al., 1996), (Jang e Chen, 1997), (Rocha et al., 1997), (Wang et al., 1997), (Jang e Yang, 1998).
- Disposição dos tubos: (Ay et al., 2002), (Kundu et al., 2006)
- Condições ambientais dos tubos/aletas: (Jang et al., 1998), (Lin e Jang, 2002).
- Potencial de aplicação dos tubos elípticos: (Schulemberg, 1966), (Matos, 2000), (Hasan, 2005).
- Geometria da aleta: (Huang e Pu, 1995), (Jang e Chen, 1997), (Kundu e Das, 1997), (Wang et al., 1997), (Yun e Lee, 1999), (Yan e Sheen, 2000), (Leu et al., 2004), (Erek et al., 2005), (Kundu et al., 2006).

- Espaçamento entre aletas: (Rich, 1973), (Jang et al., 1996), (Mendez et al., 2000), (Wang e Chui, 2000), (Erek et al., 2005)
- Material da aleta: (Rocha et al., 1997).
- Correlações: (Elsayed et al., 2003), (Khan et al., 2004), (Elshazly et al. (2005).

Com base em todos os estudos apresentados, concluiu-se que os parâmetros geométricos são mais interessantes para obtenção de um arranjo com arquitetura otimizada. Neste estudo adotou-se espaçamento entre tubos, excentricidade e espaçamento entre aletas.

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 a 3).

O módulo consiste de um conjunto de tubos elípticos (ou circulares), 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). Muitos tipos de aletas são utilizados na construção dos trocadores de calor, com a função de aumentar a área de troca de calor, para melhorar o desempenho dos trocadores. Entre eles podemos citar os tipos de aletas mais utilizadas : planas, onduladas, corrugadas, grelhadas, etc. Pesquisas foram feitas para obtenção do comportamento das mesmas. Segundo Lozza and Merlo (2001) a aleta grelhada é normalmente a que fornece os melhores resultados. No presente estudo não estamos pesquisando desempenho de aletas, mas construindo trocadores de calor com tubos aletados, para comparar o desempenho de troca de calor com tubos elípticos e circulares. Optamos pelas aletas planas pela facilidade de sua construção.

As componentes da velocidade, u , v e w , são alinhadas com os eixos, x , y e z , respectivamente.

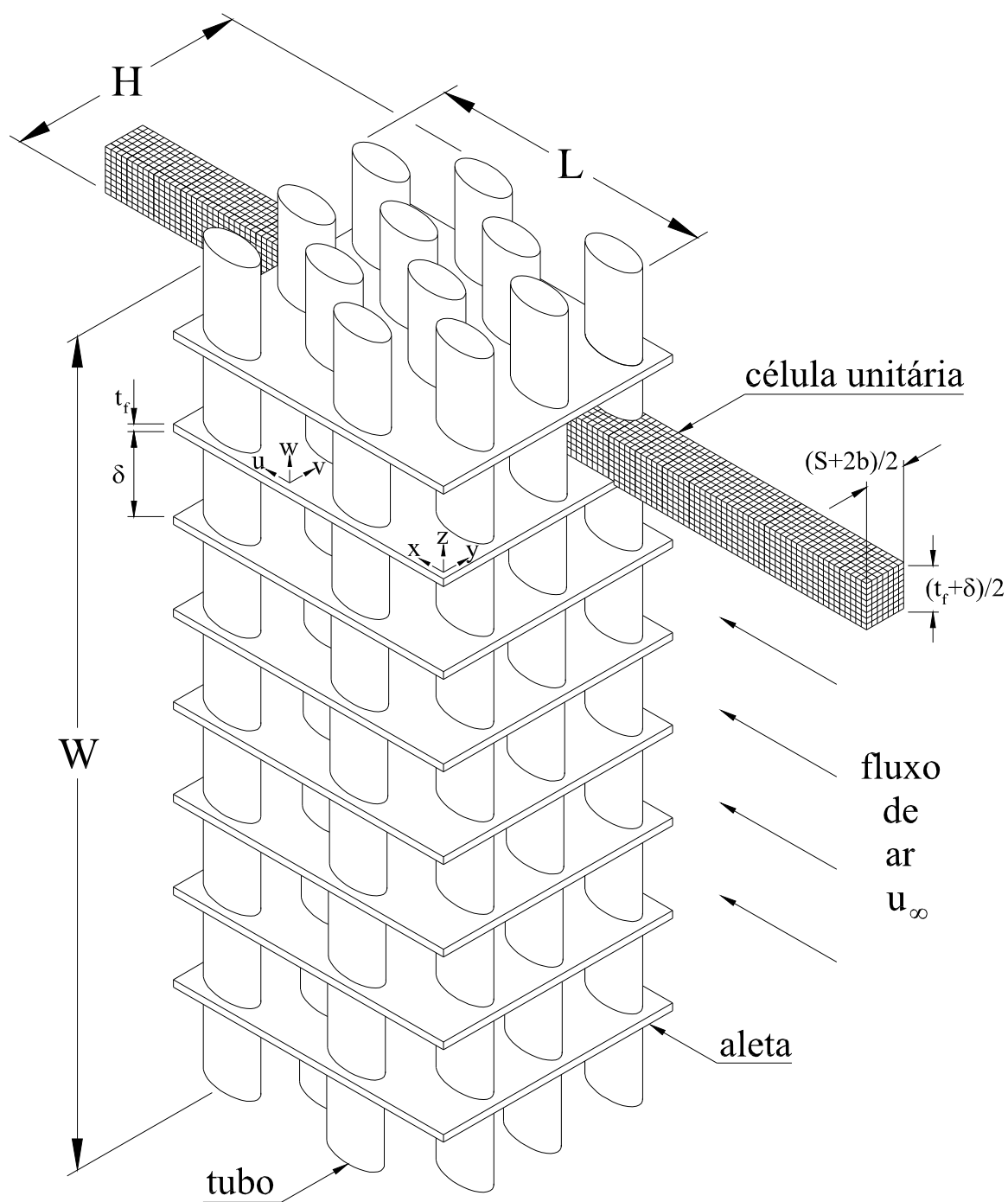


Figura 1 - Arranjo de tubos aletados

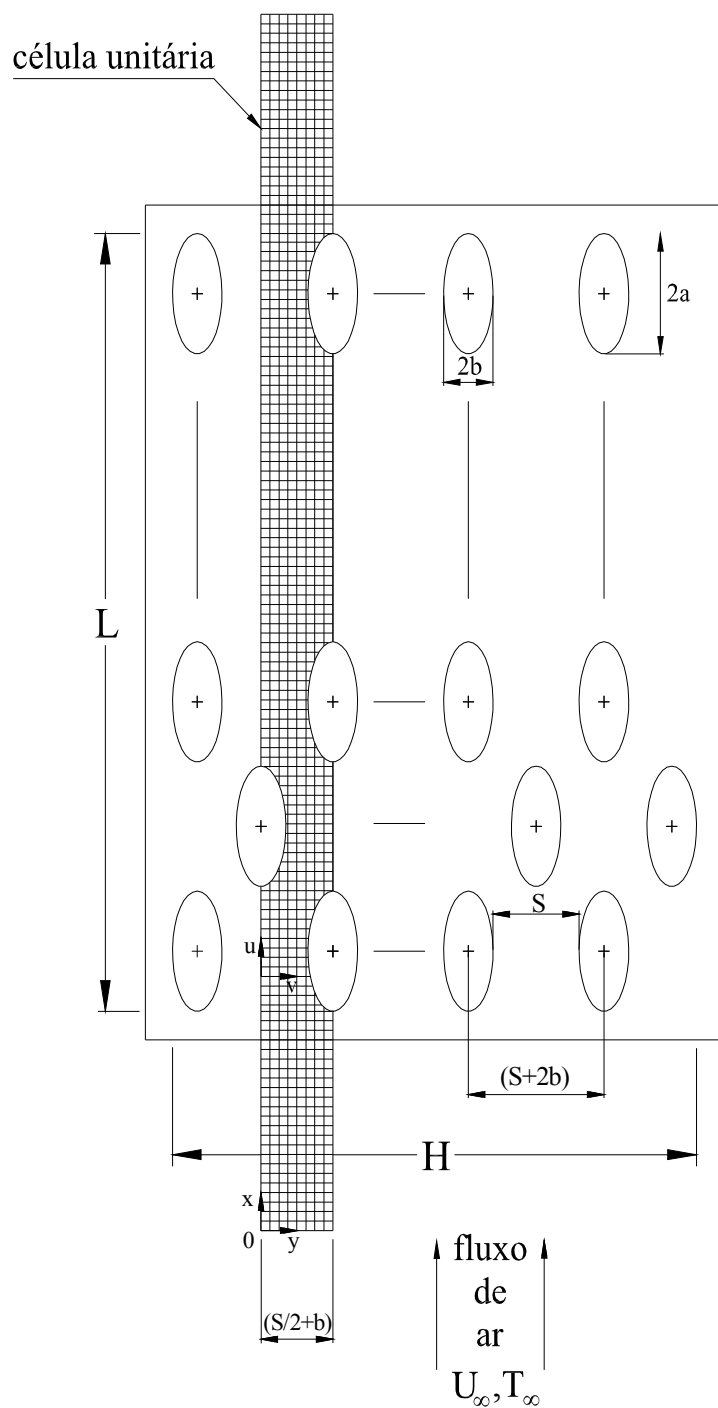


Figura 2 - Vista lateral do arranjo de tubos aletados

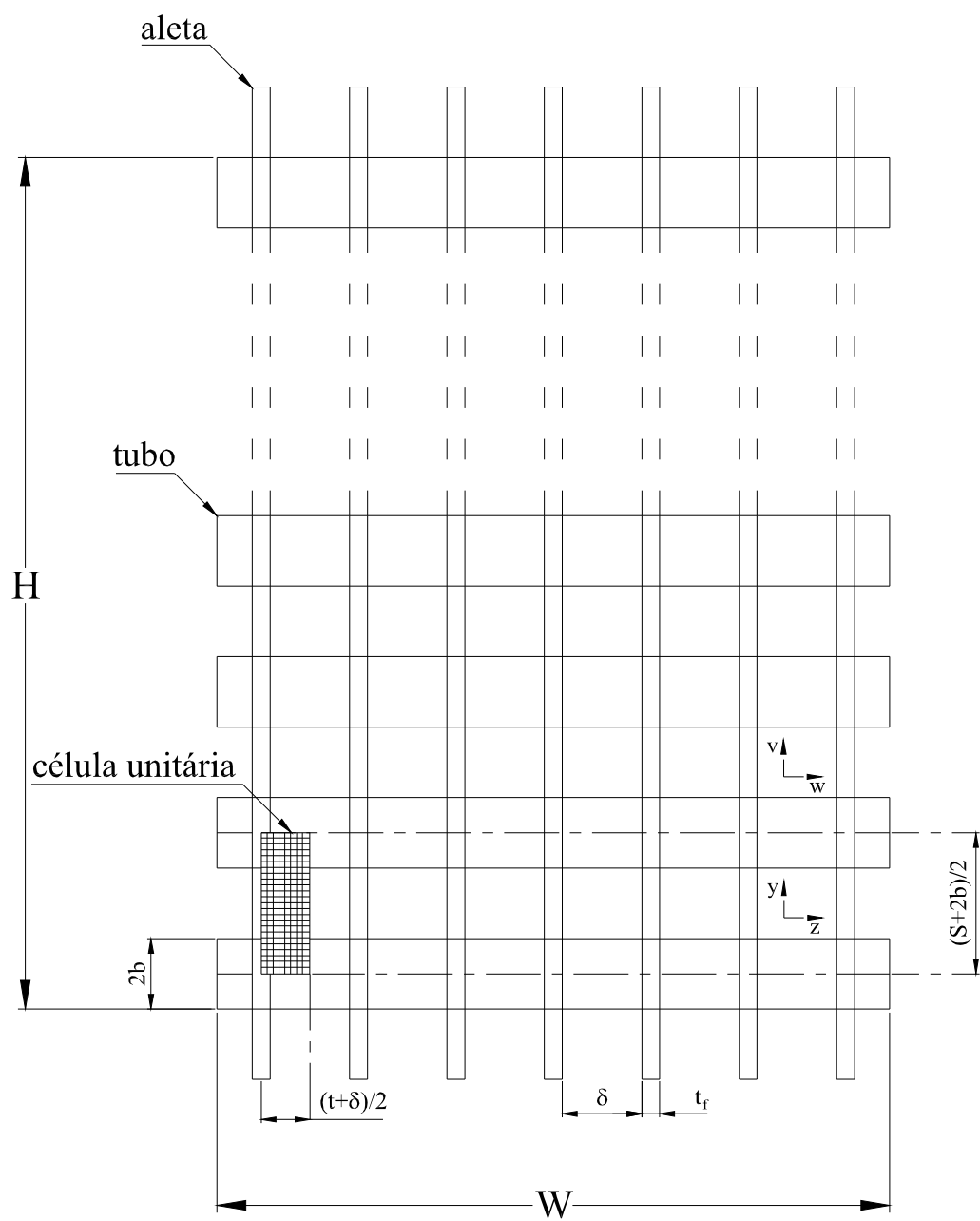


Figura 3 - Vista frontal do arranjo de tubos aletados

O objetivo da otimização é encontrar a geometria ótima, tal que a densidade volumétrica de transferência de calor seja maximizada e a potência de bombeamento seja minimizada, sujeita a uma mesma 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. E minimizar a potência de bombeamento significa consumo mínimo de energia pelo ventilador.

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 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 $S \rightarrow S_{\text{máx}}$ (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 $Q \rightarrow Q_{\text{tubos circulares}}$ e, 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 taxa do fluxo de massa de fluido que entra na célula diminui e, portanto $Q \rightarrow 0$, e para $\delta \rightarrow \delta_{\text{máx}} = W$, a superfície total de

aletas diminui, tendo para o resultado de tubo liso, e Q diminui. O comportamento de S , e , e δ , a para os extremos indica a possibilidade de máximo Q nos intervalos, $0 < S < S_{\max}$, $0 < e < 1.0$ e $0 \leq \delta \leq W$.

Próximo passo, prossegue com a identificação dos graus de liberdade que permitam a minimização total da perda de carga entre os tubos e a corrente livre, resultando numa mínima potência de bombeamento do ventilador, $\dot{W}_p$. Usando o mesmo raciocínio que para troca de calor, foram escolhidos os mesmos graus de liberdade no arranjo, i.e.: (i) o espaçamento entre as filas dos tubos, S ; (ii) a excentricidade dos tubos, e , e (iii) o espaçamento entre aletas, δ . Quando $S \rightarrow 0$, Δp aumenta e para $S \rightarrow S_{\max}$ (espaçamento máximo tal que o arranjo apresenta um determinado número de canais elementares, N_{ce} , ajustados no espaço disponível, $L \times H \times W$), Δp diminui, mas a taxa mássica aumenta. Quando $e \rightarrow 0$, o limite de placas planas alternadas está representado, então a área da seção transversal A_c ao escoamento livre, aumenta, a velocidade do fluxo diminui, o coeficiente de perda de carga diminui, mas a taxa mássica aumenta, logo $\dot{W}_p$ aumenta, e para $e \rightarrow 1$, a queda de pressão Δp aumenta, o limite dos tubos circulares está representado, portanto a variação da excentricidade permite que a performance do Δp possa ser comparada com a performance do Δp para tubos elípticos com os tubos circulares o qual é um dos objetivos do presente trabalho. A distância entre aletas tem considerável efeito na queda de pressão. Quando $\delta \rightarrow 0$, Δp aumenta então $\Delta_p \rightarrow \Delta_{p\max}$, o aumento da densidade de aletas sempre resultará em maior perda de carga, porém, para os arranjos com tubos elípticos, o crescimento é menor do que para os arranjos com tubos circulares e quando $\delta \rightarrow \delta_{\max} = W$, $\Delta_p \rightarrow 0$, decresce. O comportamento de S e e para os extremos indica a possibilidade de um $\Delta_{p\min}$ mínimo, nos intervalos $0 < S < S_{\max}$ e $0 < e < 1.0$.

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 transversal dos tubos na direção transversal ao 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 mínima 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 e a mínima potência de bombeamento. 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 o eixo maior do tubo elíptico ser maior que o do tubo circular e, em consequência, mais material ser utilizado nos tubos. Em contrapartida, menos material é utilizado nas aletas. Desta maneira, os arranjos em comparação, provavelmente se equivalerão em material utilizado para sua construção, o que será um dos objetivos do presente trabalho. O mesmo não se pode dizer das perdas de carga que nos arranjos elípticos deverão ser menores, pois a formação de vórtices é menor nestes. 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 e potência de bombeamento, do arranjo de tubos elípticos aletados em relação ao arranjo

de tubos circulares aletados. Procura-se então a configuração geométrica que proporcione a máxima transferência de calor e a mínima potência de bombeamento.

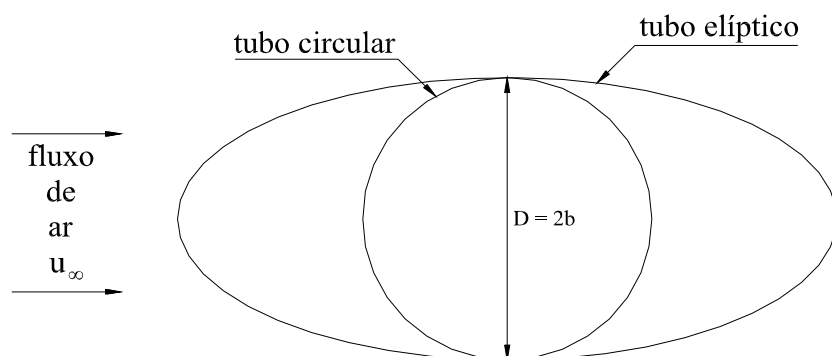


Figura 4 - Superfícies de troca de calor

1.4.3 Disposição dos tubos

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

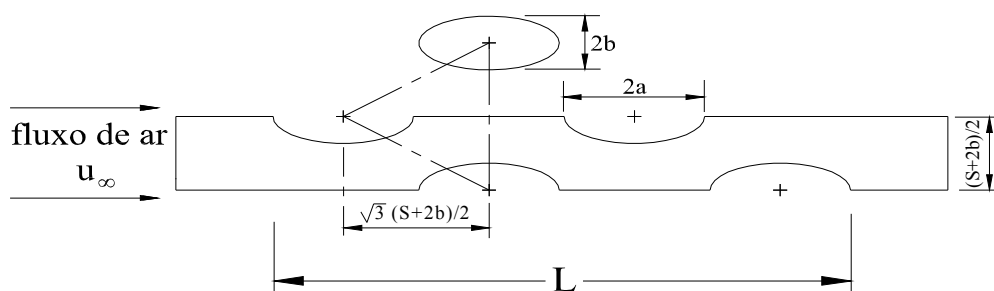


Figura 5 - Distribuição triangular equilateral para 4 tubos na célula unitária

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 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 onde se variou somente a altura do canal elementar $(S + 2b)/2$.

CAPÍTULO II

2 CÁLCULO DAS GRANDEZAS ADIMENSIONAIS

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. Essa revisão do modelo matemático destina-se a facilitar a compreensão do texto como um todo, tornando mais claro os resultados obtidos nos ensaios experimentais aqui desenvolvidos e a sua correta interpretação.

O problema foi analisado partindo das seguintes hipóteses simplificadoras:

- Fluido newtoniano;
- Escoamento incompressível;
- Regime permanente, e
- Propriedades constantes no fluido.

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 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 e pequenas variações de pressão, onde a densidade e a viscosidade também permanecem praticamente constantes.

Uma configuração típica de um trocador de calor de aletas plana com 4 fileiras de tubos em distribuição alternada como mostrada nas (figs.1 a 3). Fowler e Bejan (1994) mostraram que, no regime laminar, o fluxo através de um grande banco de cilindros poderia 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 geométricas existentes, considera-se que o arranjo é formado por um grande número de canais idênticos montados na direção z , eliminando-se assim a influência

das paredes do túnel de vento, 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. Na (fig. 1), L , H , e W são o comprimento, altura e largura (comprimento do tubo) do arranjo, respectivamente. As aletas são idênticas, onde t_f é a sua espessura e δ , é o espaçamento entre aletas. A observação experimental mostrou que tais considerações permaneceram válidas para o escoamento turbulento aqui estudado.

2.1 FORMA ADIMENSIONAL

A fim de que os resultados sejam de caráter geral, 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, $2b$.

As variáveis adimensionais definidas foram baseadas em escalas físicas apropriadas como segue:

$$(X, Y, Z) = \frac{(x, y, z)}{L} ; P = \frac{p}{\rho u_{\infty}^2} \quad (1)$$

$$(U, V, W) = \frac{(u, v, w)}{u_{\infty}} ; \theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_w - T_{\infty}} ; Re_{2b} = \frac{u_{\infty} (2b)}{\nu} ; Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2)$$

onde (x, y, z) são coordenadas cartesianas, m; p a pressão, N/m^2 ; ρ a massa específica, kg/m^3 ; u_{∞} , a velocidade livre do escoamento, m/s; T , a temperatura, K; T_{∞} a temperatura livre do escoamento, K; T_w , a temperatura da parede dos tubos, K; L o comprimento do arranjo na direção do escoamento, m; ν , a viscosidade cinemática do fluido, m^2/s ; α é a difusividade térmica do fluido, m^2/s .

Um critério de comparação entre arranjos elíptico e circular com a mesma área de obstrução ao escoamento na seção transversal foi adotado, i. e., o diâmetro do tubo circular é igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico. Este critério foi também adotado em estudos prévios (Bordalo e Saboya, (1999), Saboya e Saboya (2001), Rocha et al., (1979), Matos et al., (2001), Matos et al., (2004), Matos et al., (2004). Em regime laminar, perda de carga equivalente foi observada em ambos os arranjos como indicado antes no texto (Bordalo et al., 1999 relatando que para $Re_\delta < 200$, a diferença na perda de carga para arranjos elípticos e circulares com idêntica obstrução das áreas da seção transversal era desprezível), e também verificado experimentalmente em laboratório por Matos et al., 2004. Para baixos valores da velocidade da corrente sem perturbação, u_∞ , são esperadas serem muito próximas com tais critérios, mas, para velocidades mais altas ($Re_\delta > 200$), em regime turbulento, as perdas de carga são esperadas variar com a forma da seção transversal. Contudo, as perdas de carga com arranjos elípticos são esperados serem menor do que com arranjos circulares, o que foi confirmado nos experimentos obtendo uma redução próxima de 8% no regime turbulento, usando o mesmo critério de comparação (Bordalo e Saboya, 1999) para a área da seção transversal de obstrução do escoamento. A idéia, no presente trabalho, é poder quantificar o ganho de transferência de calor para escoamento em regime turbulento, sob as mesmas condições para a velocidade da corrente sem perturbação, u_∞ e também a minimização da potência de bombeamento com a redução da perda de carga, associados com os resultados já obtidos da transferência de calor para arranjos similares. Uma consequência natural que ocorre devido à adoção de tais critérios é que, uma vez que os tubos elípticos sempre têm o eixo menor igual ao diâmetro dos tubos circulares, o perímetro do tubo elíptico aumenta em comparação com os tubos circulares, e a excentricidade diminui. Portanto, mais material é requerido para fazer os tubos elípticos do que para fazer os tubos circulares. Contudo, como o volume é confinado, a área total para as aletas (ou volume total) dos arranjos elípticos é menor do que a área total das aletas (ou volume total) para os arranjos circulares. Logo, é necessário avaliar o volume total do material

sólido em ambos os arranjos juntamente com a comparação da transferência de calor para se ter conclusões apropriadas.

A condutância térmica adimensional $\tilde{q}$, ou densidade volumétrica de transferência de calor é obtida como segue (Matos et al., 2001; Matos et al., 2004):

$$\tilde{q} = \frac{Q / (T_w - T_\infty)}{k LHW / (2b)^2} \quad (3)$$

onde a taxa de transferência de calor entre os tubos aletados e o escoamento livre, Q , é dividida pela restrição de volume LHW , k é a condutividade térmica fluida, e $2b = D$ é o eixo menor da elipse ou diâmetro de tubo. Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um canal elementar, ou seja, através do balanço de energia em um canal, tem-se:

$$Q = N_{ce} Q_{ce} = N_{ce} \dot{m}_{ce} c_p (\bar{T}_s - \bar{T}_\infty) \quad (4)$$

onde N_{ce} é o número de canais elementares. O canal elementar é definido como a soma de todas as células unitárias na direção z . Portanto, o fluxo de massa (kg/s) entrando em um canal elementar é dado por:

$$\dot{m}_{ce} = \rho u_\infty [(S + 2b)/2] (W - n_f t_f) \quad (5)$$

onde t_f é a espessura da aleta, m , c_p é o calor específico do fluido a pressão constante [J/(kg.K)], e $\bar{T}_s$ é a temperatura média do fluido na saída do canal elementar (K).

O número de aletas no arranjo é dado por:

$$n_f = \frac{W}{t_f + \delta} \quad (6)$$

A condutância térmica adimensional ou a densidade volumétrica de

transferência de calor adimensional total pode ser reescrita, usando-se as Eqs. (2) e (3)-(6) como segue:

$$\tilde{q} = \frac{N_{ce}}{2} \text{Pr} \text{Re}_{2b} \left[\frac{2b}{L} \right]^2 \frac{2b}{H} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \bar{\theta}_s \quad (7)$$

onde $\phi_f = \frac{n_f t_f}{W} = \frac{t_f}{t_f + \delta}$, é a densidade de aleta adimensional na direção z

($0 \leq n_f t_f \leq W$), e Pr o número de Prandtl do fluido, ν/α .

Para generalizar os resultados da Eq. (7) para todas as configurações a serem estudadas neste trabalho, i.e., independentes de N_{ce} , $L/2b$ e $H/2b$, a condutância térmica global adimensional é definida alternativamente como segue:

$$\tilde{q}_* = \frac{2}{N_{ce}} \left[\frac{L}{2b} \right]^2 \frac{H}{2b} \tilde{q} = \text{Pr} \text{Re}_{2b} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \bar{\theta}_s \quad (8)$$

Os resultados obtidos com a equação (8), são calculados a partir da medição experimental.

A fração de volume adimensional ocupada pelo material sólido no arranjo é calculada através da seguinte equação, (Matos et al., 2001; Matos et al., 2004):

$$\tilde{V} = \frac{W}{L^3} \left[n_t \pi (ab - (a - t_t)(b - t_t)) + \phi_f (LH - n_t \pi ab) \right] \quad (9)$$

onde t_t é a espessura da parede do tubo e n_t é o número total de tubos do arranjo.

O volume 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 os diversos arranjos.

A potência de bombeamento é obtida através da seguinte equação (potência hidráulica):

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \quad (10)$$

onde $\dot{m}$ é a taxa do fluxo de massa total entrando no arranjo. Um canal é definido como a soma de todas nas células unitárias na direção z . Entretanto, a taxa do fluxo de massa entrando no arranjo é:

$$\dot{m} = N_{ce} \rho u_{\infty} [(S + 2b)/2] (W - n_f t_f) = \frac{N_{ce}}{2} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \rho u_{\infty} 2bW \quad (11)$$

onde $\phi_f = \frac{n_f t_f}{W}$ é a densidade de aletas adimensional na direção z ($0 \leq n_f t_f \leq W$). A potência de bombeamento adimensional é reescrita utilizando as Eqs. (10)-(11) como segue:

$$\tilde{W}_p = \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) (1 - \phi_f) \frac{\Delta p}{\rho u_{\infty}^2} \quad (12)$$

$$\text{onde } \Delta \tilde{p} = \frac{\Delta p}{\rho u_{\infty}^2} \text{ representa a perda de carga adimensional.} \quad (13)$$

CAPÍTULO III

3 APARATO EXPERIMENTAL

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

O aparato experimental foi construído no laboratório LMH da UFPR para produzir os dados experimentais necessários para executar a otimização experimental dos arranjos de tubos.

3.1.1 ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E INSTRUMENTAÇÃO

3.1.1 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 com seus eixos na direção do escoamento 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 radial fabricação Elicent modelo AXC 315 A com vazão de $1400\text{m}^3/\text{h}$ e pressão total de 569 Pa, com acionamento direto por um motor elétrico, de tensão 220 V, frequência 60 Hz, velocidade de até 20 m/s e capacidade de 183 W (fig. 6).



Figura 6 - Túnel de vento utilizado no experimento

3.1.2 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. 7).

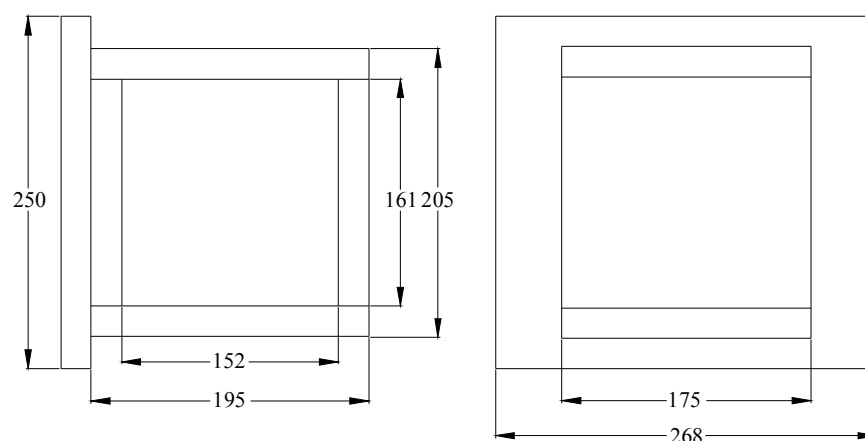


Figura 7 – Dimensões do módulo de madeira (mm)

3.1.3 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. 8).



Figura 8 - Tubos e aleta

3.1.4 Resistências elétricas

Foram utilizados resistores elétricos constituídos de resistências elétricas tubulares de passo duplo com 968 Ω , 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. 9).

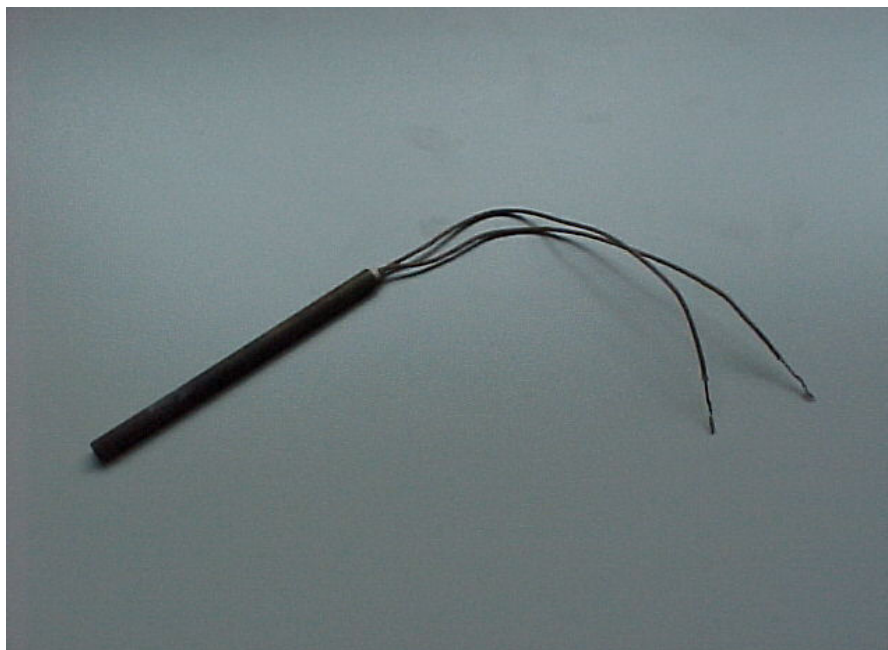


Figura 9 - Resistência elétrica

3.1.5 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 2,5 a 10 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. 10).



Figura 10 - Ponto de força e fontes de alimentação

3.1.6 Termistores

Para a realização da medição de temperaturas, foram utilizados termistores de alta precisão, (fig. 11) 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 $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

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 $20, 30, \dots, 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. O desvio padrão maior destas medidas foi $0,0005\text{ }^{\circ}\text{C}$ e conseqüentemente o limite de precisão intrínseco do sensor foi ajustado para $\pm 0,001\text{ }^{\circ}\text{C}$ em todos os termistores; este limite de precisão intrínseco do sensor está em concordância com o $\pm 0,0003\text{ }^{\circ}\text{C}$ 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 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:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_0} + \frac{1}{\beta} \ln \frac{R}{R_0} \quad (14)$$

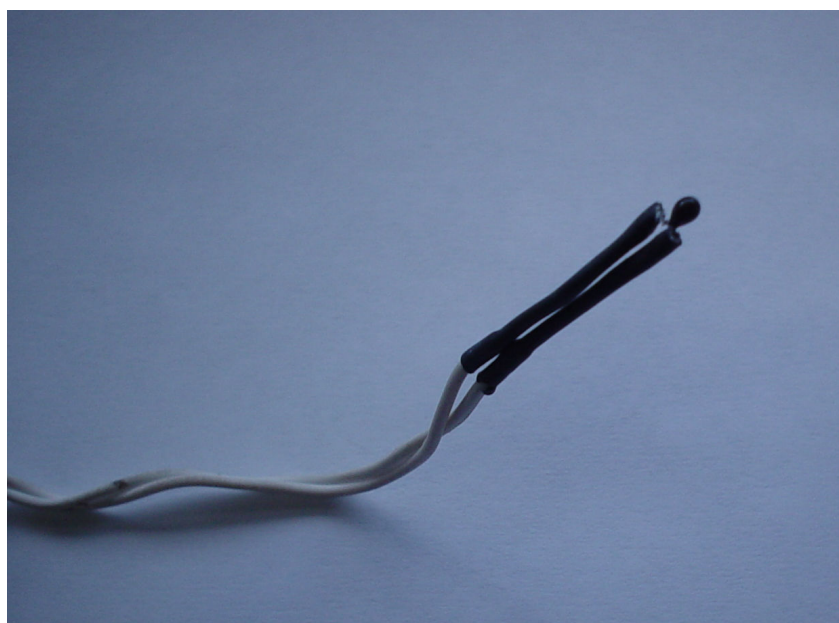


Figura 11 - Termistor com cápsula de teflon

3.1.7 Anemômetro

A medição das velocidades foi feita utilizando um anemômetro de pás rotativas, (fig. 12) 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 2,5 - 10 m/s neste trabalho.

