

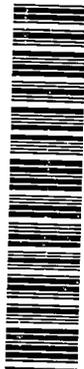
✓

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM TROCADOR ALETADO SUBMETIDO À CONVECCÃO NATURAL.

Eng ALAN CARLOS BUENO DA ROCHA

Tese apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos, da Universidade de São
Paulo, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036202

ORIENTADOR: Prof. Dr. Samuel Washington Celere



São Carlos

1997

Class.	TESE-EESC
Cutt.	4855
Tombo	T 126/97

Área: Engenharia Mecânica.

31100039202

st 0934026

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP**

R672a Rocha, Alan Carlos Bueno da
Análise e otimização do coeficiente de
transferência de calor de um trocador aletado
submetido à convecção natural / Alan Carlos Bueno
da Rocha. -- São Carlos, 1997.

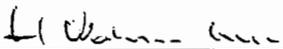
Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.
Área: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Samuel Washington Celere

1. Convecção natural. 2. Trocador de calor.
3. Coeficiente de transmissão de calor. 4. Canal
vertical. I. Título

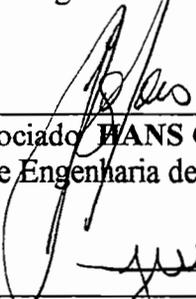
FOLHA DE APROVAÇÃO

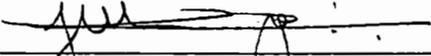
Candidato: Engenheiro **ALAN CARLOS BUENO DA ROCHA**

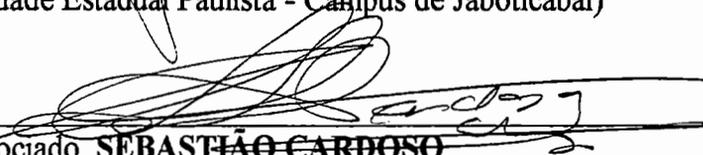
Tese defendida e aprovada em 10-7-1997
pela Comissão Julgadora:

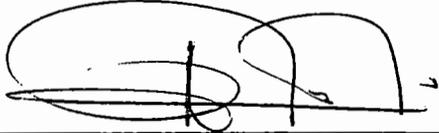

Prof. Doutor **SAMUEL WASHINGTON CELERE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

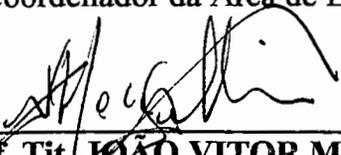

Prof. Doutor **FERNANDO MARTINI CATALANO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Prof. Associado **HANS GEORGE ARENS**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Prof. Titular **JAIRO AUGUSTO CAMPOS DE ARAÚJO**
(Universidade Estadual Paulista - Campus de Jaboticabal)


Prof. Associado **SÉBASTIÃO CARDOSO**
(UNITAU - São José dos Campos)


Prof. Tit. **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Vice-Coordenador da Área de Engenharia Mecânica


Prof. Tit. **JOÃO VITOR MOCCELLIN**
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação
em exercício

Dedico este trabalho a minha esposa
Rosane, as minhas filhas Kamila e Raquel
e meus pais Armando e Genny, com
carinho e amor.

ACBR

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Dr. Samuel W. Celere pela orientação, pelo apoio, amizade, confiança e pela oportunidade a mim proporcionada.

- Aos docentes do Departamento de Engenharia Mecânica, pela contribuição direta ou indireta na concretização deste trabalho.

- Aos Professores Dr. Antônio Moreira dos Santos e Dr Fernando Millioli pela colaboração técnica e incentivo.

- Aos colegas George e Leonidas, colaboradores deste Trabalho.

- À todos os meus colegas de curso pelo auxílio e amizade.

- Ao corpo técnico da Secretaria de Engenharia Mecânica: Maragno, Margarete, Cristina, Beth, Suzeli, Vera e Reginaldo.

- A secretária de Pós Graduação Ana Paula pela assistência.

- À bibliotecária Neuza Mossin Celere pelo apoio na pesquisa bibliográfica

- Aos técnicos dos Laboratórios de Aeronaves, Dinâmica e Termodinâmica, Eng. Torres, Técnicos Bogni, Lourenço, Pratavieira, Rubens e Venanzi (in memoriam) pela assistência em todas as fases do trabalho.

- Ao Eng^o João Claudio Mansur e Maria Inês pela amizade e acolhida.

- À Universidade do Rio Grande pela confiança, em especial aos colegas da Área de Refrigeração e Ar condicionado.

- Ao programa PICD/CAPES pelo apoio e ajuda financeira.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vi
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	xii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiii
RESUMO.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 Fundamentação teórica.....	23
2.1.1 Introdução.....	23
2.1.2 Parâmetros adimensionais da convecção natural.....	24
2.2 Coeficientes de transferência de calor.....	30
2.2.1 Transferência de calor por convecção.....	30
2.2.2 Transferência de calor por radiação.....	31
2.2.3 Mecanismo combinado de transferência de calor.....	32
3 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	33
3.1 Câmara externa.....	33
3.2 Câmara de estabilização.....	35
3.3 Duto de escoamento.....	38
3.4 Trocador de calor.....	39
3.4.1 Medida da emissividade.....	41
3.5 Termopares.....	42
3.6 Fontes de aquecimento.....	44
3.7 Sistema de aquisição de dados.....	44
3.8 Medidor de velocidade do ar.....	46

3.9	Curvas de calibração.....	46
4	AQUISIÇÃO DE DADOS.....	50
4.1	Descrição dos experimentos para o trocador dentro do canal de escoamento.....	50
4.2	Descrição dos experimentos para o trocador de calor situado num ambiente livre.....	51
4.3	Metodologia do ensaio para trocador de calor dentro do canal de escoamento.....	52
4.4	Metodologia do ensaio para trocador de calor situado num ambiente livre.....	58
5	TRATAMENTO DOS DADOS.....	61
5.1	Velocidade do ar no micro túnel.....	60
5.2	Velocidade do ar no anemômetro de fio quente.....	60
5.3	Temperatura média do trocador.....	61
5.4	Temperatura média do ar.....	61
5.5	temperatura média da câmara de estabilização.....	61
5.6	Temperatura média do escoamento.....	62
5.7	Temperatura de filme.....	62
5.8	Coefficiente de condutibilidade térmica do ar.....	62
5.9	Coefficiente de expansão do ar.....	63
5.10	Calor específico do ar.....	63
5.11	Viscosidade dinâmica do ar.....	63
5.12	Massa específica do ar.....	64
5.13	Números adimensionais e característicos	64
	Número de Nusselt.....	64
	Número de Prandtl.....	64
	Número de Grashof.....	64
	Número de Rayleigh.....	64
	Coefficiente de transferência de calor por convecção.....	65
	Calor de radiação.....	65
	Calor de convecção.....	65
	Calor total ou potência entregue.....	65
6	RESULTADOS E ANÁLISE.....	66
6.1	Descrição geral.....	66

6.2 Influência da potência de aquecimento P na velocidade do ar V.....	67
6.2.1 Canal com abertura 70 mm.....	67
6.2.2 Canal com abertura 140 mm.....	67
6.2.3 Canal com abertura 280 mm.....	68
6.3 Influência do Ra no Nu.....	70
6.3.1 Canal com abertura 70 mm.....	70
6.3.2 Canal com abertura 140 mm.....	72
6.3.3 Canal com abertura 280 mm.....	75
6.4 Influência da razão geométrica R no número de Ra.....	78
6.4.1 Canal com abertura 70 mm e $y_1 = 100$ mm.....	78
6.4.2 Canal com abertura 70 mm e $y_2 = 300$ mm.....	78
6.4.3 Canal com abertura 70 mm e $y_3 = 500$ mm.....	79
6.4.4 Canal com abertura 140 mm e $y_1 = 100$ mm.....	79
6.4.5 Canal com abertura 140 mm e $y_2 = 300$ mm.....	80
6.4.6 Canal com abertura 140 mm e $y_3 = 500$ mm.....	80
6.4.7 Canal com abertura 280 mm e $y_1 = 100$ mm.....	81
6.4.8 Canal com abertura 280 mm e $y_2 = 300$ mm.....	81
6.4.9 Canal com abertura 280 mm e $y_3 = 500$ mm.....	82
6.5 Influência da pintura na transferência de calor ($Q_r/Q_c \times P$).....	83
6.5.1 Canal com abertura 70 mm.....	83
6.5.2 Canal com abertura 140 mm.....	86
6.5.3 Canal com abertura 280 mm.....	88
6.6 Comparação entre os coeficientes h_{tc} e h_{tl}	91
6.6.1 Canal com abertura 70 mm.....	91
6.6.2 Canal com abertura 140 mm.....	92
6.6.3 Canal com abertura 280 mm.....	92
6.7 Taxa de radiação na transferência de calor ($Q_r/Q_t \times Ra$).....	94
6.7.1 Canal com abertura 70 mm.....	94
6.7.2 Canal com abertura 140 mm.....	96
6.7.3 Canal com abertura 280 mm.....	99
6.8 Análise final.....	102
7 ANÁLISE DE ERRO.....	103

8 CONCLUSÕES.....	105
ANEXO A.....	107
ANEXO B.....	120
ANEXO C.....	131
ANEXO D.....	137
ANEXO E.....	139
ANEXO F.....	143
ANEXO G.....	148
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	159

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 - Visão geral do modelo.....	34
FIGURA 3.2 - Perfil de temperaturas.....	35
FIGURA 3.3 - Câmara de estilização e tampo.....	37
FIGURA 3.4 - Duto de escoamento.....	39
FIGURA 3.5 - Trocador de calor	41
FIGURA 3.5.1 - Equipamento para solda de termopares.....	42
FIGURA 3.6 - Vista da câmara externa, estabilização, e canal de escoamento.....	43
FIGURA 3.7a - Vista do trocador dentro do canal de escoamento.....	43
FIGURA 3.7b - Vista do anemômetro instalado na câmara de estabilização.....	45
FIGURA 3.8.1 - Curva de calibração do micro-túnel.....	46
FIGURA 3.8.2 - Curva de calibração da sonda 1.....	46
FIGURA 3.8.3 - Curva de calibração da sonda 2.....	47
FIGURA 3.8.4 - Curva de calibração da sonda 3.....	47
FIGURA 3.8.5 - Curva de calibração da sonda 4.....	48
FIGURA 3.8.6 - Curva de calibração da sonda 5.....	48
FIGURA 3.8.7 - Curva de calibração da sonda 6.....	49
FIGURA 4.1 - Canal e trocador para o ensaio no ambiente livre.....	52
POSIÇÕES DO TROCADOR DENTRO DO CANAL DE ESCOAMENTO	
FIGURA 4.2 - Posição x1y1.....	56

FIGURA 4.3 - Posição x1y2.....	56
FIGURA 4.4 - Posição x1y3.....	57
FIGURA 4.5 - Posição x2y1.....	57
FIGURA 4.6 - Posição x2y2.....	57
FIGURA 4.7 - Posição x2y3.....	57
FIGURA 4.8 - Posição x3y1.....	58
FIGURA 4.9 - Posição x3y2.....	58
FIGURA 4.10 - Posição x3y3.....	58
INFLUÊNCIA DA POTÊNCIA DE AQUECIMENTO NA VELOCIDADE DO AR	
FIGURA 6.1 - Abertura 70 mm.....	67
FIGURA 6.2 - Abertura 140 mm.....	67
FIGURA 6.3 - Abertura 280 mm.....	68
INFLUÊNCIA DO Ra no Nu	
CANAL COM ABERTURA 70 mm	
FIGURA 6.4 - Posição x1y1.....	70
FIGURA 6.5 - Posição x1y2.....	70
FIGURA 6.6 - Posição x1y3.....	70
FIGURA 6.7 - Posição x2y1.....	70
FIGURA 6.8 - Posição x2y2.....	71
FIGURA 6.9 - Posição x2y3.....	71
FIGURA 6.10 - Posição x3y1.....	71
FIGURA 6.11 - Posição x3y2.....	71
FIGURA 6.12 - Posição x3y3.....	72
CANAL COM ABERTURA 140 mm	
FIGURA 6.13 - Posição x1y1.....	72
FIGURA 6.14 - Posição x1y2.....	72
FIGURA 6.15 - Posição x1y3.....	73
FIGURA 6.16 - Posição x2y1.....	73
FIGURA 6.17 - Posição x2y2.....	73
FIGURA 6.18 - Posição x2y3.....	73
FIGURA 6.19 - Posição x3y1.....	74
FIGURA 6.20 - Posição x3y2.....	74

FIGURA 6.21 - Posição x_3y_3	74
CANAL COM ABERTURA 280 mm	
FIGURA 6.22 - Posição x_1y_1	75
FIGURA 6.23 - Posição x_1y_2	75
FIGURA 6.24 - Posição x_1y_3	75
FIGURA 6.25 - Posição x_2y_1	75
FIGURA 6.26 - Posição x_2y_2	76
FIGURA 6.27 - Posição x_2y_3	76
FIGURA 6.28 - Posição x_3y_1	76
FIGURA 6.29 - Posição x_3y_2	76
FIGURA 6.30 - Posição x_3y_3	77
GRÁFICOS Nu x R - Canal abertura 70 mm e $y_1 = 100, 300, 500$ mm	
FIGURA 6.31 - Posições: x_1y_1, x_2y_1, x_3y_1	78
FIGURA 6.32 - Posições: x_1y_2, x_2y_2, x_3y_2	78
FIGURA 6.33 - Posições: x_1y_3, x_2y_3, x_3y_3	78
GRÁFICOS Nu x R - Canal abertura 140 mm e $y_1 = 100, 300, 500$ mm	
FIGURA 6.34 - Posições: x_1y_1, x_2y_1, x_3y_1	79
FIGURA 6.35 - Posições: x_1y_2, x_2y_2, x_3y_2	80
FIGURA 6.36 - Posições: x_1y_3, x_2y_3, x_3y_3	80
GRÁFICOS Nu x R - Canal abertura 280 mm e $y_1 = 100, 300, 500$ mm	
FIGURA 6.37 - Posições: x_1y_1, x_2y_1, x_3y_1	81
FIGURA 6.38 - Posições: x_1y_2, x_2y_2, x_3y_2	81
FIGURA 6.39 - Posições: x_1y_3, x_2y_3, x_3y_3	82
INFLUÊNCIA DA PINTURA NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	
CANAL COM ABERTURA 70 mm	
FIGURA 6.40 - Posição: x_1y_1	83
FIGURA 6.41 - Posição: x_1y_2	83
FIGURA 6.42 - Posição: x_1y_3	84
FIGURA 6.43 - Posição x_2y_1	84
FIGURA 6.44 - Posição x_2y_2	84
FIGURA 6.45 - Posição x_2y_3	84
FIGURA 6.46 - Posição x_3y_1	85

FIGURA 6.47 - Posição x3y2.....	85
FIGURA 6.48 - Posição x3y3.....	85
CANAL COM ABERTURA 140 mm	
FIGURA 6.49 - Posição x1y1.....	86
FIGURA 6.50 - Posição x1y2.....	86
FIGURA 6.51 - Posição x1y3.....	86
FIGURA 6.52 - Posição x2y1.....	86
FIGURA 6.53 - Posição x2y2.....	87
FIGURA 6.54 - Posição x2y3.....	87
FIGURA 6.55 - Posição x3y1.....	87
FIGURA 6.56 - Posição x3y2.....	87
FIGURA 6.57 - Posição x3y3.....	88
CANAL COM ABERTURA 280 mm	
FIGURA 6.58 - Posição x1y1.....	88
FIGURA 6.59 - Posição x1y2.....	88
FIGURA 6.60 - Posição x1y3.....	89
FIGURA 6.61 - Posição x2y1.....	89
FIGURA 6.62 - Posição x2y2.....	89
FIGURA 6.63 - Posição x2y3.....	89
FIGURA 6.64 - Posição x3y1.....	90
FIGURA 6.65 - Posição x3y2.....	90
FIGURA 6.66 - Posição x3y3.....	90
COMPARAÇÃO ENTRE OS CTCs	
CANAL COM ABERTURA 70 mm	
FIGURA 6.67 - Posições no canal e livre.....	91
CANAL COM ABERTURA 140 mm	
FIGURA 6.68 - Posições no canal e livre	92
CANAL COM ABERTURA 280 mm	
FIGURA 6.69 - Posições no canal e livre	92
TAXA DE RADIAÇÃO NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	
CANAL COM ABERTURA 70 mm	
FIGURA 6.70 - Posição x1y1.....	94

FIGURA 6.71 - Posição x1y2.....	94
FIGURA 6.72 - Posição x1y3.....	94
FIGURA 6.73 - Posição x2y1.....	94
FIGURA 6.74 - Posição x2y2.....	95
FIGURA 6.75 - Posição x2y3.....	95
FIGURA 6.76 - Posição x3y1.....	95
FIGURA 6.77 - Posição x3y2.....	95
FIGURA 6.78 - Posição x3y3.....	96
CANAL COM ABERTURA 140 mm	
FIGURA 6.79 - Posição x1y1.....	96
FIGURA 6.80 - Posição x1y2.....	96
FIGURA 6.81 - Posição x1y3.....	97
FIGURA 6.82 - Posição x2y1.....	97
FIGURA 6.83 - Posição x2y2.....	97
FIGURA 6.84 - Posição x2y3.....	97
FIGURA 6.85 - Posição x3y1.....	98
FIGURA 6.86 - Posição x3y2.....	98
FIGURA 6.87 - Posição x3y3.....	98
CANAL COM ABERTURA 280 mm	
FIGURA 6.88 - Posição x1y1.....	99
FIGURA 6.89 - Posição x1y2.....	99
FIGURA 6.90 - Posição x1y3.....	99
FIGURA 6.91 - Posição x2y1.....	99
FIGURA 6.92 - Posição x2y2.....	100
FIGURA 6.93 - Posição x2y3.....	100
FIGURA 6.94 - Posição x3y1.....	100
FIGURA 6.95 - Posição x3y2.....	100
FIGURA 6.96 - Posição x3y3.....	101

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 - Valores de (x,y) para o cálculo de R.....	55
TABELA 4.2 - Valores de R para a = 280 mm.....	55
TABELA 4.3 - Valores de R para a = 140 mm.....	56
TABELA 4.4 - Valores de R para a = 70 mm.....	56
TABELA 7.1 - Avaliação dos erros de medidas.....	104
TABELA G.1 - Valores medidos e calculados.....	148
TABELA G.2 - Erro entre Nu (exp) e Nu (equação).....	151
TABELA G.3.1 - Ensaio trocador livre abertura entre paredes 70 mm.....	152
TABELA G.3.2 - Ensaio trocador livre abertura entre paredes 140 mm.....	153
TABELA G.3.3 - Ensaio trocador livre abertura entre paredes 280 mm.....	154
TABELA G.4.1 - Razões geométricas, Nusselt, calor de radiação abertura 70 mm.....	155
TABELA G.4.2 - Razões geométricas, Nusselt, calor de radiação abertura 140 mm	156
TABELA G.4.3 - Razões geométricas, Nusselt, calor de radiação abertura 280 mm	157
TABELA G.5 - Resumo referentes ao ensaio livre do trocador.....	158