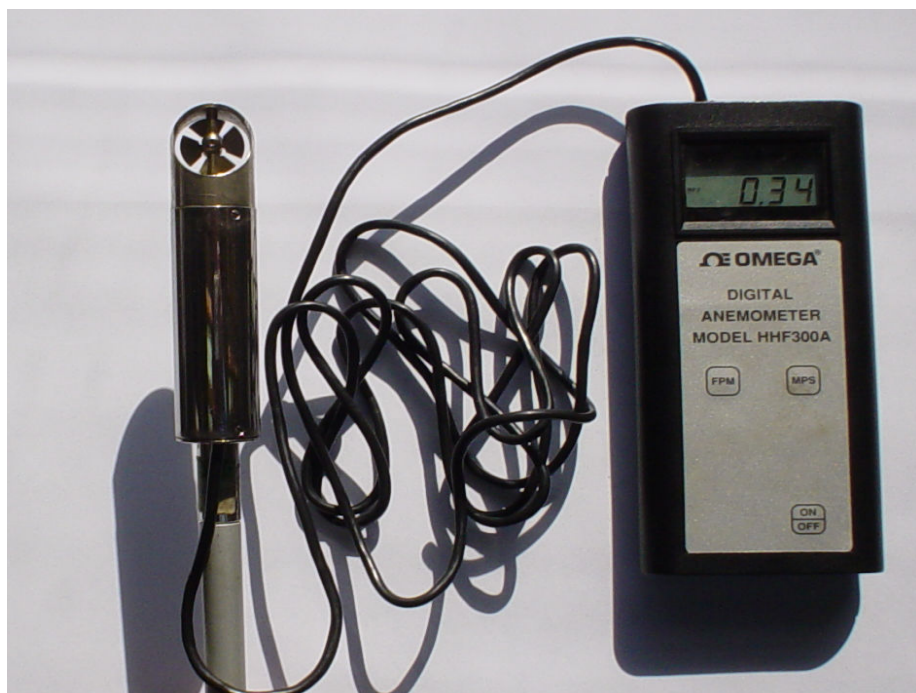


Figura 12 - Anemômetro

3.1.8 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, mostrou-se também como foram feitas as tomadas da medida de pressão (fig. 13).

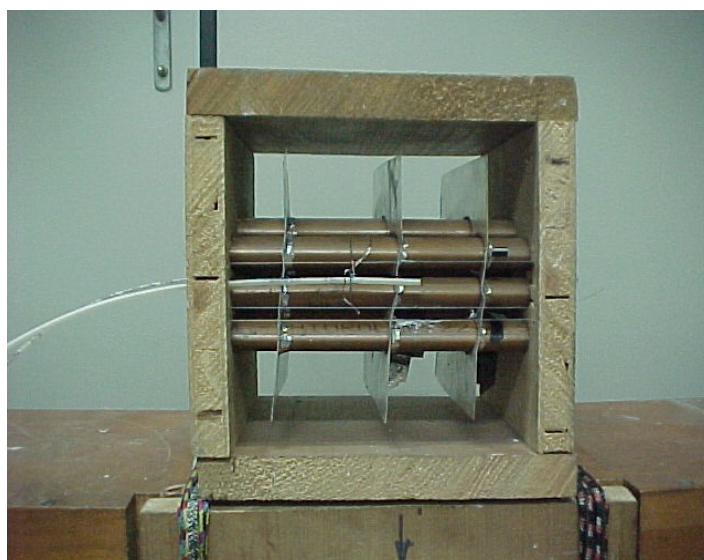


Figura 13 – Transdutor e medidor de pressão

3.2 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.

3.2.1 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. 6) 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. 14).



Figura 14 - Módulo em madeira para tubos elípticos

3.2.2 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. 15).

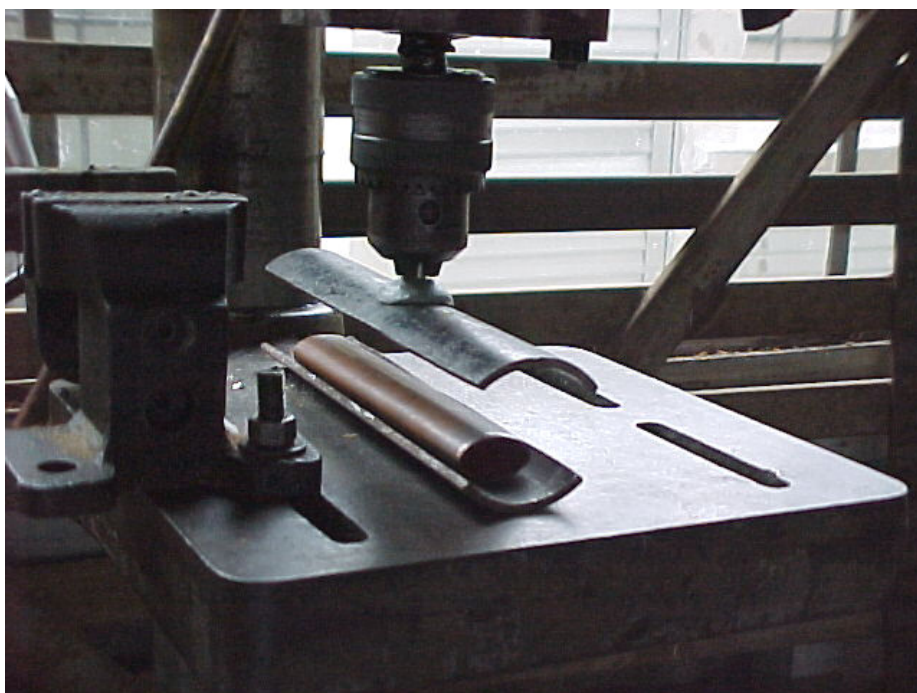


Figura 15 - Conformação dos tubos elípticos

3.2.3 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 foi preenchido com resistência térmica de contato, conforme ilustram as (figs. 16 e 17).

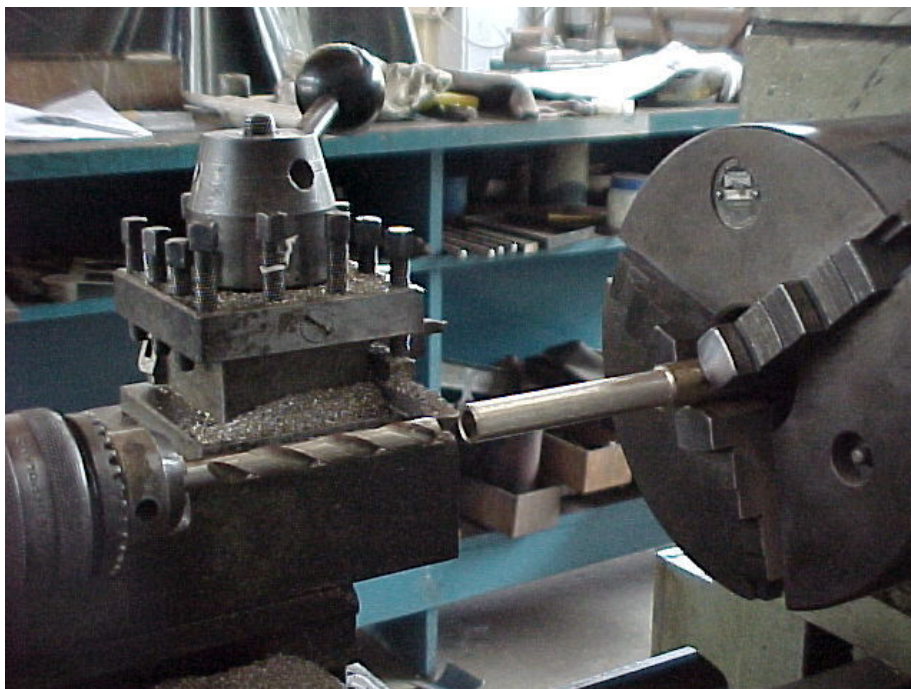


Figura 16 - Usinagem dos anéis de latão



Figura 17 - Montagem dos anéis no interior dos tubos elípticos

3.2.4 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. 18). 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. 19 e 20). 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.

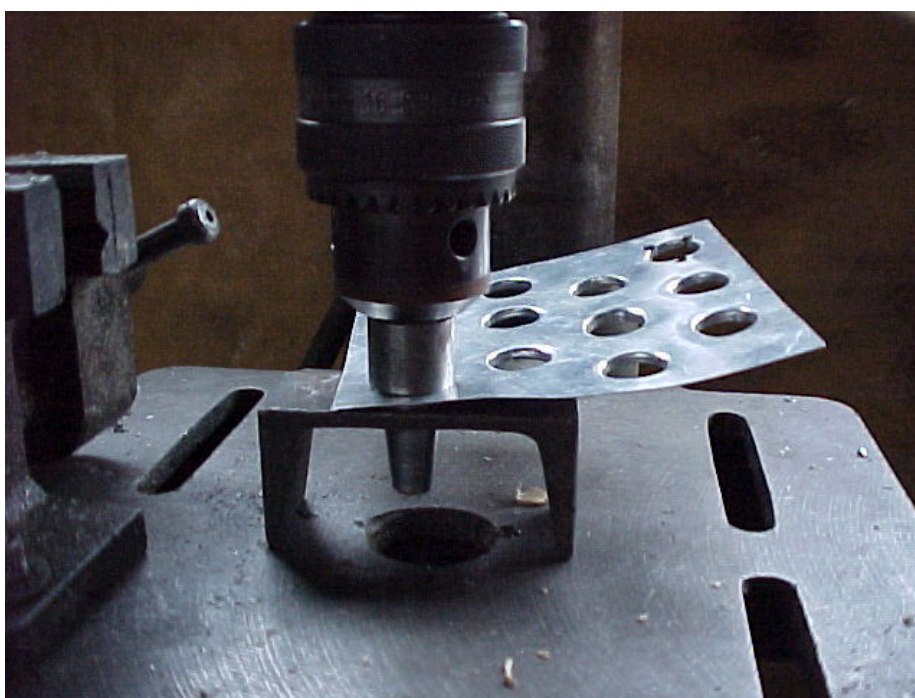


Figura 18 - Conformação dos furos circulares das aletas



Figura 19 - Corte dos pré-furos elípticos das aletas

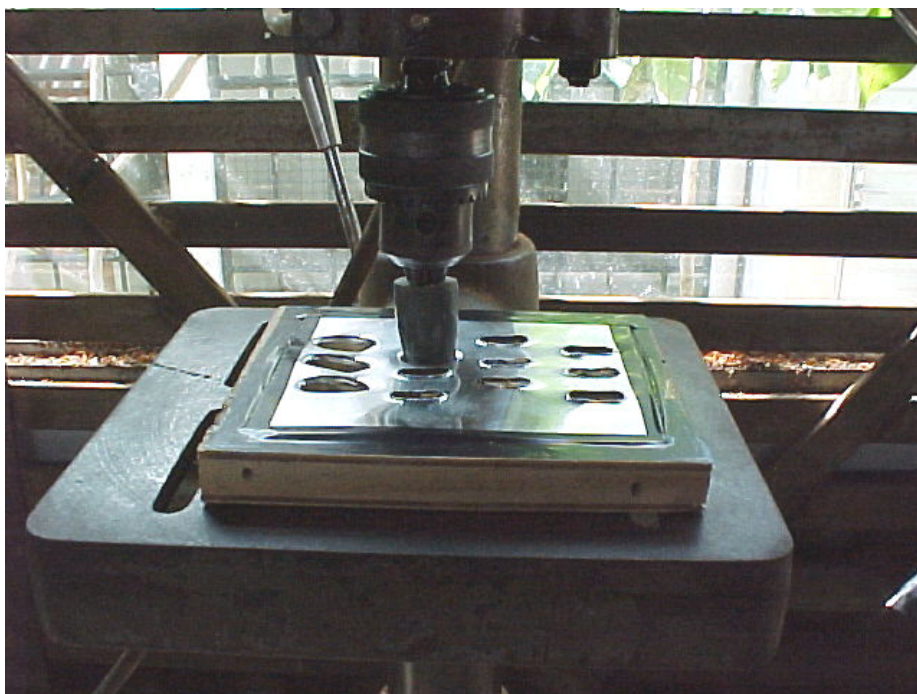


Figura 20 - Conformação dos furos elípticos das aletas

3.2.5 Montagem do trocador de calor aletado

Na sequência 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. 21).

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. 22).



Figura 21 - Montagem do trocador de calor de tubos elípticos

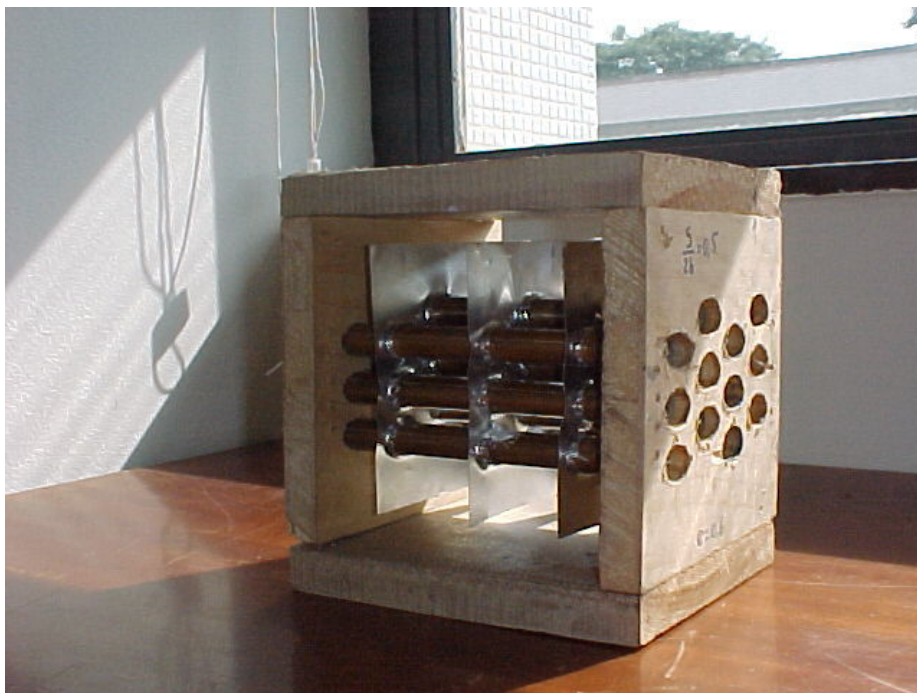


Figura 22 - Módulo de teste para tubos elípticos

3.2.6 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. 23).

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 recobrimo-o com papel alumínio, garantiu-se que a temperatura lida com o termistor fosse a mesma temperatura da superfície do tubo (fig. 24), foi colocado apenas um termistor na parede de cada tudo, porque foi verificado experimentalmente que a temperatura nas paredes dos tubos são praticamente uniformes.

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. 25 e 26).

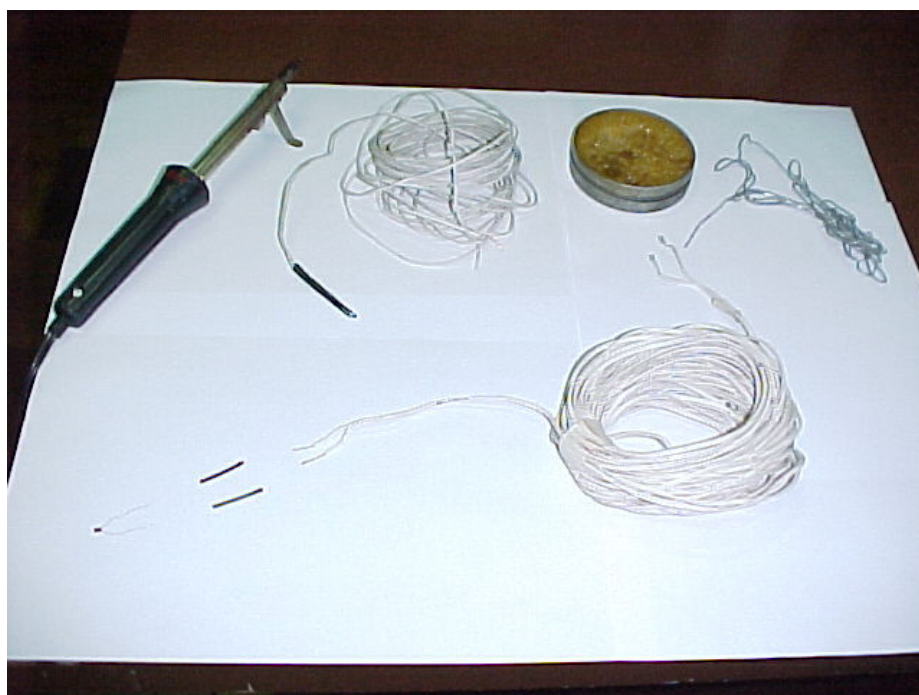


Figura 23 - Montagem dos termistores

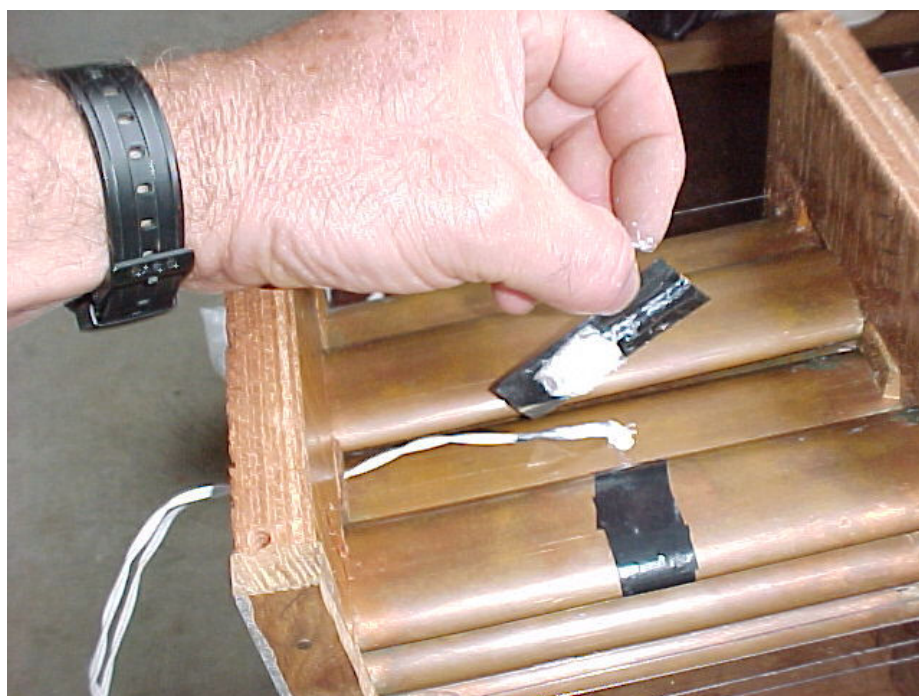


Figura 24 - Instalação dos termistores nos tubos



Figura 25 - Instalação dos termistores na entrada do arranjo



Figura 26 - Vista final da instalação dos termistores

3.2.7 Montagem final do módulo de teste

No módulo mostrado na (fig. 26), 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 para realização dos experimentos, (figs. 27 a 30).

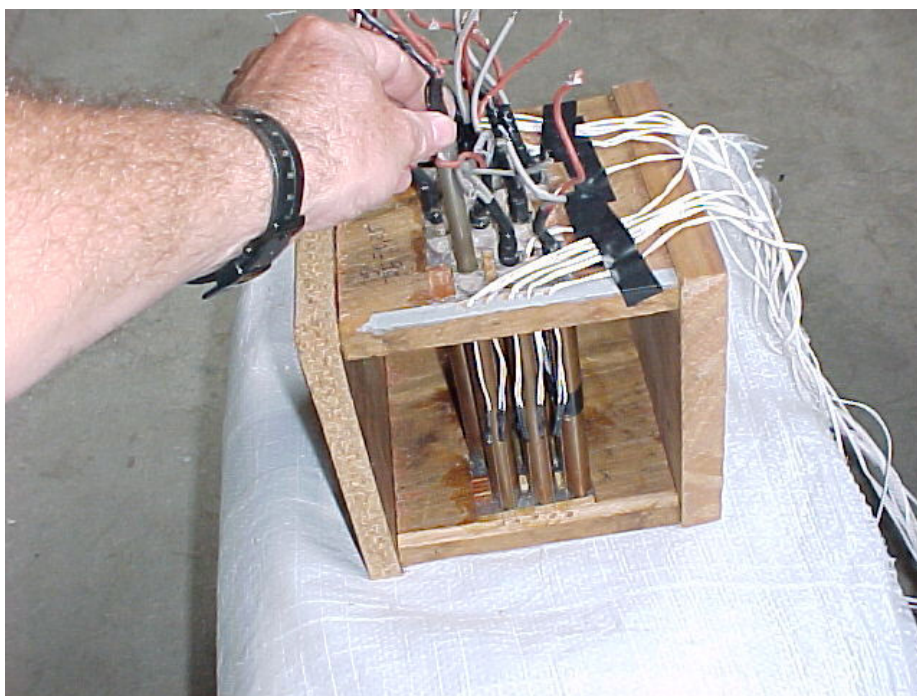


Figura 27 - Instalação das resistências elétricas no módulo de teste

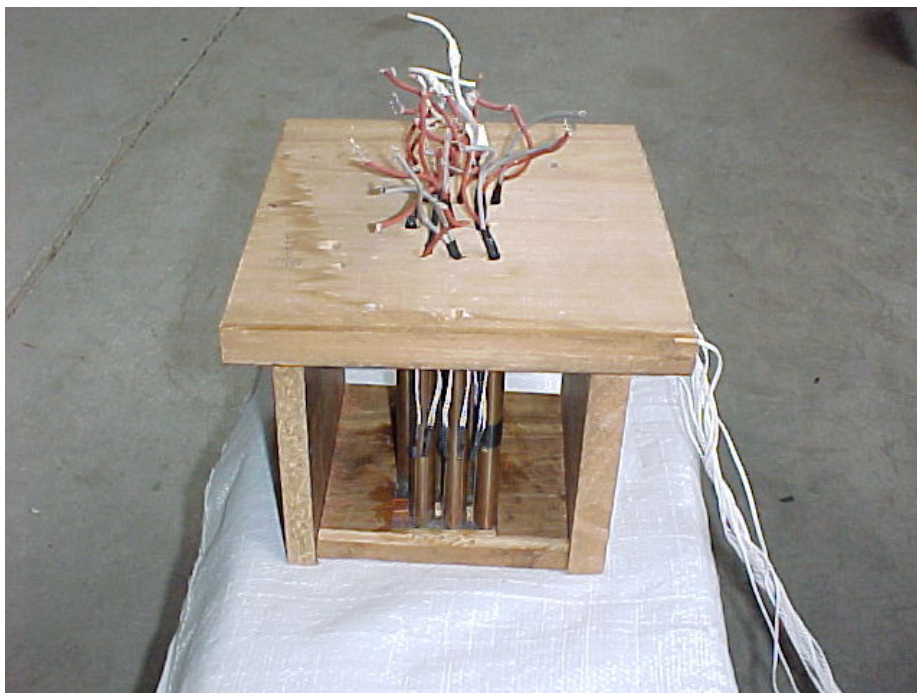


Figura 28 - Colocação da tampa frontal do módulo de teste

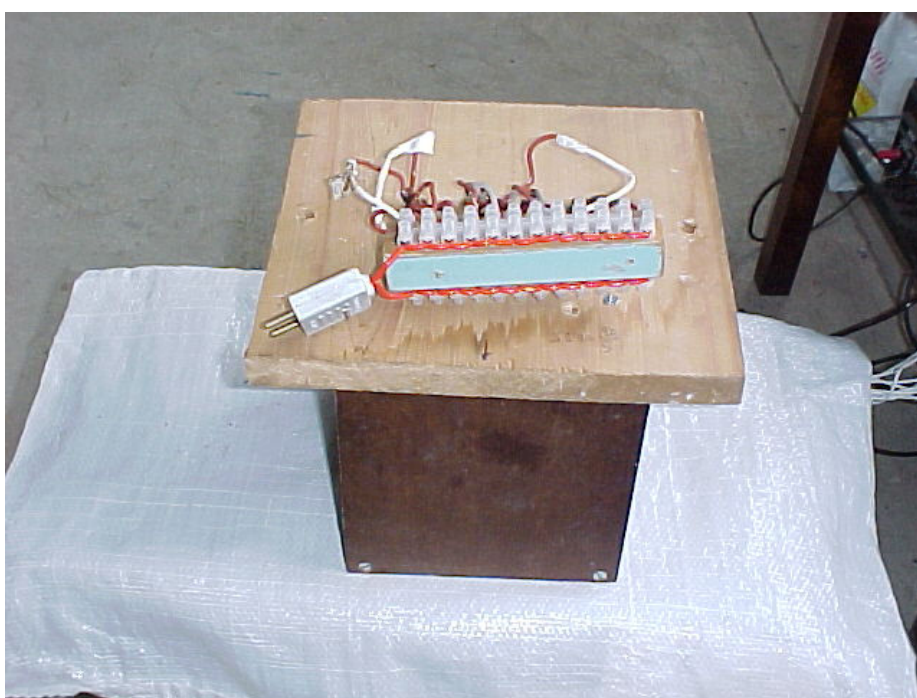


Figura 29 - Instalação da régua de bornes

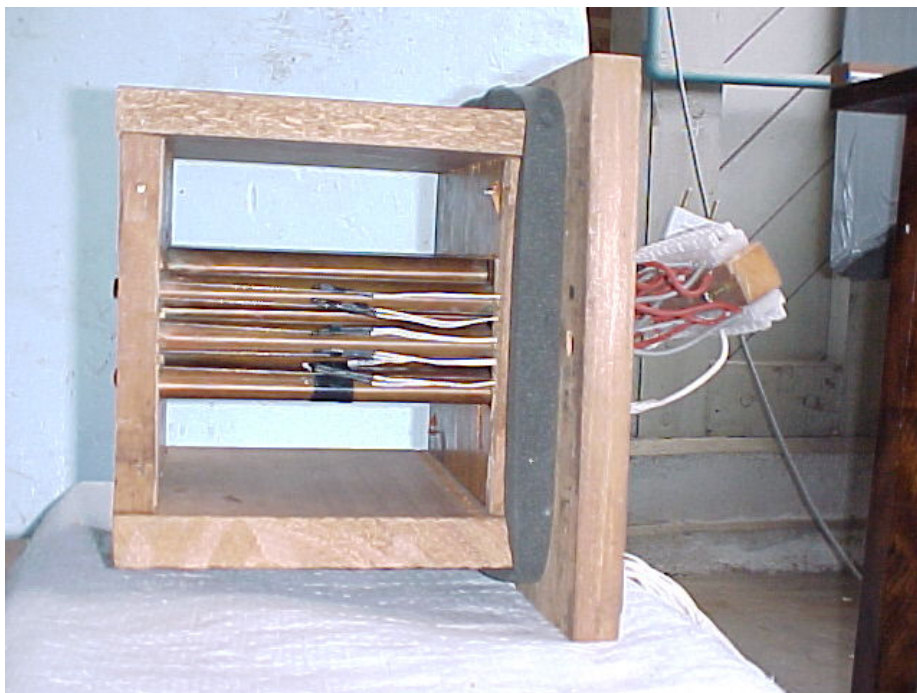


Figura 30 - Montagem final do módulo de teste

3.2.8 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. 31).

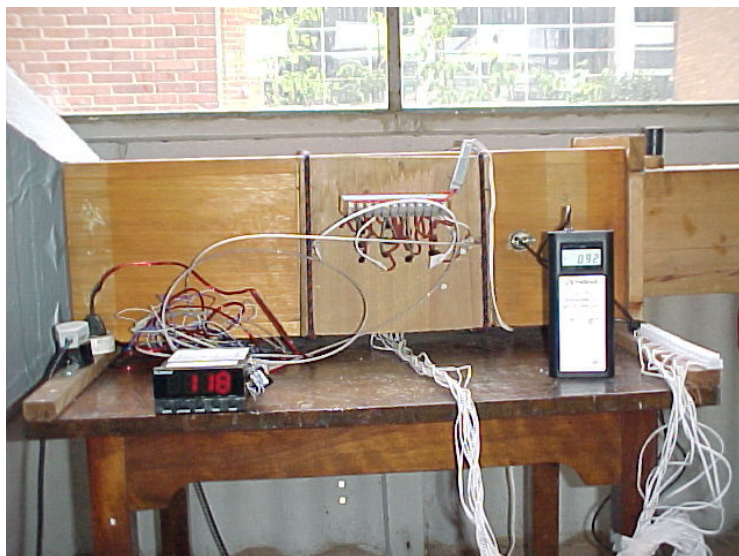


Figura 31 - Instalação do anemômetro e do equipamento de medição da pressão diferencial

3.3 APARATO EXPERIMENTAL

Finalmente, o aparato experimental se completa permitindo assim o levantamento de dados para a realização do trabalho experimental, como mostra a (fig. 32).



Figura 32 - Aparato experimental

3.4 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. 33).

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 a T3), cinco na saída (T8 a T12), e quatro nas superfícies dos tubos em um canal elementar (T4 a 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 $\pm 0,5$ °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 $\pm 0,3$ °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 $\pm 0,5$ °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. 33).

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. 33).

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 mostram as (figs.13 e 33).

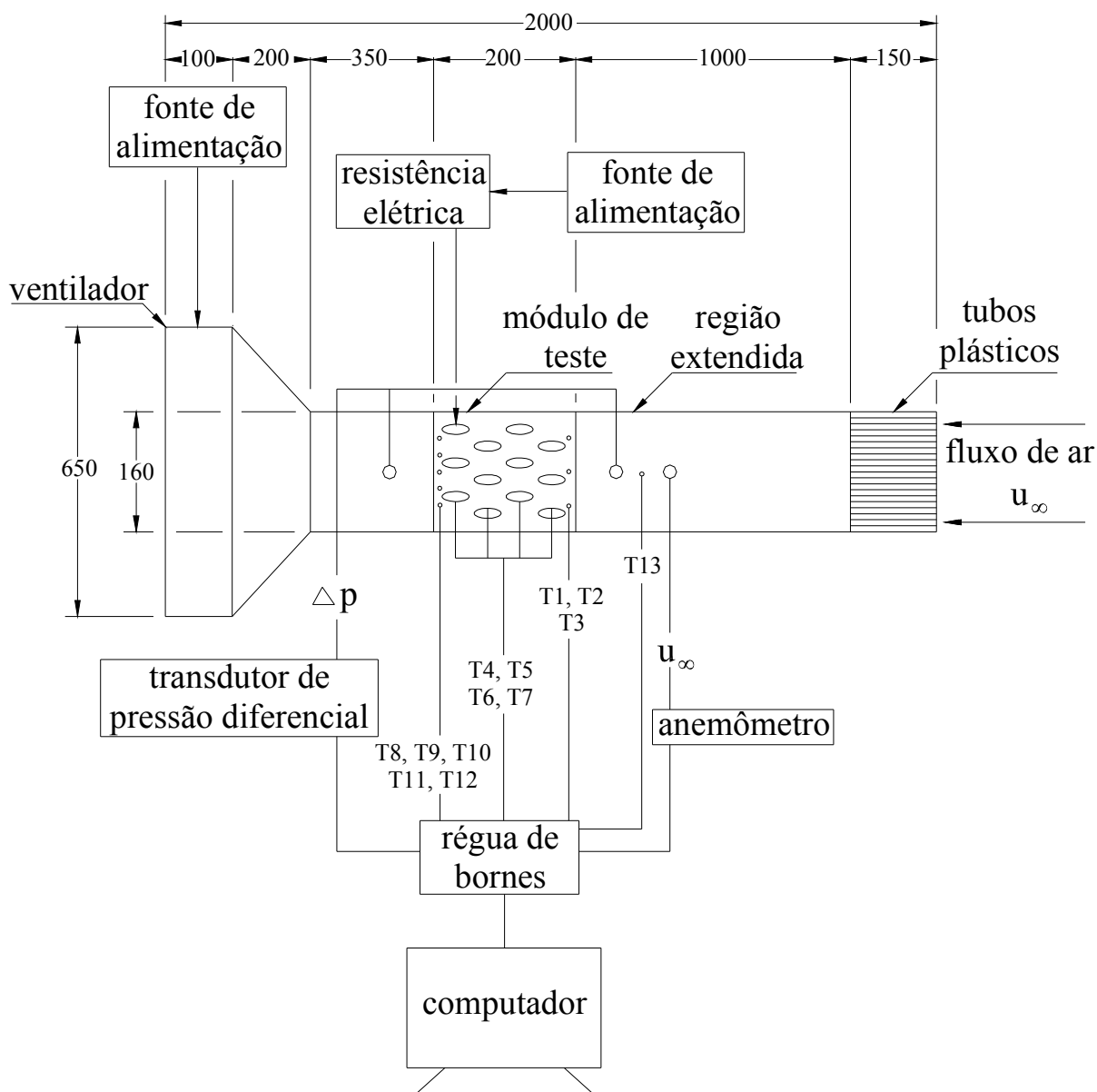


Figura 33 – Diagrama esquemático dos pontos de medição e dimensões (mm) do aparato experimental

O procedimento experimental adotado em cada medição foi:

1. Ligar o ventilador, ajustando a velocidade do escoamento;
2. Aguardar cerca de 60 minutos para a equalização das temperaturas;
3. Energizar as resistências elétricas com tensão de 30 V e corrente de 1,4 A;
4. Aguardar cerca de 60 minutos para que o sistema atinja a estabilidade térmica;

5. Após as condições de funcionamento estarem estabilizadas, executar a cada 60 minutos a medição das grandezas com as condições de testes estabilizadas.

Para novas medições, desenergizar as resistências elétricas e repetir os passos de 3 a 5.

De posse dos 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, da perda de carga, da potência de bombeamento, do volume de material sólido e do erro de acordo com as fórmulas vistas no capítulo II. Mostra-se no apêndice 1 as tabelas de coleta de dados e as respectivas figuras com as dimensões dos arranjos para todos os ensaios realizados com os diversos $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 .

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

3.5 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 Eq. (8) com as medidas de $u_\infty(Re_{2b})$, e $\bar{T}_e$, $\bar{T}_s$, $\bar{T}_w$ e $T_\infty(\bar{\theta}_s)$. A fração de volume ocupada pelo material sólido no arranjo, $\tilde{V}$, foi também avaliada pela Eq. (9), a fim de comparar o volume total de material sólido entre os arranjos elíptico e circular.