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ACC - Anemômetro de corrente constante;
AFQ - Anemômetro de fio quente;
CTC - Coeficiente de transferência de calor;
CTCs - Coeficientes de transferência de calor;
NUT - Número de unidades de transferência;
UHF - Fluxo de calor constante;
UWT- Temperatura de parede uniforme;
Ad - Adimensional
Ce - Câmara de estabilização;
Cex - Câmara externa;
Sc- Sala de controle

LISTA DE SÍMBOLOS

- a - Abertura do canal (mm);
- At - Área dos tubos (m^2);
- Atr - Área do trocador de calor (m^2);
- c - Constante da equação de Nusselt (Ad);
- cp - Calor específico do ar (J/kg.K);
- E - Tensão elétrica medida no ventilador do micro-túnel (V);
- Es - Tensão medida no anemômetro (V);
- g - Aceleração da gravidade, 9.807 (m/s^2);
- Gr - Número de Grashof (Ad);
- hc - Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2.K$);
- hct - Coeficiente de transferência de calor total por convecção do trocador de calor dentro do canal ($W/m^2.K$);
- hm - Coeficiente de transferência de calor por convecção médio ($W/m^2.K$);
- htl - Coeficiente de transferência de calor total por convecção do trocador de calor fora do canal num ambiente livre ($W/m^2.K$);
- k - Coeficiente de condutibilidade térmica do ar ($W/m.K$);
- K - Unidade da temperatura em graus Kelvin;
- L - Dimensão característica (m);
- n - Expoente da equação de Nusselt (Ad);
- Nu - Número de Nusselt (Ad);

- Nu_x - Número de Nusselt local (Ad);
 P - Potência de Aquecimento fornecida pela fonte ao trocador de calor (W);
 P1 - Potência fornecida pela fonte (15.45 W);
 P2 - Potência fornecida pela fonte (62.1 W);
 P3 - Potência fornecida pela fonte (141.3 W);
 Pr - Número de Prandtl (Ad);
 Qc - Calor transferido por convecção (W);
 Qr - Calor transferido por radiação térmica (W);
 Qt - Quantidade de calor total entregue pela fonte (W);
 R - Razão geométrica (Ad);
 Ra - Número de Rayleigh (Ad);
 Re - Número de Reynolds (Ad)
 Sh - Medida na horizontal da parede móvel à face do trocador (mm);
 Sv - Medida na vertical da borda superior do canal ao centro do trocador (mm);
 T_∞ - Temperatura do fluido ar ambiente (K);
 Tf - Temperatura de filme (K);
 Tmar - Temperatura média do ar (K);
 Tmce - Temperatura média da câmara de estabilização (K);
 Tmesc - Temperatura média do escoamento (K);
 Tmtr - Temperatura média do trocador (K);
 Tp - Medida da temperatura no termopar ($^{\circ}\text{C}$);
 Tw - Temperatura da superfície aquecida (K);
 V - Velocidade do ar no anemômetro (cm/s);
 Vt - Velocidade do ar no micro-túnel (cm/s);
 x1, x2, x3 - Medidas na horizontal da parede móvel à face do trocador (mm);
 y2, y2, y3 - Medidas na vertical da borda superior do canal ao centro do trocador (mm);

Simbolos gregos

- α - Difusividade térmica do ar (m^2 / s);
 β - Coeficiente de dilatação volumétrica (K^{-1});

δ - Espessura da camada limite;

ε - Emissividade térmica da superfície (Ad);

μ - Viscosidade dinâmica, (kg/m.s);

ν - Viscosidade cinemática, (m²/s);

ρ - Massa específica, (kg/m³);

σ - Constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 \cdot 10^{-8}$, (W/m².K⁴);

Δt_c - Diferença de temperatura ($T_{mtr}-T_{mesc}$) quando o trocador ensaiado dentro do canal de escoamento, (K);

Δt_l - Diferença de temperatura ($T_{mtr}-T_{mesc}$) quando o trocador ensaiado num ambiente livre fora do canal de escoamento, (K);

RESUMO

ROCHA, A. C. B. (1997). *Análise e otimização do coeficiente de transferência de calor de um trocador aletado submetido à convecção natural*. São Carlos, 1997. 174p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Para analisar a influência do efeito chaminé na otimização do coeficiente de transferência de calor, foi ensaiado um trocador de calor (condensador) de um refrigerador doméstico no interior de um canal vertical. Foram considerados os efeitos da variação da abertura do canal, da posição e potência de aquecimento do trocador no coeficiente. Investigou-se a influência da emissividade na transferência de calor por radiação térmica, onde o trocador foi ensaiado sem e com pintura (preta). A velocidade do ar na entrada do canal foi medida através de um anemômetro de fio quente. Para comparar os valores do coeficiente, o trocador foi ensaiado no ambiente livre e no interior do canal. O ensaio com o trocador no ambiente livre serviu para simular a sua condição de operação convencional, i.e., quando instalado em um refrigerador doméstico. As variáveis levantadas nos experimentos foram agrupadas na forma de adimensionais característicos como os números de Nusselt, Rayleigh, Grashof, e Prandtl e de, parâmetros dimensionais característicos da convecção. Os resultados obtidos indicam que existe uma abertura do canal na qual ocorre a maior velocidade de indução, e para uma determinada posição do trocador ocorre a mais alta transferência de calor. Também observou-se que a parcela de radiação não deve ser desprezada no fenômeno. Na verificação do efeito chaminé, concluiu-se que o canal pode ser usado para aumentar o coeficiente, porém para a menor abertura, o efeito não se verificou.

Palavras-chaves: convecção natural; trocador de calor; coeficiente de transmissão de calor; canal vertical.

ABSTRACT

ROCHA, A. C. B. (1997). *Analysis and optimization of the heat transfer coefficient of a finned heat exchanger submitted to natural convection*. São Carlos, 1997. 174p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A heat transfer (condenser) of a domestic freezer was tested in a vertical channel in order to study the influence of the chimney effect in the optimization of the heat transfer coefficient. The variation of the opening of the channel, position and the heating power of the heat exchanger in the heat transfer coefficient, was considered. The influence of the surface emissivity on the heat transfer by thermal radiation was studied with the heat exchanger tested without paint and with black paint. The air velocity entering the channel was measured with a hot wire anemometer. In order to evaluate the chimney effect, the heat exchanger was tested in a open ambient. This situation simulates its operational conditions when instalated on the freezer system. The variables collected in the experimental procedures was gathered in the form of dimensionless parameters, as Nusselt, Rayleigh, Grashof and Prandtl numbers, and dimentional parameters of the convection. The results showed that the highest heat transfer value occured when both a specific position and a specific channel opening were used. The experiments pointed out that the radiation contribution must be considered in heat transfer calculations. The conclusions showed that different channel opennings can improve the heat transfer coefficient in this heat transfer exchanger.

Keywords: natural convection, heat exchanger, heat transfer coefficient, vertical channel.

1 - INTRODUÇÃO.

Os trocadores de calor são equipamentos que facilitam a transmissão de calor entre dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes. Foram desenvolvidos vários tipos de trocadores de calor para emprego em diversas aplicações tecnológicas e de porte, como usinas termo elétricas a vapor, usinas de processamento químico, aquecimento e condicionamento de ar em edifícios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóveis e outros equipamentos.

O projeto de trocadores de calor é assunto complexo, e a transferência de calor a perda de carga, o dimensionamento, a avaliação do desempenho e os aspectos econômicos têm papéis importantes no projeto final. Os pesquisadores KERN (1950), FAX & Jr (1957), (1958), TEMA (1959), CHILTON (1960) e SHIELDS (1961), publicaram trabalhos sobre a teoria geral e projeto de trocadores de calor.

Os trocadores de calor são projetados para uma vasta variedade de aplicações, por isso, os critérios de otimização dependem do tipo de aplicação. Esses critérios podem requerer: o mínimo de peso, mínimo volume ou superfície mínima de transferência de calor ou maior taxa e uma perda de carga mínima para uma dada troca de energia.

Para efetivar um estudo de otimização, deve ser executado o projeto térmico do trocador de calor e os cálculos devem ser repetidos para cada variável do projeto até que o critério de otimização seja alcançado. Para facilitar esse trabalho o projetista conta com programas de computador. KACAÇ et al (1982) discute aspectos básicos de um projeto térmico auxiliado por computador, e o processo de otimização de trocadores de calor compactos.

O primeiro passo para a otimização é a solução dos problemas do cálculo da capacidade e das dimensões. Quanto a capacidade, essa, se refere à determinação da taxa de transferência de calor e das temperaturas de funcionamento e as perdas de

carga. As grandezas que envolvem os problemas de capacidade são: tipo de trocador de calor, geometria das superfícies, disposição das correntes, vazões, temperatura de entrada e dimensões do miolo.

KACAÇ et al (1982) descreve os pontos principais das grandes sub-rotinas necessárias para realizar os cálculos de dimensionamento e de desempenho térmico e hidrodinâmico que são os seguintes:

1 - Especificação do projeto. Tipo de trocador; disposição das correntes; geometria das superfícies; condições de operação, como temperaturas, pressões, vazões e tipo de fluidos.

2 - Propriedades do fluido. Calor específico, densidade, viscosidade, condutividade térmica e o número de Prandtl devem ser incluídas como uma função da temperatura na forma de correlações.

3 - Geometria do miolo. A informação que caracteriza a geometria do miolo deve ser fornecida em cada lado do trocador, incluindo a área mínima do escoamento livre, o diâmetro hidráulico, as dimensões das aletas, necessárias para o cálculo da eficiência da aleta.

4 - Relação ϵ_n -NUT. O método ϵ_n -NUT ou método da efetividade, desenvolvido por KAYS & LONDON (1964), sendo ϵ_n efetividade e NUT o número de unidades de transferência (de calor), é utilizado no projeto térmico de trocadores de calor compactos, portanto, devem ser fornecidas as fórmulas que definem a relação ϵ_n -NUT. Essas relações devem ser suficientemente gerais para permitirem a determinação de ϵ_n quando forem conhecidas NUT e $C = C_{\min} / C_{\max}$, e para calcular NUT quando ϵ_n e C forem disponíveis.

5 - Relação h e f . As características da transferência de calor e do atrito do escoamento nos trocadores de calor compacto são geralmente dadas na forma de cartas de j e de f plotados em função do número de Reynolds. Esses dados devem ser fornecidos na forma de correlações.

6 - Rendimento das aletas. quando são usadas superfícies estendidas no miolo da transferência de calor, a eficiência das aletas η e a eficiência das aletas ponderadas pela área η_i são necessárias para o cálculo de transferência de calor. Por isso devem ser dadas as fórmulas que definem a eficiência η e a informação necessária para o cálculo de η_i .

7 - Relações de perda de carga. A perda de carga no escoamento através do miolo é devida ao atrito do escoamento, à aceleração e à desaceleração resultantes da transferência de calor, à contração e à expansão da corrente na entrada e na saída do miolo. Devem ser dadas as relações apropriadas para o cálculo da perda de carga decorrente destas causas.

Cálculo da capacidade. Se o problema envolve a otimização associada à taxa de transferência de calor, ou à perda de carga, resolve-se o problema da capacidade e calcula-se a taxa de transferência de calor, ou a perda de carga, resultante.

Problema de dimensionamento. Se o problema envolve a otimização associada às dimensões, ao peso, ou a superfície de transmissão de calor, e portanto, ao custo, então o problema do dimensionamento é resolvido e as dimensões do miolo e a superfície da transferência de calor são calculadas.

Problema da otimização. O critério para a otimização depende da aplicação específica. Por isso, a grandeza otimizada (isto é, maximizada ou minimizada) deve ser estabelecida. Pode haver alguma restrição adicional. Uma variedade de técnicas pode ser utilizada para chegar a um projeto otimizado; qualquer que seja a técnica utilizada, cada caso envolve a resolução do problema do cálculo da capacidade e das dimensões.

O presente trabalho refere-se a um de trocador de calor do tipo aletado, num arranjo de tubos em linha com aletas planas e contínuas, usado em sistemas frigoríficos de refrigeradores domésticos como condensador, órgão do equipamento no qual o fluido frigorígeno passa da forma de vapor para líquido num processo isobárico.

A proposta para o trabalho foi, de posse do trocador de calor e sem promover nenhuma modificação física no dimensionamento do mesmo, analisar o aumento da capacidade de troca de calor do mesmo quando submetido a convecção natural, como é o seu funcionamento no refrigerador.

O método para desenvolver a resolução deste problema é o estudo experimental e análise dos efeitos na convecção natural quando se utiliza o *efeito chaminé*, ou seja, neste tipo de convecção o fluido escoar “naturalmente” (sem a presença de um dispositivo externo) porque o movimento é provocado pelos efeitos do empuxo. Este efeito atua distribuídamente no fluido e está associado com a tendência geral dos fluidos expandirem (ou em casos especiais contraírem) quando aquecidos a pressão constante. A camada do fluido sente os efeitos da transferência de calor da parede aquecida e, por este motivo, fica mais leve que o resto da massa. Assim, o fluido escoar para cima enquanto interage termicamente com a parede dos tubos e das aletas.

Para esta análise, e com o propósito de aumentar a indução do ar, o trocador de calor foi colocado dentro de um duto que podia ter sua abertura variável, de acordo com as necessidades dos experimentos.

Quando o trocador é submetido a uma potência de aquecimento, o ar ao seu redor se aquece e diminui sua densidade, fazendo com que ocorra uma indução ascendente no fluxo, aumentando assim CTC.

Aproveitando-se então do efeito chaminé pretende-se determinar a melhor combinação da posição, abertura do duto, a influência da cor (preta) do trocador e potência de aquecimento no mesmo, os quais interferem na velocidade do ar através do duto de escoamento e assim na transferência de calor entre o trocador e o ambiente que o rodeia.

A velocidade de indução foi medida através de um anemômetro de fio quente de corrente constante desenvolvido, construído e calibrado nos laboratórios de Termodinâmica e Aeronaves, para as necessidades e condições deste trabalho.

As velocidades de escoamento na convecção natural, são em geral, muito menores do que na convecção forçada, as taxas de transferência convectiva de calor são, também baixas. Por isso, pode haver a tendência de atribuir menor significado aos processos de convecção natural, porém esta tendência deve ser combatida.

Em muitos sistemas que envolvem efeitos de transferência de calor multimodais, a convecção natural proporciona a maior resistência à transferência de calor e, por isso, tem papel importante no projeto ou no desempenho do sistema.

Quanto ao estudo da posição do trocador de calor dentro do duto, esta se refere ao afastamento ótimo, na horizontal, entre a parede móvel e o trocador e a distância vertical do centro do trocador até a borda superior do duto. Esse posicionamento foi definido como razão geométrica (R), posição na qual ocorreu a maior indução e por consequência maior CTC.

A abertura do duto foi variada e se refere ao afastamento ótimo entre a parede móvel e a fixa oposta, determinando assim a configuração na qual ocorre o maior CTC.

Quanto a cor do trocador, o mesmo foi ensaiado sem pintura e pintado com tinta preta (variação da emissividade), para verificar o efeito da radiação e suas parcelas na transferência de calor.

INCROPERA & DE WITT (1992) apresentaram várias situações incluindo troca de calor para afirmar que, dependendo da configuração e da cor, o fator radiação pode ter um valor relevante no estudo do CTC total.

A variação da potência elétrica de aquecimento foi feita para simular o aquecimento a que é submetido um condensador de um refrigerador doméstico, quando instalado no circuito, avaliando-se assim o comportamento da potência de aquecimento com relação a transferência de calor

O trocador de calor foi também ensaiado fora do canal de escoamento, isto é, com se estivesse instalado da parede traseira de um refrigerador doméstico figura 4.1. Isto foi feito para poder-se comparar os CTC total do trocador dentro e fora do duto de escoamento, e também avaliar o *efeito chaminé*.

Num circuito de refrigeração doméstica, o fluido frigorígeno é aspirado do evaporador na forma de vapor a baixa pressão e temperatura pelo compressor, que comprime o fluido até atingir a pressão de condensação, descarregando-o a alta temperatura no condensador. Este trocador transfere calor para o ambiente por convecção natural transformando o vapor superaquecido em líquido saturado numa transformação isobárica. A seguir através de uma transformação isoentálpica, o fluido passa por um tubo capilar com a finalidade de reduzir a pressão e temperatura,

colocando o mesmo em condições de trocar calor com o ambiente a que se destina resfriar. Para completar o ciclo o fluido é novamente aspirado pelo compressor.

O CTC num condensador se aumentado é um fator importante no rendimento térmico de um sistema de refrigeração, porque se a capacidade de troca do condensador é aumentada, o fluido na fase líquida que sai do mesmo, o faz com temperatura mais baixa, ou seja maior a temperatura de sub resfriamento, aumentando assim a capacidade do tubo capilar e por consequência a eficiência de troca de calor do evaporador.

Os resultados obtidos como o aumento do CTC, podem ser aplicados para aumentar a Eficácia dos sistemas de refrigeração doméstica, e promover uma redução no trabalho entregue para o fluido frigorígeno, fazendo com que seja otimizado o consumo de energia, o que nos últimos anos tem sido um grande objetivo mundial

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No estudo da transferência de calor em dutos, placas planas e tubos aletados muitos trabalhos tem sido apresentados por inúmeros pesquisadores.

Nestes trabalhos, procurou-se determinar as trocas de calor visando um aumento das mesmas e ou a otimização em relação à transferência de calor.

Para o estudo e a compreensão do fenômeno procurou-se trabalhos relacionados com a pesquisa a ser desenvolvida. Iniciou-se os estudos baseando-se nos primeiras pesquisas feitas por ELENBAS (1942) e BODOIA & OSTERLE (1962), considerados como fontes básicas para trabalhos numéricos e experimentais.

Considera-se um sistema composto basicamente por um conjunto duto com suas paredes isoladas e um trocador de calor aletado no seu interior, capaz de trocar calor com o fluido de trabalho que, recebendo calor do trocador aquecido, sofre uma variação da densidade induzindo-se num fluxo ascendente.

A revisão bibliográfica foi dividida em itens para melhor compreensão.

Pode-se citar como trabalhos teóricos e experimentais sobre o assunto:

Trocas de calor em canais verticais de placas paralelas, através da convecção natural.

BODOIA & OSTERLE (1962) investigaram a transferência de calor em um canal vertical isotérmico, formado por placas aquecidas simetricamente, com perfis de velocidade e temperatura uniformes. Os resultados encontrados foram coerentes com os obtidos por ELENBAS (1942).

STARNER & MCMANUS (1963) WELLING & WOOLDRIDGE(1965) apresentaram cálculos teóricos, com a consideração de que as aletas tenham espessuras desprezíveis e sejam perfeitamente condutoras de calor

HAALAND & SPARROW (1983) foram os primeiros a analisar numericamente o efeito chaminé, como forma de induzir naturalmente a um aumento do fluxo através de um canal vertical e assim aumentar a taxa de transferência de calor.

OOSTHUIZEN (1984) realizou análises que confirmaram o resultados de HAALAND & SPARROW (1983), constatando numericamente um aumento de 50 % na taxa de transferência de calor entre paredes planas isotérmicas.

GOSWAMI & DHALIWAL (1985) analisaram a transferência de calor e quantificaram o ar do sistema, mas utilizaram um processo de ventilação mecânica no estudo.

POLDERMAN et al (1986) e JOSHI (1987) apresentaram uma maneira analítica de se avaliar o fluxo de ar que escoar no sistema, mas o equacionamento só tem aplicação para canais anulares verticais, sendo portanto, particular e específico sua utilização.

WEBB & HILL (1989) realizaram experimentos para determinar os dados de transferência de calor entre duas placas verticais paralelas aquecidas assimetricamente. Um fluxo de calor uniforme foi imposto ao longo de uma parede, com a oposta do canal sendo isolada térmicamente.

Dados sobre a temperatura local para as paredes, foram coletados para uma grande faixa de taxas de aquecimento e espaçamento entre as paredes do canal correspondentes, para o alto número de Ra modificado no regime de convecção natural, sendo que, o fluxo laminar foi mantido durante todos os experimentos.

Correlações foram apresentadas para o número de Nu como uma função do número de Gr local ao longo do canal.

A dependência de ambos, número de Nu local e a temperatura máxima da parede aquecida no número de Ra foi observada.

RAMANATHAN & KUMAR (1991) utilizaram aquecimento em duas placas verticais em função da razão geométrica. Concluíram que, o resfriamento por convecção natural é viável para grandes valores de Ra.

GUO et al (1991) estudaram as características da troca de calor na convecção natural em escoamento laminar de duas placas paralelas verticais e isotérmicas utilizando o ar como fluido de trabalho à pressão atmosférica, sendo a diferença de temperatura entre a superfície e o ambiente variada de 15 a 530 K e o espaçamento entre as placas de 3 a 20 mm. Analisaram a variação das propriedades na convecção natural e também verificaram o efeito de tiragem térmica, utilizaram a técnica de fotografia a laser.

LA PICA et al. (1993) promoveram aquecimento com UHF (fluxo de calor uniforme) em apenas uma parede, variando a potência elétrica de aquecimento e o espaçamento entre as paredes.

Obtiveram fórmulas empíricas relacionando os números de Nu e Re como função de Ra e parâmetros geométricos.

MOUSOGLOU & PARK (1993) investigaram numericamente em três dimensões a convecção em um duto vertical. Estabeleceram as relações matemáticas para Nu e Gr para as condições de UHF (fluxo de calor uniforme) UWT (temperatura de parede uniforme). Em ambos os casos, a velocidade na entrada do duto foi pré estabelecida ($v = \text{constante}$).

Observaram resultados diferentes em relação a trabalhos já publicados, devido a não consideração dos efeitos da radiação.

GUO & WU (1993) investigaram os efeitos das variações das propriedades do ar na taxa de transmissão de calor entre placas verticais paralelas. Observaram que a variação de pressão sobre a massa específica do ar é muito menor

($\Delta P/P_\infty = 10^{-4}$), que a influência da variação da temperatura. ($\Delta T/T_\infty = 10^{-1}$).

Concluíram que a convecção natural em um canal vertical independe dos efeitos da radiação quando a temperatura é baixa entre as paredes e o meio, pois nessa condição o ar pode ser considerado como um meio não absorvedor.

Trocas de calor em cilindros através da convecção natural.

ZELDIN & SCHMIDT (1972) limitaram a investigação a um fluxo laminar nos quais o efeito da gravidade é acelerar o fluido próximo a parede do tubo e observou que quando o fluxo está completamente desenvolvido as condições de fluxo de calor uniforme da parede (UWT) são equivalentes às condições de variação axial linear da temperatura da parede. Usaram como instrumentação para medir a velocidade um anemômetro de filme quente de temperatura constante, com a sonda posicionada perpendicular ao fluxo

HU & CHANG (1973) investigaram analiticamente para otimização, a transferência de calor de um fluxo laminar plenamente desenvolvido num tubo internamente aletado

PRAKASH & PATANKAR (1981) fizeram uma análise do fluxo laminar plenamente desenvolvido na transferência de calor em tubos verticais com aletas radiais internas para determinar a influência das forças de empuxo. As equações governantes para velocidade e temperatura foram resolvidas pela técnica de diferenças finitas. Resultados foram apresentados para uma faixa de número de Ra e para vários valores da altura da aleta e número de aletas. A força de empuxo serve para aumentar ambos a fricção e a transferência de calor no tubo aletado.

Os efeitos do empuxo são intensos particularmente quando as aletas são pequenas e curtas.

PRAKASH & LIU (1985) trabalharam com empuxo induzido laminar em um cilindro vertical circular aletado internamente, analisando por integração

numérica as equações diferenciais governantes. A temperatura do tubo é mais alta do que o fluido circulante, portanto a densidade do fluido de entrada do duto é maior do que a do fluido na saída, os quais criam a pressão hidrostática no topo do duto que induz o fluxo (efeito chaminé).

ISHIZUKA (1987) desenvolveu um método para determinação do coeficiente de resistência ao fluxo em um cilindro vertical através de telas metálicas, com convecção natural, mas não se preocupou com a transferência de calor nem com a quantificação do fluxo de ar que atravessa o sistema;

LEE et al (1988) estudaram um cilindro esbelto vertical com temperatura superficial variável arbitrariamente. Os números de Pr foram os seguintes 0.1, 0.7, 7.0 e 100 sobre uma vasta faixa de valores de parâmetros da curvatura superficial. Foram representados o número de Nu local, bem como os perfis de velocidade e temperatura. Foram apresentadas equações de correlação entre os números de Nu local e médio.

PAGLIARINI (1991) trabalhou com transferência de calor em um tubo circular uniformemente aquecido. O fluxo do fluido é laminar com simultâneos desenvolvimento dos perfis de temperatura e velocidade, sendo que a difusão axial do calor e momento foram incluídas na análise. Assim, as equações de momento e energia foram do tipo elíptica.

Radiação em canais verticais com convecção natural

WEBB & HILL (1989) investigaram experimentalmente a convecção natural em um canal vertical assimetricamente aquecido, considerando os efeitos da radiação. Observaram que a radiação tem seus efeitos minimizados com a redução do espaçamento entre as paredes (pequenos valores de Ra), devido a que, quando a distância diminui, a diferença de temperatura entre as paredes diminui.

Concluíram que a taxa de transferência de calor aumenta com a redução do espaçamento, fato que é consequência do efeito chaminé.

MANCA & NASO (1990) trabalharam com placas paralelas verticais submetidas a fluxos de calor simétrico e assimétrico, com variação da emissividade das placas, foi medida a temperatura do ar e velocidade e avaliado o coeficiente de transferência de calor. Foram analisados os efeitos da emissividade na temperatura da parede, velocidade e nos campos de temperatura.

Os efeitos da emissividade foram maiores no aquecimento assimétrico.

DONG & EBADIAN (1992) analisaram numericamente o efeito convecção-radiação na transmissão de calor de um duto aletado, mostraram que o Nu_x para a convecção pura é menor do que aquele para os efeitos combinados da convecção e radiação.

Concluíram que quanto maior a emissividade das paredes, maior o Nu_x .

Técnicas e equipamentos para visualização do fluxo e medidas de velocidade.

SYMONS & PECK (1984) visualizaram o fluxo de calor em uma placa com ranhuras longitudinais inclinadas, através de fotos tiradas com geração de fumaça de cigarro.

BHAVNANI & BERGLES (1988) avaliaram as características da transferência de calor em escoamento laminar entre a superfície vertical e o ar, analisando os efeitos sobre a camada limite formada na superfície analisada, utilizando como instrumentação um Interferômetro Mach-Zehnder.

XIAO & TAO (1990) usaram a técnica de sublimação do naphthaleno para investigar o coeficiente de transmissão de calor e o fator de fricção para aletas corrugadas em um trocador de calor, com variação no espaçamento entre as aletas e

no ângulo de corrugamento. A avaliação foi feita para várias potências de bombeamento e para a mesma perda de carga.

KATO et al. (1991) usaram um velocímetro a laser de efeito Doppler para analisar as distribuições de temperatura e velocidade na transmissão de calor em um canal formado por placas de circuitos eletrônicos resfriados por convecção natural.

BEAK et al. (1991) estudaram a distribuição de velocidades e o fluxo de calor na convecção em um canal vertical com aquecimento assimétrico, respectivamente, através de um velocímetro a laser de efeito Doppler e de um interferômetro de Wollaston.

SEFCIK et al. (1991) utilizaram um interferômetro Mach-Zehnder para determinação da variação dos coeficientes locais de transferência de calor na convecção natural em um canal vertical com aquecimento assimétrico, em função da razão geométrica.

GAU et al (1992) visualizou o fluxo utilizando-se de um gerador de fumaça de fio quente embebido em óleo.

WEBB & BERGMAN (1992) usaram uma técnica de imagem térmica em infravermelho para mapeamento dos campos de temperatura de placas verticais aquecidas sob convecção natural.

HIPPENSTEELE et al (1993) utilizou como instrumentação de visualização o LCT (técnica cristal líquido), para avaliar a temperatura na placa e no fluido (cristal líquido termocromico) para avaliar os contornos isotérmicos por cores e vídeo para observação da temperatura para todos os pontos da superfície do duto.

SANIEI & DINI (1993) utilizou a técnica de um Cristal Líquido com revestimento aquecido para medir a temperatura, a qual, gera um mapa de contornos térmicos.

FEHLE et al (1995) investigaram a transferência de calor local em trocadores de calor compactos através da (Interferometria holográfica), que foi aplicado para visualizar o campo de temperaturas. A imagem digital processada foi usada para avaliação dos interferogramas. Dois tipos de geometria para trocadores de calor de placa compacto foram investigados usando ar como fluido de teste: aleta plana num arranjo de trocador de calor e aleta placa em um segmento circular de forma a produzir uma turbulência no trocador de calor de placa.

Resultados mostraram que houve um aumento de 100% para baixos números de Re e aproximadamente 300% para Re de 2500.

ZALEWSKI et al (1996) investigaram experimentalmente a transferência de calor entre paredes aquecidas por energia solar. Utilizaram um medidor de fluxo térmico, para estimar a troca de calor por convecção natural e um anemômetro de fio quente, para determinar o perfil de velocidade entre as paredes.

Trocadores de calor aletados.

SPARROW & VEMURI (1985) realizaram experimentos para determinar as características da transferência de calor para um grande conjunto de aletas circulares (pino). As aletas foram orientadas com seus eixos horizontais e foram fixadas numa base vertical aquecida. Os parâmetros investigados foram o número de aletas no conjunto, diâmetro da aleta e a diferença da temperatura entre a base da placa e o ar ambiente. quando o número de aletas foi aumentado e os outros parâmetros foram mantidos constantes, a transferência de calor aumentou.

Conjuntos tendo diferentes diâmetros dos pinos tiveram o mesmo rendimento quando a área de superfície da aleta do conjunto placa base foi seguramente fixada. Cálculos mostraram que a contribuição foi substancial para o

conjunto mais populoso, para aletas compridas e para pequenas diferenças de temperatura.

SPARROW & VEMURI (1985) investigaram uma superfície aletada para avaliar os efeitos da radiação na convecção natural, duas situações foram analisadas; com e sem efeitos da radiação. Observaram que os efeitos da radiação aumentam o número de Nu a medida que a diferença de temperatura entre as superfícies diminui e que são desprezíveis os seus efeitos sobre o número de Ra.

LEUNG & PROBERT (1989) determinaram a efetividade térmica de trocadores de calor aletados sob condições de convecção natural, realizando os ensaios em temperaturas de 20 a 40 K acima da temperatura média ambiente, e definiram também o espaço ótimo entre as aletas.

SEMYONOV (1989) investigou experimentalmente a convecção mista sobre uma placa vertical. Obteve relações gráficas para cálculo da transferência de calor e os limites da existência dos regimes laminar, transição e turbulento.

LEUNG & PROBERT (1989) trabalharam com transferência de calor em aletas verticais com fluxo estabilizado colocadas em ressalto, acima de bases horizontais, para determinação dos valores dos parâmetros geométricos otimizados de trocadores de calor. Para o trocador em questão o espaço entre as aletas foi de 10 mm com o material de duralumínio com espessura de 2 mm e comprimento de 250 mm.

LEUNG et al (1990) desenvolveram um modelo numérico em duas dimensões para definir as perdas por radiação e por convecção natural para as superfícies de uma aleta retangular vertical de um conjunto proeminente, perpendicularmente externo à base retangular vertical. A contribuição da radiação e da convecção foram primeiramente estimadas separadamente e então assumido para dar a taxa de estabilização global da dissipação de calor pelo trocador de calor para o ar ambiente.

As predições teóricas obtidas usando este modelo, podem ser comparados com observações experimentais para prévias investigações.

SOBHAN et al (1990) realizaram estudos experimentais para a transferência de calor na convecção livre estabilizada de uma aleta e um conjunto de aletas agrupadas em uma base horizontal aquecida. A técnica de interferometria diferencial foi utilizada e foram estimados os valores do fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor locais e o número de Nu global. Foram discutidos em detalhes o fluxo e o mecanismo de transferência de calor para três casos: uma placa plana vertical isotérmica, uma aleta fixada em uma base aquecida, e um conjunto de aletas.

Foram apresentadas correlações entre o número de Nu global e os parâmetros relevantes para esses casos.

AZIZ & TESARIK (1992) apresentaram resultados do estudo sobre os efeitos das condições de temperatura assimétrica de uma aleta no caso bidimensional. Para o trocador de calor as aletas, foram consideradas como placas paralelas com diferentes temperaturas.

NAYLOR & TARASUK (1993) investigaram numericamente e experimentalmente os efeitos da razão geométrica na transmissão de calor por convecção natural em um canal vertical com uma placa aquecida. Consideraram que o fluxo no canal aproxima-se da condição escoamento térmico completamente desenvolvido, quando h/s é grande, (Ra pequeno) e que o perfil velocidade é parabólico, tanto na seção isotérmica quanto na extensão adiabática. Confirmaram o aumento das taxas de transmissão de calor devido ao confinamento do escoamento em um canal (efeito chaminé). Estabeleceram as relações matemáticas entre Nu e Ra que apresentaram pequenos desvios em relação aos resultados experimentais.

Concluíram que a temperatura média do fluido no canal era maior para a placa situada na parte inferior e que a taxa de transmissão de calor era maior para a placa situada na parte inferior do canal.

RAO et al (1996) investigaram experimentalmente a interação da convecção livre e a radiação num conjunto de aletas horizontais. Um interferômetro diferencial foi usado para obter a transferência de calor na convecção livre e a radiação foi obtida resolvendo numericamente as equações. Resultados são apresentados para mostrar os efeitos dos vários parâmetros tal como a emissividade da superfície da aleta, espaçamento e altura da aleta e temperatura da base.

Correlações são sugestionadas em termos de parâmetros adimensionais.

A principal conclusão deste trabalho é que a interação convecção - radiação invalida aproximações aditivas, nas quais, a contribuição convecção e radiação são independentemente calculadas, assumindo todas as superfícies para serem isotérmicas e então adicionando estes para obter o calor trocado perdido para o conjunto de aletas.

Trocadores de calor de tubos aletados

ANSARI (1983) investigou experimentalmente a convecção e radiação em conjunto de:

- Tubo aletado em um grande espaço aberto;
- O mesmo tubo inclinado de um ângulo de 20° com a horizontal;
- Tubo aletado posicionado adjacente a uma parede isolada;
- Tubo aletado posicionado num canto formado por um piso e uma parede isolados.

SPARROW et al (1986) trabalharam experimentalmente para determinar as características de transferência de calor num tubo aletado situado em um canal vertical, aberto para o ambiente no topo e na base. A transferência de calor do tubo aletado se dá por convecção e radiação. Foi investigada a resposta do trocador quanto a transferência de calor para três parâmetros geométricos: 1- posição do tubo aletado em relação altura do canal; 2 - distância entre as extremidades da aleta e as paredes do canal; e 3 - altura do canal. Os experimentos também foram realizados para o trocador situado no espaço livre. Constataram que quando o tubo aletado era

posicionado no interior do canal, ocorria um elevado aumento nas taxas de transferência de calor em comparação àquelas obtidas no espaço livre. Com o tubo situado no interior do canal, o aumento nas taxas de transferência de calor foi verificado para: 1 - posicionando o tubo na parte inferior do canal. 2 - pequenas distâncias entre a ponta das aletas e a parede; e 3 - canal com maior altura.

SPARROW & ANSARI (1987) realizaram medidas de parâmetros da convecção natural e radiação combinadas na transferência de calor de um tubo aletado situado em um canal vertical aberto para o topo e fundo. Os primeiros experimentos foram realizados, com ambas as paredes do duto isoladas. Nos ensaios seguintes foram realizados com apenas uma parede isolada e a outra foi coberta por uma placa de metal sem isolamento. Em geral, os coeficientes de transmissão de calor foram determinados como sendo ligeiramente inferiores para a parede formada por uma placa de metal, em comparação com a situação em que ambas as paredes estão isoladas. Com o trocador na posição inferior do canal, a diferença nos coeficientes de transmissão de calor correspondentes aos dois tipos de parede foi de pequena porcentagem. Quando o trocador estava na posição média vertical do canal, as diferenças foram grandes, mas na faixa prática do número de Ra , as diferenças não foram maiores que 5 %.

HAUGHT & ENGELMAN (1988) estudaram uma simulação numérica e experimental do fluxo de ar e aquecimento de um trocador de tubo aletado, de uma única fileira com aletas de placa planas. A técnica de elementos finitos foi usada na simulação experimental numérica e para verificação dos resultados numéricos um simples trocador de uma fileira foi utilizado como modelo para visualização do fluxo imerso num túnel com água.

DIEZ et al (1989), investigaram experimentalmente, envolvendo Interferometria Halográfica a convecção natural para um cilindro horizontal imerso no ar para várias temperaturas da superfície, convergindo para valores do número de Ra entre 3600 e 5600. Várias equações semi empíricas foram obtidas para reproduzir satisfatoriamente o campo de adimensionais das temperaturas ao redor do cilindro.

As funções para fornecer o número de Nusselt médio local, valores em termos dos correspondentes números de Gr e Pr foram obtidos. Essa correspondência confrontada com fórmulas, mostra que o método empregado deve ser usado para obter as equações para ambos, temperatura e Nusselt que envolvem a posição angular e são plenamente compatíveis com os valores médios usados na prática.

RABAS & HUBER (1989) estudaram os efeitos do número de fileiras na transferência de calor de um banco de tubos aletados em linha e determinaram que as taxas de troca de calor são entorno de 0,70 a 0.8 de um trocador que tenha profundidade e número de Re alto, e mostraram que um banco de tubos aletados em linha tem a sua performance decrescente com relação ao número de fileiras.

SHIFFIELD et al (1989) fizeram um estudo experimental para investigar a condutância de contato entre um tubo e as aletas planas. A teoria básica de condutância de contato térmica apoia o uso de parâmetros mensuráveis incluindo interferência, espessura das aletas, espaçamento entre as mesmas, dureza e diâmetro do tubo para análise das variáveis. Os ensaios foram feitos numa câmara de vácuo, para levantar as correlações da constância térmica e a transferência de calor.