Para cada experiência, 5 rodadas de 12 medições foram realizadas. As condições de regime permanente foram alcançadas após 3 horas em todas as experiências. O limite de 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)”, Viskanta et al., (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:

$$\frac{U_{\tilde{q}_*}}{\tilde{q}_*} = \left[\left(\frac{P_{\tilde{q}_*}}{\tilde{q}_*} \right)^2 + \left(\frac{B_{\tilde{q}_*}}{\tilde{q}_*} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{P_{\bar{\theta}_s}}{\bar{\theta}_s} \quad (15)$$

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 equilátera, 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 $u_\infty = 2,5; 5,0; 7,5$ e 10 m/s, correspondendo $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 , respectivamente. O maior valor da incerteza calculada de acordo com equação (15) em todos os testes foi $U_{\tilde{q}_*} / \tilde{q}_* = 0,075$.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS ALETADOS PARA OBTENÇÃO DA MÁXIMA TROCA DE CALOR

No presente estudo os resultados experimentais foram 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 $L = 135,33$ mm, $H = 115,09$ 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 $N_{ce} = 6$ (número de canais elementares) e $N = 4$, onde N é o número de tubos em uma célula unitária.

A otimização experimental foi conduzida para investigar a existência de ótimos para três parâmetros geométricos de um trocador de calor projetado para uma taxa máxima total de transferência de calor. Os parâmetros investigados foram espaçamento entre fileira de tubos, a excentricidade do tubo e o espaçamento entre aletas. Ótimos são fisicamente esperados com relação àqueles parâmetros conforme foi discutido previamente na seção do modelo matemático deste trabalho.

Para cada número de Reynolds testado, Re_{2b} , a otimização foi desenvolvida de acordo com os seguintes passos: i) para uma dada excentricidade, foi computada a densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total, $\tilde{q}_*$, conforme equação (8), para a faixa de espaçamentos entre tubos de $0,1 \leq S/2b \leq 1,5$; ii) o mesmo procedimento foi repetido para diversas excentricidades, i.e., $e = 0,4$; $0,5$; $0,6$ e $1,0$, e iii) os passos i) e ii) foram repetidos para diferentes configurações de espaçamentos entre aletas, i.e., $\phi_f = 0,006$; $0,094$ e $0,26$.

O aparato experimental foi concebido de modo que: em cada tubo do arranjo foram colocados quatro termistores, igualmente espaçados no seu entorno, em três pontos da superfície do tubo; quais sejam, nas duas extremidades e nas seções do meio, resultando num total de 12 termistores. Esse teste foi repetido para diferentes tubos nos arranjos experimentais. A temperatura medida na superfície do tubo ficou dentro de uma variação de $\pm 0,3$ °C em relação à temperatura média da superfície do tubo, considerando todos os testes desenvolvidos, desta maneira, os tubos mantiveram praticamente um perfil de temperatura uniforme.

Este trabalho apresenta resultados de otimização experimental para uma faixa de número de Reynolds maior que os estudos de otimização anteriores para arranjos de tubos elípticos e circulares aletados (Stanescu *et al.*, 1996, Matos *et al.*, 2004a e 2004b), isto é, para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 , portanto investigando o regime de escoamento turbulento, conforme as faixas estudadas por Bordalo e Saboya (1999),

isto é, $200 \leq Re_{\delta} \leq 2000$ $\left(1,8 \frac{m}{s} \leq U_{\infty} \leq 18,2 \frac{m}{s}, \text{ com } \delta = 1,65 \text{ mm} \right)$, onde

$Re_{\delta} = \frac{u_{\infty} \delta}{\nu} > 200$ regime turbulento. Os ótimos resultados obtidos nos experimentos são bem definidos, ressaltando a sua importância nos atuais projetos de engenharia. Os espaçamentos adimensionais ótimos entre tubos encontrados experimentalmente para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 ficaram num intervalo de $0,5 \leq (S/2b)_{ot} \leq 0,6$, para uma excentricidade variando entre $0,5 \leq e \leq 1,0$.

O primeiro passo para proceder otimização com os três graus de liberdade está documentado através das (figs. 34 a 36), as quais mostram a otimização experimental do espaçamento entre tubos $S/2b$, para $e = 1,0; 0,6$ e $0,5$, respectivamente, para um espaçamento fixo entre aletas $\phi_f = 0,006$. Os resultados indicam ótimos bem definidos para todas as excentricidades com relação a $S/2b$. A influência da variação de Re_{2b} é também investigada. Quando Re_{2b} aumenta, $\tilde{q}_*$ aumenta. É observado que o máximo é menos pronunciado para valores mais baixos de Re_{2b} . Este fenômeno é fisicamente esperado baseando-se no fato que a transferência de calor aumenta com o aumento da taxa de fluxo de massa.

Os experimentos mostraram que, para $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,5; 0,6)$ para $\phi_f = 0,006$. Então, o primeiro modo de otimização obtido pelas (figs. 34-36) está indicando claramente um par ótimo global $(S/2b, e)_{ot}$. Realmente, a (fig.37) descreve a primeira maximização $\tilde{q}_{*,m}$ valores obtidos experimentalmente para $0,5 \leq e \leq 1,0$, para um espaçamento entre aletas fixado $\phi_f = 0,006$, de acordo com o segundo passo do procedimento de otimização. Facilmente observado o ganho de transferência de calor para a configuração com tubos elípticos em relação à configuração com tubos circulares, tanto quanto a importância ressaltada do aumento do Re_{2b} nos ótimos onde a turbulência toma lugar. Adicionalmente, (figs. 34 a 37) mostram que o par ótimo $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,5; 0,6)$ é “robusto” para uma larga variação das condições do fluxo externo, isto é, para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 , o que torna possível a definição de uma geometria ótima e vale a pena ser investigado com maior profundidade.

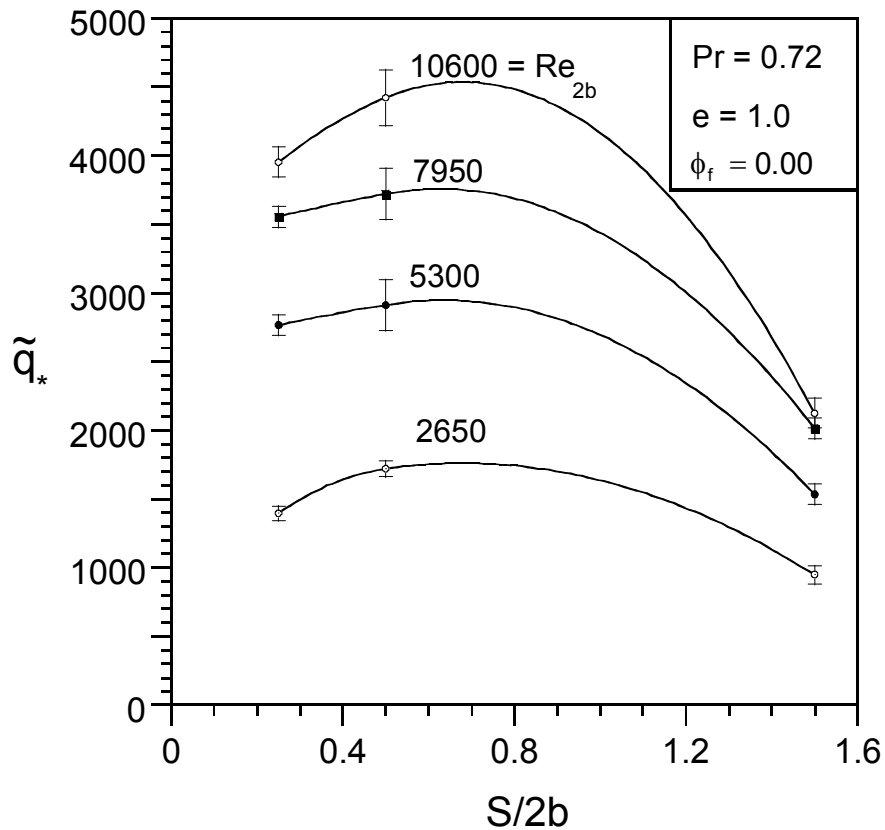


Figura 34 – Resultados experimentais de otimização para arranjos circulares aletados ($e = 1,0$)

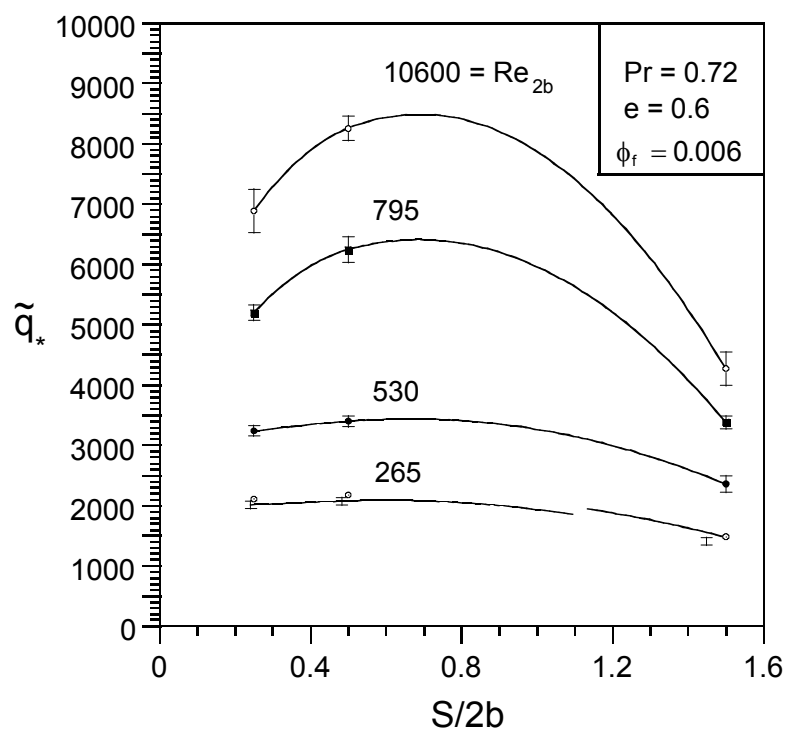


Figura 35 - Resultados experimentais de otimização para arranjos elípticos aletados ($e = 0,6$)

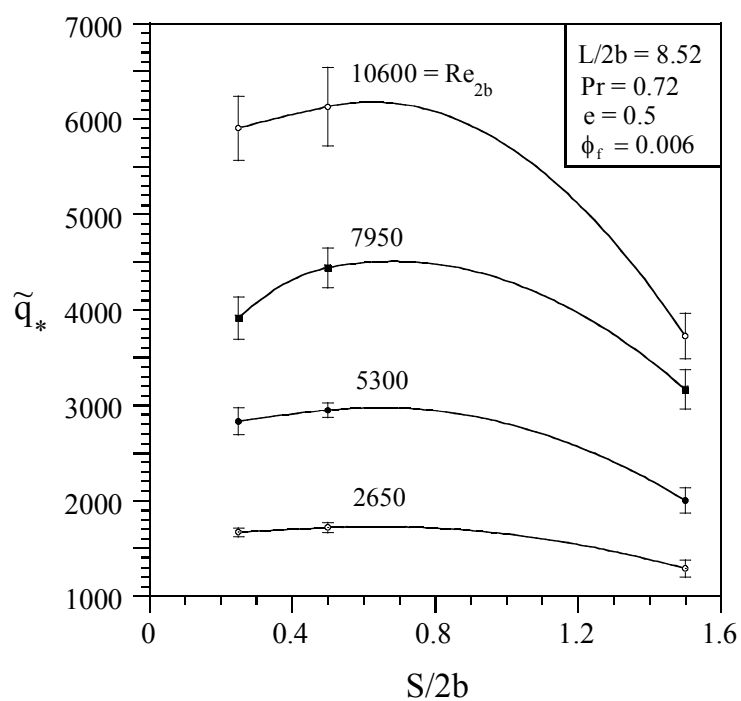


Figura 36 - resultados experimentais de otimização para arranjos elípticos aletados ($e = 0,5$)

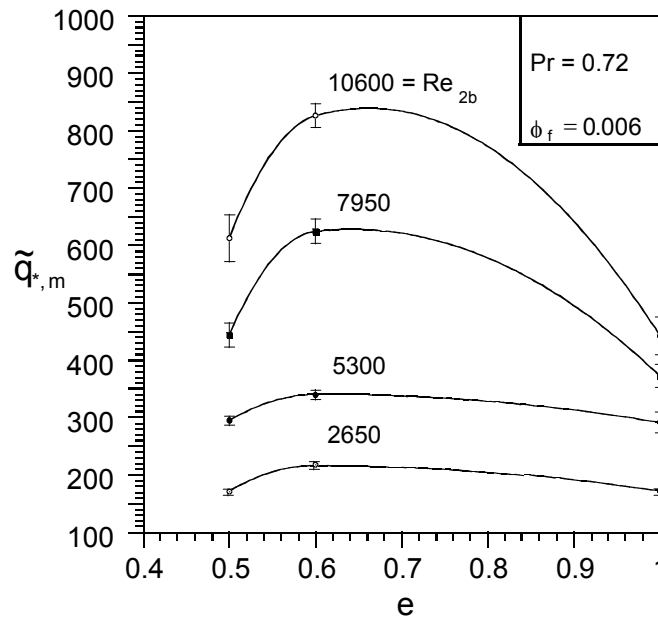


Figura 37 - Resultados experimentais de otimização para arranjos aletados com relação à excentricidade

A (fig. 38) ilustra a existência de um espaçamento local ótimo entre aletas, ϕ_f , para $e = 1,0$ (tubos circulares) e $(S/2b)_{ot} = 0,5$. Desta maneira, é possível investigar de um modo isolado o efeito da variação do espaçamento entre aletas, na taxa de transferência de calor para um arranjo circular tradicional. Em todos os resultados experimentais mostrados, foi observado que, com aumento de Re_{2b} , aumenta $\tilde{q}_{*,m}$, com maior intensidade para maiores Re_{2b} .

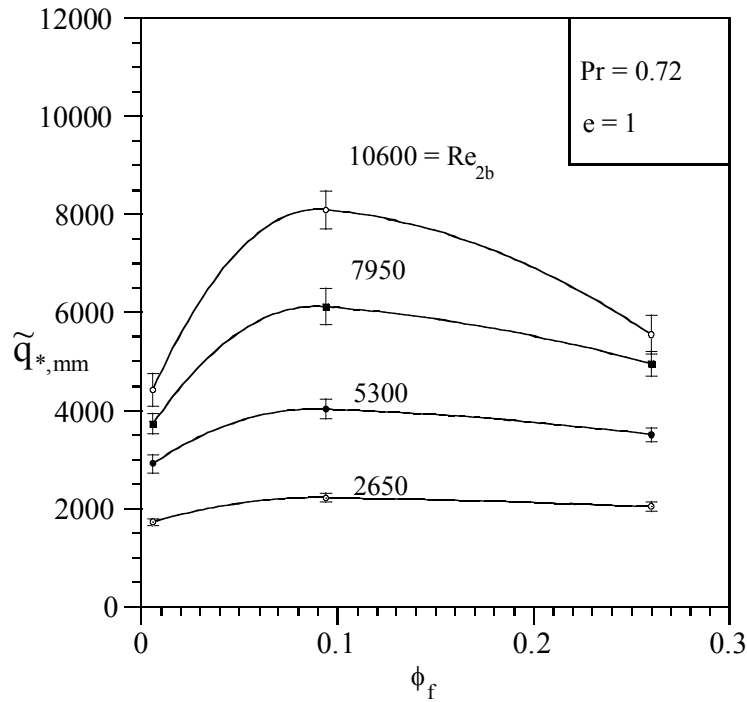


Figura 38 – Comparação de resultados experimentais de otimização para arranjos circulares e elípticos aletados

Foi então construído um arranjo com todos os ótimos testados e os resultados estão indicados na (fig. 39) que representam os resultados do terceiro modo de otimização global com relação aos três graus de liberdade, $S/2b$, e e ϕ_f , obtido após aplicação dos três passos do procedimento de otimização. Um ótimo definido para os parâmetros geométricos foi determinado experimentalmente tal que $\tilde{q}_*$ foi maximizado três vezes, isto é: $(S/2b, e, \phi_f)_{ot} \cong (0,5; 0,6; 0,094)$, onde a taxa de transferência de calor adimensional maximizada com os três graus de liberdade lida como $\tilde{q}_{*,mmm}$ em $\phi_{f,ot}$, para cada Re_{2b} , na (fig.39).

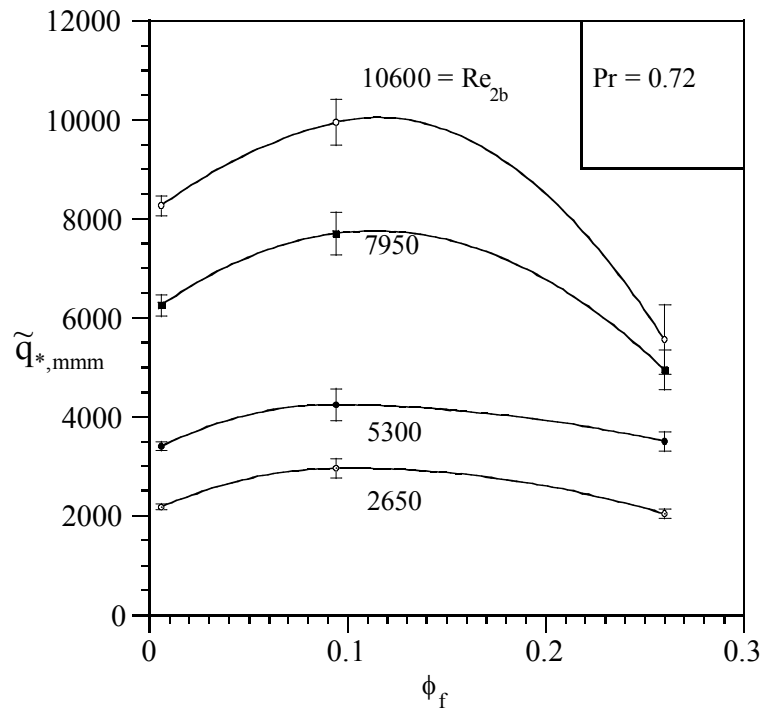


Figura 39 - Otimização local para arranjos circulares aletados com relação ao espaçamento entre aletas

Uma inspeção mais detalhada dos resultados apresentados na (fig. 40) mostra que os três modos otimizados da configuração interna são “robustos” com relação à variação do número de Reynolds para toda faixa testada. Portanto, é proposta uma correlação para estimar a taxa de transferência de calor total maximizada para os três graus de liberdade esperada para qualquer tipo de arranjo estudada neste trabalho para $2650 \leq Re_{2b} \leq 10600$, como segue:

$$\tilde{q}_{*,mmm} = 1299,5 + 0,47003 Re_{2b} + 0,000034064 Re_{2b}^2, \quad R = 0,99053 \quad (16)$$

onde R é o coeficiente de correlação estatístico. A Figura 40 mostra com símbolos quadrados, pontos determinados experimentalmente para $\tilde{q}_{*,mmm}$ através de parâmetros projetados dos arranjos, temperaturas medidas e calculadas com a Eq. (8). Ela também mostra a curva relativa à correlação proposta pela Eq. (16). Pode ser observado que a

tendência de $\tilde{q}_{*,\text{mmm}}$ com relação ao Re_{2b} dentro do intervalo $2650 \leq Re_{2b} \leq 10600$ é bem aproximada. Portanto, é esperado que a Eq. (16) possa ser usada para estimar a real taxa de transferência de calor maximizada para os três graus de liberdade no projeto de trocadores de calor com tubos elípticos do tipo estudado no presente trabalho.

A partir de todos os resultados obtidos neste estudo, é importante ressaltar que foi observado, no arranjo elíptico otimizado com 3 graus de liberdade da (fig. 39), um ganho da transferência de calor maior que 23% em comparação com o arranjo de 2 graus de liberdade otimização para tubos circulares (isto é, em relação aos espaçamentos entre tubos e entre aletas somente), conforme mostrado na (fig.38). Esta observação foi feita para o maior número de Reynolds testado nos ensaio, $Re_{2b} = 10600$, correspondente a uma velocidade do ar não perturbado de $u_{\infty} = 10 \text{ ms}^{-1}$ nos experimentos.

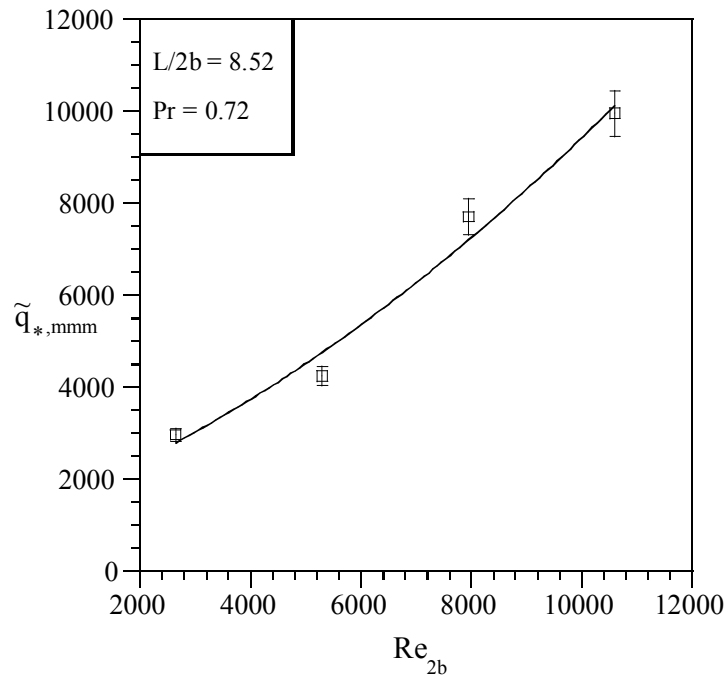


Figura 40 – Taxa de transferência de calor adimensional maximizada com três graus de liberdade em relação ao Re_{2b}

Finalmente a (fig. 41) mostra a fração sólida do volume do material calculada com a Eq. (9) para os arranjos testados. O critério de comparação adotado foi o de avaliar como a obstrução no fluxo numa mesma seção transversal em tubos circulares e em tubos elípticos afetava a fração sólida do material. Foi observado que para um menor número de aletas, a fração sólida de volume do material, $\tilde{V}$, aumenta enquanto a excentricidade diminui (de 0,033 para $e=1,0$ até 0,053 para $e=0,4$, para o caso de $\phi_f = 0,006$). Entretanto, tal tendência se inverte a medida que o número de aletas aumenta. Por exemplo, a fração de volume $\tilde{V} \cong 0,104$ para $e = 0,5, 0,6$ e $1,0$, para o caso de $\phi_f = 0,094$, e $\tilde{V} = 0,215; 0,222$ e $0,238$ para $e = 0,5; 0,6$ e $1,0$, respectivamente, para o caso de $\phi_f = 0,26$, conforme mostrado na (fig. 41). Assim, para o arranjo elíptico otimizado com três graus de liberdade e o $\phi_{f,ot} = 0,094$, a fração de volume sólido de material é a mesma em ambos os casos, elíptico e circular. Desta maneira, a mesma quantidade de material é necessária para a fabricação de ambos os arranjos, o elíptico com três graus de liberdade ou o circular com dois graus de liberdade, para a mesma densidade adimensional de aletas.

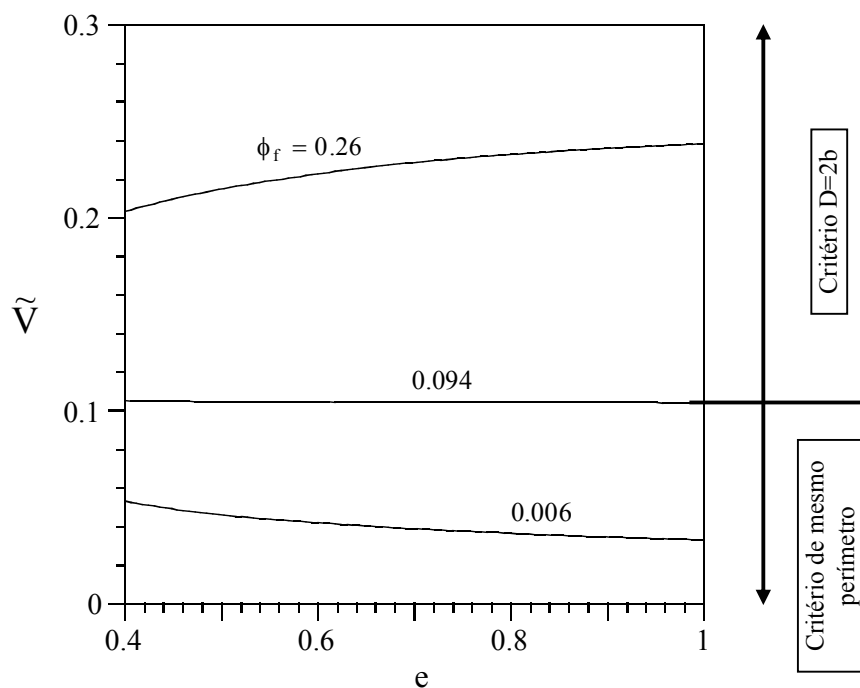


Figura 41 – Fração total de volume sólido dos arranjos com relação à excentricidade e espaçamento entre aletas

4.2 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ARRANJOS ALETADOS PARA OBTENÇÃO DA MÍNIMA POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO

Neste estudo experimental de otimização, os resultados experimentais foram 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, os mesmos arranjos utilizados no item 4.1.

A otimização experimental foi conduzida para investigar a existência de ótimos para os mesmos três parâmetros geométricos de um trocador de calor projetado para uma taxa máxima total de transferência de calor, mas agora com o objetivo da obtenção da mínima potência de bombeamento, para fazer a comparação entre as potências de bombeamento requeridas para os arranjos elíptico e circular que é um dos objetivos do presente trabalho.

Para cada número de Reynolds testado, Re_{2b} , a otimização foi desenvolvida de acordo com os seguintes passos: i) para uma dada excentricidade, foi computada a potência de bombeamento total adimensional, $\tilde{W}_p$, conforme Eq. (3), para faixa de $0,1 \leq S/2b \leq 1,5$ dos espaçamentos entre tubos; ii) o mesmo procedimento foi repetido para diversas excentricidades, i.e., $e = 0,4$; $0,5$; $0,6$ e $1,0$; e iii) passos i) e ii) foram repetidos para diferentes configurações de espaçamentos entre aletas, com a densidade de aleta adimensional de $\phi_f = 0,006$.

Este trabalho apresenta resultados de otimização experimental para uma faixa de número de Reynolds maior que os estudos de otimização anteriores para arranjos de tubos elípticos e circulares aletados (Stanescu *et al.*, 1996, Matos *et al.*, 2004a e 2004b), isto é, para $Re_{2b} = 2650$, 5300 , 7950 e 10600 , portanto investigando o regime de escoamento turbulento. Os ótimos resultados obtidos nos experimentos são bem definidos, ressaltando a sua importância nos atuais projetos de engenharia. Os

espaçamentos adimensionais ótimos entre tubos encontrados experimentalmente para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 ficaram num intervalo de $0,25 \leq (S/2b)_{ot} \leq 0,6$, para uma excentricidade variando entre $0,4 \leq e_{ot} \leq 1,0$.

As perdas de carga foram medidas em todos os arranjos circular e elíptico para fazer a comparação. As medidas foram conduzidas para tubos não aletados ($\phi_f = 0$) somente para a $e = 0,4$ e $S/2b = 0,25$ e tubos aletados ($\phi_f = 0,006$), para todas os espaçamentos entre tubos, i. e., $0,1 \leq S/2b \leq 1,5$, todas as excentricidades, i. e., $e = 0,4; 0,5; 0,6$ e $1,0$, e para todos os todos os Reynolds $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 ($u_\infty = 2,5; 5,0; 7,5$ e $10,0$ m/s). Parte dos resultados obtidos experimentalmente foram registrados em um gráfico $\Delta p \times S/2b$ para $Re_{2b} = 2650$ e 7950 , mostrados nas (figs. 42 e 43). Uma queda de pressão mínima pode ser observada em todos os casos estudados. Fazendo a comparação entre os valores obtidos para $e = 1,0$ (tubos circulares) e $e = 0,5$ (tubos elípticos), os elípticos apresentam uma queda de pressão de aproximadamente em 8% menor do que os valores obtidos com os circulares.

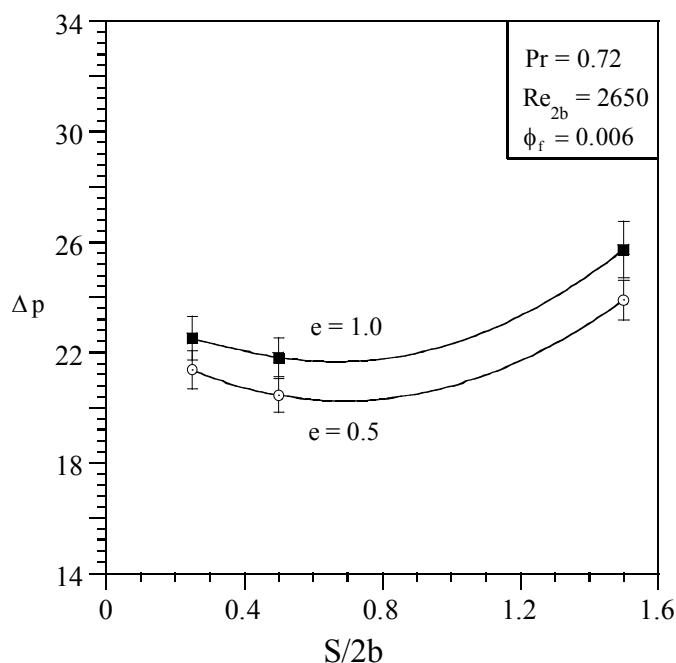


Figura 42 - Resultados experimentais de otimização para arranjos aletados com relação a queda de pressão

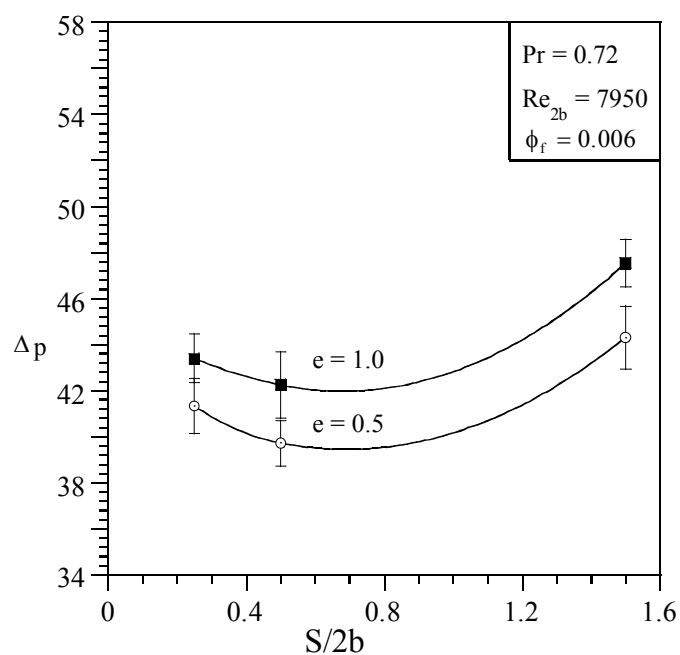


Figura 43 - Resultados experimentais de otimização para arranjos aletados com relação à queda de pressão

Este trabalho apresenta resultados da otimização experimental para uma faixa de altos números de Reynolds, i. e., $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 . As (figs. 44 – 46) mostram a otimização experimental para os espaçamentos dos tubos, $S/2b = 1,5, 0,6$ e $0,5$ para $e = 1,0; 0,6$ e $0,5$, respectivamente, para arranjos de tubos aletados com densidade de aletas de $\phi_f = 0,006$.