ANIPKO & SHULGA (1988) coletaram dados e correlataram dentro de expressões empíricas a transferência de calor e coeficientes de perda de carga em tubos com aletas do tipo placa plana corrugada, como uma função da geometria do corrugamento e do fluxo externo padrão.

SARMA & SUNITA (1990) estudaram as taxas de transferência de calor para um cilindro horizontal, aquecido internamente através de um fluxo de calor constante. A avaliação foi feita com a ajuda da análise integral, dando devida consideração a ambos: convecção natural e radiação térmica para o ambiente. Foi observado, que a condição não isotérmica ao redor do tubo aumentou diretamente devido ao efeito conjugado dos três modos de transmissão de energia, condução, convecção e radiação. As análises teóricas foram confirmadas com os resultados experimentais .

NIR (1991) analisou a distribuição visual padrão do fluxo num banco de tubos aletados com aletas individuais, permitindo a separação dos maiores fatores afetantes da transferência de calor e perda de carga. Um modelo de fluxo e parâmetros adimensionais foram estabelecidos para a base desta análise.

Coeficientes e correlações foram avaliadas usando dados originais já publicados.

PAYKOC et al (1991) realizaram estudos teóricos e experimentais na transferência de calor convecção natural, para um par de cilindros horizontais aquecidos, colocados um acima do outro num plano vertical. O estudo teórico e o esquema de diferenças finitas foi baseado na integração das equações governantes sobre células finitas. Experimentalmente o problema foi investigado pelo método do (Interferometria Halográfica), os interferogramas foram avaliados para um número de Ra entre $1.5 \cdot 10^4$ a $3 \cdot 10^4$. Foram obtidos os campos de temperatura ao redor do dois cilindros, a distribuição das velocidades radial e angular na camada limite dos tubos e a variação dos coeficientes de transferência de calor de ambos os tubos.

INAGAKI & KOMORI (1991) fizeram experimentos com transferência de calor e fluxo de fluido em convecção natural em torno de dois cilindros horizontais alinhados verticalmente. Os coeficientes de transferência de calor foram primeiramente medidos para uma grande variedade de taxas de interferência entre H/D, sendo H (distância entre os cilindros na vertical) e D(diâmetro do tubo). Os resultados mostraram que as taxas transferência de calor ao redor de dois cilindros, para $1 < H/D < 4$, foram maiores do que para um único cilindro. Ao contrário, houve uma redução da transferência de calor para $H/D < 1$. O padrão de temperaturas da superfície foi visualizado por um cristal líquido.

KUNTYSH & STENIN (1991) trabalharam com a transferência de calor e perda aerodinâmica de uma, duas, três, quatro, cinco e seis fileiras de um feixe de tubo bimetálicos ordenados em linha com aletas de alumínio, operando em fluxo cruzado de ar.

Os dados experimentais foram correlacionados, e os fatores de correção refletindo o efeito do pequeno número de fileiras de tubos do feixe.

SCHUZ et al. (1992) apresentaram a análise detalhada do efeito da distribuição da transferência de calor local, os quais foram determinados experimentalmente, através da distribuição de temperatura nas aletas e no fluido entre duas aletas adjacentes do trocador de calor de tubo aletado. A distribuição da transferência de calor na aleta não é homogênea em toda a sua superfície, levando à resultados variáveis na sua eficiência calculada pelo método convencional. O efeito da variação da temperatura do fluido, é usualmente negligenciado na análise da aleta. Muitas vezes exerce uma grande influência na sua eficiência e no fluxo de calor total.

Para a otimização do projeto das aletas, a análise combinada do coeficiente de transmissão de calor e resistência a condução e a variação de temperatura do fluido são indispensáveis.

KARABACAK (1992) realizou vários experimentos para determinar o efeito da aleta na radiação na transferência de calor na convecção livre para um cilindro aquecedor aletado. Devido a várias aplicações a geometria do tubo era circular. A seção de teste foi construída para um tubo central de aquecimento, colar de alumínio e aleta de cobre. Com respeito aos resultados experimentais, o efeito de (γ), razão entre espaço das aletas e o diâmetro, variando de (0.25 a 1.25), mostrando ser indiscernível na convecção natural. Como, o efeito (λ), razão entre o diâmetro da aleta e o corpo cilíndrico foram considerados na estabilidade.

HAHNE & ZHU (1994) investigaram experimentalmente os campos de temperatura e o coeficiente de transferência de calor em um tubo aletado submetido a convecção natural. O diâmetro da aleta foi variado para levantar o efeito da altura da mesma nos parâmetros analisados. O coeficiente de transmissão de calor depende da altura da aleta, com melhor transferência de calor para pequenas aletas. Para a maioria dos casos, o número de Gr foi baseado na diferença de temperatura entre o centro do tubo e o ar ambiente.

KAYANSAYAN (1993) devido a falta de dados mostrando o efeito do espaçamento, do comprimento da aleta e do número de Ra na performance térmica de trocadores, estudaram as características térmicas de um tubo aletado de um trocador de calor resfriado por convecção natural. Baseando-se em que a interação da camada limite da aleta com o tubo base trouxe a redução no número de Nu e no valor da convecção-condutância da superfície aletada para que fosse um caso clássico de um longo cilindro isolado. Para os números de Ra além do crítico, o número de Nusselt foi muito insensível para o espaçamento e comprimento da aleta.

HATTORI et al. (1994) investigaram a transferência de calor na convecção natural de cilindros horizontais uniformemente aquecidos submetidos a um fluxo de ar. A distribuição dos cilindros foi uma única fileira de cinco cilindros e múltiplos de cinco, num arranjo de banco em linha. A variável investigada para cinco cilindros num conjunto foi obtida variando o espaçamento entre os cilindros na vertical e horizontal. Foram também obtidas equações que relacionavam o coeficiente de transferência de calor médio para um único cilindro e para um banco de cilindros.

Durante a realização da revisão bibliográfica, foi observado que a maioria dos pesquisadores trabalham para aumentar a eficiência de trocadores de calor submetidos a convecção forçada. Poucos são os que se dedicam a pesquisar maneiras de otimizar os trocadores de calor sob convecção natural.

Observou-se que na análise da transferência de calor, os pesquisadores trabalham sempre com velocidades prescritas, ou seja, o escoamento no canal vertical é com fluxo imposto, o que significa velocidade constante na entrada.

Trabalhos sobre convecção natural são dirigidos principalmente para o resfriamento de circuitos eletrônicos. O trabalho proposto visa analisar parâmetros que no conjunto não foram ainda avaliados, como: velocidade de indução, emissividade em função da troca de cor, razão geométrica e potência de aquecimento no efeito chaminé.

Para este trabalho os artigos dos seguintes pesquisadores foram de importância fundamental: ANSARI (1983), SPARROW & VEMURI (1985),

SPARROW et al (1986), SPARROW & ANSARI (1987), NAYLOR & TARASUK (1993).

2.1 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1.1 - Introdução

A análise da transferência convectiva de calor é complexa pelo fato de requerer a solução de equações de movimento e energia. A formulação bidimensional, estacionária, envolve uma equação de continuidade, duas de momento e uma de energia, que devem ser resolvidas sobre todo o campo do escoamento. Se o campo do escoamento for dividido em uma região da camada limite, onde os gradientes de velocidade e a temperatura são elevados, e uma região de escoamento potencial, então podem-se efetuar simplificações significativas na análise da transferência convectiva de calor. A razão é que a análise do escoamento na região de escoamento potencial é relativamente simples, e há simplificações nas equações do momento e da energia quando elas são restritas à região da camada limite.

No escoamento bidimensional, estacionário, as equações da camada limite podem ser obtidas das equações gerais da continuidade, do momento e da energia OZISIK (1990), com a simplificação destas equações por um estudo na ordem de grandeza. A hipótese básica feita na simplificação da camada limite é a de que as espessuras da camada limite cinética e térmica são pequenas em comparação com uma dimensão característica. Admitindo nas equações gerais citadas por OZISIK (1990), que nenhuma força volumar esteja atuando sobre o fluido, as equações resultantes na camada limite são dadas por

$$\text{continuidade } \partial u / \partial x + \partial v / \partial y = 0 \quad (2.1)$$

$$\text{momento x } \rho \{ u (\partial u / \partial x) + v (\partial u / \partial y) \} = - \partial P / \partial x + \mu (\partial^2 u / \partial y^2) \quad (2.2)$$

$$\text{energia: } \rho c_p \{ u (\partial T / \partial x) + v (\partial T / \partial y) \} = k \partial^2 T / \partial y^2 + \mu (\partial^2 u / \partial y^2) \quad (2.3)$$

2.1.2 - Parâmetros Adimensionais da convecção natural

Para desenvolver os principais parâmetros adimensionais da convecção livre, consideremos a convecção sobre uma placa vertical. Para simplicidade, foi admitido que o escoamento na camada limite é estacionário e laminar; a dissipação viscosa da energia na equação da energia é um termo que pode ser desprezado em virtude das pequenas velocidades de escoamento associadas à convecção livre. Então, as equações que governam a continuidade, o momento e a energia são obtidos das equações (2.1, 2.2, 2.3) na camada limite, introduzindo-se o termo apropriado do empuxo na equação do momento:

$$\text{continuidade } \partial u / \partial x + \partial v / \partial y = 0 \quad (2.4)$$

$$\text{momento x } \rho \{ u (\partial u / \partial x) + v (\partial u / \partial y) \} = - \rho g - \partial P / \partial x + \mu (\partial^2 u / \partial y^2) \quad (2.5)$$

$$\text{energia: } \rho c_p \{ u (\partial T / \partial x) + v (\partial T / \partial y) \} = k \partial^2 T / \partial y^2 \quad (2.6)$$

O termo $-\rho g$, no segundo termo da equação do momento, representa a força volumar exercida no elemento do fluido no sentido negativo de x . Para pequenas diferenças de temperatura, a densidade ρ , no termo do empuxo, é considerado variável com a temperatura, enquanto a densidade que aparece em qualquer outro lugar, nestas equações, é considerado constante.

Para determinar o termo do gradiente de pressão $\partial P / \partial x$, a equação do momento é estimada na fronteira da camada limite cinética, onde $u \rightarrow 0$ e $\rho \rightarrow \rho_\infty$. Obtemos

$$\partial P / \partial x = - \rho_\infty g \quad (2.7)$$

onde ρ_∞ indica a densidade do fluido fora da camada limite. Então, o termo $-\rho g - \partial P / \partial x$, que aparece na equação do momento (2.5) se torna

$$-\rho g - \partial P / \partial x = (\rho_\infty - \rho)g \quad (2.8)$$

se β for o *coeficiente de dilatação térmica* do fluido, a variação da densidade com a temperatura se relaciona a β por

$$-1/\rho (\partial \rho / \partial T)_p = \beta \quad (2.9)$$

Exprimindo o termo da derivada nesta relação, mediante diferenças finitas, a equação anterior é aproximada por

$$\Delta \rho = -\beta \rho \Delta T \quad (2.10)$$

$$\text{ou } \rho_\infty - \rho = -\beta \rho (T_\infty - T) \quad (2.11a)$$

Então, a equação (2.8), se torna

$$-\rho g - \partial P / \partial x = \beta \rho (T_\infty - T)g \quad (2.11b)$$

A equação (2.11a) é substituída na equação do momento (2.5) Resumimos a seguir as equações resultantes para a convecção livre sobre um placa vertical:

$$\text{continuidade:} \quad \partial u / \partial x + \partial v / \partial y = 0 \quad (2.12)$$

$$\text{momento x:} \quad u (\partial u / \partial x) + v (\partial u / \partial y) = g\beta (T - T_\infty) + \nu (\partial^2 u / \partial y^2) \quad (2.13)$$

$$\text{energia:} \quad u (\partial T / \partial x) + v (\partial T / \partial y) = \alpha \partial^2 T / \partial y^2 \quad (2.1)$$



Se o fluido for um gás perfeito, temos

$$\rho = P / R T \quad (2.15)$$

Então, o coeficiente de dilatação β na equação 2.10 se torna

$$\beta = \{(\rho_{\infty} / \rho) - 1\} / (T - T_{\infty}) = \{((T / T_{\infty}) - 1) / (T - T_{\infty})\} = 1 / T_{\infty} \quad (2.16)$$

Para determinar os parâmetros adimensionais que governam a transferência de calor na convecção livre, precisamos tornar adimensionais as equações normativas acima. São definidos os seguintes parâmetros adimensionais:

$$X = x / L \quad Y = y / L \quad U = u / U_0 \quad V = v / V_0 \quad \theta = (T - T_{\infty}) / (T_w - T_{\infty}) \quad (2.17)$$

Sendo L uma dimensão característica, U_0 é uma velocidade de referência, e T_w é a temperatura da parede, e T_{∞} é a temperatura do fluido a uma grande distância da placa quente. quando estas novas variáveis forem introduzidas nas equações adimensionais resultantes são:

continuidade:
$$\partial U / \partial X + \partial V / \partial Y = 0 \quad (2.18)$$

momento x:

$$U (\partial U / \partial X) + V (\partial U / \partial Y) = ((g\beta (T - T_{\infty}) L) / U_0^2) \theta + 1 / R_e (\partial^2 U / \partial Y^2) \quad (2.19)$$

energia:
$$U (\partial \theta / \partial X) + V (\partial \theta / \partial Y) = (1 / R_e Pr) \partial^2 \theta / \partial y^2 \quad (2.20)$$

O número de Reynolds e o Prandtl são definidos como

$$Re = U_0 \cdot L / \nu \quad Pr = \nu / \alpha \quad (2.21)$$

O grupo adimensional na equação do momento pode ser reordenado como

$$g \beta (T_w - T_\infty) L / U_o = ((g \beta L^3 (T_w - T_\infty)) / \nu^2) / (L U_o / \nu)^2 = Gr / Re^2 \quad (2.22)$$

Onde o número de Grashof, Gr é definido por

$$Gr = g \beta L^3 (T_w - T_\infty) / \nu^2 \quad (2.23)$$

O número de Gr representa a razão entre o empuxo e a força viscosa que atua no fluido. Relembrando que, na convecção forçada, o número de Reynolds representa a razão entre a força inercial e a força viscosa que atuam no fluido. Portanto, o número de Gr na convecção livre exerce o mesmo papel do número de Re na convecção forçada. Neste tipo a transição do escoamento laminar para turbulento é governada pelo valor crítico do número de Re. Deste modo semelhante, na convecção livre, a transição do escoamento laminar para o turbulento é governada pelo valor crítico do número de Gr.

As equações 2.18 a 2.20 implicam que, quando os efeitos da convecção livre e forçada tiverem valores comparáveis, o número de Re, Pr e Gr:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (2.24)$$

O parâmetro Gr / Re^2 , definido pela equação (2.19), é uma medida de importância relativa da convecção livre frente à convecção forçada. Tem-se:

para $Gr / Re^2 \cong 1 \rightarrow$ c. natural \approx c. forçada ambas devem ser consideradas;

para $Gr / Re^2 \ll 1 \rightarrow$ escoamento provocado pela convecção forçada;

para $Gr / Re^2 \gg 1 \rightarrow$ escoamento provocado pela convecção livre.

Se $(Gr/Re^2) \gg 1$, a convecção livre se torna dominante e o número de Nu depende sómente de Gr e de Pr:

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (2.25)$$

Na convecção livre, as velocidades do escoamento são provocados sómente pelo empuxo, e, portanto não há velocidade de escoamento induzida externamente. por isso, o número de Nu não depende do número de Re.

Nos gases, $Pr \cong 1$; portanto o número de Nu, na convecção livre, é uma função exclusiva do número de Gr:

$$Nu = f(Gr) \quad (2.26)$$

Outro parâmetro geométrico, o número de Rayleigh (Ra), é definido por:

$$Ra = Gr Pr = \left\{ \left((g \beta L^3 (T_w - T_\infty)) / \nu^2 \right) \cdot Pr \right\} = (g \beta L^3 (T_w - T_\infty)) / \nu \alpha \quad (2.27)$$

é utilizado, em vez do número de Gr, para relacionar a transferência de calor na convecção livre. Desta forma a equação 2.22 toma a forma

$$Nu = f(Ra, Pr) \quad (2.28)$$

Na convecção livre, o escoamento é provocado apenas pela força de empuxo, não existindo velocidades induzidas por meios externos; logo o número de Nusselt (Nu) é independente do número de Re. Admitindo-se $Pr \cong 1$ e, portanto, espessuras iguais ($\delta_{hid} = \delta_{term}$) para as camadas limites hidrodinâmica e térmica, a

equação (2.13) e (2.14) resolvidas com auxílio da (2.12) pode ser escrita na forma integral através do método integral OZISIC (1990), resultando:

$$d/dx \left(\int_0^\delta u^2 dy \right) = -v \left(\partial u / \partial y \right)_{y=0} + g \beta \int_0^\delta (T - T_\infty) dy \quad (2.29a)$$

$$(d/dx) \left[\int_0^\delta u \cdot (T - T_\infty) dy \right] = -\alpha \left(\partial T / \partial y \right)_{y=0} \quad (2.29b)$$

O perfil de temperaturas correspondente é dado por:

$$(T_{x,y} - T_\infty) / (T_p - T_\infty) = (1 - y/\delta)^2 \quad (2.30)$$

e o de velocidades é dado por:

$$u(x,y) = u_0 (y/\delta) \cdot (1 - y/\delta)^2 \quad (2.31)$$

A resolução das equações (2.29a), (2.29b), (2.30) e (2.31) resulta em uma relação para Nu, válida para a convecção livre sobre uma placa vertical sujeita a temperatura uniforme. as relações podem ser obtidas numericamente ou através de correlações de dados experimentais.

Muitos pesquisadores têm proposto relações para Nu em função de Gr e Pr que, para o caso de geometrias simples (placas planas ou tubos verticais), apresentam razoável concordância entre teoria e prática. O interesse na obtenção da relação entre esses adimensionais deve-se ao fato de que, a partir do valor de Nu, o coeficiente de transferência de calor convectivo (h) pode ser determinado facilmente através de:

$$\text{Nu} = h L / k. \quad (2.32)$$

Portanto, considerando que o trocador de calor estudado tem uma geometria complexa e de acordo com ANSARI (1983) que trabalhou com um único tubo aletado então a equação proposta é do tipo:

$$\text{Nu} = c. \text{Ra}^n \quad (2.33)$$

Sendo que Nu e Ra foram avaliados experimentalmente e c e n são os coeficientes a determinar através de matemática simples.

2.2 - Coeficiente de transferência de calor

2.2.1 - Transferência de calor por convecção

Nas aplicações da engenharia, para simplificar os cálculos de transferência de calor entre a superfície aquecida, para o fluido que está escoando sobre ela é:

$$Q_c = h_c \cdot A_{tr} \cdot (T_w - T_f) \quad (2.34)$$

onde:

Q_c - é o fluxo de calor da parede quente para o fluido frio;

h_c - coeficiente de transferência de calor por convecção;

A_{tr} - área do trocador de calor;

T_w - temperatura da superfície aquecida;

T_f - temperatura do ar de escoamento

O coeficiente de transferência de calor varia com o tipo de fluxo (isto é, laminar ou turbulento), com a geometria do corpo e a área de escoamento, com as

propriedades físicas do fluido, com a temperatura média e com a posição ao longo da superfície do corpo. quando isso ocorre, é, conveniente considerar, nas aplicações de engenharia, o seu valor médio h_m sobre a superfície ao invés do seu valor local. Na equação 2.31 então q_m representa o valor médio do fluxo de calor sobre a região considerada.

Para geometrias simples, como placas lisas, ou tubos o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado analiticamente. No escoamento sobre corpos com configurações complexas, utiliza-se o método experimental para determinar o valor de h_c .

2.2.2 - Transferência de calor por radiação

Todos os corpos emitem continuamente energia em virtude da sua temperatura; a energia assim emitida é a radiação térmica. A energia da radiação emitida por um corpo é transmitida no espaço em forma de ondas eletromagnéticas, de acordo com a teoria eletromagnética de Maxwell; ou na forma de fótons discretos, conforme a hipótese de Plank. A emissão ou absorção da energia radiante por um corpo é um fenômeno de massa; isto é, a radiação, que se origina no interior do corpo, é emitida através da superfície. Inversamente, a radiação incidente na superfície de um corpo penetra até as profundezas do meio, onde é atenuada. Quando uma grande proporção da radiação incidente é atenuada a uma distância muito pequena da superfície, podemos falar da radiação como absorvida ou emitida pela superfície.

Sómente no vácuo a radiação se propaga absolutamente sem nenhuma atenuação. O ar atmosférico é também considerado transparente a radiação, pois a sua atenuação é insignificante.

O fluxo de radiação emitido por um corpo à temperatura T é dado pela equação:

$$Q_r = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_t \cdot (T_w^4 - T_f^4) \quad (2.35)$$

ϵ - emissividade da superfície irradiante;

σ - é a constante de Stefan-Boltzmann;

A_t - área da superfície irradiante;

T_w - é a temperatura absoluta, em Kelvin, da superfície irradiante;

T_f - é a temperatura absoluta, em Kelvins, do ar de escoamento.

2.2.3 - Mecanismo combinado de transferência de calor

Em muitas situações práticas, onde as temperaturas envolvidas não são elevadas os pesquisadores omitem a parcela de radiação. Porém esta parcela mesmo que seja pequena, deve ser considerada pelos motivos citados no capítulo da Introdução, porque dependendo da configuração a parcela pode ser significativa, podendo chegar a 50% de toda a energia transmitida para o meio, para diferenças de temperatura em torno de 100 °C, KREITH (1977). A equação que define o mecanismo combinado é;

$$Q_t = Q_c + Q_r \quad (2.36)$$

$$Q_t = h_c \cdot A_{tr} \cdot (T_w - T_f) + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_t \cdot (T_w^4 - T_f^4) \quad (2.37)$$

$Q_t = P$ calor total ou potência entregue ao sistema..

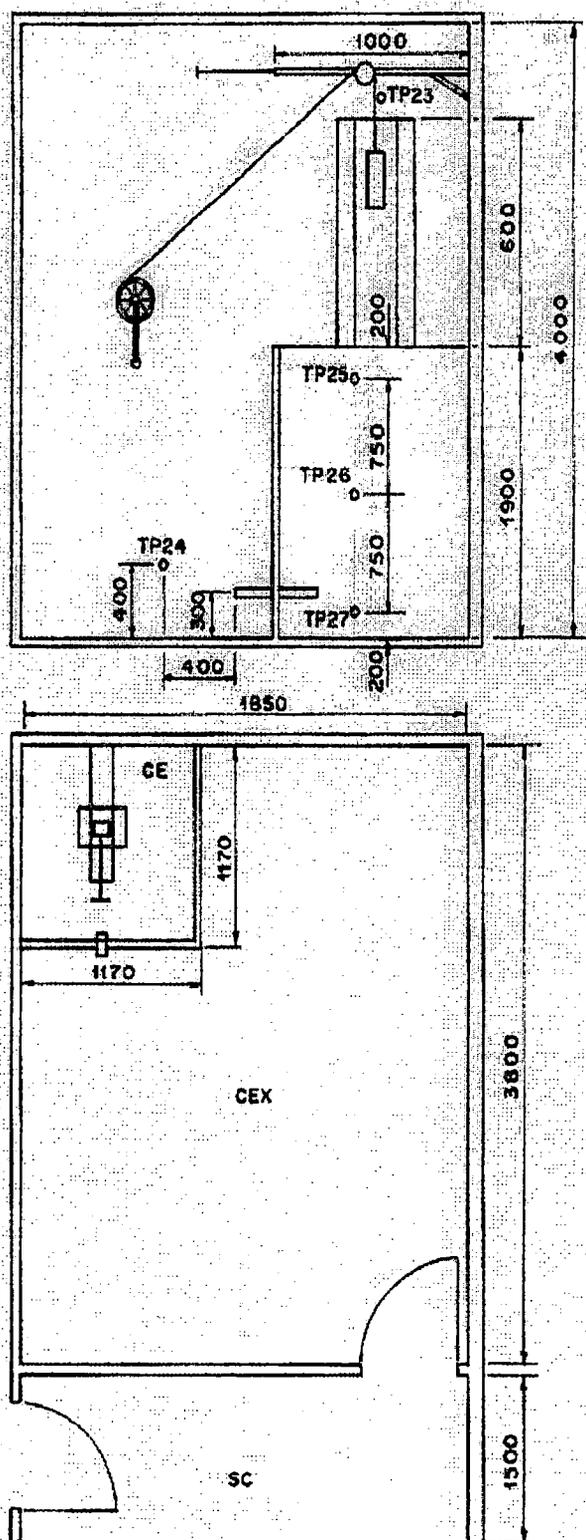


FIGURA 3.1 - Visão geral do modelo.

Apenas uma das paredes tem contato direto com o ambiente externo, sendo que essa parede é protegida da radiação solar pelas árvores que circundam o prédio, as outras paredes tem como fronteira os ambientes do restante do conjunto arquitetônico. Desta maneira, a câmara externa fica sujeita a radiação solar apenas pelo teto.

Para verificar a estabilidade térmica, foi feito um levantamento do perfil de temperatura da câmara externa, figura 3.2, quando as condições climáticas do ambiente externo sofria modificações. Para isso foram instalados termopares nos ambientes a serem avaliados e chegou-se a conclusão que para uma variação da temperatura externa de 20°C no ambiente exterior, a temperatura da câmara externa variou 2.5°C .

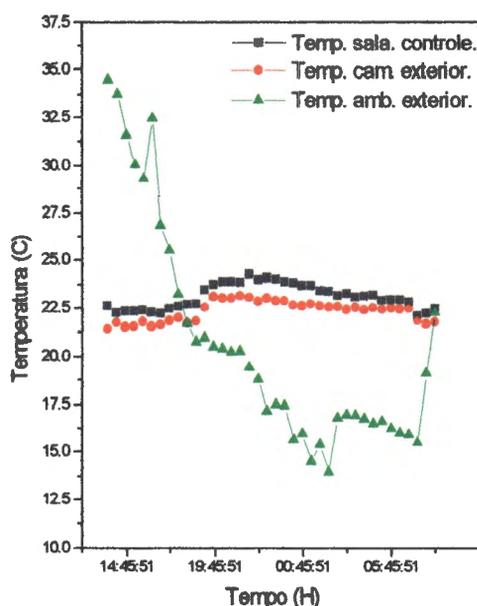


FIGURA 3.2 - Perfil de temperaturas.

3.2 - Câmara de estabilização

A câmara de estabilização é responsável pela organização do fluxo de ar, que flui da câmara externa para o trocador de calor dentro do canal de escoamento.

Esta câmara é em alvenaria convencional rebocada internamente com argamassa fina e revestida com painéis de *divilux eucatex*, com espessura de 30 mm.

O piso é sobre o solo e revestido com cerâmica vermelha. Para diminuir os efeitos da radiação do piso foi colocada uma camada de isopor de 80 mm.

Os painéis foram unidos através de perfis de alumínio projetados para este fim. Para evitar infiltrações de ar, as uniões foram vedadas com borracha de silicone e a seguir aplicada fita adesiva com largura de 30 mm, inclusive nas do piso com as paredes. Para a instalação do tampo foi colocado também silicone e após, o mesmo foi fixo a estrutura através de parafusos. Para evitar influências da radiação as fitas e o teto da câmara foram pintados com tinta branca de mesmo padrão que os painéis

Para se ter certeza de que as uniões das paredes internas da câmara de estabilização não tivessem vazamentos foram feitos testes de vazamento com equipamento de ultra-som *vacum leal detetor -TIF6500, Transmitter-W/TIF6501*.

A câmara possuía uma porta para acesso no caso de acontecer algum problema. As passagens de ar entre as paredes e a porta foram vedadas com fita adesiva e feitos testes de vazamento.

A câmara de estabilização foi monitorada térmicamente com os termopares Tp_{25} , Tp_{26} e Tp_{27} , , presos a um fio de nylon fixado na parede móvel do duto de escoamento, conforme mostrado na figura 3.1.

A câmara possuía as seguintes características:

- Comprimento	1170 mm;
- Largura	1170 mm;
- Altura	1900 mm;
- Paredes internas	85 mm;
- Predes externas	150 mm;
- Teto	15 mm.

A única passagem de ar da câmara externa para a interna é através do tubo do anemômetro de fio quente instalado a 300 mm do piso na parede da porta sobre o plano de simetria vertical da câmara de estabilização e perpendicular ao comprimento da câmara externa

O tubo do anemômetro tinha as seguintes características:

- Comprimento	150 mm;
- Diâmetro externo	25.4 mm;
- Parede	2.5 mm

- Distância do centro-piso 300 mm.

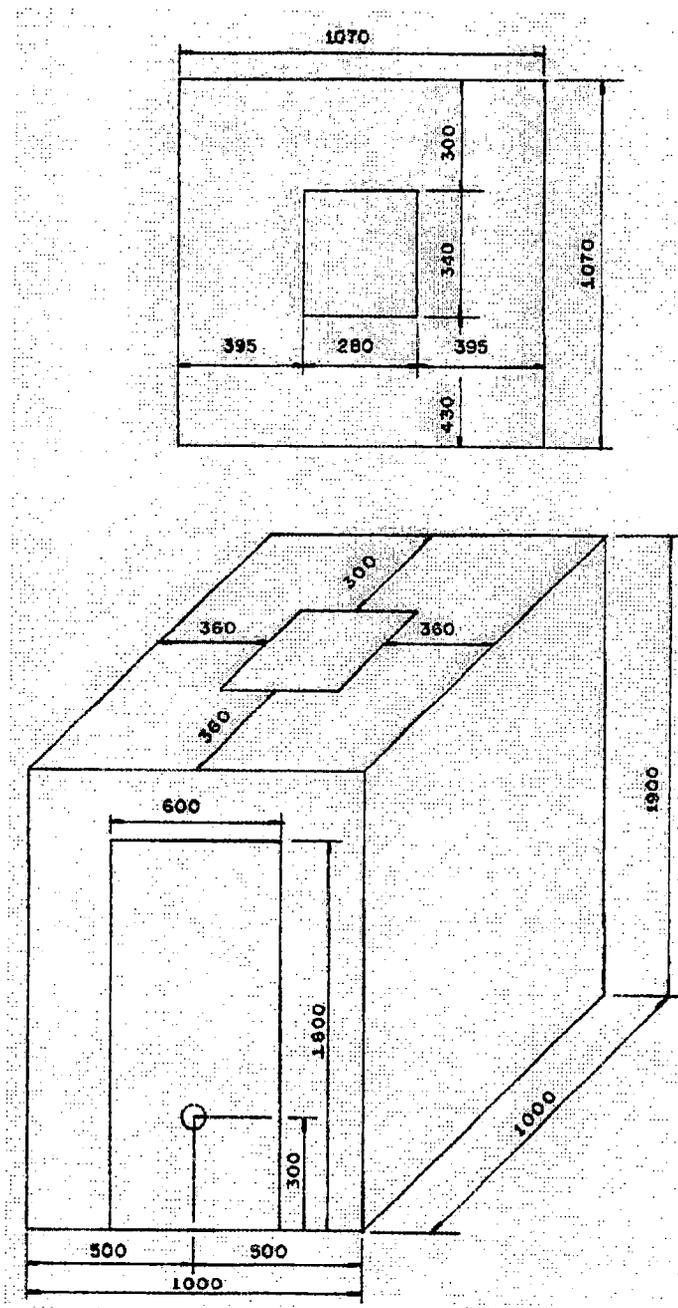


FIGURA 3.3 - Câmara de estabilização e tempo.

3.3 - Duto de escoamento

O duto de escoamento foi fabricado e instalado sobre o tampo da CE com finalidade de canalizar o fluxo de ar induzido por um trocador aletado colocado em seu interior.

O duto de escoamento tinha três paredes fixas e uma móvel como representado na figura 3.4. Todas as suas paredes tinham uma espessura de 15 mm de madeira (compensado naval) e 80 mm de espessura de isopor para evitar que o calor transferido pelo trocador se transferisse para o ambiente através de condução.

Para monitorar a temperatura média de escoamento de ar dentro do duto de escoamento foram instalados três termopares na parede móvel T_{p17} , T_{p18} , T_{p19} , e três na parede fixa oposta T_{p20} , T_{p21} , T_{p22} .

A parede móvel foi projetada para deslizar sobre o tampo para diminuir abertura do canal, condição exigida pelo experimento.

Quando a parede móvel era colocada na posição de ensaio, as guias de fixação eram presas ao tampo com quatro parafusos com porca tipo borboleta.

Na parte superior do canal a parede móvel era aproximada das paredes fixas através de um esticador que unia as paredes laterais contra a parede móvel.

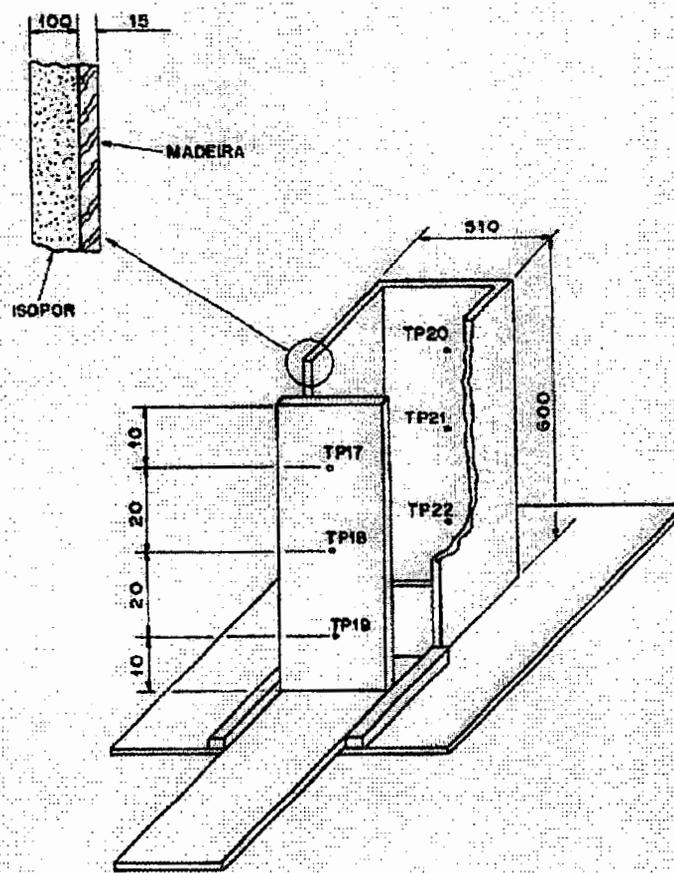


FIGURA 3.4 - Duto de escoamento

3.4 - Trocador de calor

O trocador de calor ensaiado era composto por 8 tubos dispostos num arranjo em uma única fileira e aletados com aletas planas contínuas.

Este tipo de trocador foi escolhido porque pode ser utilizado em refrigeradores domésticos como condensador do sistema de refrigeração.

A primeira providência tomada foi aplicar um jato de areia no trocador para retirar a tinta para que o mesmo fosse ensaiado inicialmente sem pintura. Após foram retiradas as curvas de uniam os tubos para facilitar a colocação da resistência de aquecimento.

A resistência elétrica de aquecimento utilizada foi Nicrotal-80 com comprimento de 2m, diâmetro de 0.8 mm e resistência $R = 2.160 \Omega/m$, que

apresentam as seguintes características como vantagem: elevado ponto de fusão, grande resistência a oxidação, resposta rápida, facilidade de obtenção de uniformidade térmica e elevada eficiência na conversão da energia elétrica em calor PERRY & CHILTON (1980).

A colocação da resistência foi feita da seguinte maneira: na extremidade dos tubos, de um lado do trocador foram colocadas terminais de cerâmica, com diâmetro menor um pouco que o tubo de cobre e diâmetro interno de 1 mm. Os terminais foram fixados aos tubos com uma mistura de cola resinada com óxido de cobre, SPARROW et al (1986), que tem a propriedade de minimizar a descontinuidade térmica. Essa mistura tem grande resistência à ruptura e à temperatura sendo o tempo de cura da mistura eram de 24 horas. Após passado este tempo, retorna-se a montagem enchendo-se todos os tubos com óxido de alumina bem compactada e a seguir colou-se os terminais no outro lado dos tubos fazendo com que a face dos terminais fique paralela a entrada dos tubos. Esperou-se o tempo de cura e a seguir enfiou-se a resistência através do tubos.

Para isolar os seguimentos de resistências que ficaram entre os tubos são colocadas missangas de cerâmica com diâmetro interno de 1 mm e externo 3 mm.