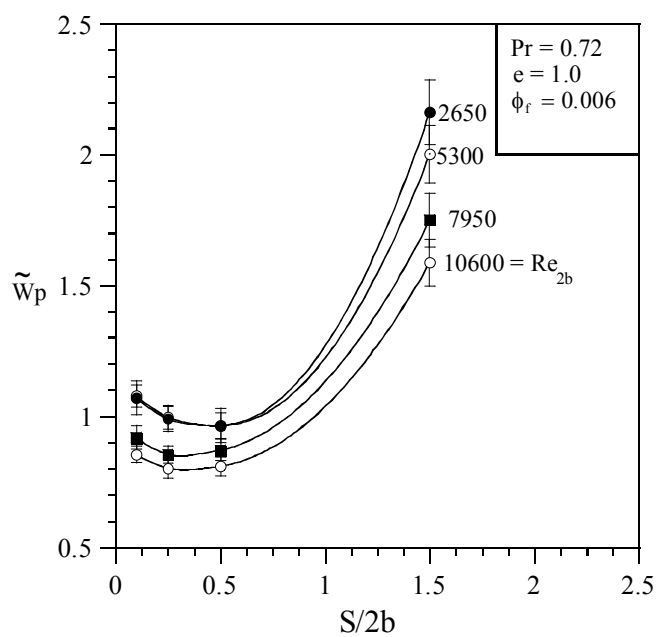


Figura 44 - Resultados experimentais do primeiro modo de otimização para arranjos aletados com relação ao espaçamento entre tubos ($e=1,0$)

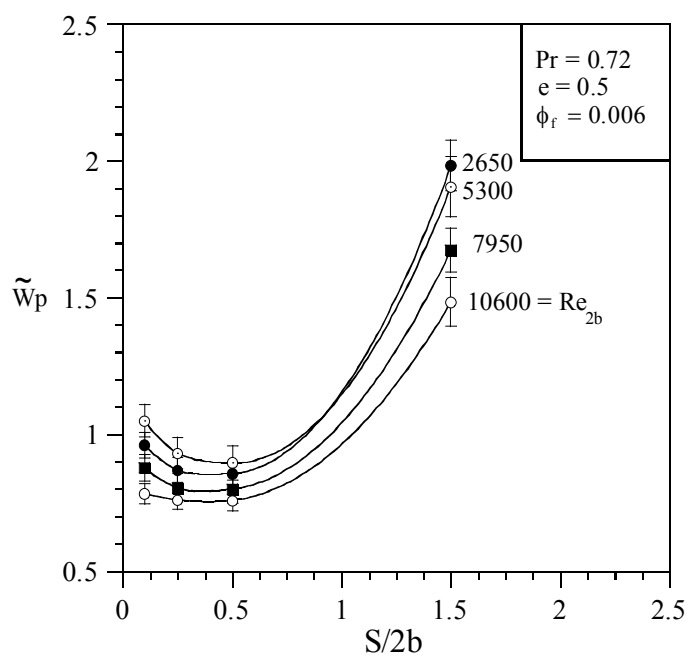


Figura 45 - Resultados experimentais do primeiro modo de otimização para arranjos aletados com relação ao espaçamento entre tubos ($e=0,5$)

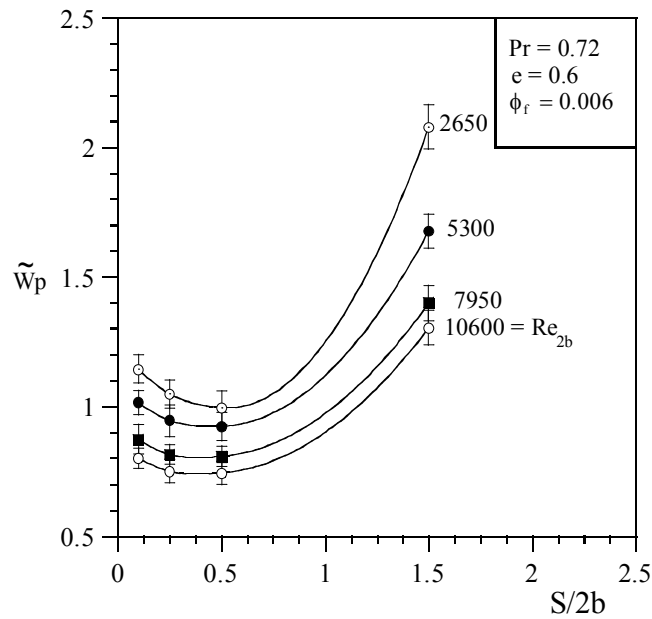


Figura 46 - Resultados experimentais do primeiro modo de otimização para arranjos aletados com relação ao espaçamento entre tubos ($e=0,6$)

O primeiro passo para o procedimento da otimização com dois graus de liberdade está documentado pelas (figs. 44 a 46), as quais mostram a otimização experimental para os espaçamentos entre tubos, $S/2b$, para $e = 1,0$; $0,6$ e $0,5$, respectivamente, para um espaçamento entre aletas fixado de $\phi_f = 0,006$. Os resultados indicam ótimos bem definidos para todas as excentricidades com relação a $S/2b$. Este fenômeno é fisicamente esperado baseando-se no fato que a potência de bombeamento decresce porque a formação de vórtices nos tubos elípticos é menor que a formação de vórtice nos tubos circulares.

Os experimentos mostraram um par ótimo $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,5; 0,5)$ para $\phi_f = 0,006$. Então, o segundo modo de otimização resulta na (fig. 47) e onde há uma indicação clara do par ótimo $(S/2b, e)_{ot}$. Realmente, a (fig. 47) descreve a segunda minimização, $\tilde{W}_{p,m}$, valores obtidos experimentalmente com dois graus de liberdade ou seja para relação, $S/2b$ e e , para um espaçamento entre aletas fixado em $\phi_f = 0,006$.

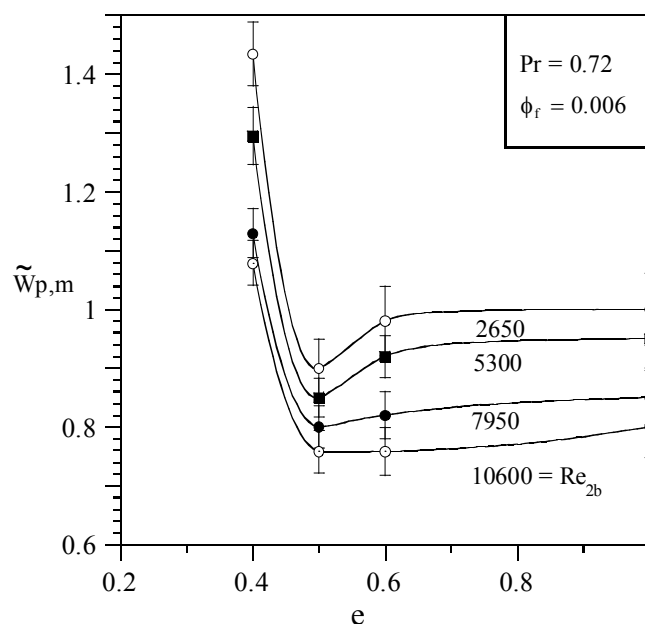


Figura 47 - Resultados experimentais do segundo modo de otimização para arranjos aletados com relação ao espaçamento entre tubos e a excentricidade

A comparação entre potência de bombeamento requerida para os arranjos com tubos elípticos e circulares foi um dos objetivos do presente trabalho, com as perdas de carga sendo medidas em todos os ensaios. Uma redução da perda de carga de aproximadamente 8% foi observada no arranjo elíptico otimizado com dois graus de liberdade em comparação com a do arranjo circular otimizado (i. e., com relação ao espaçamentos entre tubos e a excentricidade somente) para o ensaio feito com o maior número de Reynolds testado neste trabalho, i.e., $Re_{2b} = 10600$. As medidas são consistente com resultados previamente reportados para arranjos elípticos similares (Bordalo e Saboya, 1999).

A (fig. 48) mostra os resultados da otimização global com respeito aos três graus de liberdade $S/2b$, e , e ϕ_f obtidos após executar os três passos do procedimento de minimização, neste caso a (fig. 48) mostra que é impossível um ótimo, mas os valores de $\tilde{W}_{p,m}$ com o arranjo de tubos elípticos consome menos potência do que com o arranjo com tubos circulares.

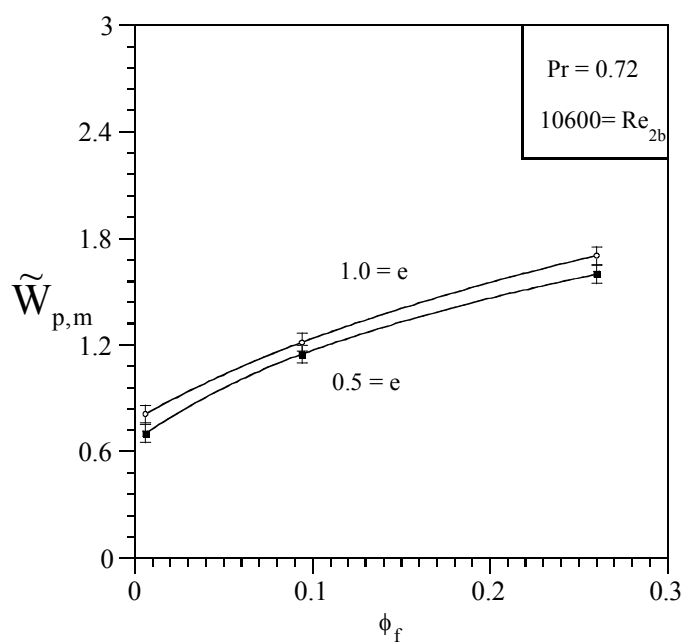


Figura 48 – Comparação de resultados experimentais de otimização para arranjos circulares e elípticos aletados com relação ao espaçamento entre aletas

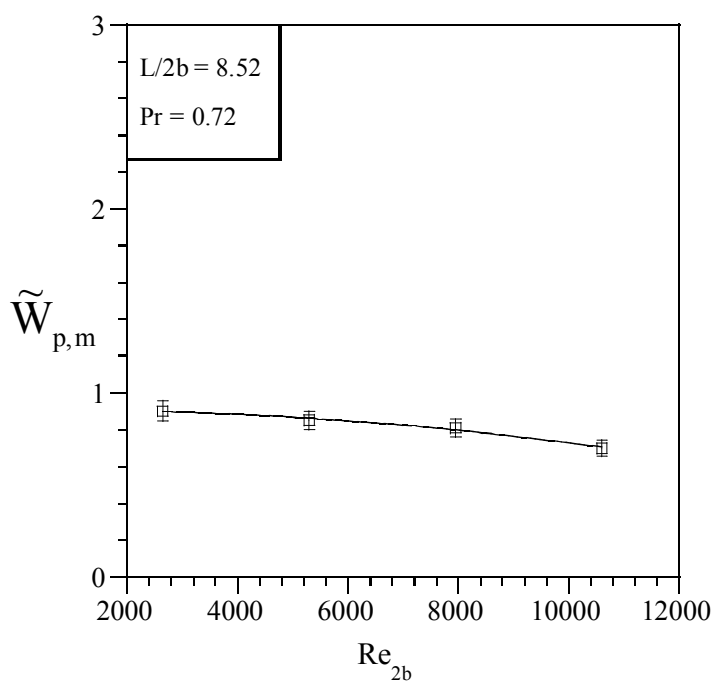


Figura 49 – Taxa de potência de bombeamento adimensional minimizada com três graus de liberdade, em relação ao Re_{2b}

A (fig. 49) mostra com símbolos quadrados, pontos determinados experimentalmente para $\tilde{W}_{p,m}$ através de parâmetros projetados dos arranjos, perdas de carga medidas e calculadas pela Eq. (12). Pode ser observado que a tendência de $\tilde{W}_{p,m}$ com relação ao R_{2b} dentro do intervalo $2650 \leq R_{2b} \leq 10600$ é bem aproximada.

Podemos propor uma correlação para estimar a potencia de bombeamento, maximizada com dois graus de liberdade e esperada para qualquer tipo de arranjo estudado neste trabalho para $2650 \leq Re_{2b} \leq 10600$:

$$q^*_{,mm} = 0,9 + 0,4151 \times 10^{-6} R_{e2b} + 2,136 \times 10^{-9} R_{e2b}^2 \quad R = 0,9926 \quad (17)$$

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, um estudo teórico e experimental foi conduzido para demonstrar que trocadores de calor de tubos alternados circulares e elípticos aletados podem ser otimizados para máxima transferência de calor e mínima potência de bombeamento, sob uma mesma restrição de volume fixo. Diversos arranjos foram construídos no laboratório e muitos testes foram conduzidos em um túnel de vento em convecção forçada turbulenta. A estrutura geométrica interna dos arranjos foi otimizada para a máxima transferência de calor e mínima potência de bombeamento. Um desempenho global melhor é conseguido quando a resistência do fluxo é minimizada e a transferência de calor maximizada juntas, isto é, quando a imperfeição está distribuída no espaço otimamente. A distribuição ótima da imperfeição representa a arquitetura do fluxo, ou o projeto “constructal” (Bejan, 2000).

Os resultados foram apresentados adimensionalmente para permitir a aplicação geral aos trocadores de calor do tipo tratado neste trabalho. Um critério de comparação foi adotado em estudos prévios (Bordalo e Saboya, 1999 e Saboya e Saboya, 2001, Rosman et al., 1984, Matos et al., 2004, Matos et al., 2004;), isto é, estabelecendo a mesma velocidade de entrada e a mesma obstrução da seção transversal para os arranjos com tubos circulares e elípticos, para compará-los nas bases da máxima transferência de calor e da mínima potência de bombeamento ao fluxo da maneira mais isolada possível. As perdas de carga foram também medidas e os resultados estão de acordo com os resultados publicados anteriormente (Bordalo e Saboya 1999). Os arranjos foram também comparados em termos de volume total de material sólido requerido para sua construção.

As conclusões chave para este trabalho estão listadas como segue:

1. Um ótimo para os parâmetros geométricos foi determinado experimentalmente tal que $\tilde{q}_*$ foi maximizada três vezes, isto é, para $(S/2b)$,

- $e, \phi_f)_{ot} \cong (0,5; 0,6; 0,094)$, onde a taxa de transferência de calor adimensional otimizada foi obtida;
2. Um ótimo para os parâmetros geométricos foi determinado experimentalmente tal que $\tilde{W}_p$ foi minimizada duas vezes, isto é, $(S/2b, e)_{ot} \cong (0,5; 0,5)$, onde a potência de bombeamento adimensional minimizada foi obtida;
 3. O arranjo elíptico otimizado três vezes exibe um ganho de transferência de calor maior que 23% com relação ao ótimo do arranjo com tubos circulares otimizado duas vezes;
 4. O arranjo elíptico otimizado duas vezes exibe uma redução da potência de bombeamento em mais de 8% com relação ao ótimo para o arranjo com tubos circulares otimizado duas vezes;
 5. Uma correlação analítica compacta foi proposta para uma real estimativa para a taxa de transferência de calor total maximizada três vezes em um projeto de trocadores de calor com tubos elípticos do tipo estudado no presente trabalho;
 6. Para a configuração elíptica otimizada três vezes, com $\phi_{f,ot}=0,094$, a fração de volume do material sólido do arranjo elíptico é praticamente a mesma como o do circular, e
 7. O ganho da transferência de calor, a redução da perda de carga, e uma quantidade similar de material para fabricação de ambos os arranjos mostra que o arranjo otimizado para tubos elípticos tem o potencial de fornecer significativamente maior performance global do que o arranjo circular, com um investimento similar.

Com estes valores obtidos para o arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo, verifica-se a grande vantagem da utilização de equipamentos utilizando tubos de seção transversal elíptica.

Espera-se que tais configurações globalmente otimizadas sejam de grande valia para indústria na execução de projeto de engenharia de trocadores de calor, e para geração de estruturas ótimas de fluxo em geral.

Como seqüência natural deste trabalho, sugere-se a aplicação de um método numérico para validação dos dados obtidos experimentalmente.

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.

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.

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.

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

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.

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).

Elsayed, A. O., Ibrahim, E. Z., and Elsayed, S. A., Free Convection from a Constant Heat Flux Elliptic Tube, *Energy Conversion Management*, 44(15), pp. 2445-2453, 2003.

Elshazly, K, Moawed, M., Ibrahim, E., and Emara, M., Heat Transfer by Free Convection from the Inside Surface of the Vertical and Inclined Elliptic Tube, *Energy Conversion Management*, 46(9-10), pp. 1443-1463, 2005.

Erek, A.; Ozderdem, B.; Bilir, L.; Ilken, Z. Effect of parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2421- 2431, 2005.

Fowler, A. J., and Bejan, A., Forced Convection in Banks of Inclined Cylinders at Low Reynolds Numbers," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 15(2), 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.

Hasan, A. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. *Springer – Verlag GmbH*, vol. 41, pp. 724-733, 2005.

Hasan, A & Sirén, K. Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 777-790, 2004.

Heynderickx, G. J., and Froment, G. F., A Pyrolysis Furnace with Reactor Tubes of Elliptical Cross Section, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 35(7), pp. 2183-2189, 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.

Huang, S. Y. & Pu, S. Z. Convection and heat-transfer of elliptic tubes. *Heat and Mass Transfer*, vol. 30, pp. 411-415, 1995.

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.

Khan, M. G., Fartaj, A., and Ting, D. S. K., "An Experimental Characterization of Cross-Flow Cooling of Air via an In-Line Elliptical Tube Array," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25(4), pp. 636-648, 2004.

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., Maiti, B., and Das, P. K., Performance Analysis of Plate Fins Circumscribing Elliptic Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 27(3), pp. 86-94, 2006.

Leu, J. S.; Chen, S. L.; Jang, J. Y., Heat transfer and fluid flow in rectangular fin and elliptic tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 11, pp. 43-60, 2004.

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.

Lozza, G., & Merlo, U., An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24(5), pp. 409-416, 2001.

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

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.

Matos, R. S.; Vargas J. V. C.; Laursen T. A.; Bejan A. Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1347-1359, 2004.

Matos, R. S., Laursen, T. A., Vargas, J. V. C., and Bejan, A., Three-Dimensional Optimization of Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection, *Int. J. Thermal Sciences*, 43(5), pp. 477-487, 2004.

Memory, S. B., Adams, V. H., and Marto, P. J., Free and Forced Convection Laminar Film Condensation on Horizontal Elliptical Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(14), pp. 3395-3406, 1997.

Min, J. C., and Webb, R. L., Numerical Analyses of Effects of Tube Shape on Performance of a Finned Tube Heat Exchanger, *J. Enhanced Heat Transfer*, 11(1), pp. 61-73, 2004.

Missirlis, D., Yakinthos, K., Palikaras, A., Katheder, K., and Goulas, A., Experimental and Numerical Investigation of the Flow Field through a Heat Exchanger for Aero-Engine Applications, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 26(3), pp. 440-458, 2005.

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.

Ribeiro, C. P., and Andrade, M. H. C., Analysis and Simulation of the Drying-Air Heating System of a Brazilian Powdered Milk Plant," *Brazilian J. Chemical Engineering*, 21(2), pp. 345-355, 2004.

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.

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.

Schulenb, F.J. 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.

Schulze, B. C., Ruprecht, K., and Fleischer, L. G., Fluid Dynamic Aspects in the Operation of Falling-Film Plate Evaporators," *Zuckerindustrie*, 128(3), pp. 153-158, 2003.

Viskanta, R.; Kim, J. H.; Simon, T. W., Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results. *ASME Journal of Heat Transfer*, vol 115, pp.5-6, 1993 (Editorial).

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.; 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.

Webb, R. L. & Iyengar, A. Oval finned tube condenser and design pressure limits. *Journal of Enhanced Heat Transfer Eng.* vol. 8, pp. 147, 2001.

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.

APÊNDICE 1

1 RELAÇÃO DOS ENSAIOS EFETUADOS

Para a realização dos ensaios aqui apresentados foram construídos:

01 módulo de teste de tubos aletados, $e = 0,4$ 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 $1,5$

03 módulos de teste com 0.5 aletas/pol., $e = 0,6$ e $S/2b = 0,25; 0,5$ 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 $S/2b = 0,5$

01 módulo de teste com 8 aletas/pol., $e = 0,6$ e $S/2b = 0,5$

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

Totalizando 14 módulos de teste, que permitiram a realização de 280 testes experimentais com quatro 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 $S/2b = (1,5; 0,5; 0,25)$ (39,69; 23,81; 19,84) respectivamente;

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

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 : 0,006; 0,094; 0,26 para 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 $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600 .

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_e , (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	23,55	23,55	23,65	23,55	23,55	23,57	0,04472	23,57 $\pm$ 0,08944
T2	23,65	23,74	23,74	23,74	23,65	23,70	0,04930	23,70 $\pm$ 0,09859
T3	23,65	23,74	23,84	23,74	23,74	23,74	0,06723	23,74 $\pm$ 0,13446
T4	30,47	30,61	30,61	30,74	30,74	30,63	0,11238	30,63 $\pm$ 0,22477
T5	31,29	31,43	31,43	31,29	31,15	31,32	0,11713	31,32 $\pm$ 0,23426
T6	36,45	36,62	36,62	36,62	36,27	36,52	0,15598	36,52 $\pm$ 0,31196
T7	35,75	35,58	35,75	35,75	35,41	35,65	0,15205	35,65 $\pm$ 0,30411
T8	29,18	29,18	29,18	29,31	29,06	29,18	0,08843	29,18 $\pm$ 0,17686
T9	28,45	28,45	28,45	28,57	28,45	28,47	0,05367	28,47 $\pm$ 0,10733
T10	30,08	29,95	29,95	30,08	29,82	29,98	0,10877	29,98 $\pm$ 0,21753
T11	29,43	29,43	29,43	29,56	29,43	29,46	0,05814	29,46 $\pm$ 0,11628
T12	30,21	30,34	30,21	30,47	30,34	30,31	0,10877	30,31 $\pm$ 0,21753
T13	23,55	23,00	23,00	23,55	23,55	23,33	0,30125	23,33 $\pm$ 0,60249
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_{gr} =	6	ϕ_f =	0,006	U_a (m/s)=	2,5	Re_{2b} = 2646,66 Pr = 0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{gr} (W/mK)=	0,0255	ρ_a (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)= 0,00449 Δp (Pa)= 5,97
T_e (°C)=	23,67	$\bar{T}_w$ (°C)=	33,53	$\bar{T}_m$ (°C)=	28,91	$\bar{T}_f$ (°C)=	29,48	θ_s = 0,589267 $\dot{q}_s$ = 1395,21
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,029	$B_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ = 0,025 $U_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ = 0,0381
Sgen=	0,06917	$\tilde{W}_p$ =	0,9970	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,8024	

Tabela 1 - Teste realizado em 06/08/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0.006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

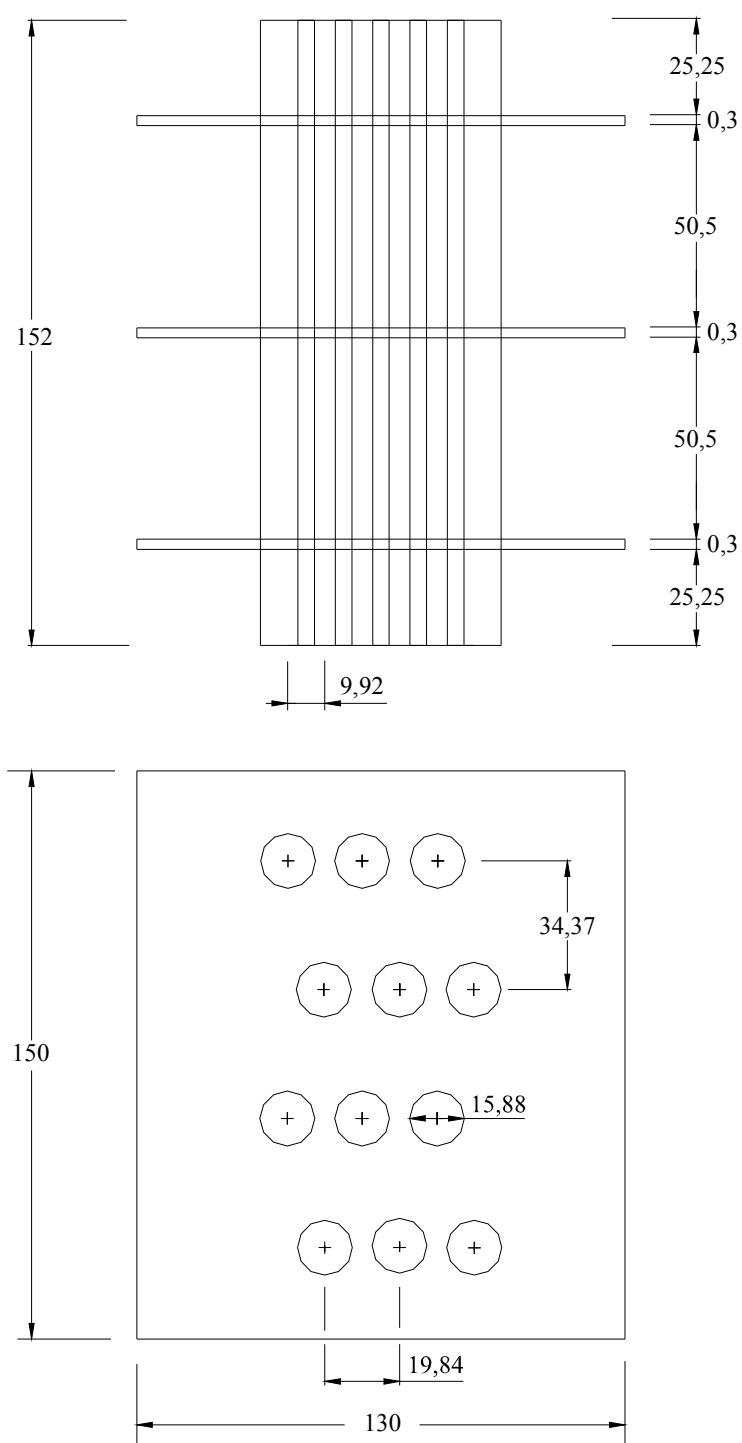


Figura 50 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,25$,
 $e = 1,0$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	22,81	22,90	22,81	22,90	22,85	0,04930	22,85 $\pm$ 0,09859
T2	23,37	23,37	23,46	23,37	23,46	23,41	0,04930	23,41 $\pm$ 0,09859
T3	22,81	22,81	22,90	22,81	22,90	22,85	0,04930	22,85 $\pm$ 0,09859
T4	30,61	30,61	30,74	30,74	30,74	30,69	0,07120	30,69 $\pm$ 0,14241
T5	27,16	27,16	27,28	27,28	27,28	27,23	0,06573	27,23 $\pm$ 0,13145
T6	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43	0,00000	31,43 $\pm$ 0,00000
T7	34,91	34,91	34,91	34,91	34,91	34,91	0,00000	34,91 $\pm$ 0,00000
T8	27,97	28,09	28,09	28,09	28,09	28,07	0,05367	28,07 $\pm$ 0,10733
T9	27,50	27,62	27,62	27,62	27,62	27,60	0,05367	27,60 $\pm$ 0,10733
T10	27,74	27,85	27,74	27,74	27,85	27,78	0,06025	27,78 $\pm$ 0,12050
T11	27,85	27,97	27,97	27,97	27,97	27,95	0,05367	27,95 $\pm$ 0,10733
T12	28,09	28,09	28,09	27,97	28,09	28,07	0,05367	28,07 $\pm$ 0,10733
T13	22,72	22,81	22,81	22,72	22,81	22,77	0,04930	22,77 $\pm$ 0,09859

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00540	Δp (Pa) =	4,82
T_e (°C)=	23,03	T_w (°C)=	31,07	T_m (°C)=	27,35	T_f (°C)=	27,89	θ_s =	0,604922	$\dot{q}_s$ =	1718,76
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,023	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0337
Sgen	0,06907	$\tilde{W}_f$ =	0,9643	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6467				

Tabela 2 - Teste realizado em 06/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

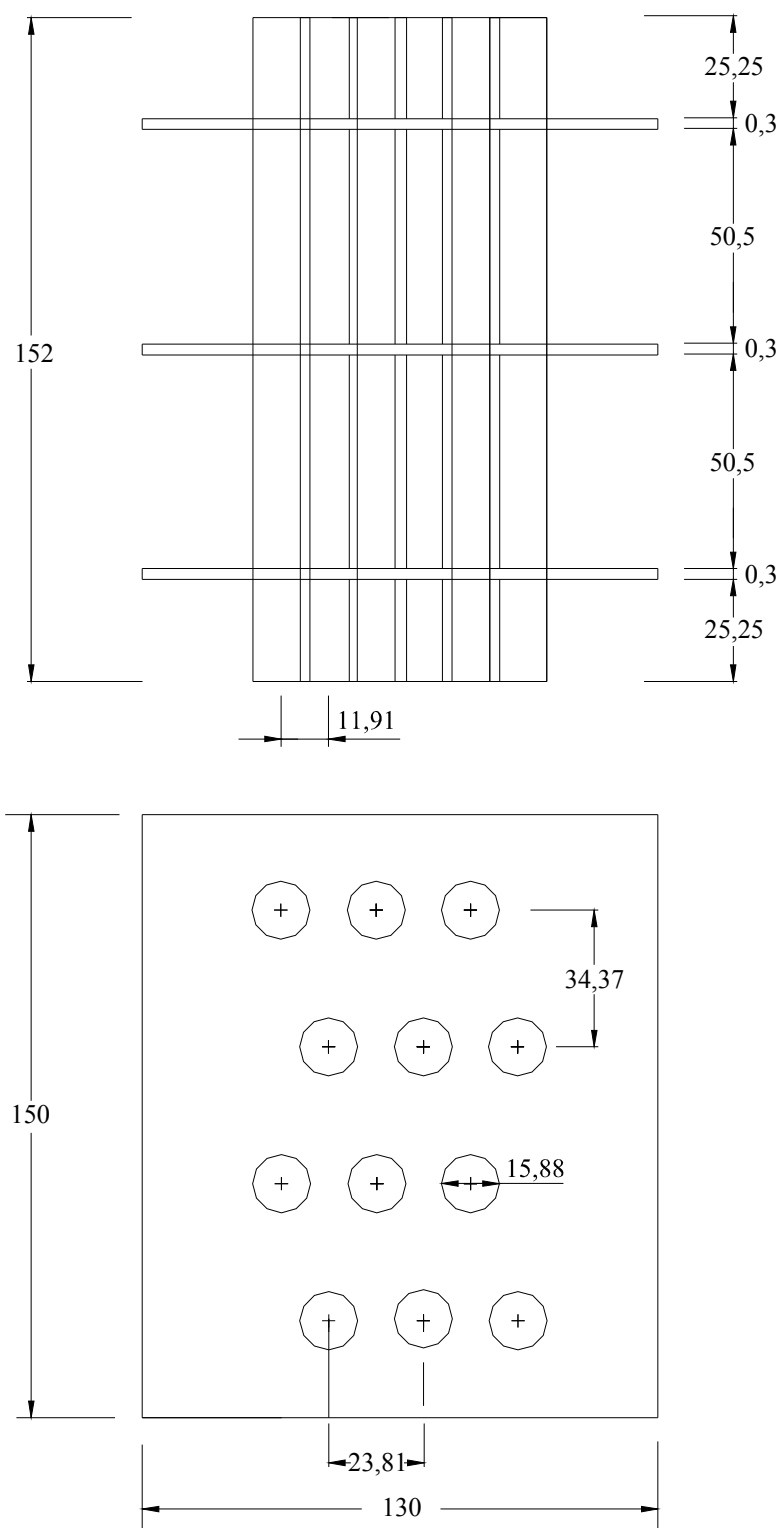


Figura 51 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,
 $e = 1,0$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	20,42	20,34	20,42	20,42	20,34	20,39	0,04382	20,39 $\pm$ 0,08764
T2	20,34	20,26	20,34	20,34	20,34	20,32	0,03578	20,32 $\pm$ 0,07155
T3	20,67	20,59	20,67	20,67	20,67	20,65	0,03578	20,65 $\pm$ 0,07155
T4	27,85	27,85	27,97	27,97	27,97	27,92	0,06573	27,92 $\pm$ 0,13145
T5	26,17	26,06	26,28	26,28	26,17	26,19	0,09203	26,19 $\pm$ 0,18407
T6	28,09	27,97	27,97	27,97	28,09	28,02	0,06573	28,02 $\pm$ 0,13145
T7	28,33	28,21	28,45	28,33	28,33	28,33	0,08485	28,33 $\pm$ 0,16971
T8	21,84	21,75	21,84	21,84	21,84	21,82	0,04025	21,82 $\pm$ 0,08050
T9	21,84	21,75	21,75	21,84	21,75	21,79	0,04930	21,79 $\pm$ 0,09859
T10	21,93	21,84	21,84	21,84	21,75	21,84	0,06364	21,84 $\pm$ 0,12728
T11	22,01	21,93	22,01	22,01	22,01	21,99	0,03578	21,99 $\pm$ 0,07155
T12	21,93	22,01	22,01	22,01	22,01	21,99	0,03578	21,99 $\pm$ 0,07155
T13	20,18	20,18	20,18	20,18	20,18	20,18	0,00000	20,18 $\pm$ 0,00000

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{σ} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00907	Δp (Pa) =	6,66
T_e (°C)=	20,46	T_w (°C)=	27,62	T_m (°C)=	23,19	T_i (°C)=	21,89	θ_s =	0,199977	$\dot{q}_s$ =	946,98
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,063	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0676
Sgen	0,03010	$\tilde{W}_f$ =	2,2002	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,8854				

Tabela 3 - teste realizado em 01/06/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

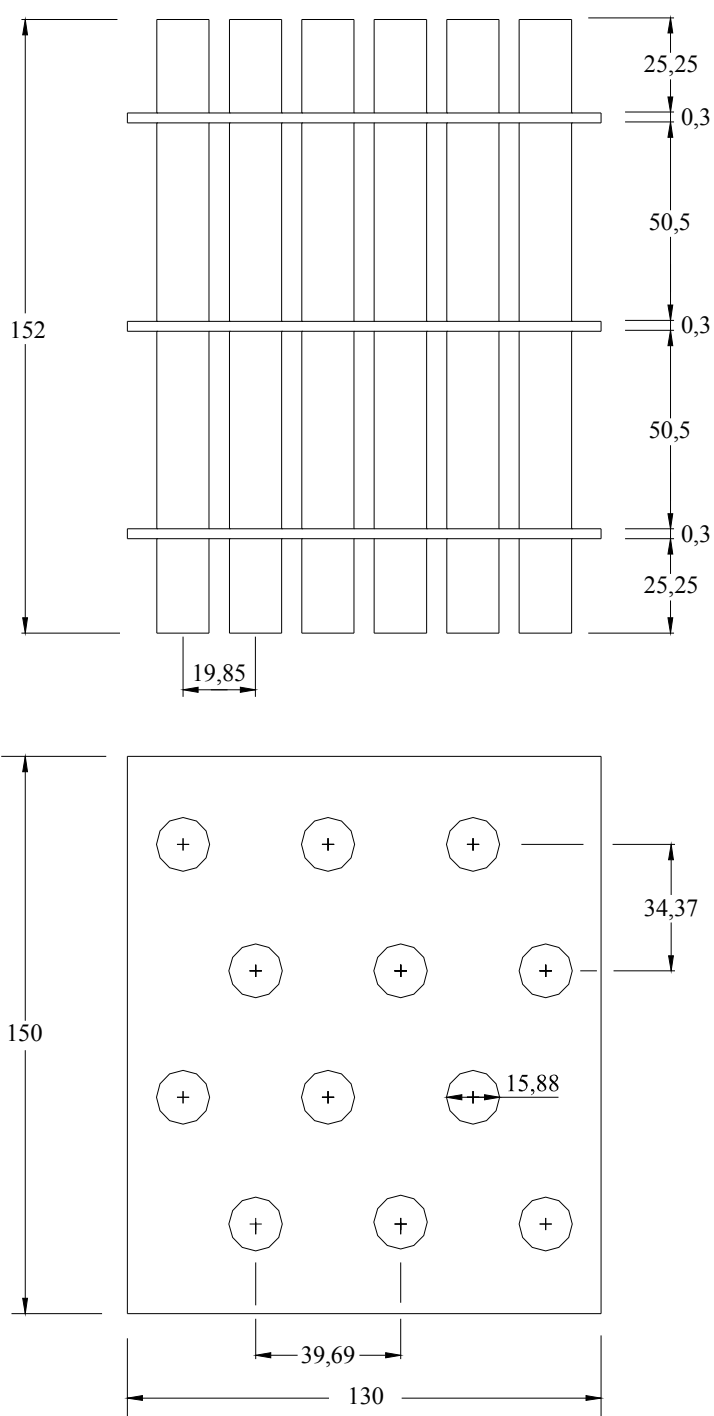


Figura 52 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 1,5$,
 $e = 1,0$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	20,99	20,99	20,99	20,99	20,99	20,99	0,00000	20,99 $\pm$ 0,00000
T2	21,16	21,08	21,16	21,16	21,16	21,14	0,03578	21,14 $\pm$ 0,07155
T3	21,16	21,08	21,16	21,16	21,16	21,14	0,03578	21,14 $\pm$ 0,07155
T4	26,28	26,17	26,17	26,17	26,17	26,19	0,04919	26,19 $\pm$ 0,09839
T5	26,83	26,72	26,72	26,72	26,83	26,76	0,06025	26,76 $\pm$ 0,12050
T6	29,82	29,69	29,69	29,69	29,82	29,74	0,07120	29,74 $\pm$ 0,14241
T7	30,21	30,08	30,21	30,21	30,21	30,18	0,05814	30,18 $\pm$ 0,11628
T8	27,05	26,94	26,94	26,94	27,05	26,98	0,06025	26,98 $\pm$ 0,12050
T9	26,83	26,72	26,72	26,72	26,83	26,76	0,06025	26,76 $\pm$ 0,12050
T10	27,39	27,39	27,28	27,39	27,39	27,37	0,04919	27,37 $\pm$ 0,09839
T11	28,09	27,97	27,97	27,97	28,09	28,02	0,06573	28,02 $\pm$ 0,13145
T12	28,09	28,09	28,09	28,09	28,09	28,09	0,00000	28,09 $\pm$ 0,00000
T13	20,99	20,91	20,91	20,91	20,91	20,93	0,03578	20,93 $\pm$ 0,07155

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00453	Δp (Pa) =	6,33
T_e (°C)=	21,09	T_w (°C)=	28,22	T_m (°C)=	25,72	T_f (°C)=	27,44	θ_s =	0,891173	$\dot{q}_s$ =	2110,20
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,015	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0291
Sgen	0,07653	$\tilde{W}_f$ =	1,0479	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,8434				

Tabela 4 - Teste realizado em 11/03/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

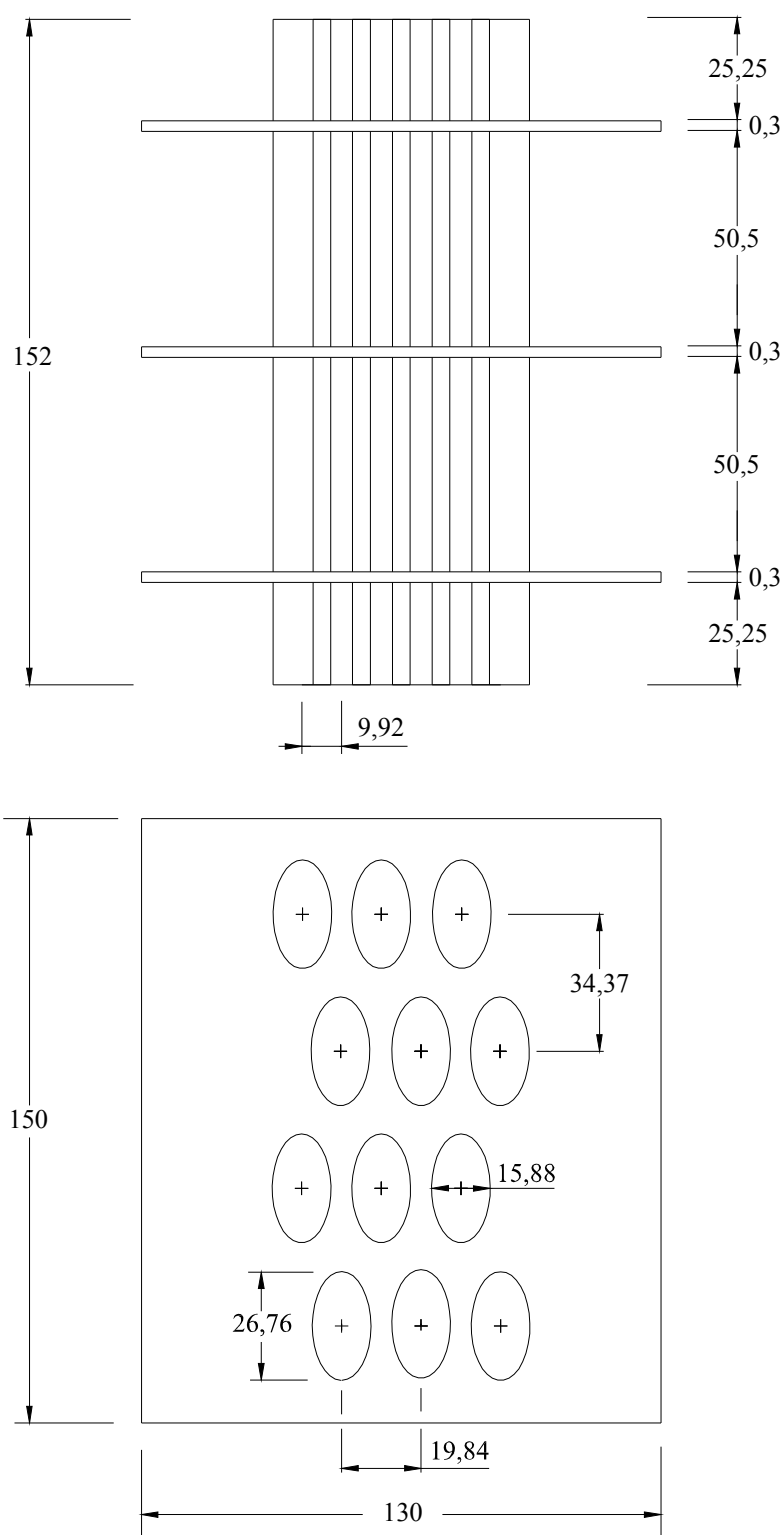


Figura 53 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,25$,
 $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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	18,66	18,59	18,66	18,59	18,59	18,62	0,03834	18,62 $\pm$ 0,07668
T2	18,81	18,74	18,81	18,74	18,74	18,77	0,03834	18,77 $\pm$ 0,07668
T3	18,59	18,52	18,52	18,52	18,52	18,53	0,03130	18,53 $\pm$ 0,06261
T4	24,13	24,13	24,22	24,13	24,13	24,15	0,04025	24,15 $\pm$ 0,08050
T5	25,33	25,33	25,33	25,33	25,33	25,33	0,00000	25,33 $\pm$ 0,00000
T6	26,94	26,83	26,83	26,83	26,83	26,85	0,04919	26,85 $\pm$ 0,09839
T7	27,16	27,16	27,16	27,16	27,05	27,14	0,04919	27,14 $\pm$ 0,09839
T8	24,13	24,03	24,03	24,03	24,03	24,05	0,04472	24,05 $\pm$ 0,08944
T9	24,22	24,22	24,22	24,13	24,13	24,18	0,04930	24,18 $\pm$ 0,09859
T10	24,22	24,22	24,22	24,22	24,13	24,20	0,04025	24,20 $\pm$ 0,08050
T11	24,32	24,32	24,42	24,32	24,32	24,34	0,04472	24,34 $\pm$ 0,08944
T12	24,13	24,03	24,13	24,03	24,03	24,07	0,05477	24,07 $\pm$ 0,10954
T13	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	0,00000	18,66 $\pm$ 0,00000

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_{sa} =		ϕ_f =	0,006	U_a (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	k_{sa} (W/mK)=	0,0255	p_a (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00548	Δp (Pa)=	5,05
T_s (°C)=	18,64	T_w (°C)=	25,87	T_m (°C)=	22,99	T_a (°C)=	24,17	θ_s =	0,765075	$\dot{q}_s$ =	2174,03
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,017	$B_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,0302
Sgen	0,08025	$\tilde{W}_p$ =	0,9955	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6677				

Tabela 5 - teste realizado em 14/03/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

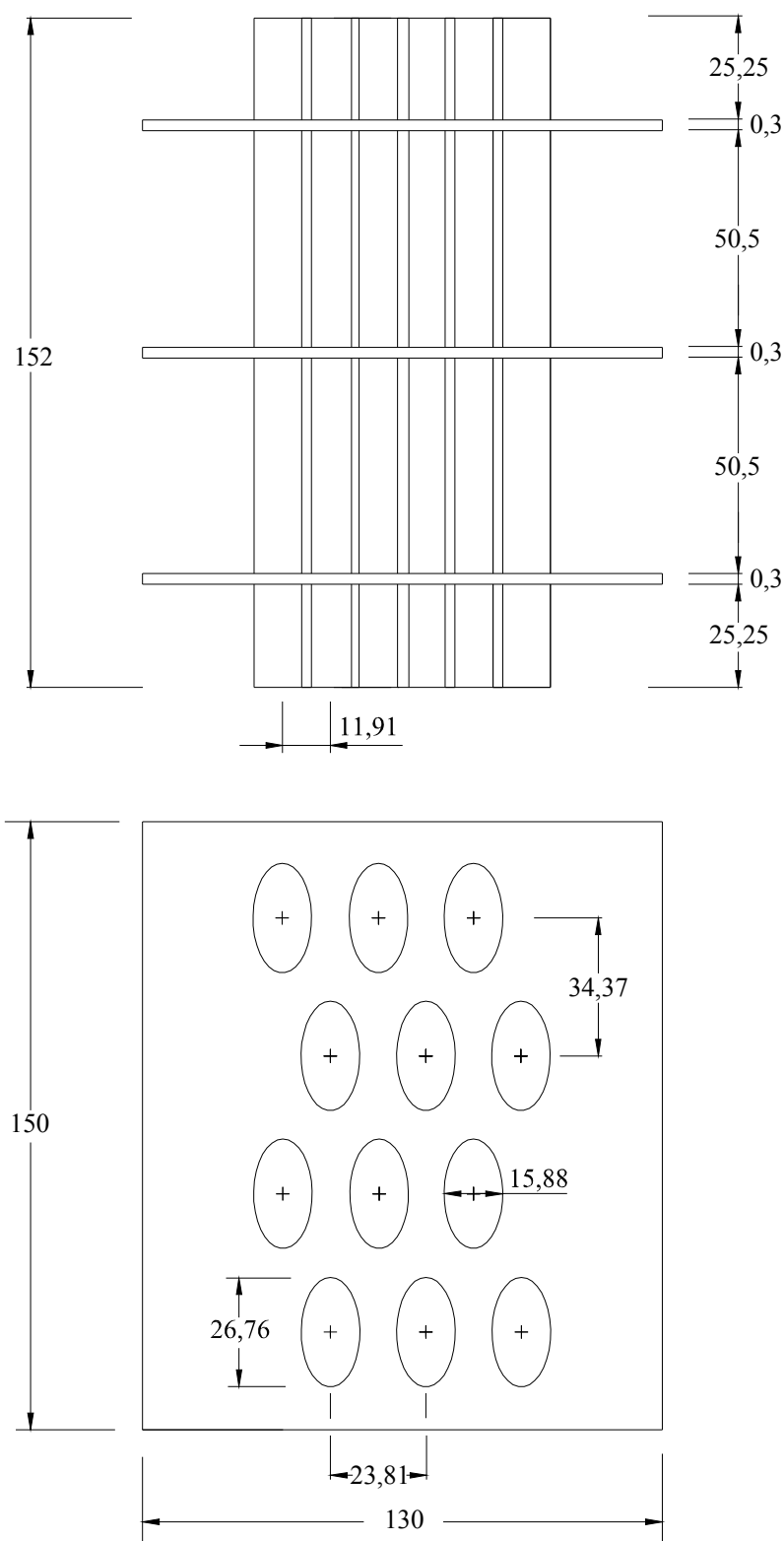


Figura 54 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,
 $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_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	13,84	13,84	13,84	13,84	13,84	13,84	0,00000	13,84 $\pm$ 0,00000
T2	13,90	13,90	13,90	13,90	13,96	13,91	0,02683	13,91 $\pm$ 0,05367
T3	13,96	13,90	13,96	13,90	13,96	13,94	0,03286	13,94 $\pm$ 0,06573
T4	19,72	19,79	19,79	19,72	19,72	19,75	0,03834	19,75 $\pm$ 0,07668
T5	19,03	19,03	19,03	18,96	19,03	19,02	0,03130	19,02 $\pm$ 0,06261
T6	18,37	18,37	18,37	18,37	18,44	18,38	0,03130	18,38 $\pm$ 0,06261
T7	18,52	18,52	18,52	18,52	18,59	18,53	0,03130	18,53 $\pm$ 0,06261
T8	16,26	16,32	16,32	16,32	16,32	16,31	0,02683	16,31 $\pm$ 0,05367
T9	15,44	15,46	15,44	15,44	15,50	15,46	0,02608	15,46 $\pm$ 0,05215
T10	15,56	15,56	15,50	15,56	15,56	15,55	0,02683	15,55 $\pm$ 0,05367
T11	15,26	15,32	15,32	15,32	15,32	15,31	0,02683	15,31 $\pm$ 0,05367
T12	14,65	14,71	14,71	14,71	14,71	14,70	0,02683	14,70 $\pm$ 0,05367
T13	13,84	13,90	13,84	13,84	13,90	13,86	0,03286	13,86 $\pm$ 0,06573

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,23	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00927	Δp (Pa) =	6,43
T_e (°C)=	13,90	T_w (°C)=	18,92	T_m (°C)=	16,04	T_f (°C)=	15,46	θ_s =	0,311991	$\dot{q}_s$ =	1477,33
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,034	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0422
Sgen	0,03438	$\tilde{W}_f$ =	2,0791	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,8367				

Tabela 6 - Teste realizado em 16/06/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

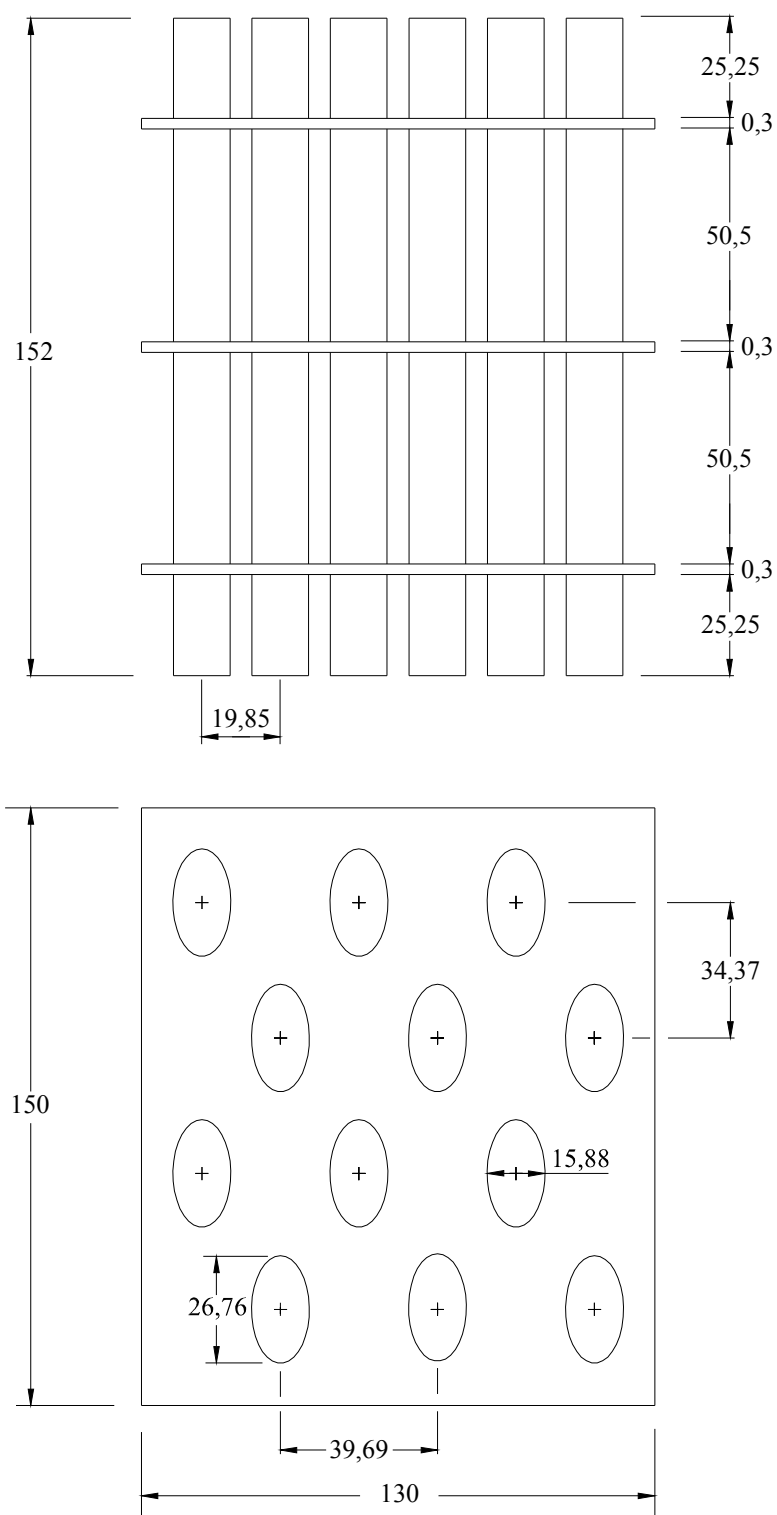


Figura 55 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 1,5$,
 $e = 0,6$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_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	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	0,00000	15,01 $\pm$ 0,00000
T2	14,95	15,01	15,01	15,01	15,01	15,00	0,02683	15,00 $\pm$ 0,05367
T3	14,95	15,01	15,01	15,01	15,01	15,00	0,02683	15,00 $\pm$ 0,05367
T4	19,79	19,87	19,87	19,87	19,87	19,85	0,03578	19,85 $\pm$ 0,07155
T5	20,26	20,26	20,26	20,18	20,26	20,24	0,03578	20,24 $\pm$ 0,07155
T6	21,75	21,75	21,75	21,75	21,75	21,75	0,00000	21,75 $\pm$ 0,00000
T7	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	0,00000	22,81 $\pm$ 0,00000
T8	19,03	19,03	19,03	19,03	19,03	19,03	0,00000	19,03 $\pm$ 0,00000
T9	19,03	19,03	19,03	19,03	19,11	19,05	0,03578	19,05 $\pm$ 0,07155
T10	18,52	18,52	18,52	18,52	18,59	18,53	0,03130	18,53 $\pm$ 0,06261
T11	20,03	20,03	20,03	20,03	20,03	20,03	0,00000	20,03 $\pm$ 0,00000
T12	20,03	20,03	20,03	20,03	20,03	20,03	0,00000	20,03 $\pm$ 0,00000
T13	14,83	14,83	14,83	14,83	14,77	14,82	0,02683	14,82 $\pm$ 0,05367

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_{cs} =		ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
ν (m ² /s) =	1,5E-05	k_{af} (W/mK) =	0,0255	ρ_{ar} (kg/m ³) =	1,22	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00462	Δp (Pa) =	5,74
$\bar{T}_e$ (°C) =	15,00	$\bar{T}_w$ (°C) =	21,16	$\bar{T}_n$ (°C) =	18,55	$\bar{T}_s$ (°C) =	19,33	θ_s =	0,702961	$\bar{q}_s$ =	1664,53
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=		$1,4 Q_{ref}(W)$ =	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,006	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0258
Sgen	0,05252	$\tilde{W}_p$ =	0,9315	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7497				

Tabela 7 - Teste realizado em 20/03/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

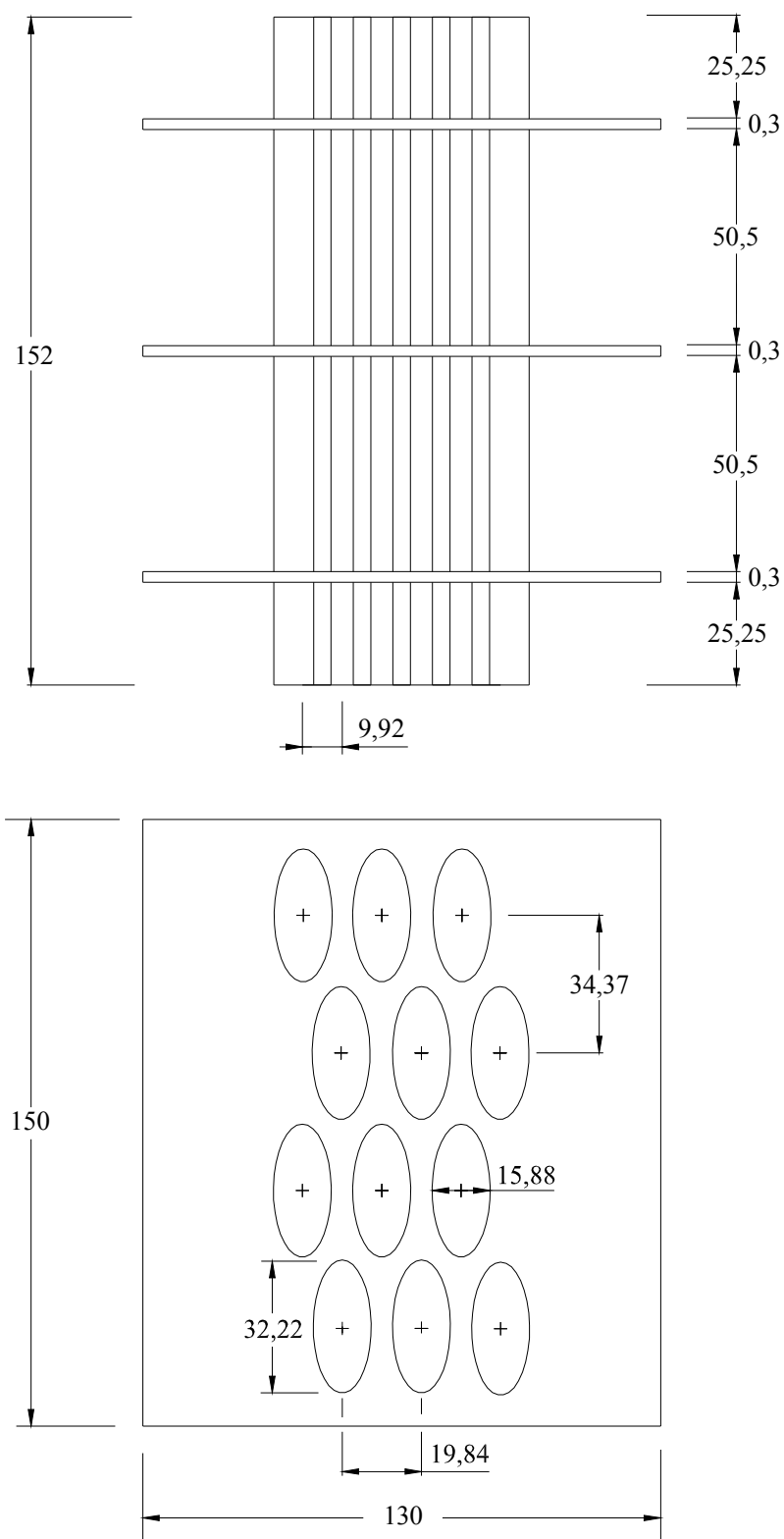


Figura 56 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,25$, $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_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	13,51	13,51	13,51	13,51	13,51	13,51	0,00000	13,51 $\pm$ 0,00000
T2	13,51	13,51	13,51	13,51	13,51	13,51	0,00000	13,51 $\pm$ 0,00000
T3	13,51	13,51	13,51	13,51	13,56	13,52	0,02236	13,52 $\pm$ 0,04472
T4	17,80	17,87	17,80	17,80	17,80	17,81	0,03130	17,81 $\pm$ 0,06261
T5	18,16	18,16	18,16	18,16	18,23	18,17	0,03130	18,17 $\pm$ 0,06261
T6	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	0,00000	19,48 $\pm$ 0,00000
T7	19,87	19,87	19,87	19,87	19,95	19,89	0,03578	19,89 $\pm$ 0,07155
T8	16,39	16,45	16,45	16,45	16,45	16,44	0,02683	16,44 $\pm$ 0,05367
T9	16,78	16,85	16,85	16,85	16,85	16,84	0,03130	16,84 $\pm$ 0,06261
T10	17,32	17,39	17,39	17,39	17,39	17,38	0,03130	17,38 $\pm$ 0,06261
T11	17,12	17,18	17,18	17,18	17,18	17,17	0,02683	17,17 $\pm$ 0,05367
T12	15,81	15,81	15,81	15,75	15,81	15,80	0,02683	15,80 $\pm$ 0,05367
T13	13,56	13,56	13,51	13,51	13,56	13,54	0,02739	13,54 $\pm$ 0,05477

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,23	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00557	Δp (Pa) =	4,62
T_e (°C)=	13,51	T_w (°C)=	18,84	T_m (°C)=	16,39	T_f (°C)=	16,72	θ_s =	0,602773	$\dot{q}_s$ =	1712,83
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,018	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0307
Sgen	0,04606	$\tilde{W}_f$ =	0,8957	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6007				

Tabela 8 - Teste realizado em 27/02/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

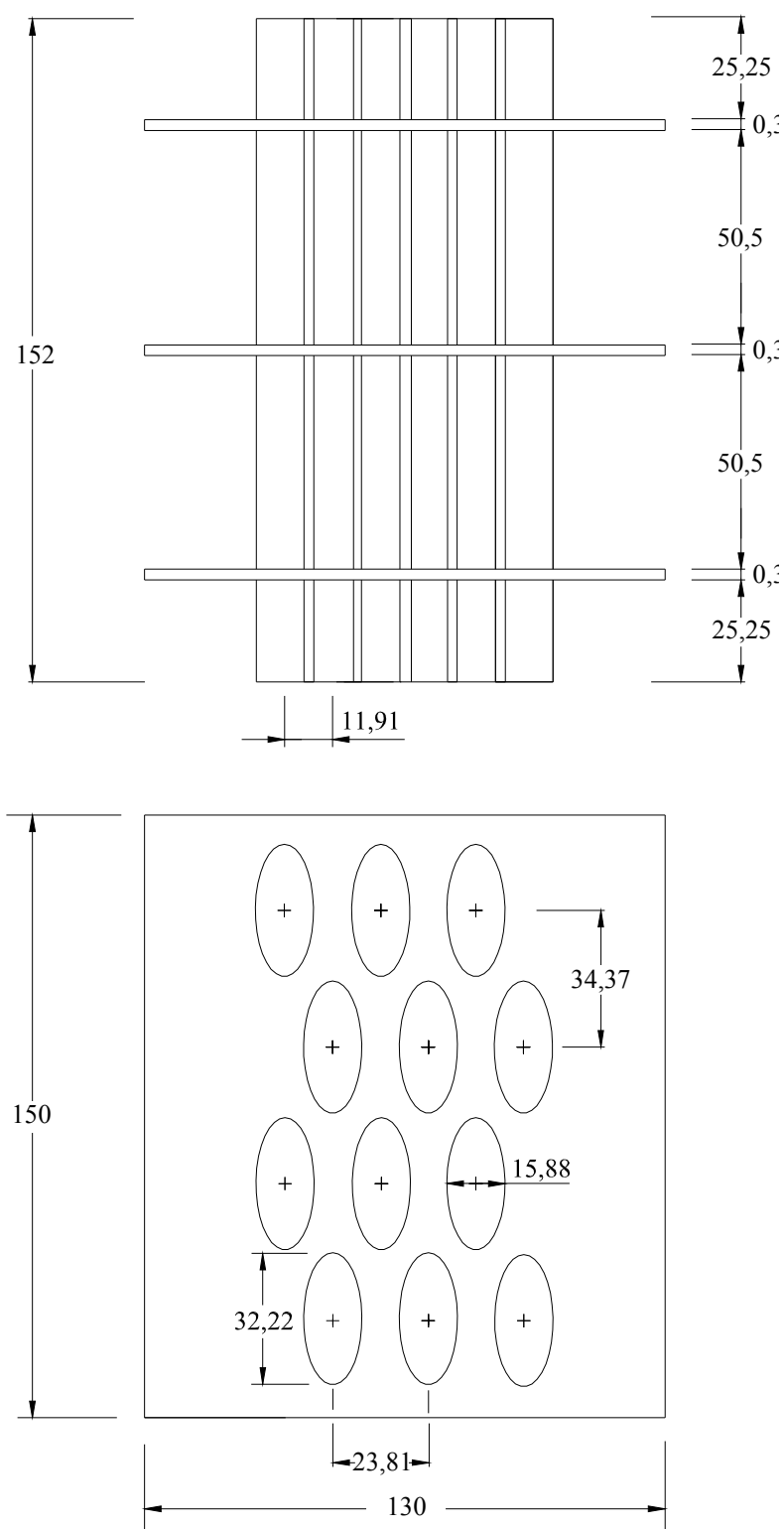


Figura 57 - dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,

$e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	21,93	21,84	21,84	21,84	21,84	21,86	0,04025	21,86 $\pm$ 0,08050
T2	21,93	21,84	21,84	21,84	21,84	21,86	0,04025	21,86 $\pm$ 0,08050
T3	21,93	21,93	21,93	21,84	21,84	21,89	0,04930	21,89 $\pm$ 0,09859
T4	26,28	26,28	26,28	26,39	26,28	26,30	0,04919	26,30 $\pm$ 0,09839
T5	26,61	26,61	26,61	26,72	26,61	26,63	0,04919	26,63 $\pm$ 0,09839
T6	26,50	26,50	26,50	26,61	26,50	26,52	0,04919	26,52 $\pm$ 0,09839
T7	26,94	26,94	26,94	26,94	26,94	26,94	0,00000	26,94 $\pm$ 0,00000
T8	23,46	23,46	23,46	23,46	23,55	23,48	0,04025	23,48 $\pm$ 0,08050
T9	22,90	22,90	22,90	22,90	22,81	22,88	0,04025	22,88 $\pm$ 0,08050
T10	22,72	22,72	22,72	22,72	22,63	22,70	0,04025	22,70 $\pm$ 0,08050
T11	23,55	23,65	23,65	23,65	23,65	23,63	0,04472	23,63 $\pm$ 0,08944
T12	23,00	23,09	23,09	23,09	23,09	23,07	0,04025	23,07 $\pm$ 0,08050
T13	21,84	21,75	21,84	21,84	21,75	21,80	0,04930	21,80 $\pm$ 0,09859

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,7	Pr=	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00903	Δp (Pa)=	5,74
$\bar{T}_e$ (°C)=	21,87	$\bar{T}_w$ (°C)=	26,60	$\bar{T}_m$ (°C)=	23,81	$\bar{T}_f$ (°C)=	23,15	$\bar{\theta}_s$ =	0,271262	$\bar{q}_s$ =	1284,48
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,064	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0688
Sgen	0,02611	$\tilde{W}_f$ =	1,9058	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7669				

Tabela 9 - Teste realizado em 12/06/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

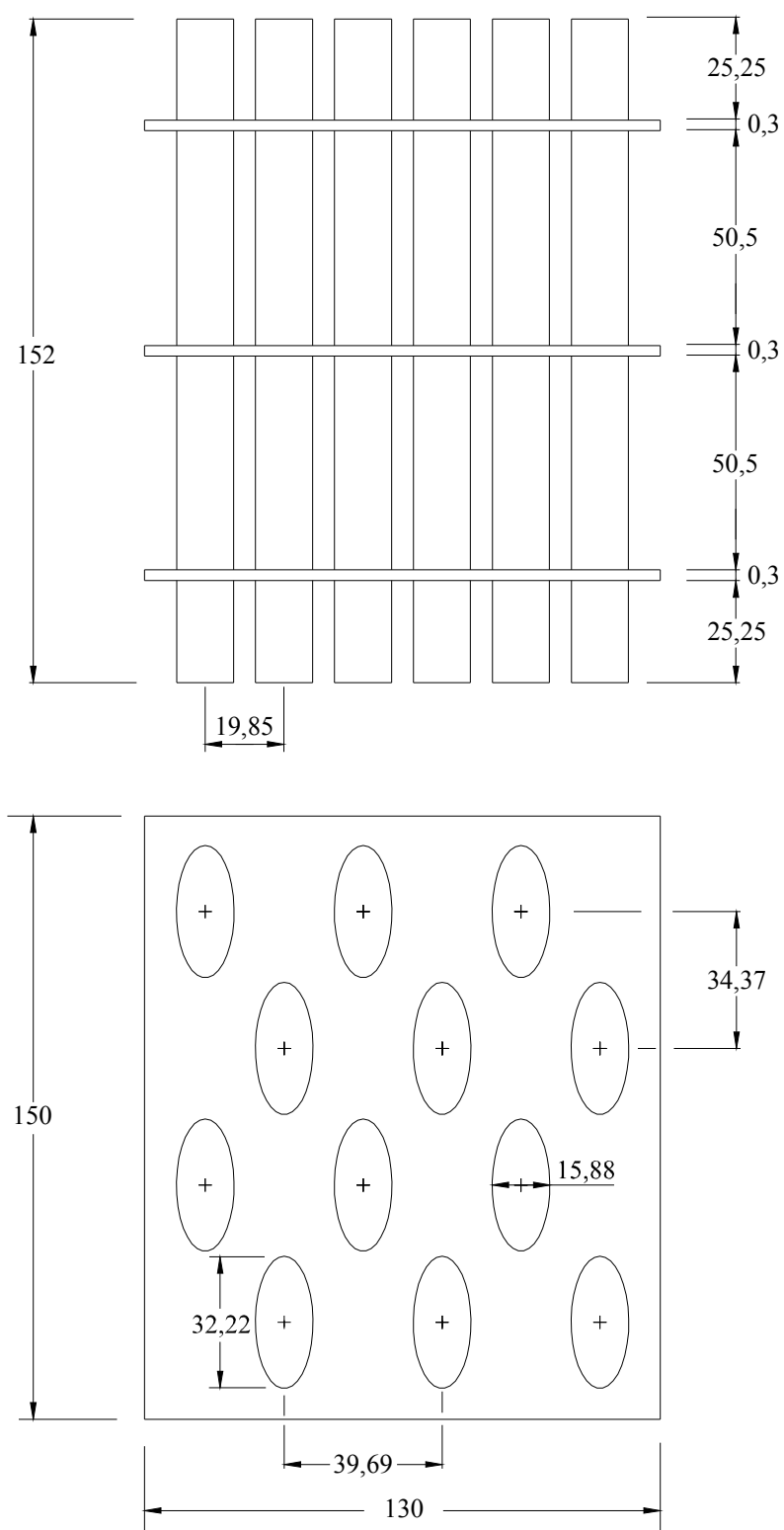


Figura 58 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 1,5$,
 $e = 0,5$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_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	16,52	16,58	16,58	16,58	16,58	16,57	0,02683	16,57 $\pm$ 0,05367
T2	16,58	16,58	16,58	16,58	16,58	16,58	0,00000	16,58 $\pm$ 0,00000
T3	16,45	16,52	16,52	16,52	16,52	16,51	0,03130	16,51 $\pm$ 0,06261
T4	21,41	23,93	23,93	23,93	21,41	22,92	1,38026	22,92 $\pm$ 2,76052
T5	23,93	23,93	23,93	23,93	21,41	23,43	1,12698	23,43 $\pm$ 2,25396
T6	23,93	23,93	23,93	23,84	23,93	23,91	0,04025	23,91 $\pm$ 0,08050
T7	23,93	23,93	23,93	23,93	23,93	23,93	0,00000	23,93 $\pm$ 0,00000
T8	20,11	20,11	20,11	20,11	20,18	20,12	0,03130	20,12 $\pm$ 0,06261
T9	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	0,00000	20,11 $\pm$ 0,00000
T10	20,18	20,11	20,11	20,11	20,11	20,12	0,03130	20,12 $\pm$ 0,06261
T11	20,26	20,11	20,11	20,11	20,11	20,14	0,06708	20,14 $\pm$ 0,13416
T12	20,26	20,26	20,26	20,26	20,18	25,74	0,03578	25,74 $\pm$ 0,07155
T13	16,58	16,45	16,52	16,58	16,58	16,54	0,05762	16,54 $\pm$ 0,11524