O trocador de calor tinha as seguintes características:

- Espessura da aleta	1 mm;
- Largura da aleta	28 mm;
- Altura da aleta	200 mm;
- Área total das aletas	0.5667 m ²
- Espaçamento entre as	3.5 mm;
- Diâmetro externo dos tubos	8 mm;
- Diâmetro interno	6 mm
- Área de tubo	0.082 m ² ;
- Comprimento do trocador	235 mm;
- Espessura do nylon	15 mm;
- Espessura do acrílico	6.5 mm;
- Número de aletas	54

Todas as características físicas e o posicionamento dos quinze termopares instalados para monitorar termicamente o trocador são mostrados na figura 3.5

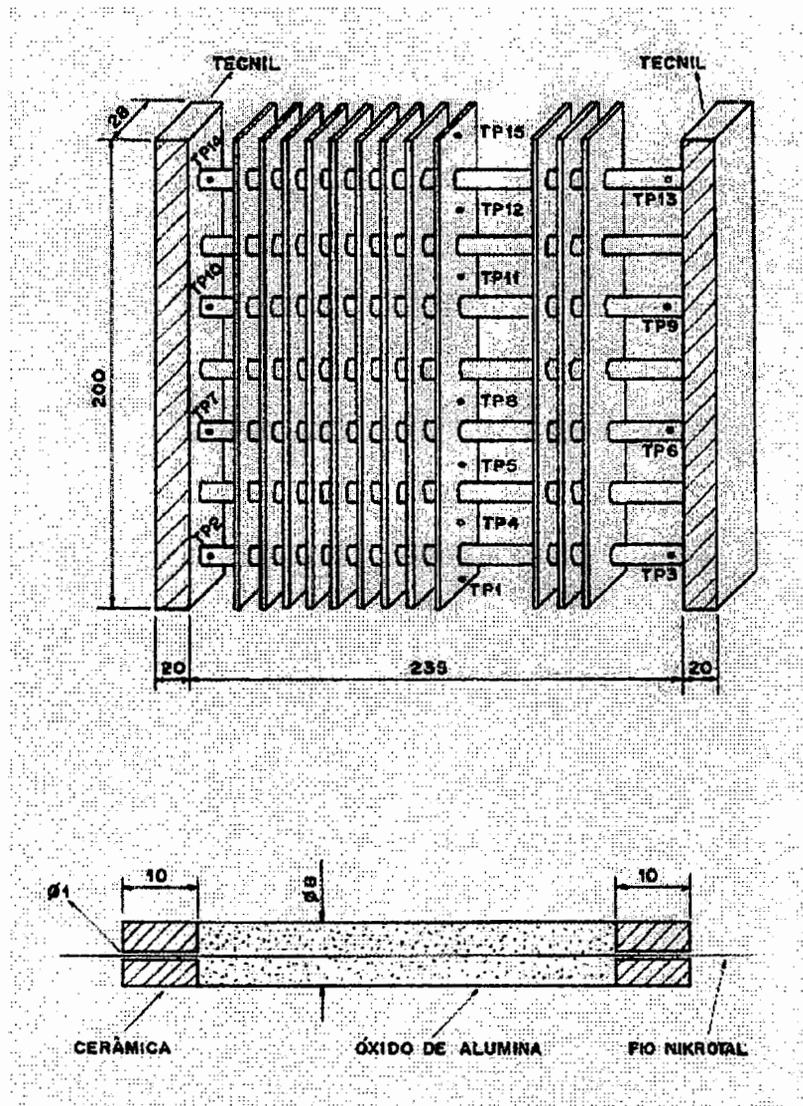


FIGURA 3.5 - Trocador de calor

3.4.1 - Medida de emissividade

Para avaliar e quantificar a influência da radiação no processo de transmissão calor total, foi necessário aplicar o método das temperaturas controladas para determinar a emissividade das superfícies de troca, devido ao fato do

Laboratório de Termodinâmica não possui nenhum equipamento para medição direta da emissividade.

Para realizar essas medidas foi utilizado um pirômetro de infravermelho de faixa variável de emissividade (resolução 0.01). Os resultados obtidos para a superfície foram: sem pintura $\varepsilon = 0.64$ e com pintura $\varepsilon = 0.87$.

O método das temperaturas comparadas e os ensaios para determinar a emissividade são descritos no anexo D.

3.4 - Termopares

O monitoramento das temperaturas na câmara externa e de estabilização, duto de escoamento e trocador de calor, foi feito com termopares do tipo T: cobre-constantan, AWG 30, para faixa de temperatura -184°C e 370°C , com limite de erro de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ (ou $\pm 0.4\%$), de acordo com as normas ANSI-MC96.1-1975, ASTM-E230/77 e USA-UNI7938. Contra efeitos de umidade, abrasão e corrosão, os fios são revestidos individualmente com PVC.

O processo de preparação e solda dos fios foi feito baseado nas recomendações de LOMBARDI (1983). A solda dos fios foi feita com aplicação de um arco voltaico, através da descarga de um banco de capacitores, em atmosfera não oxidante de argônio, figura 3.5.1.

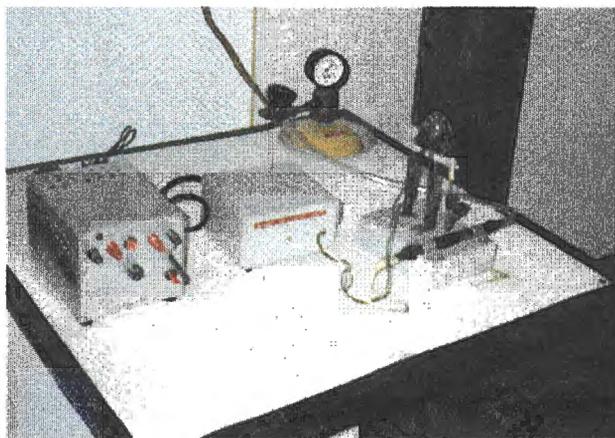


FIGURA 3.5.1 - Equipamento para solda de termopares



FIGURA 3.6 - Câmaras externa, estabilização e canal de escoamento

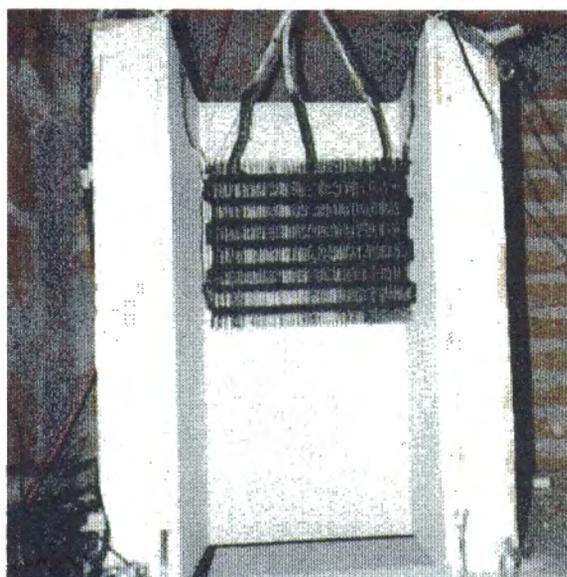


FIGURA 3.7A - Trocador de calor dentro do canal de escoamento.

3.6 - Fontes de aquecimento

Para o aquecimento do trocador de calor foi utilizada uma fonte de alta sensibilidade, leitura digital, ajuste fino, precisão, possibilidade de operação no modo tensão constante ou corrente constante, e proteção contra sobrecarga.

A fonte tem uma vantagem adicional de operação no modo cruzamento automático de tensão constante, corrente constante, isto significa que é possível uma transição contínua dos modos corrente para tensão constante em resposta à variação da carga. No caso de operação com corrente constante, a fonte fornece uma corrente de saída regulada que permanece constante mesmo que a carga solicitada aumente e vice-versa com a tensão marca MINIPA modelo MPC-3006D, 30 V-6A.

3.7 - Sistema de aquisição de dados

Para o levantamento das temperaturas do experimento foi usado um equipamento de aquisição de dados porque as medidas de temperaturas do duto de escoamento, e do trocador de calor teriam que ser feitas em tempo real ou seja todas as medidas ao mesmo tempo. O sistema de aquisição de dados era formado por duas placas conversora analógico / digital e três terminais de temperatura auto compensados do tipo T-21, sendo que cada terminal possui 8 canais. Em dois terminais foram conectados quinze termopares respectivamente em quinze canais, o canal restante foi utilizado para medir a tensão no anemômetro, todas essas medidas foram feitas em tempo real. Do outro terminal foi utilizado apenas quatro canais sendo que, num deles foram conectados oito termopares para leitura num processo manual, as medidas deste terminal não necessitavam de leitura em tempo real, precisando-se apenas dos valores final e inicial e não do seu valor regime transiente.

As placas conversoras do tipo ACPC 12-16 da Strawberry Tree, foram instaladas em dois computadores tipo PC 486, e tinham a função de converter os sinais elétricos, a qual era controlada pelo programa Workbench PC v. 2.1 para DOS. Os terminais de temperatura tinham uma placa isotérmica de alumínio, onde

eram fixadas as entradas analógicas que proporcionavam a auto compensação do sistema, isto é, num determinado tempo escolhido o sistema era recalibrado.

De acordo com o fabricante do sistema de aquisição as medidas de temperatura possui um erro de 0.5°C e para medidas de tensão um erro 0.5% do valor medido.

3.8 - Medidor de velocidade do ar

Para medir a velocidade do fluxo de ar foi pesquisado, projetado, construído e calibrado, (anexo B e C) um equipamento capaz de medir baixas velocidades, que se adapta-se as condições dos experimentos.

Após vários estudos chegou-se a conclusão que o melhor equipamento seria um anemômetro de fio quente de corrente constante composto de um tubo de PVC com comprimento de 150 mm e diâmetro de 25 mm. O fio (sonda) utilizado e montado no tubo foi o de tungstênio numa razão de $l/d = 250$ com $110\ \mu\text{m}$ de diâmetro(d) e 27.5 mm de comprimento representado nas figuras B1 e B2 Anexo B.

Após serem estudadas e executados vários métodos de calibração das sondas, as mesmas foram calibradas através de um micro- túnel de vento, composto por um tubo de vidro, um ventilador de pequena potência e um gerador de fumaça para a calibração do próprio túnel. figuras A2 anexo A e B6-B7 anexo B.

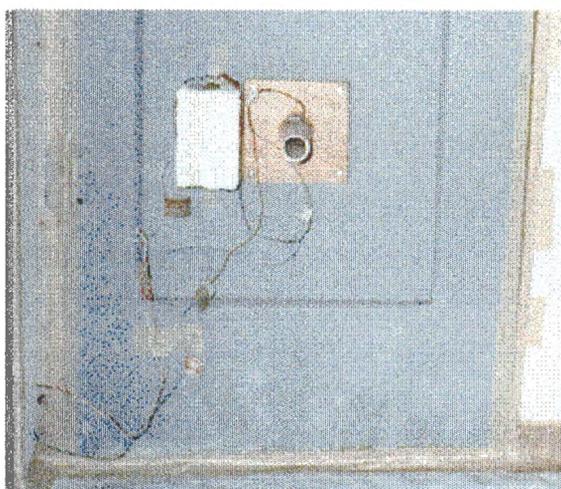


FIGURA 3.7B - Vista do anemômetro instalado na câmara de estabilização

3.8.1 - Curvas de Calibração

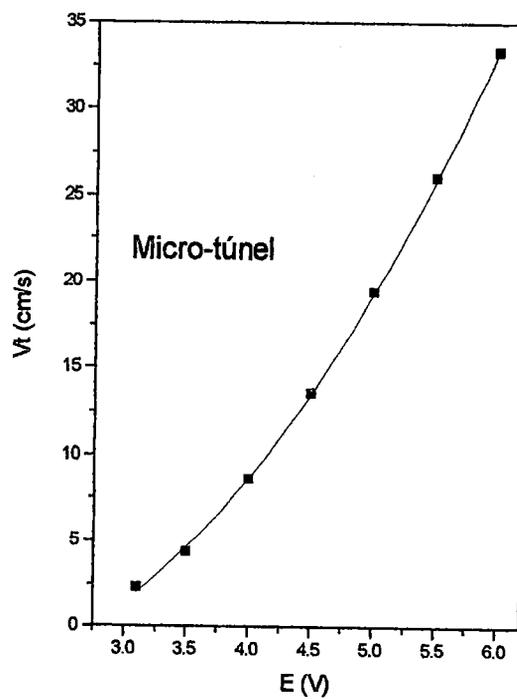


FIGURA 3.8.1 - Curva de calibração do micro-túnel

Para os experimentos foram calibradas seis sondas.

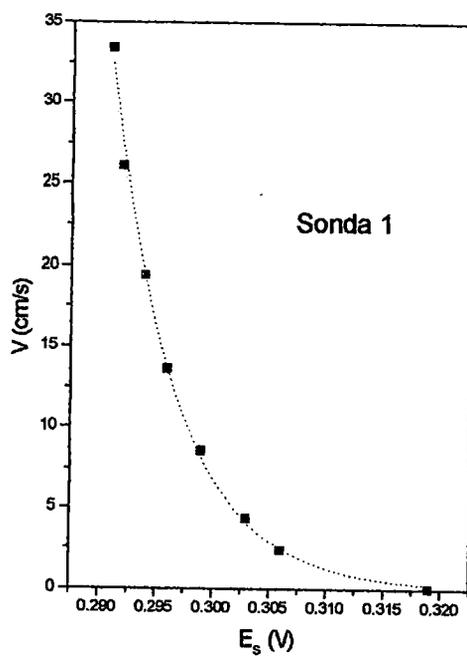


FIGURA 3.8.2 - Curva de calibração da sonda 1.

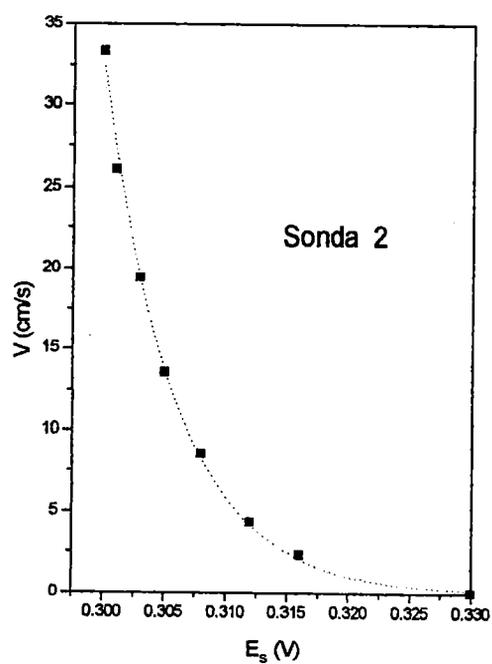


FIGURA 3.8.3 - Curva de calibração da sonda 2.

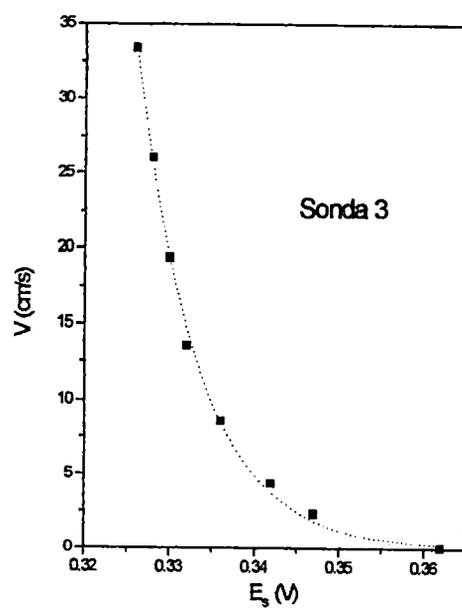


FIGURA 3.8.4 - Curva de calibração da sonda 3

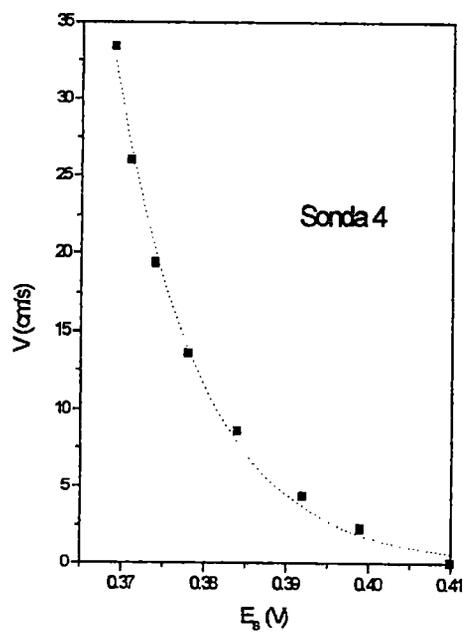


FIGURA 3.8.5 - Curva de calibração da sonda 4

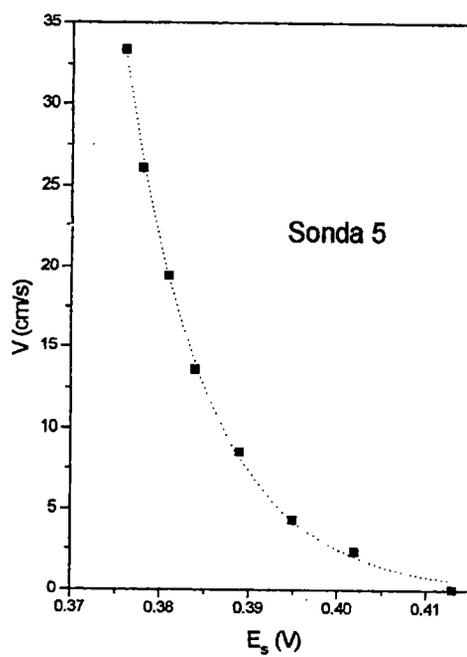


FIGURA 3.8.6 - Curva de calibração da sonda 5

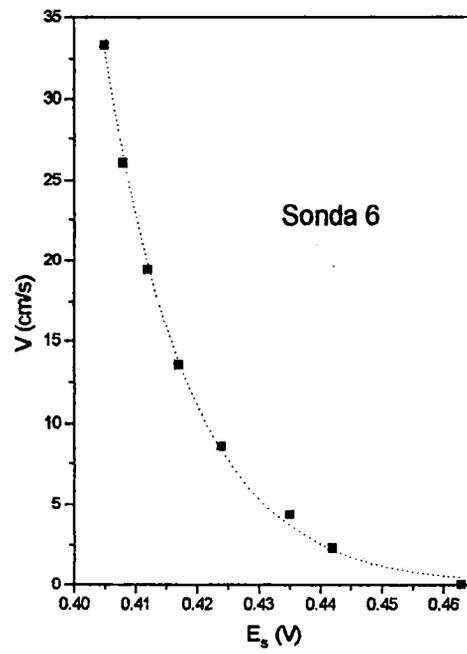


FIGURA 3.8.7 - Curva de calibração da sonda 6

4 - AQUISIÇÃO DE DADOS

4.1 - Descrição dos experimentos para o trocador dentro do canal de escoamento.

Os experimentos foram basicamente divididos em dois blocos.

Primeiramente o trocador de calor foi ensaiado sem pintura, e com pintura para a verificação do efeito da emissividade na transferência de calor. Foram ensaiados três aberturas para o duto de escoamento $a = 280, 140$ e 70 mm, medidos entre a parede móvel e a fixa oposta conforme a figuras de 4.2 a 4.10.

Para montar os experimentos, o primeiro passo foi colocar a parede móvel numa posição fixando o valor de (a) desejado. Encontrada a posição, a parede móvel era fixada no tampo junto com as guias através dos parafusos com porcas do tipo borboleta conforme a figura 3.4.

A seguir através de um esticador a parte superior da parede móvel era ajustada as paredes fixas laterais do duto de escoamento.

Para evitar alguma passagem de ar pelas junções entre as paredes fixas e a móvel foi colocada fita adesiva em toda a extensão das junções e finalmente como garantia era feito o teste de vazamento com o ultra som.

Após colocado no canal o trocador de calor este podia ser movimentado e ocupar várias posições no sentido horizontal (x_1, x_2, x_3) , medidas da face interna da parede móvel até a face frontal do trocador e no sentido vertical (y_1, y_2, y_3) , medidas tomadas na vertical, do centro do trocador de calor até a linha da borda superior do duto de escoamento.

Para cada abertura do canal, as combinações de (x,y) possíveis para as aberturas foram as seguintes: $\{(x_1, y_1); (x_1, y_2); (x_1, y_3)\}; \{(x_2, y_1); (x_2, y_2); (x_2, y_3)\}; \{(x_3, y_1); (x_3, y_2); (x_3, y_3)\}$, de acordo com as figuras 4.2 a 4.10.