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{σ} (m/s)=	2,50	Re_{2b} =	2646,66	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00460	Δp (Pa) =	8,74
$\bar{T}_e$ (°C)=	16,55	$\bar{T}_w$ (°C)=	23,55	$\bar{T}_m$ (°C)=	20,51	$\bar{T}_t$ (°C)=	21,25	$\bar{\theta}_s$ =	0,671263	$\bar{q}_s$ =	1589,4
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,014	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0287
$\tilde{W}_F = 1,4259$ $\tilde{V} = 0,05093$ $\Delta \tilde{p} = 1,1476$											

Tabela 10 - Teste realizado em 05/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,4, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

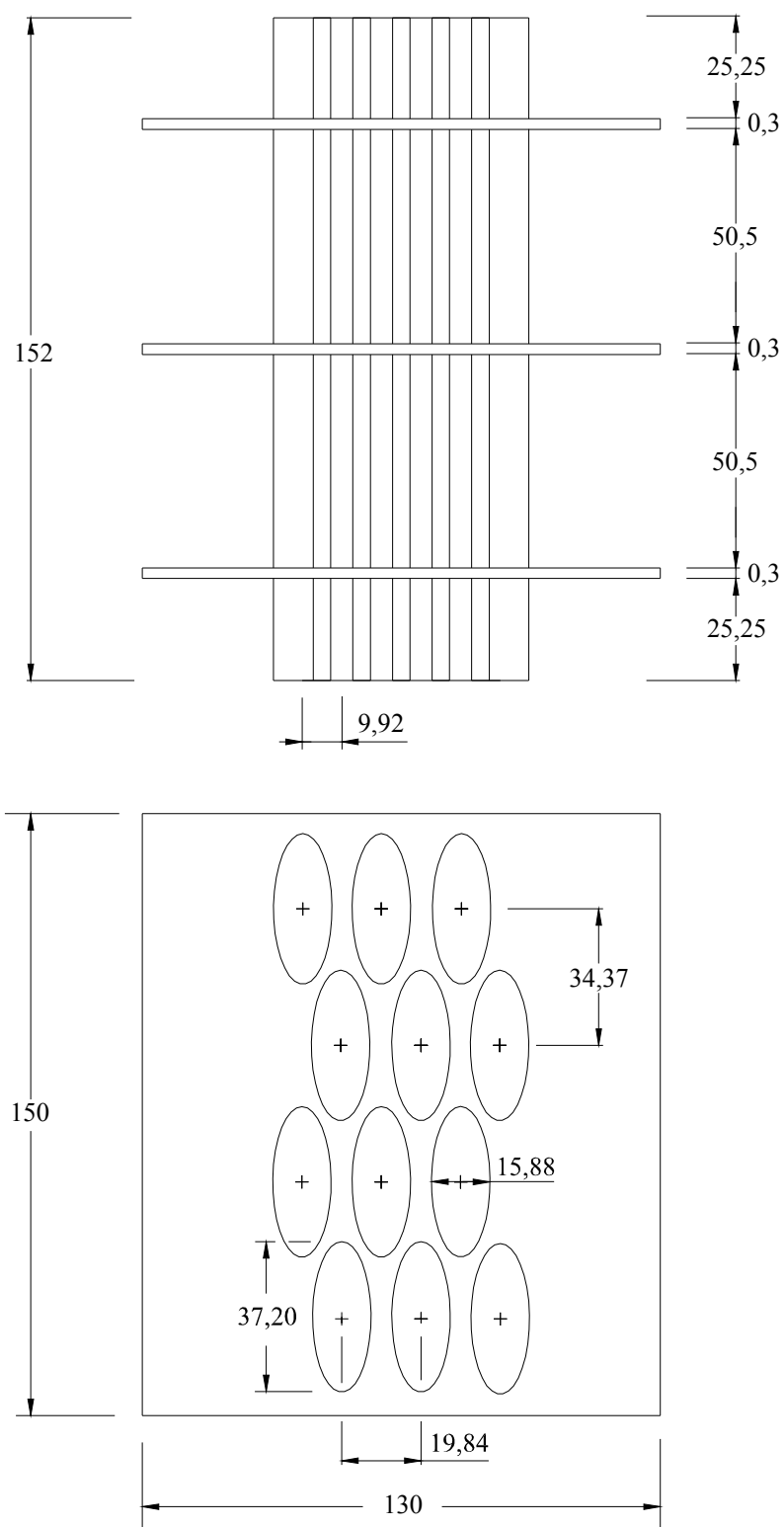


Figura 59 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,25$,
 $e = 0,4$ e $\phi_f = 0,006$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n_t	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	25,64	25,64	25,64	25,64	25,64	25,64	0,00000	25,64 $\pm$ 0,00000
T2	25,64	25,74	25,64	25,64	25,64	25,66	0,04472	25,66 $\pm$ 0,08944
T3	25,74	25,85	25,85	25,85	25,85	25,83	0,04919	25,83 $\pm$ 0,09839
T4	28,33	28,45	28,45	28,45	28,33	28,40	0,06573	28,40 $\pm$ 0,13145
T5	29,06	29,18	29,18	29,18	29,06	29,13	0,06573	29,13 $\pm$ 0,13145
T6	29,31	29,43	29,43	29,43	29,31	29,38	0,06573	29,38 $\pm$ 0,13145
T7	29,95	30,08	30,08	29,95	29,95	30,00	0,07120	30,00 $\pm$ 0,14241
T8	29,06	29,18	29,18	29,18	29,06	29,13	0,06573	29,13 $\pm$ 0,13145
T9	28,93	29,06	29,06	29,06	28,93	29,01	0,07120	29,01 $\pm$ 0,14241
T10	29,06	28,93	29,06	29,06	29,06	29,03	0,05814	29,03 $\pm$ 0,11628
T11	29,31	29,31	29,43	29,31	29,31	29,33	0,05367	29,33 $\pm$ 0,10733
T12	28,93	28,93	29,06	29,06	28,93	28,98	0,07120	28,98 $\pm$ 0,14241
T13	25,74	25,74	25,85	25,64	25,74	25,74	0,07430	25,74 $\pm$ 0,14859

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	$N_{ca} =$	6	$\phi_f =$	0,26	U_{∞} (m/s)=	2,50	$Re_{2b} =$	2646,7	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) =	0,00535	Δp (Pa) =	20,66
$\bar{T}_e$ (°C)=	25,71	$\bar{T}_w$ (°C)=	29,23	$\bar{T}_m$ (°C)=	28,10	$\bar{T}_s$ (°C)=	29,10	$\bar{\theta}_s =$	0,962644	$\bar{q}_s =$	2036,44
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s =$	0,038	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s =$	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s =$	0,0453

$$S_{gen} = 0,000403 \quad \tilde{W}_p = 3,1044 \quad \tilde{V} = 0,23815 \quad \Delta \tilde{p} = 2,7968$$

Tabela 11 - Teste realizado em 08/05/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,26 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

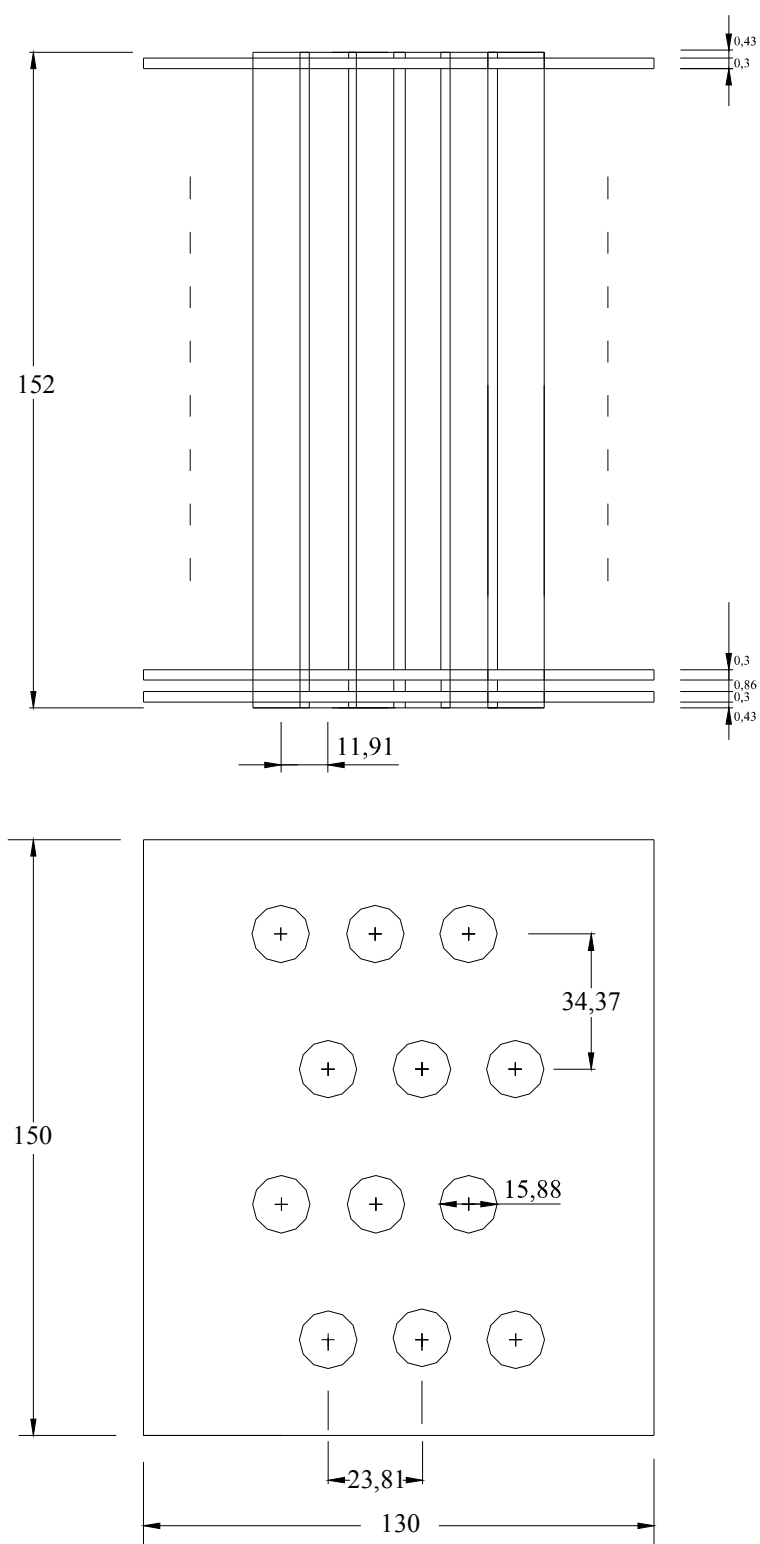


Figura 60 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,
 $e = 1,0$ e $\phi_f = 0,26$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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, $\sqrt{S+2b}/2$, (mm)	34.37
Espessura da aleta, t_p , (mm)	0.3	Número de tubos no arranjo, n_1	12
Distância entre aletas, δ , (mm)	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	17.05	17.05	17.12	17.12	17.05	17.08	0.03834	0.07668	$\pm$ 0.07668
T2	17.05	17.05	16.98	17.05	16.98	17.02	0.03834	0.07668	$\pm$ 0.07668
T3	16.98	16.92	16.92	16.92	16.92	16.93	0.02683	0.05367	$\pm$ 0.05367
T4	20.06	20.06	20.06	19.88	19.88	19.99	0.09859	0.19718	$\pm$ 0.19718
T5	19.98	19.88	20.80	20.80	19.99	20.29	0.46755	0.93509	$\pm$ 0.93509
T6	19.98	19.98	19.98	20.11	20.11	20.03	0.07120	0.14241	$\pm$ 0.14241
T7	20.11	20.18	20.11	20.11	20.11	20.12	0.03130	0.06261	$\pm$ 0.06261
T8	19.41	19.41	19.41	19.41	19.33	19.39	0.03578	0.07155	$\pm$ 0.07155
T9	19.64	19.56	19.56	19.64	19.56	19.59	0.04382	0.08764	$\pm$ 0.08764
T10	19.64	19.64	19.64	19.72	19.64	19.66	0.03578	0.07155	$\pm$ 0.07155
T11	19.95	19.95	19.95	20.03	19.95	19.97	0.03578	0.07155	$\pm$ 0.07155
T12	19.72	19.72	19.64	19.64	19.64	19.67	0.04382	0.08764	$\pm$ 0.08764
T13	16.92	16.92	16.92	16.98	16.92	16.93	0.02683	0.05367	$\pm$ 0.05367

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_{ce} =	6	ϕ_f =	0.094	U_{∞} (m/s)=	2.50	Re_{2b} =	2646.7	Pr =	0.72
ν (m ² /s) =	1.5E-05	k_g (W/mK) =	0.0255	ρ_g (kg/m ³)=	1.18	c_p (J/kg K) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.00534	Δp (Pa) =	11.48
T_e (°C) =	17.01	T_w (°C) =	20.11	T_m (°C) =	18.98	T_s (°C) =	19.66	θ_g =	0.85393	$\tilde{q}_s$ =	2211.69
Volt. (V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\dot{q}_g} / \tilde{q}_s$ =	0.029	$B_{\dot{q}_g} / \tilde{q}_s$ =	0.025	$U_{\dot{q}_g} / \tilde{q}_s$ =	0.0387
Sgen	0.03353	$\tilde{W}_p$ =	2.1154	$\tilde{V}$ =	0.10377	$\Delta \tilde{p}$ =	1.5566				

Tabela 12 - Teste realizado em 06/12/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

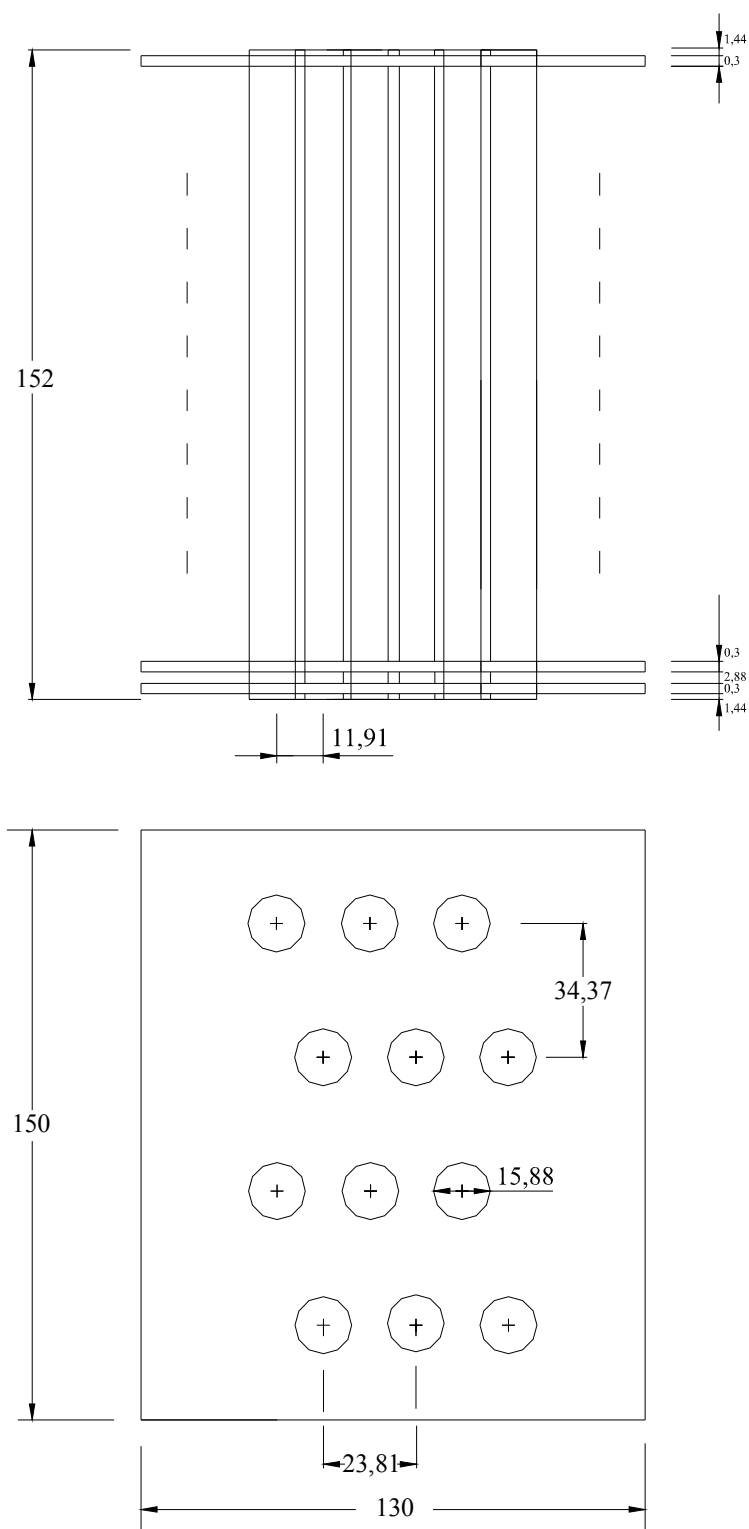


Figura 61 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,
 $e = 1,0$ e $\phi_f = 0,094$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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	8.00
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)	2.875	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	24.82	24.82	24.82	24.82	24.92	24.84	0.04472	0.08944	± 24.84
T2	25.02	25.02	25.12	25.12	25.22	25.10	0.08367	0.16733	± 25.10
T3	25.02	25.02	25.12	25.12	25.22	25.10	0.08367	0.16733	± 25.10
T4	28.01	28.01	28.01	28.01	28.01	28.01	0.00000	0.00000	± 28.01
T5	27.97	27.97	28.01	27.98	27.98	27.98	0.01643	0.03286	± 27.98
T6	27.98	28.09	28.09	28.02	27.98	28.03	0.05541	0.11082	± 28.03
T7	28.01	28.01	28.09	28.09	28.09	28.06	0.04382	0.08764	± 28.06
T8	27.89	27.89	28.20	28.20	28.20	28.08	0.16979	0.33959	± 28.08
T9	27.86	27.86	27.86	28.01	28.01	27.92	0.08216	0.16432	± 27.92
T10	27.89	27.80	27.80	27.89	27.80	27.84	0.04930	0.09859	± 27.84
T11	27.89	27.89	27.89	27.89	27.89	27.89	0.00000	0.00000	± 27.89
T12	27.89	27.89	27.89	27.89	27.89	27.89	0.00000	0.00000	± 27.89
T13	25.12	25.12	25.12	25.22	25.22	25.16	0.05477	0.10954	± 25.16

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_{se} =	6	ϕ_f =	0.094	U_a (m/s)=	2.50	Re_{2b} =	2646.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_{ac} (W/mK)=	0.0255	ρ_g (kg/m ³)=	1.18	c_p (J/kg K)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0.00534	Δp (Pa)=	10.96
T_g (°C)=	25.01	T_w (°C)=	28.02	T_m (°C)=	27.07	T_g (°C)=	27.92	$\bar{\theta}_g$ =	0.967378	$\tilde{q}_g$ =	2505.52
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{q_g}/\tilde{q}_g$ =	0.041	$B_{q_g}/\tilde{q}_g$ =	0.025	$U_{q_g}/\tilde{q}_g$ =	0.0484
S_{gen} =	0.03620	$\tilde{W}_p$ =	2.0202	$\tilde{V}$ =	0.2187187	$\Delta \tilde{p}$ =	1.4866				

Tabela 13 - Teste realizado em 29/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 2650$$

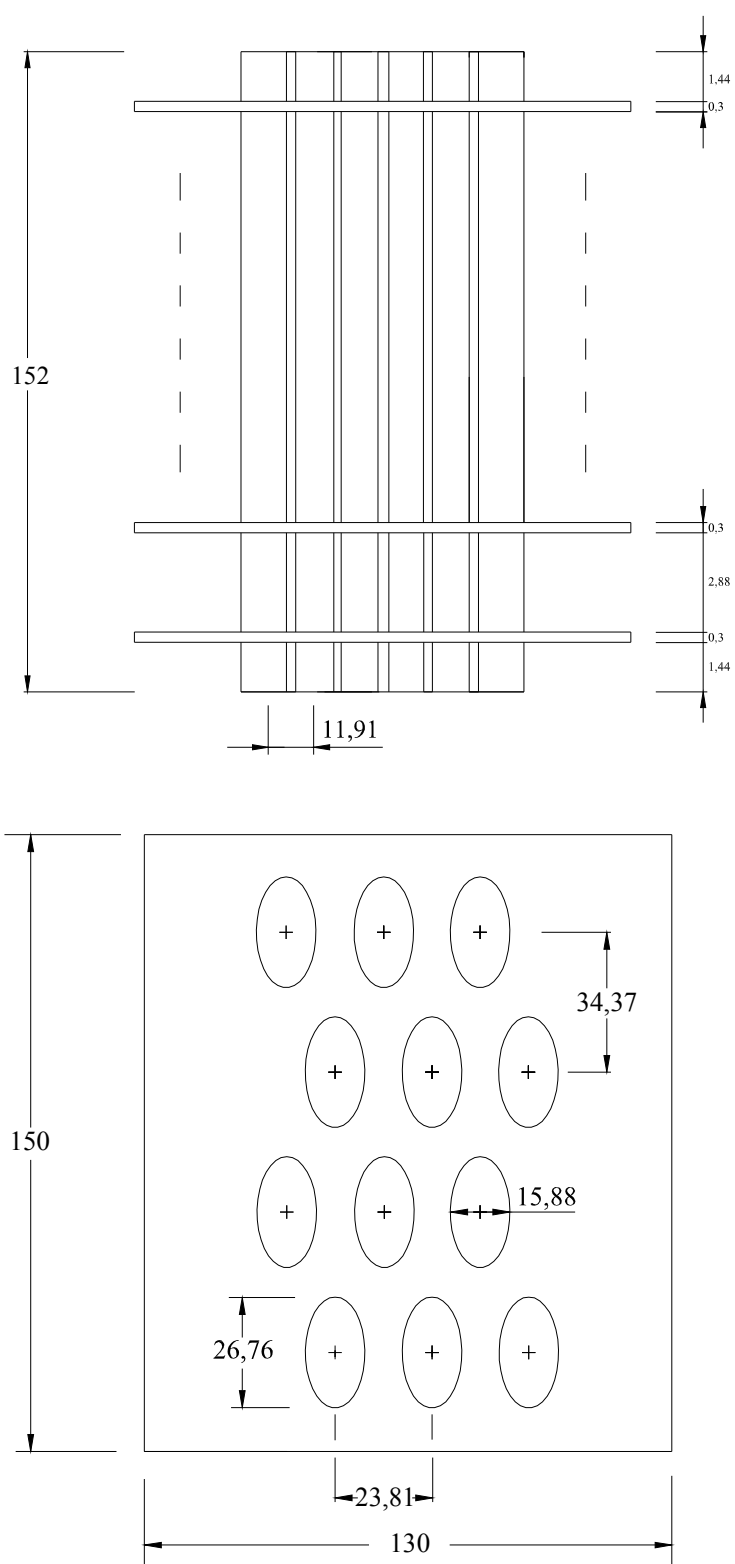


Figura 62 - Dimensões (mm) do arranjo de tubos aletados para $S/2b = 0,5$,

$e = 0,6$ e $\phi_f = 0,094$ (válida para $Re_{2b} = 2650, 5300, 7950$ e 10600)

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_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	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	0,00000	26,28 $\pm$ 0,00000
T2	26,39	26,39	26,50	26,39	26,39	26,41	0,04919	26,41 $\pm$ 0,09839
T3	26,50	26,39	26,50	26,39	26,39	26,43	0,06025	26,43 $\pm$ 0,12050
T4	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85	0,00000	31,85 $\pm$ 0,00000
T5	31,99	31,99	31,99	31,99	31,99	31,99	0,00000	31,99 $\pm$ 0,00000
T6	36,10	36,10	36,27	36,10	36,27	36,17	0,09311	36,17 $\pm$ 0,18623
T7	35,75	35,75	35,75	35,75	35,75	35,75	0,00000	35,75 $\pm$ 0,00000
T8	30,47	30,47	30,47	30,47	30,47	30,47	0,00000	30,47 $\pm$ 0,00000
T9	30,08	30,08	30,08	30,08	30,08	30,08	0,00000	30,08 $\pm$ 0,00000
T10	31,15	31,01	31,15	31,15	31,15	31,12	0,06261	31,12 $\pm$ 0,12522
T11	30,74	30,61	30,74	30,74	30,74	30,71	0,05814	30,71 $\pm$ 0,11628
T12	31,57	31,57	31,57	31,57	31,57	31,57	0,00000	31,57 $\pm$ 0,00000
T13	26,28	26,39	26,39	26,28	26,28	26,32	0,06025	26,32 $\pm$ 0,12050

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	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) =	0,00889	Δp (Pa) =	23,50
T_e (°C)=	26,38	T_w (°C)=	33,94	T_m (°C)=	30,40	T_a (°C)=	30,79	θ_s =	0,583788	$\dot{q}_s$ =	2764,5
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,011	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0273
Sgen=	0,05322	$\tilde{W}_F$ =	0,9902	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7970				

Tabela 14 - Teste realizado em 10/11/2004 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_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	27,28	27,28	27,28	27,28	27,28	27,28	0,00000	0,00000	27,28 $\pm$ 0,00000
T2	27,62	27,62	27,62	27,62	27,62	27,62	0,00000	0,00000	27,62 $\pm$ 0,00000
T3	27,39	27,39	27,28	27,39	27,39	27,37	0,04919	0,09839	27,37 $\pm$ 0,09839
T4	33,17	33,17	33,17	33,32	33,32	33,23	0,08216	0,16432	33,23 $\pm$ 0,16432
T5	29,43	29,56	29,56	29,69	29,69	29,59	0,10877	0,21753	29,59 $\pm$ 0,21753
T6	33,17	33,17	33,32	33,32	33,17	33,23	0,08216	0,16432	33,23 $\pm$ 0,16432
T7	35,92	36,10	36,10	36,27	36,27	36,13	0,14584	0,29168	36,13 $\pm$ 0,29168
T8	30,34	30,34	30,34	30,47	30,47	30,39	0,07120	0,14241	30,39 $\pm$ 0,14241
T9	30,08	30,08	30,08	30,21	30,21	30,13	0,07120	0,14241	30,13 $\pm$ 0,14241
T10	30,08	30,21	30,21	30,34	30,21	30,21	0,09192	0,18385	30,21 $\pm$ 0,18385
T11	30,21	30,21	30,34	30,34	30,34	30,29	0,07120	0,14241	30,29 $\pm$ 0,14241
T12	30,34	30,47	30,47	30,61	30,61	30,50	0,11358	0,22716	30,50 $\pm$ 0,22716
T13	27,39	27,39	27,39	27,50	27,50	27,43	0,06025	0,12050	27,43 $\pm$ 0,12050

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_{ge} =	6	ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_w (W/mK)=	0,0255	ρ_w (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,01064	Δp (Pa)=	19,01
T_o (°C)=	27,42	T_w (°C)=	33,04	T_m (°C)=	30,26	T_a (°C)=	30,30	θ_s =	0,512597	$\dot{q}_s$ =	2912,8
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,058	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0633
Sgen=	0,04102	$\tilde{W}_p$ =	0,9647	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6470				

Tabela 15 - Teste realizado em 15/11/2004 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	17,73	17,73	17,80	17,73	17,73	17,74	0,03130	17,74 $\pm$ 0,06261
T2	17,73	17,73	17,80	17,73	17,73	17,74	0,03130	17,74 $\pm$ 0,06261
T3	17,94	17,87	17,87	17,87	17,94	17,90	0,03834	17,90 $\pm$ 0,07668
T4	23,74	23,74	23,74	23,65	23,65	23,70	0,04930	23,70 $\pm$ 0,09859
T5	22,19	22,19	22,10	22,10	22,10	22,14	0,04930	22,14 $\pm$ 0,09859
T6	23,27	23,18	23,27	23,18	23,18	23,22	0,04930	23,22 $\pm$ 0,09859
T7	23,65	23,65	23,55	23,65	23,65	23,63	0,04472	23,63 $\pm$ 0,08944
T8	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	0,00000	18,59 $\pm$ 0,00000
T9	18,52	18,59	18,59	18,59	18,59	18,58	0,03130	18,58 $\pm$ 0,06261
T10	18,59	18,66	18,59	18,59	18,59	18,60	0,03130	18,60 $\pm$ 0,06261
T11	18,81	18,81	18,81	18,81	18,81	18,81	0,00000	18,81 $\pm$ 0,00000
T12	18,81	18,74	18,74	18,74	18,74	18,75	0,03130	18,75 $\pm$ 0,06261
T13	17,66	17,66	17,73	17,66	17,66	17,67	0,03130	17,67 $\pm$ 0,06261

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01831	Δp (Pa) =	26,40
T_e (°C)=	17,80	T_w (°C)=	23,17	T_m (°C)=	19,78	T_a (°C)=	18,67	θ_s =	0,162098	$\dot{q}_s$ =	1535,20
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,043	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0498
Sgen=	0,01968	$\tilde{W}_F$ =	2,1622	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,8701				

Tabela 16 - Teste realizado em 18/11/2004 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_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	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	0,00000	21,24 $\pm$ 0,00000
T2	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	0,00000	21,24 $\pm$ 0,00000
T3	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	0,00000	21,24 $\pm$ 0,00000
T4	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	0,00000	24,52 $\pm$ 0,00000
T5	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	0,00000	26,28 $\pm$ 0,00000
T6	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	0,00000	26,28 $\pm$ 0,00000
T7	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	0,00000	26,28 $\pm$ 0,00000
T8	24,13	24,13	24,13	24,13	24,13	24,13	0,00000	24,13 $\pm$ 0,00000
T9	24,03	24,03	24,03	24,03	24,03	24,03	0,00000	24,03 $\pm$ 0,00000
T10	24,42	24,42	24,42	24,42	24,42	24,42	0,00000	24,42 $\pm$ 0,00000
T11	24,92	24,92	24,92	24,92	24,92	24,92	0,00000	24,92 $\pm$ 0,00000
T12	24,42	24,42	24,42	24,42	24,42	24,42	0,00000	24,42 $\pm$ 0,00000
T13	21,08	21,08	21,08	21,08	21,16	21,10	0,03578	21,10 $\pm$ 0,07155

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
ν (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00905	Δp (Pa)=	22,84
T_c (°C)=	21,24	T_w (°C)=	25,84	T_m (°C)=	23,85	T_c (°C)=	24,38	$\bar{\theta}_i$ =	0,683478	$\bar{q}_s$ =	3236,76
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Q_{ref} (W)=	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,000	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0250
Sgen=	0,03825	$\tilde{W}_f$ =	0,9460	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7614				

Tabela 17 - Teste realizado em 28/06/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	0,00000	18,66 $\pm$ 0,00000
T2	18,74	18,74	18,74	18,74	18,74	18,74	0,00000	18,74 $\pm$ 0,00000
T3	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	0,00000	18,66 $\pm$ 0,00000
T4	21,16	21,16	21,16	21,16	21,16	21,16	0,00000	21,16 $\pm$ 0,00000
T5	20,99	20,99	20,99	20,99	20,99	20,99	0,00000	20,99 $\pm$ 0,00000
T6	21,66	21,66	21,66	21,66	21,66	21,66	0,00000	21,66 $\pm$ 0,00000
T7	21,67	21,67	21,67	21,67	21,67	21,67	0,00000	21,67 $\pm$ 0,00000
T8	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	0,00000	20,26 $\pm$ 0,00000
T9	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	0,00000	20,26 $\pm$ 0,00000
T10	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	0,00000	20,34 $\pm$ 0,00000
T11	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	0,00000	20,34 $\pm$ 0,00000
T12	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	0,00000	20,26 $\pm$ 0,00000
T13	18,66	18,74	18,66	18,66	18,74	18,69	0,04382	18,69 $\pm$ 0,08764

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01095	Δp (Pa) =	18,75
T_e (°C)=	18,69	T_w (°C)=	21,37	T_m (°C)=	20,13	T_i (°C)=	20,29	$\bar{\theta}_s$ =	0,598261	$\bar{q}_s$ =	3399,97
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,000	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0250
Sgen=	0,02285	$\tilde{W}_F$ =	0,9238	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6196				