Para ajustar o trocador na posição (x, y) desejada dentro do canal, usou-se um sistema com roldana e cabo de aço para o ajuste respectivamente na horizontal e na vertical conforme a figura 3.1.

Para verificar o referido posicionamento foram confeccionados padrões em madeira com valores de x_1, x_2, x_3, y_1, y_2 e y_3 para todas as aberturas do duto. Os valores de $y_1 = 100, y_2 = 300$ e $y_3 = 300$ mm permaneceram iguais para todas as aberturas.

Para as três aberturas consideradas os ensaios foram feitos seguindo-se o mesmo procedimento.

Para cada par (x,y) para todas as aberturas, foram aplicadas três potências de aquecimento.

Na segunda parte do experimento o trocador de calor foi pintado com tinta preta fosca, padrão utilizado no condensador de refrigeradores e ensaiado da mesma maneira que o sem pintura.

4.2 - Descrição do experimento para o trocador de calor situado num ambiente livre.

Para determinar as variáveis para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do trocador situado num ambiente livre, foi feita uma instalação para simular o funcionamento do condensador quando instalado num refrigerador. Uma parede representa a face do refrigerador a outra representa a arquitetura do ambiente. Para isto foi utilizada a estrutura do canal de escoamento usado anteriormente, apenas foram retiradas as paredes laterais do mesmo mostrados na figura 4.1

O trocador foi fixado em uma única posição na altura média da parede móvel para realização de todos os experimentos.

Os ensaios foram realizados para valores de afastamento entre as paredes $a = 70, 140, 280$ mm como foi feito anteriormente para o trocador de calor dentro do canal de escoamento. O mesmo ocorreu para as potências de aquecimento.

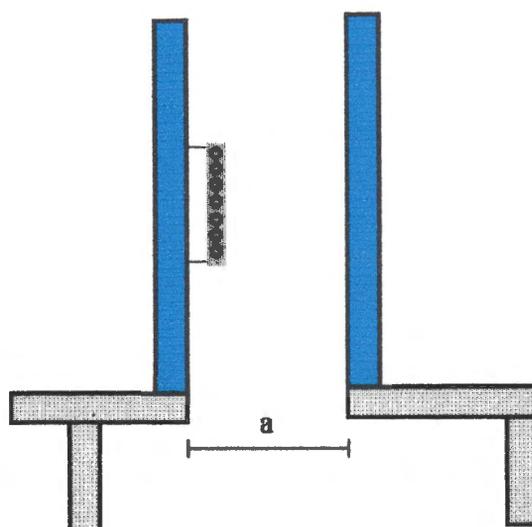


FIGURA 4.1 - Canal e trocador para o ensaio no ambiente livre

4.3 - Metodologia do Ensaio para trocador de calor dentro do canal de escoamento

Para realizar os ensaios foram realizados os passos necessários a seguir

- 1 - Fixar a abertura do duto de escoamento;
- 2 - Vedar as junções com fita adesiva;
- 3 - Realizar o teste de vazamento nas junções;
- 4 - Colocar o trocador de calor na posição desejada (x,y) no interior do duto;
- 5 - Ajustar na posição desejada com auxílio dos padrões de madeira;

6 - Ler a pressão atmosférica a temperatura de bulbo seco e úmido reinante na câmara externa;

7 - Fechar a porta da câmara externa;

8 - Ligar os computadores e acessar o programa WorkBench PC;

9 - Acessar as telas de monitoramento de temperatura e de tensão do anemômetro;

10 - Repetir o último procedimento para o segundo computador para avaliar as temperaturas da câmara de estabilização do duto de escoamento e a temperatura de entrada no anemômetro e saída do ar no duto de escoamento;

11 - Anotar as temperaturas das câmaras externa, estabilização e do duto de escoamento;

12 - Ligar a fonte de corrente constante que alimentava o anemômetro, regulando lentamente a corrente até que a mesma chega-se ao valor da calibração, (anexo B) e esperar até que a tensão a sonda do anemômetro estabilizasse. Este procedimento foi verificado visualmente na tela do computador.

13 - Abrir o arquivo para aquisição do valor das temperaturas do trocador e tensão do anemômetro;

14 - Ligar a fonte para aquecimento do trocador, regulando-se a corrente até o valor de 1.50 A, com esse valor era atingida uma tensão de 10.3 V, o que representa uma potência de 15.45 W.

O sistema de aquisição de dados lia os valores a cada 10 segundos e mostrando-os na tela e registrava na planilha a cada 10 minutos o valor médio dos últimos 10 segundos.

O processo de aquecimento e estabilização durava 3 horas. A temperatura do trocador era considerada estabilizada, quando os valores das temperaturas nos últimos 30 minutos de leitura consecutivas davam o mesmo valor ou uma variação máxima de 0.1 C.

16 - Anotar as temperaturas que não estavam sendo gravadas pelo sistema de aquisição: câmaras externa, estabilização e do duto de escoamento;

17 - Salvar e fechar o arquivo de aquisição;

18 - Desligar a fonte de aquecimento do trocador de calor;

19 - Abrir a porta na câmara externa para resfriamento de todo o ambiente.

O resfriamento de todo o trocador de calor e do duto de escoamento era verificado através da tela de monitoramento do WorkBench Pc e levava entorno de 3 horas para retornar as condições iniciais, inclusive a tensão do anemômetro.

- Para o novo ensaio o trocador permanecia na mesma posição e era repetido todo o procedimento a partir do item 6 apenas a corrente da fonte de aquecimento do trocador era alterada para 3.0 A fornecendo uma tensão de 20.7 V para uma potência fornecida de 62.1 w.

Para o novo ensaio o trocador permanecia na mesma posição mas a corrente da fonte de aquecimento passava a ser 4.5 A e a tensão de 31.4 V e uma potência entregue de 141.3 W.

Quando o ensaio exigia a mudança da abertura do duto de escoamento o procedimento era iniciado no item 1.

Após realizados todos os experimentos com o trocador de calor sem pintura, o mesmo foi pintado com tinta preta e realizados os mesmos ensaios.

Para analisar a influência do posicionamento do trocador de calor dentro do duto de escoamento procurou-se um número adimensional para representar este comportamento, a razão geométrica $R = Sh/Sv$, sendo respectivamente Sh o afastamento horizontal do trocador de calor e Sv a medida do centro do trocador até a borda superior do duto de escoamento.

A tabela 4.1 apresenta os valores de (x; y) para cálculo de R e as tabelas de 4.2 a 4.4 mostram os valores de R para todas as posições do trocador de calor dentro do canal de escoamento e para três aberturas do duto de escoamento.

Tabela 4.1 - Valores de (x; y) para o cálculo R.

abertura a = 280 mm					
x1	y1	x2	y2	x3	y3
56	100	126	300	247	500
abertura a = 140 mm					
x1	y1	x2	y2	x3	y3
21	100	56	300	107	500
abertura a = 70 mm					
x1	y1	x2	y2	x3	y3
3.5	100	21	300	37	500

Tabela 4.2 - valores da R para a = 280 mm

	Sh = 56mm	Sh = 126mm	Sh = 247mm
Sv = 100mm	0.56	1.26	2.47
Sv = 300mm	0.18	0.42	0.823
Sv = 500mm	0.112	0.252	0.494

Tabela 4.3 - valores da R para a = 140 mm

	Sh = 21mm	Sh = 56mm	Sh = 107mm
Sv = 100mm	0.21	1.26	1.07
Sv = 300mm	0.07	0.182	0.356
Sv = 500mm	0.042	0.112	0.214

Tabela 4.4 - valores da razão geométrica (R) para a = 70 mm

	Sh = 3.5mm	Sh = 21mm	Sh = 37mm
Sv = 100mm	0.035	0.21	0.37
Sv = 300mm	0.011	0.07	0.12
Sv = 500mm	0.006	0.042	0.074

Posições do trocador de calor dentro do canal de escoamento.

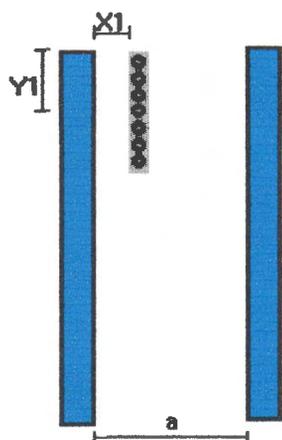


FIGURA 4.2 - Posição x1y1

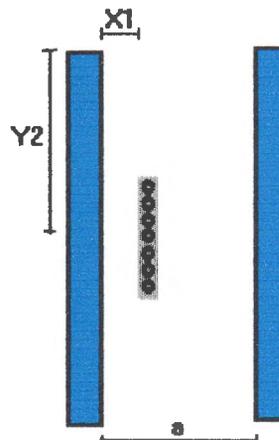
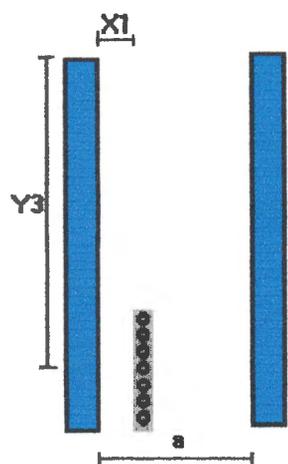
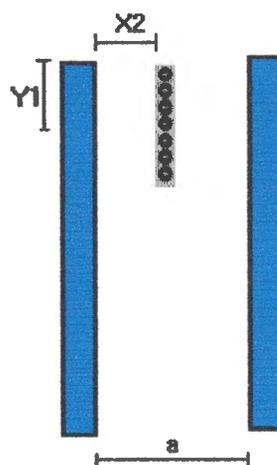
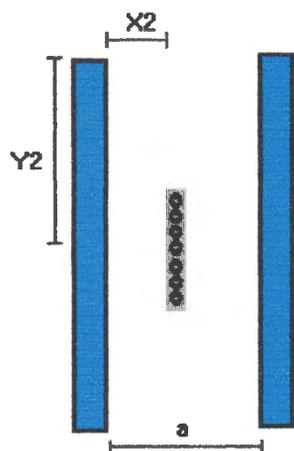
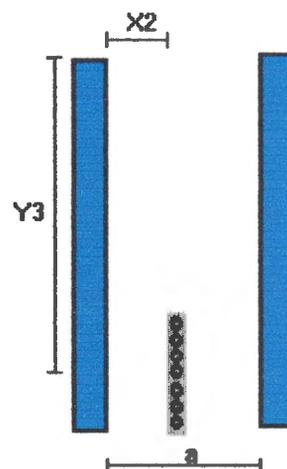


FIGURA 4.3 - Posição x1y2

FIGURA 4.4 - Posição x_1y_3 FIGURA 4.5 - Posição x_2y_1 FIGURA 4.6 - Posição x_2y_2 FIGURA 4.7 - Posição x_2y_3

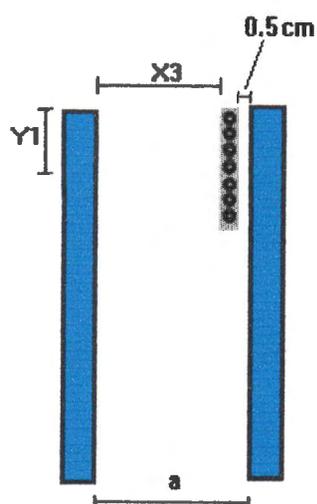


FIGURA 4.8 - Posição x3y1

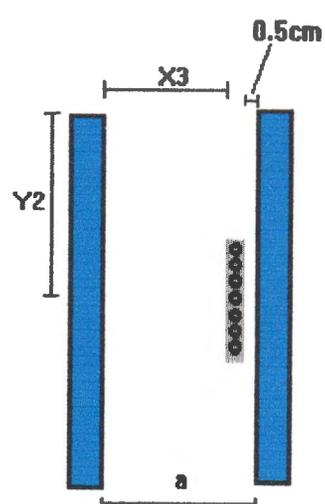


FIGURA 4.9 - Posição x3y2

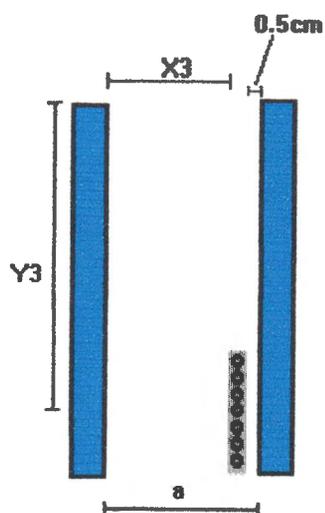


FIGURA 4.10 - Posição x3y3

4.4 - Metodologia do ensaio para o trocador de calor situado num ambiente livre.

Para realizar esses ensaios foram realizados os seguintes passos:

- 1 - Fixar o afastamento entre as paredes;
- 2 - Ligar os computadores e acessar o programa WorkBench Pc;

3 - Acessar as telas de monitoramento das temperaturas;

4 - Abrir o arquivo para aquisição do valor das temperaturas;

5 - Ligar a fonte para aquecimento do trocador de calor, regulando-se a corrente até o valor de 1.5 A, gerando uma potência de 15.45 W;

O processo de aquecimento e estabilização durava entorno de 4 horas; A temperatura do trocador era considerada estabilizada, quando os valores das temperaturas nos últimos 30 minutos de leitura consecutivas davam o mesmo valor ou uma variação máxima de 0.1 C.

6 - Salvar e fechar o arquivo de aquisição;

7 - Desligar a fonte de aquecimento do trocador de calor;

8 - Deixar o trocador resfriando durante 1 hora tempo necessário para ocorrer o resfriamento do mesmo até a condição inicial;

Para um novo ensaio com aumento da potência e abertura constante

Fazer o procedimento a partir do item 4 até o 8; sendo que no item 5 ligar a fonte para aquecimento do trocador de calor, e regular a corrente até o valor de 3 A, gerando uma potência de 61.2 W. Para execução do ensaio com a terceira potência 4.5 A para gerar 142.1 W fazer também a modificação no item 5.

Para um novo ensaio com aumento do afastamento entre as paredes

Realizar o mesmo procedimento citados anteriormente

5 - TRATAMENTO DOS DADOS

5.1 - Velocidade do ar no micro-túnel de vento.

$$V_T = 1.2849146 - 5.2101658 E + 1.7618294 E^2 \quad (5.1)$$

5.2 - Velocidade do ar no anemômetro de fio quente.

A velocidade do ar foi medida através de anemômetro de fio quente segundo as seguintes equações:

Sonda 1

$$V = + 32.41609 e^{\{(- E_s - 0.291) / 0.00578\}} \quad (5.2)$$

Sonda 2

$$V = + 27.40363 e^{\{(- E_s - 0.30097) / 0.00582\}} \quad (5.3)$$

Sonda 3

$$V = + 31.01721 e^{\{(- E_s - 0.32655) / 0.00727\}} \quad (5.4)$$

Sonda 4

$$V = + 32.62153 e^{\{(- E_s - 0.36892) / 0.01055\}} \quad (5.5)$$

Sonda 5

$$V = + 33.20699 e^{\{(- E_s - 0.37593) / 0.00928\}} \quad (5.6)$$

Sonda 6

$$V = + 34.29917 e^{\{(- E - 0.40441) / 0.01375\}} \quad (5.7)$$

5.3 - Temperatura média do trocador de calor

No trocador de calor foram instalados quinze termopares,

$$T_{mtr} = (Tp_1 + Tp_2 + Tp_3 + Tp_4 + Tp_5 + Tp_6 + Tp_7 + Tp_8 + Tp_9 + Tp_{10} + Tp_{11} + Tp_{12} + Tp_{13} + Tp_{14} + Tp_{15}) / 15 + 273.16 \quad (5.8)$$

5.4 - Temperatura média do ar

Para a medição da temperatura do ar, instalou-se seis termopares no duto de escoamento,

$$T_{mar} = (Tp_{17} + Tp_{18} + Tp_{19} + Tp_{20} + Tp_{21} + Tp_{22}) / 6 + 273.16 \quad (5.9)$$

5.5 - Temperatura média da câmara de estabilização

Na câmara de estabilização foram instalados três termopares e a temperatura média foi calculada pela equação:

$$T_{mce} = (Tp_{25} + Tp_{26} + Tp_{27}) / 3 + 273.16 \quad (5.10)$$

5.6 - Temperatura média de escoamento

O cálculo da temperatura média de escoamento foi feito com a seguinte equação:

$$T_{mesc} = (T_{mar} + T_{mce}) / 2 \quad (5.11)$$

5.7 - Temperatura de filme

Na convecção natural em um canal vertical, a maioria dos autores consultados considera as propriedades do fluido de trabalho à temperatura de filme, dada pela média geométrica das temperaturas da superfície aquecido e do fluido Aung et al (1972), Sparrow e Vemuri (1985), Ozisik (1990), Ohadi et al (1991), Naylor e Tarasuk (1993) entre outros,

$$T_f = (T_{mtr} + T_{mar}) / 2 \quad (5.12)$$

5.8 - Coeficiente de condutibilidade térmica do ar

A equação para o cálculo do coeficiente de condutibilidade térmica do ar foi de acordo com IRVINE, J. (1984).

$$K = -2.276501 E^{-3} + 1.2598485 E^{-4} \cdot T_f - 1.4815235 \cdot E^{-7} T_f^2 + \\ + 1.73550646 \cdot E^{-10} T_f^3 - 1.066657 \cdot E^{-13} T_f^4 + 2.47663035 \cdot E^{-17} T_f^5 \quad (5.13)$$

5.9 - Coeficiente de expansão térmica

O Cálculo do coeficiente de expansão térmica foi efetuado através da equação proposta por HOLMAN, J. P. (1981),

$$\beta = 1 / T_{\infty} \quad (5.14)$$

5.10 - Calor específico do ar

O cálculo do calor específico do ar foi feito mediante a equação proposta por IRVINE J et al.(1984),

$$c_p = \{ + 1.03409 - 2.84887 E^{-4} T_f + 7.817 E^{-7} T_f^2 - 5 E^{-10} T_f^3 + \\ + 1.077024 E^{-13} T_f^4 \} \cdot 10^3 \quad (5.15)$$

5.11 - Viscosidade dinâmica do ar

O cálculo da viscosidade dinâmica do ar foi efetuado através da equação proposta por OZISIK (1990).

$$\mu = \{ + 0.10920607 + 0.0067320821 \cdot T_f - 4.0365914 E^{-6} T_f^2 + 1.6290836 \cdot \\ E^{-9} \cdot T_f^3 - 2.4653001 E^{-13} T_f^4 \} \cdot 10^{-5} \quad (5.16)$$

5.12 - Massa específica do ar

Para o cálculo da massa específica do ar foi utilizada a equação proposta por OZISIK (1990),

$$\rho = 7.122 \cdot \exp [-(T_f)/199.28] + 1.039 \cdot \exp [-(T_f)/1018] \quad (5.17)$$

5.13 - Números adimensionais e característicos

Número de Nusselt (Nu)

$$Nu = h L / k \quad (5.18)$$

Número de Prandtl (Pr)

$$Pr = \mu \cdot c_p / k \quad (5.19)$$

Número de Grashof (Gr)

$$Gr = \rho^2 g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_{mtr} - T_{mesc}) / \mu^2 \quad (5.20)$$

Número de Rayleigh (Ra)

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (5.21)$$

Coefficiente de transferência de calor por convecção (hc)

$$h_c = Q_c / A_{tr} \cdot (T_{mtr} - T_{mesc}) \quad (5.22)$$

Calor transferido por radiação (Qr)

$$Q_r = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_t (T_{mtr}^4 - T_{mesc}^4) \quad (5.23)$$

Calor transferido por convecção (Qc)

$$Q_c = h_c / A_{tr} \cdot (T_{mtr} - T_{mesc}) \quad (5.24)$$

Calor Total ou Potência entregue (Qt = P)

$$Q_t = Q_c + Q_r \quad (5.25)$$

$$Q_c/P + Q_r/P = 1 \quad (5.26)$$

$$Q_t = h_c A_{tr} (T_{mtr} - T_{mesc}) + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_t (T_{mtr}^4 - T_{mesc}^4) \quad (5.27)$$

CTC total: trocador ensaiado dentro do canal de escoamento (hct)

$$h_{ct} = Q_t / A_{tr} \cdot (T_{mtr} - T_{mesc}) \quad (T_{mtr} - T_{mesc}) = \Delta t_c \quad (5.28)$$

CTC total: trocador ensaiado fora do canal de escoamento (htl)

$$h_{cl} = Q_t / A_{tr} \cdot (T_{mtr} - T_{mesc}) ; \quad (T_{mtr} - T_{mesc}) = \Delta t_l \quad (5.29)$$

6 - RESULTADOS E ANÁLISE.