Tabela 18 - Teste realizado em 07/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	18,52	18,52	18,44	18,44	18,44	18,47	0,04382	18,47 $\pm$ 0,08764
T2	18,52	18,52	18,52	18,52	18,52	18,52	0,00000	18,52 $\pm$ 0,00000
T3	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	0,00000	18,59 $\pm$ 0,00000
T4	22,72	22,81	22,72	22,72	22,72	22,74	0,04025	22,74 $\pm$ 0,08050
T5	21,84	21,93	21,93	21,93	21,84	21,89	0,04930	21,89 $\pm$ 0,09859
T6	21,16	21,16	21,16	21,16	21,08	21,14	0,03578	21,14 $\pm$ 0,07155
T7	21,50	21,58	21,58	21,50	21,50	21,53	0,04382	21,53 $\pm$ 0,08764
T8	19,79	19,87	19,87	19,79	19,79	19,82	0,04382	19,82 $\pm$ 0,08764
T9	19,33	19,33	19,33	19,33	19,33	19,33	0,00000	19,33 $\pm$ 0,00000
T10	19,33	19,33	19,33	19,33	19,26	19,32	0,03130	19,32 $\pm$ 0,06261
T11	19,26	19,33	19,33	19,33	19,33	19,32	0,03130	19,32 $\pm$ 0,06261
T12	18,96	18,96	18,96	18,96	18,96	18,96	0,00000	18,96 $\pm$ 0,00000
T13	18,59	18,59	18,59	18,59	18,52	18,58	0,03130	18,58 $\pm$ 0,06261

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{sg} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01826	Δp (Pa) =	20,43
T_e (°C)=	18,53	T_w (°C)=	21,83	T_m (°C)=	19,86	T_f (°C)=	19,35	θ_s =	0,248954	$\dot{q}_s$ =	2357,66
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,052	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0575
Sgen=	0,01820	$\tilde{W}_f$ =	1,6774	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6750				

Tabela 19 - Teste realizado em 16/07/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_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	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	0,00000	16,07 $\pm$ 0,00000
T2	16,00	16,00	16,07	16,00	16,07	16,03	0,03834	16,03 $\pm$ 0,07668
T3	16,07	16,07	16,07	16,00	16,00	16,04	0,03834	16,04 $\pm$ 0,07668
T4	19,03	19,03	19,03	19,03	19,03	19,03	0,00000	19,03 $\pm$ 0,00000
T5	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	0,00000	20,11 $\pm$ 0,00000
T6	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	20,11	0,00000	20,11 $\pm$ 0,00000
T7	20,67	20,67	20,67	20,67	20,67	20,67	0,00000	20,67 $\pm$ 0,00000
T8	18,23	18,23	18,23	18,23	18,74	18,33	0,22808	18,33 $\pm$ 0,45616
T9	18,23	18,23	18,23	18,23	18,23	18,23	0,00000	18,23 $\pm$ 0,00000
T10	18,09	18,09	18,09	18,09	18,09	18,09	0,00000	18,09 $\pm$ 0,00000
T11	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	0,00000	18,66 $\pm$ 0,00000
T12	18,74	18,66	18,66	18,66	18,66	18,68	0,03578	18,68 $\pm$ 0,07155
T13	16,19	16,19	16,26	16,19	16,26	16,22	0,03834	16,22 $\pm$ 0,07668

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,00921	Δp (Pa) =	21,35
T_e (°C)=	16,05	T_w (°C)=	19,98	T_m (°C)=	18,17	T_f (°C)=	18,40	$\bar{\theta}_s$ =	0,597695	$\bar{q}_s$ =	2830,51
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,045	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0514
Sgen=	0,02881	$\tilde{W}_f$ =	0,8693	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6996				

Tabela 20 - Teste realizado em 15/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_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	17,53	17,53	17,53	17,53	17,53	17,53	0,00000	17,53 $\pm$ 0,00000
T2	17,46	17,46	17,46	17,53	17,53	17,49	0,03834	17,49 $\pm$ 0,07668
T3	17,46	17,53	17,53	17,53	17,46	17,50	0,03834	17,50 $\pm$ 0,07668
T4	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	20,34	0,00000	20,34 $\pm$ 0,00000
T5	20,34	20,34	20,34	20,50	20,50	20,40	0,08764	20,40 $\pm$ 0,17527
T6	21,33	21,33	21,33	21,33	21,41	21,35	0,03578	21,35 $\pm$ 0,07155
T7	21,58	21,58	21,58	21,58	21,67	21,60	0,04025	21,60 $\pm$ 0,08050
T8	19,11	19,11	19,11	19,11	19,11	19,11	0,00000	19,11 $\pm$ 0,00000
T9	19,41	19,41	19,41	19,41	19,41	19,41	0,00000	19,41 $\pm$ 0,00000
T10	19,72	19,72	19,72	19,72	19,72	19,72	0,00000	19,72 $\pm$ 0,00000
T11	19,56	19,64	19,64	19,64	19,64	19,62	0,03578	19,62 $\pm$ 0,07155
T12	18,52	18,52	18,52	18,52	18,52	18,52	0,00000	18,52 $\pm$ 0,00000
T13	17,59	17,59	17,59	17,59	17,59	17,59	0,00000	17,59 $\pm$ 0,00000

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_g (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01100	Δp (Pa) =	17,43
T_e (°C)=	17,51	T_w (°C)=	20,92	T_m (°C)=	19,24	T_f (°C)=	19,28	θ_s =	0,51829	$\dot{q}_s$ =	2945,49
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,008	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0263
Sgen=	0,02546	$\tilde{W}_f$ =	0,8558	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5740				

Tabela 21 - Teste realizado em 18/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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	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	22,10	22,01	22,01	22,10	22,10	22,06	0,04930	22,06 $\pm$ 0,09859
T2	22,01	22,01	22,01	22,10	22,10	22,05	0,04930	22,05 $\pm$ 0,09859
T3	22,10	22,10	22,10	22,10	22,19	22,12	0,04025	22,12 $\pm$ 0,08050
T4	24,82	24,82	24,82	24,82	24,92	24,84	0,04472	24,84 $\pm$ 0,08944
T5	25,12	24,92	24,92	24,92	25,33	25,04	0,18281	25,04 $\pm$ 0,36562
T6	24,92	24,92	24,92	24,92	25,02	24,94	0,04472	24,94 $\pm$ 0,08944
T7	25,43	24,92	24,92	24,92	25,53	25,14	0,30876	25,14 $\pm$ 0,61751
T8	22,90	22,90	23,00	23,00	23,00	22,96	0,05477	22,96 $\pm$ 0,10954
T9	22,54	22,54	22,54	22,54	22,54	22,54	0,00000	22,54 $\pm$ 0,00000
T10	22,45	22,45	22,45	22,45	22,36	22,43	0,04025	22,43 $\pm$ 0,08050
T11	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	0,00000	22,90 $\pm$ 0,00000
T12	22,63	22,63	22,63	22,63	22,63	22,63	0,00000	22,63 $\pm$ 0,00000
T13	22,10	22,10	22,10	22,19	22,19	22,14	0,04930	22,14 $\pm$ 0,09859

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,01805	$\Delta p(Pa)$ =	23,88
$\bar{T}_e$ (°C)=	22,08	$\bar{T}_w$ (°C)=	24,99	$\bar{T}_m$ (°C)=	23,21	$\bar{T}_i$ (°C)=	22,69	$\bar{\theta}_s$ =	0,211422	$\bar{q}_s$ =	2002,21
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	$Q_{ref}(W)$ =	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,062	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0665
S_{gen} =	0,01285	$\tilde{W}_F$ =	1,9834	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7981				

Tabela 22 - Teste realizado em 10/01/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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	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	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	0,00000	22,81 $\pm$ 0,00000
T2	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	0,00000	22,81 $\pm$ 0,00000
T3	22,81	22,81	22,81	22,81	22,54	22,76	0,12075	22,76 $\pm$ 0,24150
T4	26,39	26,72	26,72	26,72	26,72	26,65	0,14758	26,65 $\pm$ 0,29516
T5	26,72	26,72	26,72	28,33	28,33	27,36	0,88183	27,36 $\pm$ 1,76367
T6	28,33	28,33	28,33	28,33	26,72	28,01	0,72001	28,01 $\pm$ 1,44003
T7	28,33	28,33	28,33	28,33	28,33	28,33	0,00000	28,33 $\pm$ 0,00000
T8	25,53	25,53	25,53	25,53	25,53	25,53	0,00000	25,53 $\pm$ 0,00000
T9	25,53	25,53	25,53	25,53	25,74	25,57	0,09391	25,57 $\pm$ 0,18783
T10	25,53	25,53	25,53	25,53	25,96	25,62	0,19230	25,62 $\pm$ 0,38460
T11	25,53	25,53	25,53	25,53	25,96	25,62	0,19230	25,62 $\pm$ 0,38460
T12	25,53	25,53	25,53	25,53	25,64	25,55	0,04919	25,55 $\pm$ 0,09839
T13	22,63	22,72	22,81	22,63	22,54	22,67	0,10262	22,67 $\pm$ 0,20523

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{cs} (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,3	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}^{(w/mK)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,00900	Δp (Pa)=	30,91
$\bar{T}_e$ (°C)=	22,79	$\bar{T}_w$ (°C)=	27,59	$\bar{T}_m$ (°C)=	25,33	$\bar{T}_i$ (°C)=	25,58	$\bar{\theta}_s$ =	0,580613	$\bar{q}_s$ =	2749,4
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,076	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0798
Sgen=	0,03365	$\tilde{W}_F$ =	1,2869	$\tilde{V}$ =	0,05093	$\Delta \tilde{p}$ =	1,0358				

Tabela 23 - Teste realizado em 20/02/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,4, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_p (mm)	0.3	Número de tubos no arranjo, n_t	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	16.85	16.92	16.92	16.92	16.85	16.89	0.03834	0.07668
T2	16.92	16.98	16.98	16.92	16.85	16.93	0.05385	0.10770
T3	16.98	16.98	16.98	16.98	16.92	16.97	0.02683	0.05367
T4	19.46	19.46	19.46	19.52	19.36	19.45	0.05762	0.11524
T5	19.52	19.42	19.42	19.43	19.43	19.44	0.04278	0.08556
T6	19.46	19.46	19.46	19.52	19.56	19.49	0.04604	0.09209
T7	19.48	19.56	19.56	19.56	19.56	19.54	0.03578	0.07155
T8	18.88	18.88	18.88	18.96	18.88	18.90	0.03578	0.07155
T9	18.88	18.96	18.96	18.96	18.96	18.94	0.03578	0.07155
T10	19.03	19.11	19.11	19.11	19.03	19.08	0.04382	0.08764
T11	19.26	19.26	19.33	19.33	19.26	19.29	0.03834	0.07668
T12	18.96	19.03	19.03	19.03	19.03	19.02	0.03130	0.06261
T13	17.05	17.05	17.05	17.05	17.05	17.05	0.00000	0.00000

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_{ge} =	6	ϕ_f =	0.26	U_o (m/s)=	5.00	Re_{2b} =	5293.33	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_w (W/mK)=	0.0255	p_w (kg/m ³)=	1.22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0.01102	Δp (Pa)=	61.99
T_w (°C)=	16.93	T_w (°C)=	19.48	T_m (°C)=	18.54	T_s (°C)=	19.04	$\dot{q}_s$ =	0.828202	$\dot{q}_s$ =	3504.02
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.035	$B_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.0430
Sgen=	0.02333	$\tilde{W}_p$ =	2.2612	$\tilde{V}$ =	0.23815	$\Delta \tilde{p}$ =	2.0371				

Tabela 24 - Teste realizado em 18/11/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,26 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_f (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	22.63	22.72	22.72	22.72	22.63	22.68	0.04930	22.68 $\pm$ 0.09859
T2	22.54	22.63	22.63	22.63	22.54	22.59	0.04930	22.59 $\pm$ 0.09859
T3	22.45	22.54	22.54	22.54	22.45	22.50	0.04930	22.50 $\pm$ 0.09859
T4	24.76	24.58	24.68	24.68	24.68	24.68	0.06387	24.68 $\pm$ 0.12775
T5	24.76	24.76	24.68	24.66	24.66	24.70	0.05177	24.70 $\pm$ 0.10354
T6	24.75	24.75	24.75	24.66	24.72	24.73	0.03912	24.73 $\pm$ 0.07823
T7	24.72	24.82	24.82	24.82	24.72	24.78	0.05477	24.78 $\pm$ 0.10954
T8	24.13	24.13	24.13	24.13	24.13	24.13	0.00000	24.13 $\pm$ 0.00000
T9	24.32	24.32	24.32	24.32	24.22	24.30	0.04472	24.30 $\pm$ 0.08944
T10	24.22	24.32	24.32	24.32	24.22	24.28	0.05477	24.28 $\pm$ 0.10954
T11	24.52	24.52	24.62	24.62	24.52	24.56	0.05477	24.56 $\pm$ 0.10954
T12	24.13	24.22	24.22	24.22	24.22	24.20	0.04025	24.20 $\pm$ 0.08050
T13	22.72	22.81	22.81	22.81	22.72	22.77	0.04930	22.77 $\pm$ 0.09859

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_{re} =	6	ϕ_f =	0.094	U_g (m/s)=	5.00	Re_{2b} =	5293.33	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_w (W/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³)=	1.19	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01081	Δp (Pa) =	35.59
$\bar{T}_g$ (°C)=	22.59	$\bar{T}_w$ (°C) =	24.72	$\bar{T}_m$ (°C) =	23.92	$\bar{T}_s$ (°C) =	24.29	$\bar{\theta}_s$ =	0.799248	$\bar{q}_s$ =	4140.07
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.046	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.0521
Sgen=	0.02203	$\tilde{W}_p$ =	1.6194	$\tilde{V}$ =	0.10377	$\Delta \tilde{p}$ =	1.1916				

Tabela 25 - Teste realizado em 05/11/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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	8,00
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	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	26,06	26,06	26,06	26,06	25,96	26,04	0,04472	26,04 $\pm$ 0,08944
T2	26,17	26,17	26,17	26,17	25,96	26,13	0,09391	26,13 $\pm$ 0,18783
T3	26,06	26,17	26,17	26,17	26,17	26,15	0,04919	26,15 $\pm$ 0,09839
T4	26,39	26,50	26,39	26,39	26,39	26,41	0,04919	26,41 $\pm$ 0,09839
T5	27,05	27,05	27,05	27,05	27,05	27,05	0,00000	27,05 $\pm$ 0,00000
T6	27,62	27,62	27,62	27,62	27,74	27,64	0,05367	27,64 $\pm$ 0,10733
T7	27,97	27,97	27,97	27,97	27,85	27,95	0,05367	27,95 $\pm$ 0,10733
T8	27,28	27,39	27,28	27,28	27,28	27,30	0,04919	27,30 $\pm$ 0,09839
T9	27,74	27,85	27,85	27,85	27,74	27,81	0,06025	27,81 $\pm$ 0,12050
T10	27,74	27,85	27,85	27,85	27,85	27,83	0,04919	27,83 $\pm$ 0,09839
T11	27,74	27,74	27,74	27,74	27,50	27,69	0,10733	27,69 $\pm$ 0,21466
T12	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	0,00000	27,50 $\pm$ 0,00000
T13	26,28	26,28	26,17	26,17	26,17	26,21	0,06025	26,21 $\pm$ 0,12050

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,094	U_g (m/s)=	5,00	Re_{2b} =	5293,33	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01068	Δp (Pa) =	33,58
$\bar{T}_e$ (°C)=	26,11	$\bar{T}_w$ (°C)=	27,26	$\bar{T}_m$ (°C)=	27,05	$\bar{T}_i$ (°C)=	27,63	$\bar{\theta}_s$ =	1,313216	$\bar{q}_s$ =	6802,41
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,070	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0743
Sgen=	0,01929	$\tilde{W}_f$ =	1,5462	$\tilde{V}$ =	0,10437	$\Delta \tilde{p}$ =	1,1377				

Tabela 26 - Teste realizado em 05/02/2006 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 5300$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	21,41	21,33	21,33	21,41	21,38	0,04382	21,38 $\pm$ 0,08764
T2	21,50	21,50	21,41	21,41	21,50	21,46	0,04930	21,46 $\pm$ 0,09859
T3	21,50	21,50	21,41	21,41	21,50	21,46	0,04930	21,46 $\pm$ 0,09859
T4	25,64	25,74	25,74	25,74	25,74	25,72	0,04472	25,72 $\pm$ 0,08944
T5	25,53	25,74	25,74	25,74	25,64	25,68	0,09338	25,68 $\pm$ 0,18676
T6	28,69	28,81	28,81	28,69	28,81	28,76	0,06573	28,76 $\pm$ 0,13145
T7	28,45	28,57	28,57	28,45	28,57	28,52	0,06573	28,52 $\pm$ 0,13145
T8	24,22	24,22	24,13	24,13	24,22	24,18	0,04930	24,18 $\pm$ 0,09859
T9	24,03	24,03	23,93	24,03	24,03	24,01	0,04472	24,01 $\pm$ 0,08944
T10	24,32	24,32	24,32	24,32	24,42	24,34	0,04472	24,34 $\pm$ 0,08944
T11	24,42	24,42	24,32	24,32	24,42	24,38	0,05477	24,38 $\pm$ 0,10954
T12	24,62	24,62	24,62	24,62	24,62	24,62	0,00000	24,62 $\pm$ 0,00000
T13	21,41	21,41	21,41	21,33	21,41	21,39	0,03578	21,39 $\pm$ 0,07155

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s) =	1,5E-05	$k_{ar}^{(w,max)}$ =	0,0255	ρ (kg/m ³) =	1,20	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01356	Δp (Pa) =	46,39
$\bar{T}_e$ (°C) =	21,44	$\bar{T}_w$ (°C) =	27,17	$\bar{T}_m$ (°C) =	24,30	$\bar{T}_i$ (°C) =	24,31	$\bar{\theta}_s$ =	0,500677	$\bar{q}_s$ =	3556,4
Volt. (V) =	30	Corr. (A) =	1,4	Qref (W) =	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,027	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0368
Sgen	0,03559	$\tilde{W}_f$ =	0,8545	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6877				

Tabela 27 - Teste realizado em 15/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_f , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	22,54	22,63	22,54	22,63	22,54	22,58	0,04930	22,58 $\pm$ 0,09859
T2	22,81	22,90	22,81	22,81	22,81	22,83	0,04025	22,83 $\pm$ 0,08050
T3	22,63	22,63	22,63	22,63	22,72	22,65	0,04025	22,65 $\pm$ 0,08050
T4	27,05	27,05	27,05	27,16	27,05	27,07	0,04919	27,07 $\pm$ 0,09839
T5	24,42	24,42	24,42	24,52	24,42	24,44	0,04472	24,44 $\pm$ 0,08944
T6	26,94	27,05	26,94	26,94	26,94	26,96	0,04919	26,96 $\pm$ 0,09839
T7	29,06	29,06	29,06	29,18	29,06	29,08	0,05367	29,08 $\pm$ 0,10733
T8	24,32	24,42	24,42	24,42	24,42	24,40	0,04472	24,40 $\pm$ 0,08944
T9	24,42	24,52	24,52	24,52	24,52	24,50	0,04472	24,50 $\pm$ 0,08944
T10	24,42	24,52	24,52	24,52	24,52	24,50	0,04472	24,50 $\pm$ 0,08944
T11	24,52	24,62	24,62	24,62	24,62	24,60	0,04472	24,60 $\pm$ 0,08944
T12	24,52	24,62	24,62	24,62	24,62	24,60	0,04472	24,60 $\pm$ 0,08944
T13	22,63	22,72	22,63	22,72	22,63	22,67	0,04930	22,67 $\pm$ 0,09859

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_{gs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{gs} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{gr}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01621	Δp (Pa) =	39,25
$\bar{T}_e$ (°C)=	22,68	$\bar{T}_w$ (°C)=	26,89	$\bar{T}_m$ (°C)=	24,68	$\bar{T}_f$ (°C)=	24,52	$\bar{\theta}_s$ =	0,436571	$\bar{q}_s$ =	3721,2
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,049	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0548
Sgen	0,02689	$\tilde{W}_f$ =	0,8711	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5842				

Tabela 28- Teste realizado em 02/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	0,00000	21,24 $\pm$ 0,00000
T2	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	21,24	0,00000	21,24 $\pm$ 0,00000
T3	21,24	21,33	21,24	21,24	21,24	21,26	0,04025	21,26 $\pm$ 0,08050
T4	25,96	26,06	26,06	25,96	25,96	26,00	0,05477	26,00 $\pm$ 0,10954
T5	24,62	24,62	24,62	24,62	24,52	24,60	0,04472	24,60 $\pm$ 0,08944
T6	25,22	25,22	25,33	25,33	25,22	25,26	0,06025	25,26 $\pm$ 0,12050
T7	25,64	25,64	25,64	25,64	25,64	25,64	0,00000	25,64 $\pm$ 0,00000
T8	21,75	21,75	21,75	21,75	21,67	21,73	0,03578	21,73 $\pm$ 0,07155
T9	21,75	21,75	21,75	21,75	21,67	21,73	0,03578	21,73 $\pm$ 0,07155
T10	21,75	21,75	21,75	21,75	21,75	21,75	0,00000	21,75 $\pm$ 0,00000
T11	22,01	22,01	22,01	22,01	22,01	22,01	0,00000	22,01 $\pm$ 0,00000
T12	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	0,00000	21,93 $\pm$ 0,00000
T13	21,24	21,24	21,24	21,24	21,17	21,23	0,03130	21,23 $\pm$ 0,06261

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{cs} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,02715	Δp (Pa) =	47,53
T_e (°C)=	21,25	T_w (°C)=	25,38	T_m (°C)=	22,74	T_i (°C)=	21,83	θ_s =	0,141792	$\dot{q}_s$ =	2014,3
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,049	$B_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,0549
Sgen	0,01369	$\tilde{W}_F$ =	1,7497	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,7041				

Tabela 29 - Teste realizado em 07/01/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_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	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	0,00000	23,18 $\pm$ 0,00000
T2	23,27	23,27	23,27	23,27	23,27	23,27	0,00000	23,27 $\pm$ 0,00000
T3	23,27	23,27	23,27	23,27	23,27	23,27	0,00000	23,27 $\pm$ 0,00000
T4	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	26,28	0,00000	26,28 $\pm$ 0,00000
T5	26,17	26,17	26,17	26,17	26,17	26,17	0,00000	26,17 $\pm$ 0,00000
T6	28,21	28,21	28,21	28,21	28,21	28,21	0,00000	28,21 $\pm$ 0,00000
T7	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	0,00000	28,45 $\pm$ 0,00000
T8	25,96	25,96	25,96	25,96	25,96	25,96	0,00000	25,96 $\pm$ 0,00000
T9	25,85	25,85	25,85	25,85	25,85	25,85	0,00000	25,85 $\pm$ 0,00000
T10	26,39	26,39	26,39	26,39	26,39	26,39	0,00000	26,39 $\pm$ 0,00000
T11	26,61	26,61	26,61	26,61	26,61	26,61	0,00000	26,61 $\pm$ 0,00000
T12	26,17	26,17	26,17	26,17	26,17	26,17	0,00000	26,17 $\pm$ 0,00000
T13	23,27	23,18	23,09	23,09	23,18	23,16	0,07530	23,16 $\pm$ 0,15060

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_{cg} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr=	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{∞} (W/mK)=	0,0255	p_{∞} (kg/m ³)=	1,19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,01346	Δp (Pa)=	43,94
$\bar{T}_t$ (°C)=	23,24	$\bar{T}_w$ (°C)=	27,28	$\bar{T}_m$ (°C)=	25,61	$\bar{T}_s$ (°C)=	26,20	$\bar{\theta}_s$ =	0,732136	$\bar{q}_s$ =	5200,8
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,000	$B_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s}/\bar{q}_s$ =	0,0250

$$S_{gen} = 0,03639 \quad \tilde{W}_p = 0,8155 \quad \tilde{V} = 0,04192 \quad \Delta \tilde{p} = 0,6564$$

Tabela 30 - Teste realizado em 10/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_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	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	0,00000	21,33 $\pm$ 0,00000
T2	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	0,00000	21,33 $\pm$ 0,00000
T3	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	0,00000	21,33 $\pm$ 0,00000
T4	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	0,00000	23,37 $\pm$ 0,00000
T5	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	0,00000	23,37 $\pm$ 0,00000
T6	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	0,00000	23,37 $\pm$ 0,00000
T7	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	0,00000	23,37 $\pm$ 0,00000
T8	22,81	22,81	22,72	22,72	22,81	22,77	0,04930	22,77 $\pm$ 0,09859
T9	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	0,00000	22,81 $\pm$ 0,00000
T10	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	0,00000	22,90 $\pm$ 0,00000
T11	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	22,90	0,00000	22,90 $\pm$ 0,00000
T12	22,81	22,72	22,72	22,72	22,72	22,74	0,04025	22,74 $\pm$ 0,08050
T13	21,67	21,67	21,58	21,58	21,67	21,63	0,04930	21,63 $\pm$ 0,09859

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	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr=	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{eq} (W/mK)=	0,0255	p_{eq} (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,01629	Δp (Pa)=	36,54
T_f (°C)=	21,33	T_w (°C)=	23,37	T_m (°C)=	22,56	T_s (°C)=	22,82	$\bar{q}_s$ =	0,732549	$\bar{q}_w$ =	6244,7
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\text{eq}}/\bar{q}_s$ =	0,024	$B_{\text{eq}}/\bar{q}_w$ =	0,025	$U_{\text{eq}}/\bar{q}_w$ =	0,0346

$$S_{\text{gen}} = 0,02182 \quad \tilde{W}_p = 0,8072 \quad \tilde{V} = 0,04192 \quad \Delta \tilde{p} = 0,5414$$

Tabela 31 - Teste realizado em 14/07/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_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	18,59	18,66	18,66	18,66	18,59	18,63	0,03834	18,63 $\pm$ 0,07668
T2	18,66	18,74	18,66	18,66	18,66	18,68	0,03578	18,68 $\pm$ 0,07155
T3	18,74	18,81	18,74	18,74	18,74	18,75	0,03130	18,75 $\pm$ 0,06261
T4	22,19	22,28	22,19	22,19	22,19	22,21	0,04025	22,21 $\pm$ 0,08050
T5	21,33	21,41	21,33	21,33	21,33	21,35	0,03578	21,35 $\pm$ 0,07155
T6	20,67	20,67	20,67	20,67	20,75	20,69	0,03578	20,69 $\pm$ 0,07155
T7	21,08	21,16	21,08	21,08	21,08	21,10	0,03578	21,10 $\pm$ 0,07155
T8	19,64	19,64	19,64	19,64	19,64	19,64	0,00000	19,64 $\pm$ 0,00000
T9	19,26	19,26	19,26	19,26	19,26	19,26	0,00000	19,26 $\pm$ 0,00000
T10	19,33	19,33	19,33	19,26	19,33	19,32	0,03130	19,32 $\pm$ 0,06261
T11	19,26	19,26	19,26	19,26	19,26	19,26	0,00000	19,26 $\pm$ 0,00000
T12	19,11	19,11	19,11	19,11	19,11	19,11	0,00000	19,11 $\pm$ 0,00000
T13	18,74	18,74	18,74	18,81	18,81	18,77	0,03834	18,77 $\pm$ 0,07668

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_{eq} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{eq} (W/mK) =	0,0255	p_{eq} (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,02737	Δp (Pa) =	38,34
T_f (°C)=	18,69	T_w (°C)=	21,33	T_m (°C)=	19,75	T_c (°C)=	19,32	$\bar{\theta}_s$ =	0,237985	$\bar{q}_s$ =	3380,7
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	P_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,020	B_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,025	U_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,0319

$$S_{\text{gen}} = 0,01474 \quad \tilde{W}_p = 1,3999 \quad \tilde{V} = 0,04192 \quad \Delta \tilde{p} = 0,5634$$

Tabela 32 - Teste realizado em 08/10/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_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	16,65	16,72	16,65	16,72	16,65	16,68	0,03834	16,68 $\pm$ 0,07668
T2	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	0,00000	16,72 $\pm$ 0,00000
T3	16,72	16,78	16,72	16,72	16,72	16,73	0,02683	16,73 $\pm$ 0,05367
T4	18,88	18,81	18,81	18,88	18,81	18,84	0,03834	18,84 $\pm$ 0,07668
T5	18,96	18,88	18,88	18,96	18,88	18,91	0,04382	18,91 $\pm$ 0,08764
T6	19,64	19,64	19,56	19,64	19,64	19,62	0,03578	19,62 $\pm$ 0,07155
T7	20,03	20,03	19,95	20,03	19,95	20,00	0,04382	20,00 $\pm$ 0,08764
T8	18,01	18,09	18,01	18,01	18,01	18,03	0,03578	18,03 $\pm$ 0,07155
T9	18,09	18,09	18,01	18,09	18,01	18,06	0,04382	18,06 $\pm$ 0,08764
T10	18,01	18,09	18,01	18,01	18,01	18,03	0,03578	18,03 $\pm$ 0,07155
T11	18,37	18,37	18,30	18,37	18,37	18,36	0,03130	18,36 $\pm$ 0,06261
T12	18,37	18,37	18,30	18,30	18,30	18,33	0,03834	18,33 $\pm$ 0,07668
T13	16,78	16,78	16,78	16,78	16,78	16,78	0,00000	16,78 $\pm$ 0,00000

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01378	Δp (Pa) =	44,33
T_e (°C)=	16,71	T_w (°C)=	19,34	T_m (°C)=	18,08	T_f (°C)=	18,16	$\bar{\theta}_s$ =	0,550247	$\bar{q}_s$ =	3908,72
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,051	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0569
Sgen	0,01798	$\tilde{W}_f$ =	0,8038	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6469				

Tabela 33 - Teste realizado em 26/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_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	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	0,00000	16,98 $\pm$ 0,00000
T2	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	0,00000	16,98 $\pm$ 0,00000
T3	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	16,98	0,00000	16,98 $\pm$ 0,00000
T4	19,18	19,18	19,18	19,18	19,26	19,20	0,03578	19,20 $\pm$ 0,07155
T5	19,18	19,18	19,18	19,33	19,33	19,24	0,08216	19,24 $\pm$ 0,16432
T6	19,18	19,18	19,18	19,95	20,03	19,50	0,44456	19,50 $\pm$ 0,88911
T7	20,11	20,11	20,18	20,11	20,18	20,14	0,03834	20,14 $\pm$ 0,07668
T8	18,30	18,30	18,30	18,30	18,30	18,30	0,00000	18,30 $\pm$ 0,00000
T9	18,30	18,37	18,37	18,37	18,37	18,36	0,03130	18,36 $\pm$ 0,06261
T10	18,59	18,59	18,59	18,52	18,59	18,58	0,03130	18,58 $\pm$ 0,06261
T11	18,59	18,59	18,59	18,59	18,52	18,58	0,03130	18,58 $\pm$ 0,06261
T12	17,66	17,73	17,73	17,66	17,73	17,70	0,03834	17,70 $\pm$ 0,07668
T13	17,05	17,05	17,05	17,12	17,05	17,06	0,03130	17,06 $\pm$ 0,06261

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{σ} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01652	Δp (Pa) =	36,72
$\bar{T}_e$ (°C) =	16,98	$\bar{T}_w$ (°C) =	19,52	$\bar{T}_m$ (°C) =	18,28	$\bar{T}_t$ (°C) =	18,30	$\bar{\theta}_s$ =	0,520575	$\bar{q}_s$ =	4437,72
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,040	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0472
Sgen	0,01952	$\tilde{W}_f$ =	0,7997	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5364				

Tabela 34 - Teste realizado em 30/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	0,00000	22,28 $\pm$ 0,00000
T2	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	0,00000	22,28 $\pm$ 0,00000
T3	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	22,28	0,00000	22,28 $\pm$ 0,00000
T4	24,22	24,22	24,22	24,22	24,32	24,24	0,04472	24,24 $\pm$ 0,08944
T5	25,02	25,02	25,02	25,12	25,02	25,04	0,04472	25,04 $\pm$ 0,08944
T6	24,82	24,82	24,82	24,82	24,82	24,82	0,00000	24,82 $\pm$ 0,00000
T7	25,12	25,12	25,12	25,12	25,12	25,12	0,00000	25,12 $\pm$ 0,00000
T8	22,90	23,00	23,00	23,00	23,00	22,98	0,04472	22,98 $\pm$ 0,08944
T9	22,72	22,72	22,72	22,72	22,72	22,72	0,00000	22,72 $\pm$ 0,00000
T10	22,63	22,63	22,63	22,63	22,63	22,63	0,00000	22,63 $\pm$ 0,00000
T11	23,00	23,09	23,09	23,09	23,09	23,07	0,04025	23,07 $\pm$ 0,08050
T12	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	22,81	0,00000	22,81 $\pm$ 0,00000
T13	22,45	22,45	22,35	22,45	22,45	22,43	0,04472	22,43 $\pm$ 0,08944

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_{eq}	ϕ_f	ϕ_f	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b}	7940	Pr	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{eq} (W/mK)=	0,0255	p_{eq} (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0,02714	Δp (Pa)=	45,31
T_f (°C)=	22,28	T_w (°C)=	24,81	T_m (°C)=	23,28	T_s (°C)=	22,84	$\bar{\theta}_s$	0,222733	$\bar{q}_s$	3164,0
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	P_{eq} / $\bar{q}_s$	0,060	B_{eq} / $\bar{q}_s$	0,025	U_{eq} / $\bar{q}_s$	0,0654

$$S_{\text{gen}} = 0,01300 \quad \tilde{W}_p = 1,6682 \quad \tilde{V} = 0,04663 \quad \Delta \tilde{p} = 0,6713$$

Tabela 35 - Teste realizado em 02/02/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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	0,00
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	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	18,74	18,74	18,74	18,66	18,74	18,72	0,03578	18,72 $\pm$ 0,07155
T2	18,74	18,74	18,74	18,66	18,74	18,72	0,03578	18,72 $\pm$ 0,07155
T3	18,74	18,74	18,74	18,74	18,66	18,72	0,03578	18,72 $\pm$ 0,07155
T4	22,01	23,55	23,55	23,55	22,10	22,95	0,81946	22,95 $\pm$ 1,63893
T5	22,01	23,55	23,55	23,55	22,10	22,95	0,81946	22,95 $\pm$ 1,63893
T6	23,55	23,55	23,55	23,55	22,10	23,26	0,64846	23,26 $\pm$ 1,29692
T7	23,55	23,65	23,65	23,55	23,65	23,61	0,05477	23,61 $\pm$ 0,10954
T8	21,24	21,08	21,08	21,08	21,08	21,11	0,07155	21,11 $\pm$ 0,14311
T9	21,24	21,08	21,08	21,08	21,08	21,11	0,07155	21,11 $\pm$ 0,14311
T10	21,24	21,08	21,08	21,08	21,08	21,11	0,07155	21,11 $\pm$ 0,14311
T11	21,75	21,08	21,08	21,08	21,08	21,21	0,29963	21,21 $\pm$ 0,59927
T12	21,08	21,08	21,08	21,08	21,16	21,10	0,03578	21,10 $\pm$ 0,07155
T13	18,59	18,66	18,66	18,66	18,74	18,66	0,05310	18,66 $\pm$ 0,10621

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	7,50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01369	Δp (Pa) =	61,51
T_e (°C)=	18,72	T_w (°C)=	23,19	T_m (°C)=	21,02	T_f (°C)=	21,13	θ_s =	0,538136	$\dot{q}_s$ =	3822,4
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,091	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0948
Sgen=	0,03018	$\tilde{W}_F$ =	1,1229	$\tilde{V}$ =	0,05093	$\Delta \tilde{p}$ =	0,9037				

Tabela 36 - Teste realizado em 15/02/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,4, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_t	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	22.01	22.10	22.10	22.01	22.10	22.06	0.04930	22.06 $\pm$ 0.09859
T2	22.01	22.10	22.10	22.01	22.01	22.05	0.04930	22.05 $\pm$ 0.09859
T3	22.01	22.01	22.01	22.01	22.01	22.01	0.00000	22.01 $\pm$ 0.00000
T4	23.86	23.86	23.86	23.88	23.89	23.87	0.01414	23.87 $\pm$ 0.02828
T5	23.86	23.85	23.89	23.89	23.93	23.88	0.03130	23.88 $\pm$ 0.06261
T6	23.84	23.93	23.89	23.89	23.93	23.90	0.03715	23.90 $\pm$ 0.07430
T7	23.84	23.93	23.93	23.84	23.93	23.89	0.04930	23.89 $\pm$ 0.09859
T8	23.27	23.27	23.27	23.27	23.37	23.29	0.04472	23.29 $\pm$ 0.08944
T9	23.27	23.46	23.46	23.37	23.46	23.40	0.08444	23.40 $\pm$ 0.16888
T10	23.55	23.55	23.55	23.55	23.55	23.55	0.00000	23.55 $\pm$ 0.00000
T11	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	0.00000	23.65 $\pm$ 0.00000
T12	23.44	23.55	23.55	23.46	23.46	23.49	0.05357	23.49 $\pm$ 0.10714
T13	22.10	22.19	22.19	22.19	22.19	22.17	0.04025	22.17 $\pm$ 0.08050

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} =	6	ϕ_f =	0.26	U_o (m/s)=	7.50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_{at} (W/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³)=	1.20	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01625	Δp (Pa) =	111.36
$\bar{T}_s$ (°C)=	22.04	$\bar{T}_w$ (°C) =	23.89	$\bar{T}_m$ (°C) =	23.17	$\bar{T}_s$ (°C) =	23.48	$\bar{\theta}_s$ =	0.778548	$\bar{q}_s$ =	4940.9
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.051	$B_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.0567
Sgen=	0.01626	$\tilde{W}_p$ =	1.8360	$\tilde{V}$ =	0.23815	$\Delta \tilde{p}$ =	1.6541				

Tabela 37 - Teste realizado em 03/10/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,26 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_f , (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	18.81	18.81	18.81	18.81	18.81	18.81	0.00000	18.81 $\pm$ 0.00000
T2	18.74	18.81	18.74	18.81	18.74	18.77	0.03834	18.77 $\pm$ 0.07668
T3	18.74	18.74	18.74	18.74	18.74	18.74	0.00000	18.74 $\pm$ 0.00000
T4	20.50	20.50	20.48	20.48	20.51	20.49	0.01342	20.49 $\pm$ 0.02683
T5	20.50	20.48	20.48	20.50	20.50	20.49	0.01095	20.49 $\pm$ 0.02191
T6	20.50	20.52	20.52	20.49	20.50	20.51	0.01342	20.51 $\pm$ 0.02683
T7	20.50	20.50	20.50	20.50	20.50	20.50	0.00000	20.50 $\pm$ 0.00000
T8	19.95	20.03	20.03	20.03	20.03	20.01	0.03578	20.01 $\pm$ 0.07155
T9	20.11	20.11	20.11	20.11	20.18	20.12	0.03130	20.12 $\pm$ 0.06261
T10	20.11	20.18	20.18	20.18	20.18	20.17	0.03130	20.17 $\pm$ 0.06261
T11	20.26	20.26	20.34	20.34	20.34	20.31	0.04382	20.31 $\pm$ 0.08764
T12	20.03	20.03	20.11	20.03	20.11	20.06	0.04382	20.06 $\pm$ 0.08764
T13	18.88	18.88	18.88	18.96	18.96	18.91	0.04382	18.91 $\pm$ 0.08764

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_{re} =	6	ϕ_f =	0.094	U_{∞} (m/s)=	7.50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_{∞} (w/mK)=	0.0255	ρ_{∞} (kg/m ³)=	1.21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0.01642	Δp (Pa)=	66.14
$\bar{T}_s$ (°C)=	18.77	$\bar{T}_w$ (°C)=	20.50	$\bar{T}_m$ (°C)=	19.84	$\bar{T}_s$ (°C)=	20.13	$\bar{\theta}_s$ =	0.78949	$\bar{q}_s$ =	6134.3
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.055	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.0601
Sgen=	0.01857	$\tilde{W}_p$ =	1.3206	$\tilde{V}$ =	0.10377	$\Delta \tilde{p}$ =	0.9718				

Tabela 38 - Teste realizado em 10/02/2006 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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	8.00
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)	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	26.17	26.28	26.28	26.28	26.17	26.24	0.06025	26.24 $\pm$ 0.12050
T2	26.28	26.28	26.17	26.17	26.17	26.21	0.06025	26.21 $\pm$ 0.12050
T3	26.28	26.28	26.28	26.28	26.17	26.26	0.04919	26.26 $\pm$ 0.09839
T4	27.28	27.28	27.06	27.06	27.06	27.15	0.12050	27.15 $\pm$ 0.24100
T5	27.16	27.28	27.28	27.28	27.28	27.26	0.05367	27.26 $\pm$ 0.10733
T6	27.28	27.28	27.28	27.16	27.16	27.23	0.06573	27.23 $\pm$ 0.13145
T7	27.28	27.28	27.16	27.16	27.16	27.21	0.06573	27.21 $\pm$ 0.13145
T8	26.94	27.28	27.16	27.16	27.16	27.14	0.12329	27.14 $\pm$ 0.24658
T9	27.39	27.39	27.39	27.39	27.39	27.39	0.00000	27.39 $\pm$ 0.00000
T10	27.39	27.39	27.39	27.39	27.39	27.39	0.00000	27.39 $\pm$ 0.00000
T11	27.39	27.39	27.39	27.39	27.39	26.94	0.00000	26.94 $\pm$ 0.00000
T12	27.16	27.16	27.16	27.16	27.16	27.16	0.00000	27.16 $\pm$ 0.00000
T13	26.28	26.28	26.17	26.28	26.17	26.24	0.06025	26.24 $\pm$ 0.12050

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_{re} =	6	ϕ_f =	0.094	U_g (m/s)	7.50	Re_{2b} =	7940	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_w (w/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³)=	1.18	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01602	Δp (Pa) =	63.43
$\bar{T}_s$ (°C)=	26.24	$\bar{T}_w$ (°C) =	27.21	$\bar{T}_m$ (°C) =	26.91	$\bar{T}_s$ (°C) =	27.20	$\bar{\theta}_s$ =	0.992821	$\bar{q}_s$ =	7714.2
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.051	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.0567
Sgen=	0.01271	$\tilde{W}_p$ =	1.2986	$\tilde{V}$ =	0.10438	$\Delta \tilde{p}$ =	0.9555				

Tabela 39 - Teste realizado em 29/04/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 7950$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	24,42	24,42	24,42	24,52	24,52	24,46	0,05477	24,46 $\pm$ 0,10954
T2	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	0,00000	24,52 $\pm$ 0,00000
T3	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	24,52	0,00000	24,52 $\pm$ 0,00000
T4	27,39	27,28	27,39	27,39	27,39	27,37	0,04919	27,37 $\pm$ 0,09839
T5	27,05	26,94	26,94	26,94	26,94	26,96	0,04919	26,96 $\pm$ 0,09839
T6	29,18	29,06	29,18	29,06	29,18	29,13	0,06573	29,13 $\pm$ 0,13145
T7	29,18	29,06	29,06	29,06	29,06	29,08	0,05367	29,08 $\pm$ 0,10733
T8	25,96	25,85	25,96	25,96	25,96	25,94	0,04919	25,94 $\pm$ 0,09839
T9	25,96	25,96	25,96	25,96	25,96	25,96	0,00000	25,96 $\pm$ 0,00000
T10	26,06	25,96	25,96	25,96	25,96	25,98	0,04472	25,98 $\pm$ 0,08944
T11	26,17	26,06	26,06	26,06	26,06	26,08	0,04919	26,08 $\pm$ 0,09839
T12	26,06	26,06	26,17	26,17	26,17	26,13	0,06025	26,13 $\pm$ 0,12050
T13	24,52	24,52	24,52	24,52	24,62	24,54	0,04472	24,54 $\pm$ 0,08944

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{σ} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,18	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,01780	Δp (Pa) =	76,09
T_e (°C) =	24,50	T_w (°C) =	28,14	T_m (°C) =	26,21	T_i (°C) =	26,02	$\bar{\theta}_s$ =	0,417214	$\bar{q}_s$ =	3951,4
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,054	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0592
Sgen	0,01895	$\tilde{W}_F$ =	0,8012	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6449				

Tabela 40 - Teste realizado em 02/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_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	22,10	22,10	22,10	22,19	22,10	22,12	0,04025	22,12 $\pm$ 0,08050
T2	22,19	22,10	22,10	22,10	22,19	22,14	0,04930	22,14 $\pm$ 0,09859
T3	22,10	22,10	22,10	22,19	22,10	22,12	0,04025	22,12 $\pm$ 0,08050
T4	25,33	25,33	25,22	25,33	25,22	25,29	0,06025	25,29 $\pm$ 0,12050
T5	23,00	23,00	23,00	23,09	23,00	23,02	0,04025	23,02 $\pm$ 0,08050
T6	25,22	25,22	25,22	25,22	25,12	25,20	0,04472	25,20 $\pm$ 0,08944
T7	26,83	26,83	26,83	26,72	26,83	26,81	0,04919	26,81 $\pm$ 0,09839
T8	23,27	23,27	23,18	23,18	23,18	23,22	0,04930	23,22 $\pm$ 0,09859
T9	23,27	23,27	23,18	23,18	23,18	23,22	0,04930	23,22 $\pm$ 0,09859
T10	23,27	23,27	23,18	23,18	23,27	23,23	0,04930	23,23 $\pm$ 0,09859
T11	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	23,37	0,00000	23,37 $\pm$ 0,00000
T12	23,37	23,37	23,27	23,27	23,37	23,33	0,05477	23,33 $\pm$ 0,10954
T13	22,10	22,19	22,19	22,10	22,10	22,14	0,04930	22,14 $\pm$ 0,09859

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	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	k_{eq} (W/mK) =	0,0255	p_{w} (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,02165	Δp (Pa) =	64,95
T_f (°C)=	22,12	T_w (°C)=	25,08	T_m (°C)=	23,48	T_s (°C)=	23,27	$\bar{\theta}_s$ =	0,389032	$\bar{q}_s$ =	4421,4
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	P_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,071	B_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,025	U_{eq} / $\bar{q}_s$ =	0,0748

$$S_{\text{gen}} = 0,01723 \quad \tilde{W}_p = 0,8093 \quad \tilde{V} = 0,03253 \quad \Delta \tilde{p} = 0,5428$$

Tabela 41 - Teste realizado em 06/02/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_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	15,75	15,75	15,69	15,75	15,75	15,74	0,02683	15,74 $\pm$ 0,05367
T2	15,75	15,75	15,69	15,69	15,69	15,71	0,03286	15,71 $\pm$ 0,06573
T3	15,75	15,81	15,75	15,81	15,81	15,79	0,03286	15,79 $\pm$ 0,06573
T4	19,64	19,72	19,56	19,56	19,56	19,61	0,07155	19,61 $\pm$ 0,14311
T5	18,88	18,81	18,81	18,81	18,81	18,82	0,03130	18,82 $\pm$ 0,06261
T6	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	18,59	0,00000	18,59 $\pm$ 0,00000
T7	19,26	19,26	19,26	19,26	19,33	19,27	0,03130	19,27 $\pm$ 0,06261
T8	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	0,00000	16,07 $\pm$ 0,00000
T9	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	0,00000	16,07 $\pm$ 0,00000
T10	16,07	16,07	16,07	16,07	16,07	16,06	0,03130	16,06 $\pm$ 0,06261
T11	16,26	16,32	16,26	16,26	16,26	16,27	0,02683	16,27 $\pm$ 0,05367
T12	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13	0,00000	16,13 $\pm$ 0,00000
T13	15,75	15,75	15,69	15,75	15,75	15,74	0,02683	15,74 $\pm$ 0,05367

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{cs} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,03686	Δp (Pa) =	78,06
T_e (°C)=	15,75	T_w (°C)=	19,07	T_m (°C)=	16,91	T_f (°C)=	16,12	θ_s =	0,11226	$\dot{q}_s$ =	2126,4
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,062	$B_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s}/\dot{q}_s$ =	0,0671
Sgen=	0,00967	$\tilde{W}_f$ =	1,5875	$\tilde{V}$ =	0,03253	$\Delta \tilde{p}$ =	0,6388				

Tabela 42 - Teste realizado em 07/01/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_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	23.18	23.27	23.27	23.18	23.18	23.22	0.04930	23.22 $\pm$ 0.09859
T2	23.27	23.37	23.37	23.27	23.27	23.31	0.05477	23.31 $\pm$ 0.10954
T3	23.18	23.27	23.27	23.27	23.18	23.23	0.04930	23.23 $\pm$ 0.09859
T4	25.64	25.74	25.74	25.64	25.64	25.68	0.05477	25.68 $\pm$ 0.10954
T5	25.53	25.53	25.53	25.43	25.43	25.49	0.05477	25.49 $\pm$ 0.10954
T6	27.28	27.28	27.28	27.16	27.16	27.23	0.06573	27.23 $\pm$ 0.13145
T7	27.39	27.50	27.39	27.39	27.39	27.41	0.04919	27.41 $\pm$ 0.09839
T8	25.43	25.43	25.43	25.43	25.33	25.41	0.04472	25.41 $\pm$ 0.08944
T9	25.33	25.43	25.33	25.33	25.33	25.35	0.04472	25.35 $\pm$ 0.08944
T10	25.64	25.74	25.74	25.64	25.64	25.68	0.05477	25.68 $\pm$ 0.10954
T11	25.85	25.96	25.96	25.85	25.85	25.89	0.06025	25.89 $\pm$ 0.12050
T12	25.53	25.64	25.64	25.53	25.53	25.57	0.06025	25.57 $\pm$ 0.12050
T13	23.09	23.18	23.27	23.09	23.09	23.14	0.08050	23.14 $\pm$ 0.16100

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_{ge} =	6	ϕ_f =	0.006	U_g (m/s)=	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_g (W/mK) =	0.0255	p_w (kg/m ³)=	1.19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01798	Δp (Pa) =	71.88
T_s (°C) =	23.25	T_w (°C) =	26.45	T_m (°C) =	25.13	T_s (°C) =	25.58	θ_s =	0.727545	$\dot{q}_s$ =	6890.9
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\dot{q}_s$ =	0.045	$B_{q_s}/\dot{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s}/\dot{q}_s$ =	0.0519

$$S_{gen} = 0.02912 \quad \tilde{W}_r = 0.7493 \quad \tilde{V} = 0.04192 \quad \Delta \tilde{p} = 0.6030$$

Tabela 43- Teste realizado em 07/06/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	0,00000	19,48 $\pm$ 0,00000
T2	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	0,00000	19,48 $\pm$ 0,00000
T3	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	19,48	0,00000	19,48 $\pm$ 0,00000
T4	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	21,33	0,00000	21,33 $\pm$ 0,00000
T5	21,41	21,41	21,33	21,41	21,33	21,38	0,04382	21,38 $\pm$ 0,08764
T6	21,41	21,41	21,41	21,41	21,41	21,41	0,00000	21,41 $\pm$ 0,00000
T7	21,41	21,41	21,41	21,41	21,41	21,41	0,00000	21,41 $\pm$ 0,00000
T8	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	0,00000	20,83 $\pm$ 0,00000
T9	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	0,00000	20,83 $\pm$ 0,00000
T10	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	20,83	0,00000	20,83 $\pm$ 0,00000
T11	20,91	20,91	20,91	20,91	20,91	20,91	0,00000	20,91 $\pm$ 0,00000
T12	20,91	20,91	20,91	20,91	20,91	20,91	0,00000	20,91 $\pm$ 0,00000
T13	19,79	19,79	19,79	19,79	19,79	19,79	0,00000	19,79 $\pm$ 0,00000

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,02185	Δp (Pa) =	60,14
T_e (°C)=	19,48	T_w (°C)=	21,38	T_m (°C)=	20,62	T_f (°C)=	20,86	$\bar{\theta}_s$ =	0,726604	$\bar{q}_s$ =	8258,7
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,000	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0250
Sgen=	0,02087	$\tilde{W}_f$ =	0,7429	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,4982				

Tabela 44 - Teste realizado em 16/06/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_p , (mm)	0,3	Número de tubos no arranjo, n	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	18,23	18,30	18,23	18,23	18,30	18,26	0,03834	18,26 $\pm$ 0,07668
T2	18,30	18,37	18,30	18,30	18,30	18,31	0,03130	18,31 $\pm$ 0,06261
T3	18,30	18,37	18,30	18,30	18,37	18,33	0,03834	18,33 $\pm$ 0,07668
T4	21,16	21,24	21,24	21,16	21,16	21,19	0,04382	21,19 $\pm$ 0,08764
T5	20,34	20,42	20,42	20,34	20,34	20,37	0,04382	20,37 $\pm$ 0,08764
T6	19,95	20,03	20,03	19,95	19,95	19,98	0,04382	19,98 $\pm$ 0,08764
T7	20,26	20,34	20,34	20,26	20,26	20,29	0,04382	20,29 $\pm$ 0,08764
T8	18,88	18,96	18,96	18,96	18,96	18,94	0,03578	18,94 $\pm$ 0,07155
T9	18,81	18,74	18,81	18,74	18,81	18,78	0,03834	18,78 $\pm$ 0,07668
T10	18,74	18,74	18,74	18,74	18,74	18,74	0,00000	18,74 $\pm$ 0,00000
T11	18,81	18,81	18,81	18,81	18,81	18,81	0,00000	18,81 $\pm$ 0,00000
T12	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	18,66	0,00000	18,66 $\pm$ 0,00000
T13	18,30	18,30	18,30	18,30	18,30	18,30	0,00000	18,30 $\pm$ 0,00000

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar}(W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,03655	Δp (Pa) =	63,60
T_e (°C)=	18,30	T_w (°C)=	20,46	T_m (°C)=	19,15	T_f (°C)=	18,79	θ_s =	0,225608	$\dot{q}_s$ =	4273,1
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,061	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0,0658
Sgen=	0,01218	$\tilde{W}_f$ =	1,3042	$\tilde{V}$ =	0,04192	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5248				

Tabela 45 - Teste realizado em 24/06/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_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	18.96	18.96	18.96	18.96	18.96	18.96	0.00000	0.00000	18.96 $\pm$ 0.00000
T2	19.03	19.03	18.96	18.96	18.96	18.99	0.03834	0.07668	18.99 $\pm$ 0.07668
T3	19.03	19.03	18.96	18.96	18.96	18.99	0.03834	0.07668	18.99 $\pm$ 0.07668
T4	20.67	20.75	20.75	20.75	20.75	20.73	0.03578	0.07155	20.73 $\pm$ 0.07155
T5	20.83	20.83	20.83	20.83	20.75	20.81	0.03578	0.07155	20.81 $\pm$ 0.07155
T6	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	0.00000	0.00000	21.50 $\pm$ 0.00000
T7	21.75	21.75	21.75	21.75	21.75	21.75	0.00000	0.00000	21.75 $\pm$ 0.00000
T8	20.34	20.42	20.42	20.42	20.42	20.40	0.03578	0.07155	20.40 $\pm$ 0.07155
T9	20.18	20.26	20.26	20.26	20.26	20.24	0.03578	0.07155	20.24 $\pm$ 0.07155
T10	20.18	20.26	20.26	20.26	20.26	20.24	0.03578	0.07155	20.24 $\pm$ 0.07155
T11	20.42	20.42	20.42	20.42	20.50	20.44	0.03578	0.07155	20.44 $\pm$ 0.07155
T12	20.50	20.50	20.50	20.50	20.42	20.48	0.03578	0.07155	20.48 $\pm$ 0.07155
T13	19.11	19.11	19.11	19.11	19.11	19.11	0.00000	0.00000	19.11 $\pm$ 0.00000

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_{gr} =	6	ϕ_f =	0.006	U_{∞} (m/s)=	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_{gr} (W/mK) =	0.0255	p_w (kg/m ³)=	1.21	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01824	Δp (Pa) =	70.12
T_w (°C) =	18.98	T_w (°C) =	21.20	T_m (°C) =	20.20	T_s (°C) =	20.36	θ_s =	0.623069	$\dot{q}_s$ =	5901.4
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.052	$B_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.0574
Sgen=	0.01755	$\tilde{W}_r$ =	0.7206	$\tilde{V}$ =	0.04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0.5800				

Tabela 46 - Teste realizado em 06/01/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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	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	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	0,00000	21,93 $\pm$ 0,00000
T2	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	0,00000	21,93 $\pm$ 0,00000
T3	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	21,93	0,00000	21,93 $\pm$ 0,00000
T4	23,74	23,74	23,74	23,74	23,74	23,74	0,00000	23,74 $\pm$ 0,00000
T5	23,93	23,74	23,74	23,93	23,93	23,85	0,10407	23,85 $\pm$ 0,20813
T6	24,42	23,93	23,93	23,93	23,93	24,03	0,21913	24,03 $\pm$ 0,43827
T7	24,52	23,93	23,93	23,93	23,93	24,05	0,26386	24,05 $\pm$ 0,52771
T8	23,09	23,09	23,09	23,09	22,81	23,03	0,12522	23,03 $\pm$ 0,25044
T9	23,09	23,09	23,09	23,09	23,09	23,09	0,00000	23,09 $\pm$ 0,00000
T10	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	0,00000	23,18 $\pm$ 0,00000
T11	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	23,18	0,00000	23,18 $\pm$ 0,00000
T12	22,54	22,54	22,54	22,54	22,45	22,52	0,04025	22,52 $\pm$ 0,08050
T13	22,01	22,01	22,10	22,10	22,01	22,05	0,04930	22,05 $\pm$ 0,09859

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,20	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,02167	Δp (Pa) =	60,90
T_e (°C)=	21,93	T_w (°C)=	23,92	T_m (°C)=	22,96	T_f (°C)=	23,00	$\bar{\theta}_s$ =	0,538969	$\bar{q}_s$ =	6126,0
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,062	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0667
Sgen	0,01601	$\tilde{W}_f$ =	0,7583	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5086				

Tabela 47 - Teste realizado em 22/10/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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	15,75	15,75	15,75	15,69	15,75	15,74	0,02683	15,74 $\pm$ 0,05367
T2	15,81	15,75	15,75	15,75	15,75	15,76	0,02683	15,76 $\pm$ 0,05367
T3	15,80	15,75	15,75	15,80	15,75	15,77	0,02739	15,77 $\pm$ 0,05477
T4	17,25	17,25	17,32	17,32	17,32	17,29	0,03834	17,29 $\pm$ 0,07668
T5	17,94	18,01	18,01	18,01	18,01	18,00	0,03130	18,00 $\pm$ 0,06261
T6	17,66	17,66	17,73	17,73	17,73	17,70	0,03834	17,70 $\pm$ 0,07668
T7	18,09	18,09	18,16	18,16	18,16	18,13	0,03834	18,13 $\pm$ 0,07668
T8	16,07	16,13	16,13	16,13	16,13	16,12	0,02683	16,12 $\pm$ 0,05367
T9	16,00	16,00	16,07	16,00	16,00	16,01	0,03130	16,01 $\pm$ 0,06261
T10	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	0,00000	16,00 $\pm$ 0,00000
T11	16,45	16,45	16,45	16,45	16,45	16,45	0,00000	16,45 $\pm$ 0,00000
T12	16,19	16,19	16,19	16,19	16,19	16,19	0,00000	16,19 $\pm$ 0,00000
T13	15,88	15,88	15,94	15,80	15,94	15,89	0,05762	15,89 $\pm$ 0,11524

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_{cs} =	6	ϕ_f =	0,006	U_{∞} (m/s)=	10,00	Re_{2b} =	10586,7	Pr =	0,72
v (m ² /s)=	1,5E-05	$k_{ar} (W/mK)$ =	0,0255	ρ (kg/m ³)=	1,22	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0,03686	Δp (Pa) =	73,01
T_e (°C)=	15,76	T_w (°C)=	17,78	T_m (°C)=	16,54	T_a (°C)=	16,15	$\bar{\theta}_s$ =	0,196525	$\bar{q}_s$ =	3722,3
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1,4	Qref (W)=	42	$P_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,058	$B_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,025	$U_{\bar{q}_s} / \bar{q}_s$ =	0,0636
Sgen=	0,01018	$\tilde{W}_F$ =	1,4848	$\tilde{V}$ =	0,04663	$\Delta \tilde{p}$ =	0,5975				

Tabela 48 - Teste realizado em 19/12/2005 para o arranjo $S/2b = 1,5$,

$$e = 0,5, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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	0.00
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_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	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	0.00000	23.65 $\pm$ 0.00000
T2	23.55	23.65	23.65	23.65	23.65	23.63	0.04472	23.63 $\pm$ 0.08944
T3	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	0.00000	23.65 $\pm$ 0.00000
T4	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	0.00000	27.05 $\pm$ 0.00000
T5	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	0.00000	27.05 $\pm$ 0.00000
T6	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	27.05	0.00000	27.05 $\pm$ 0.00000
T7	28.93	28.93	28.93	28.93	28.93	28.93	0.00000	28.93 $\pm$ 0.00000
T8	26.61	26.61	26.61	26.61	26.61	26.61	0.00000	26.61 $\pm$ 0.00000
T9	25.96	25.96	25.96	25.96	25.96	25.96	0.00000	25.96 $\pm$ 0.00000
T10	25.96	25.96	25.96	25.96	26.28	26.02	0.14311	26.02 $\pm$ 0.28622
T11	25.64	25.64	25.64	25.64	25.64	25.64	0.00000	25.64 $\pm$ 0.00000
T12	25.64	25.64	25.64	25.64	25.64	25.74	0.00000	25.74 $\pm$ 0.00000
T13	23.46	23.46	23.55	23.37	23.46	23.46	0.06364	23.46 $\pm$ 0.12728

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_{ge} =	6	ϕ_f =	0.006	U_∞ (m/s) =	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_g (W/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³) =	1.19	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.01795	Δp (Pa) =	102.73
T_w (°C) =	23.64	T_w (°C) =	27.52	T_m (°C) =	25.73	T_w (°C) =	25.99	θ_s =	0.606569	$\dot{q}_s$ =	5744.7
Volt. (V)=	30	Corr. (A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0.024	$B_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0.025	$U_{\dot{q}_s} / \dot{q}_s$ =	0.0349

$$S_{gen} = 0.02970 \quad \tilde{W}_r = 1.0723 \quad \tilde{V} = 0.05093 \quad \Delta \tilde{p} = 0.8630$$

Tabela 49 - Teste realizado em 07/04/2005 para o arranjo $S/2b = 0,25$,

$$e = 0,4, \phi_f = 0,006 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_t	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	20.11	20.11	20.03	20.03	20.03	20.06	0.04382	0.08764
T2	20.18	20.11	20.11	20.11	20.11	20.12	0.03130	0.06261
T3	20.18	20.11	20.11	20.11	20.11	20.12	0.03130	0.06261
T4	21.78	21.78	21.74	21.78	21.74	21.76	0.02191	0.04382
T5	21.74	21.74	21.74	21.78	21.75	21.75	0.01732	0.03464
T6	21.75	21.86	21.74	21.74	21.75	21.77	0.05167	0.10334
T7	21.75	21.67	21.75	21.75	21.75	21.73	0.03578	0.07155
T8	21.24	21.16	21.16	21.16	21.16	21.18	0.03578	0.07155
T9	21.33	21.24	21.24	21.24	21.24	21.26	0.04025	0.08050
T10	21.41	21.33	21.41	21.41	21.41	21.39	0.03578	0.07155
T11	21.58	21.50	21.50	21.58	21.58	21.55	0.04382	0.08764
T12	21.33	21.24	21.24	21.33	21.33	21.29	0.04930	0.09859
T13	21.18	21.18	21.18	21.18	20.26	21.00	0.41144	0.82287

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} =	6	ϕ_f =	0.26	U_{ss} (m/s) =	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
ν (m ² /s) =	1.5E-05	k_{at} (W/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³) =	1.20	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.02180	Δp (Pa) =	184.60
T_w (°C) =	20.10	T_w (°C) =	21.75	T_m (°C) =	21.15	T_s (°C) =	21.33	θ_s =	0.745557	$\dot{q}_s$ =	6308.7
Volt. (V) =	30	Corr. (A) =	1.4	Qref (W) =	42	$P_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.067	$B_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s} / \dot{q}_s$ =	0.0711
Sgen=	0.01496	$\tilde{W}_p$ =	1.7010	$\tilde{V}$ =	0.23815	$\Delta \tilde{p}$ =	1.5325				

Tabela 50 - Teste realizado em 20/11/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,26 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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_f (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	19.56	19.56	19.56	19.56	19.56	19.56	0.00000	19.56 $\pm$ 0.00000
T2	19.56	19.56	19.56	19.56	19.56	19.56	0.00000	19.56 $\pm$ 0.00000
T3	19.48	19.48	19.48	19.48	19.48	19.48	0.00000	19.48 $\pm$ 0.00000
T4	20.94	20.93	20.93	20.95	20.95	20.94	0.01000	20.94 $\pm$ 0.02000
T5	20.94	20.93	20.88	20.96	20.87	20.92	0.03912	20.92 $\pm$ 0.07823
T6	20.89	20.99	20.91	20.96	20.91	20.93	0.04147	20.93 $\pm$ 0.08295
T7	20.99	20.99	20.91	20.96	20.91	20.95	0.04025	20.95 $\pm$ 0.08050
T8	20.50	20.50	20.50	20.50	20.50	20.50	0.00000	20.50 $\pm$ 0.00000
T9	20.59	20.59	20.59	20.59	20.59	20.59	0.00000	20.59 $\pm$ 0.00000
T10	20.59	20.67	20.67	20.67	20.67	20.65	0.03578	20.65 $\pm$ 0.07155
T11	20.83	20.83	20.75	20.83	20.83	20.81	0.03578	20.81 $\pm$ 0.07155
T12	20.59	20.59	20.50	20.59	20.59	20.57	0.04025	20.57 $\pm$ 0.08050
T13	19.64	19.72	19.64	19.72	19.64	19.67	0.04382	19.67 $\pm$ 0.08764

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_{re} =	6	ϕ_f =	0.094	U_g (m/s)=	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_w (W/mK) =	0.0255	ρ_w (kg/m ³)=	1.21	c_p (J/kgK) =	1007	$\dot{m}$ (kg/s) =	0.02184	Δp (Pa) =	107.68
$\bar{T}_s$ (°C)=	19.53	$\bar{T}_w$ (°C) =	20.94	$\bar{T}_m$ (°C) =	20.40	$\bar{T}_s$ (°C) =	20.63	$\bar{\theta}_s$ =	0.779548	$\bar{q}_s$ =	8076.1
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.041	$B_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s} / \bar{q}_s$ =	0.0480
Sgen	0.01555	$\tilde{W}_p$ =	1.2126	$\tilde{V}$ =	0.10377	$\Delta \tilde{p}$ =	0.8922				

Tabela 51 - Teste realizado em 25/11/2005 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 1,0, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$

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	8.00
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)	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	22.54	22.63	22.63	22.63	22.54	22.59	0.04930	0.09859
T2	22.54	22.63	22.63	22.63	22.63	22.61	0.04025	0.08050
T3	22.54	22.63	22.63	22.63	22.63	22.61	0.04025	0.08050
T4	23.58	23.58	23.58	23.62	23.62	23.60	0.02191	0.04382
T5	23.56	23.58	23.56	23.46	23.55	23.54	0.04712	0.09423
T6	23.49	23.58	23.58	23.58	23.55	23.56	0.03912	0.07823
T7	23.65	23.55	23.55	23.55	23.55	23.57	0.04472	0.08944
T8	23.09	23.09	23.09	23.09	23.09	23.09	0.00000	0.00000
T9	23.55	23.65	23.65	23.65	23.65	23.63	0.04472	0.08944
T10	23.55	23.65	23.65	23.65	23.65	23.63	0.04472	0.08944
T11	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	0.00000	0.00000
T12	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	23.65	0.00000	0.00000
T13	22.81	22.81	22.72	22.81	22.81	22.79	0.04025	0.08050

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_{re} =	6	ϕ_f =	0.094	U_∞ (m/s)=	10.00	Re_{2b} =	10586.7	Pr =	0.72
v (m ² /s)=	1.5E-05	k_w (w/mK)=	0.0255	ρ_w (kg/m ³)=	1.19	c_p (J/kgK)=	1007	$\dot{m}$ (kg/s)=	0.02162	Δp (Pa)=	103.89
$\bar{T}_s$ (°C)=	22.61	$\bar{T}_w$ (°C)=	23.57	$\bar{T}_m$ (°C)=	23.27	$\bar{T}_s$ (°C)=	23.53	$\bar{\theta}_s$ =	0.9625	$\bar{q}_s$ =	9971.5
Volt.(V)=	30	Corr.(A)=	1.4	Qref (W)=	42	$P_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.039	$B_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.025	$U_{q_s}/\bar{q}_s$ =	0.0461
Sgen	0.01303	$\tilde{W}_p$ =	1.1819	$\tilde{V}$ =	0.10437	$\Delta \tilde{p}$ =	0.8697				

Tabela 52 - Teste realizado em 20/02/2006 para o arranjo $S/2b = 0,5$,

$$e = 0,6, \phi_f = 0,094 \text{ e } Re_{2b} = 10600$$