6.1 - Descrição geral.

Este capítulo descreve os vários resultados obtidos durante o curso das investigações. As informações referentes a troca de calor são representativas da transferência de calor por ação da convecção natural associada com a radiação.

O comportamento dos CTC foram comparados com o trocador situado num espaço livre fora do canal de escoamento e dentro do mesmo para que os efeitos pudessem ser comparados.

A seguir são apresentadas as combinações dos vários parâmetros dimensionais e adimensionais utilizados para as análises.

- Influência da potência de aquecimento (P) na velocidade (V) de indução do ar dentro do duto de escoamento.

- As taxas de transferência de calor analisadas através da combinação dos números de (Nu) e (Ra).

- A análise da influência da razão geométrica (R) no CTC, através do número de (Nu)

- A influência da emissividade da superfície do trocador em relação a radiação, analisada através da combinação da razão (Q_r/Q_c) e a potência de aquecimento (P).

- O efeito da radiação no processo de transferência de calor analisado através da combinação da razão (Q_r/Q_t) e o (Ra).

- A comparação entre os coeficientes de transferência de calor total do trocador situado dentro do canal (htc) e num espaço livre (htl), em função da potência de aquecimento (P).

6.2 - Influência da potência de aquecimento (P) na velocidade do ar (V)

6.2.1 - Canal com abertura 70 mm.

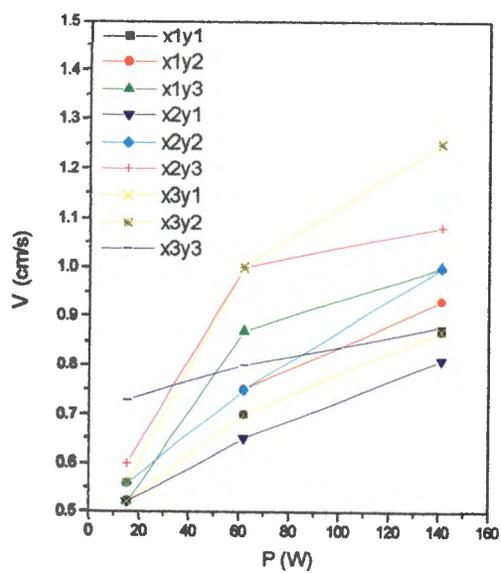


FIGURA 6.1 - Abertura 70 mm.

6.2.2 - Canal com Abertura 140 mm

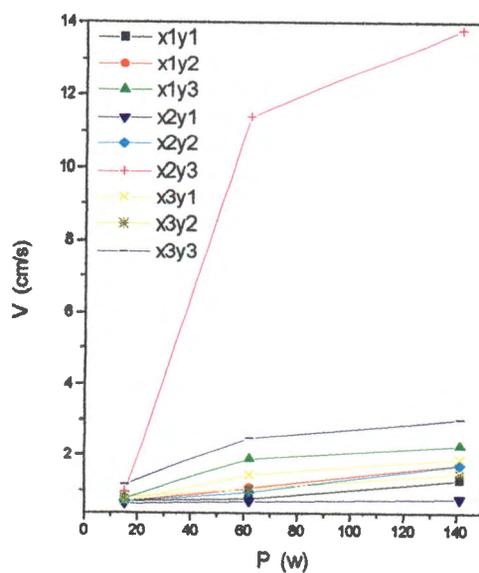


FIGURA 6.2 - Abertura 140 mm.

6.2.3 - Canal com abertura 280 mm.

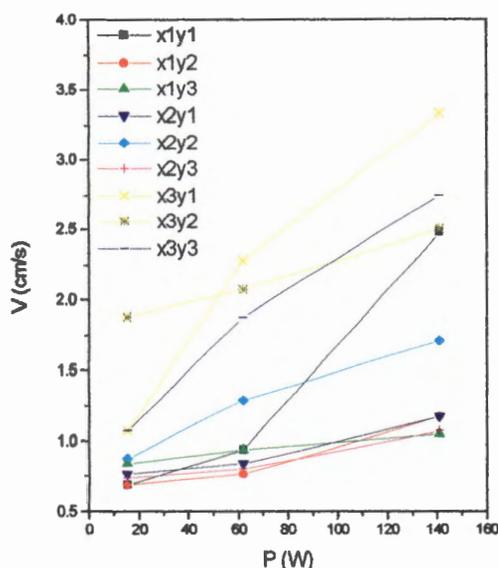


FIGURA 6.3 - Abertura 280 mm.

Para as figuras 6.1, 6.2 e 6.3 pode-se observar que para qualquer posição do trocador dentro do canal, os acréscimos na potência de aquecimento P provoca um aumento na velocidade V

Aplicando-se os valores experimentais na eq. 5.23, 5.24 tem-se que: quanto maior a (P), entregue ao trocador para cada posição, diminui (Q_r), eq.5.26, então com essa redução, o valor de (Q_c) na eq. 5.25 aumenta, proporcionando uma elevação no (h_c) eq. 5.22 que é função da velocidade, tabela G1- anexo G.

Analisando o efeito da (P) na temperatura de filme (T_f), observa-se que, aumentando a (P) a (T_f) aumenta provocando uma redução na massa específica (ρ) acelerando o ar no canal de escoamento. Então, as forças de volume que atuam no fluido devido aos gradientes de temperatura, promovem um efeito líquido que é o aparecimento do empuxo que induz as correntes de convecção natural. A variação da (ρ) se deve a um gradiente de temperatura, e a força de volume decorre do campo gravitacional

Observa-se também que para a maioria das posições a velocidade tende a aumentar com o aumento da abertura do canal. Isso não representa que, quanto maior a abertura do canal mais elevada seja a velocidade, isto fica evidenciado analisando a tabela G1 Anexo G a qual mostra que algumas posições da abertura 280 mm apresentam velocidades menores que a abertura 140 mm.

A posição x2y3 na abertura do canal 140 mm foi a que apresentou maior velocidade de indução, observa-se que de acordo com a figura 4.6 o trocador esta centrado no canal e na posição mais baixa confirmando o efeito chaminé concordando com os trabalhos feitos por SPARROW et al (1986), OOSTHUIZEN, P. H. (1991), utilizando outras metodologias.

6.3 - Influência do (Ra) no (Nu).

6.3.1 - Canal com abertura 70 mm.

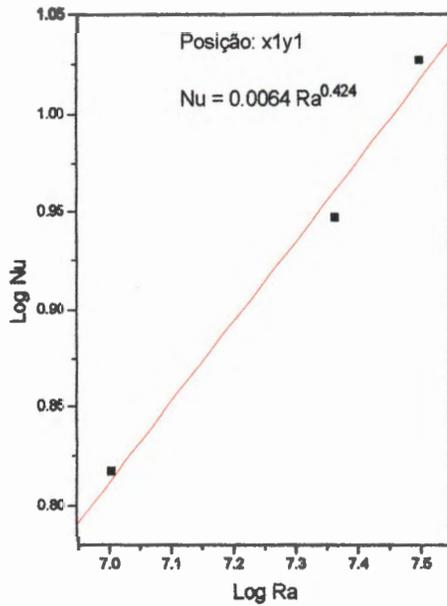


FIGURA 6.4 - Posição x1y1.

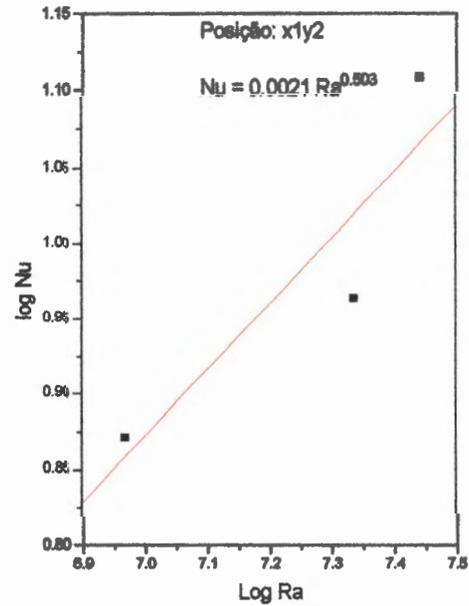


FIGURA 6.5 - Posição x1y2

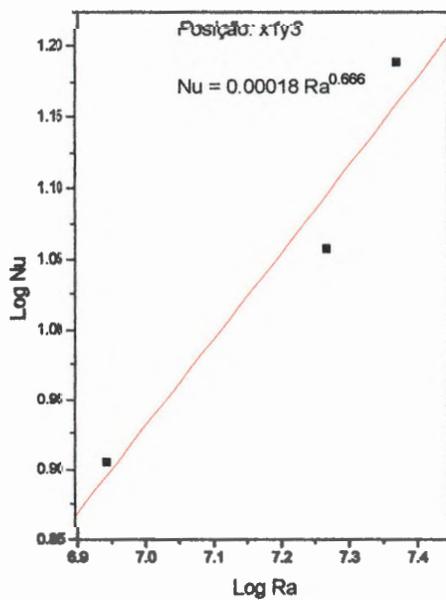


FIGURA 6.6 - Posição x1y3.

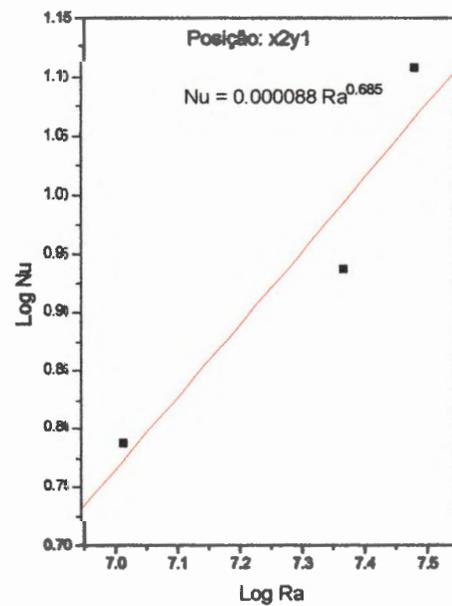


FIGURA 6.7 - Posição x2y1.

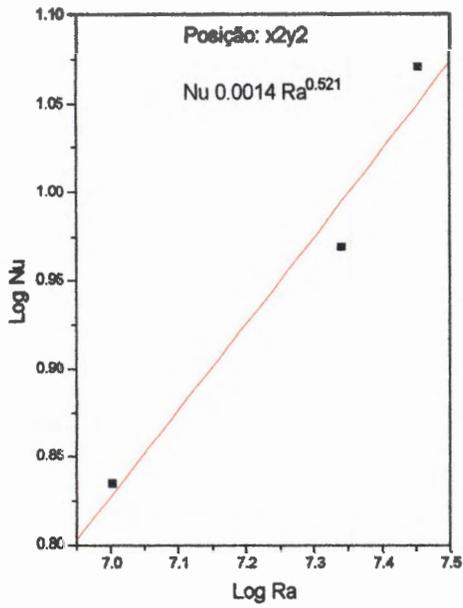


FIGURA 6.8 - Posição x2y2.

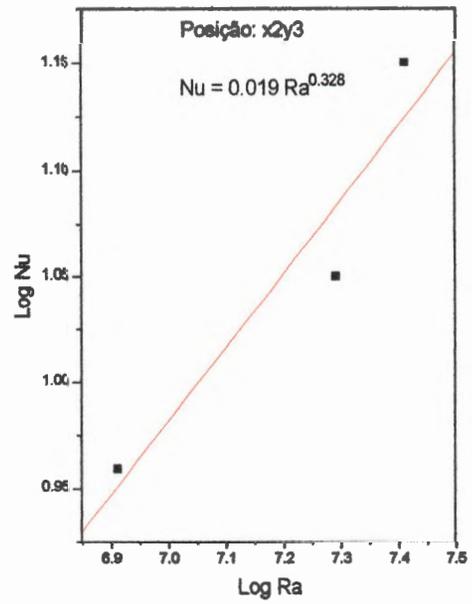


FIGURA 6.9 - Posição x2y3

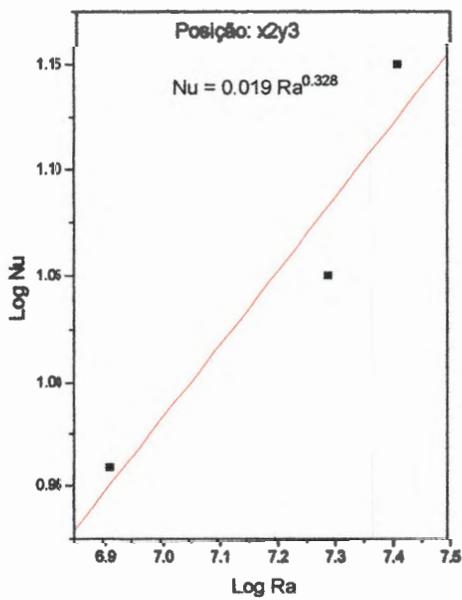


FIGURA 6.10 - Posição x3y1.

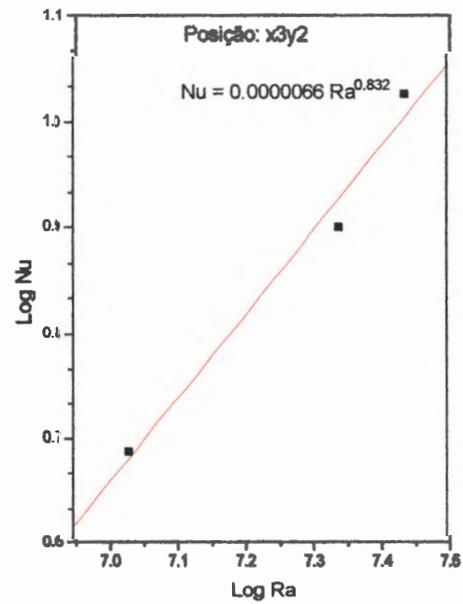


FIGURA 6.11 - Posição x3y2.

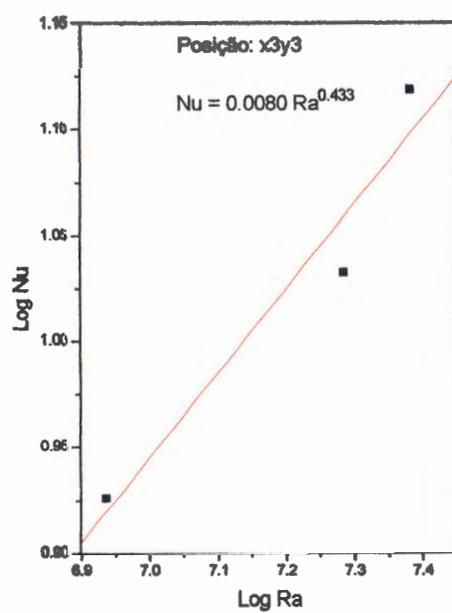


FIGURA 6.12 - Posição x3y3

6.3.2 - Canal com abertura 140 mm

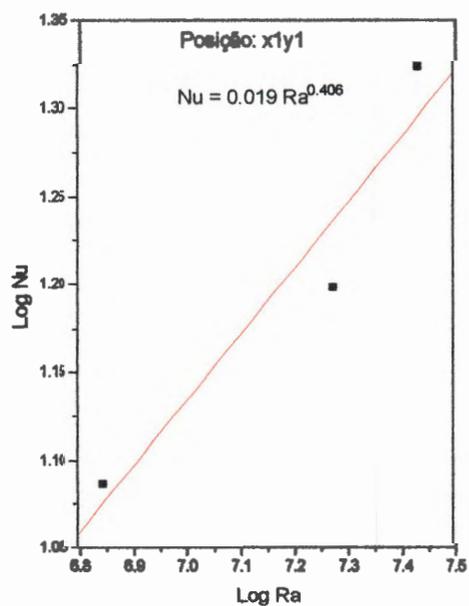


FIGURA 6.13 - Posição x1y1.

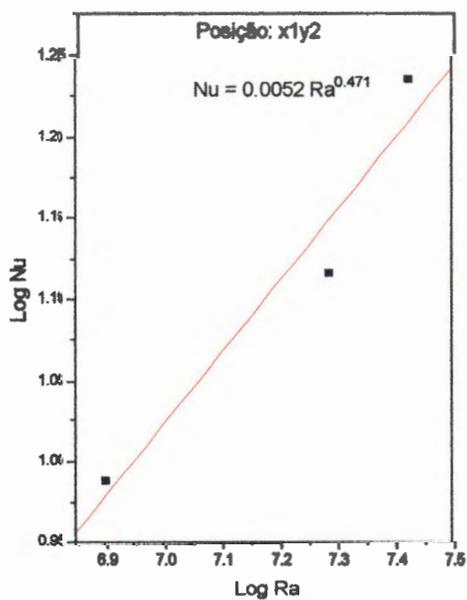


FIGURA 6.14 - Posição x1y2

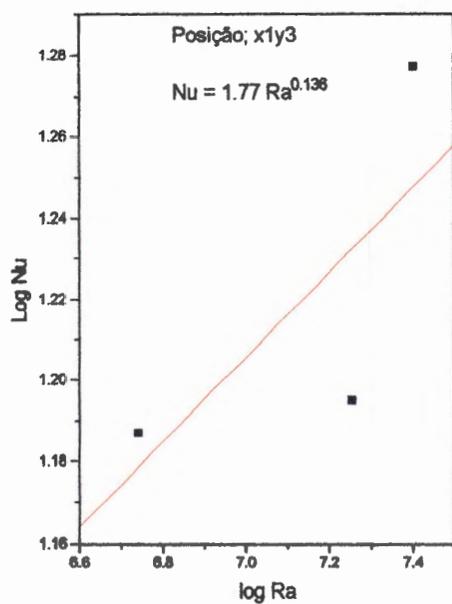


Figura 6.15 - Posição x1y3

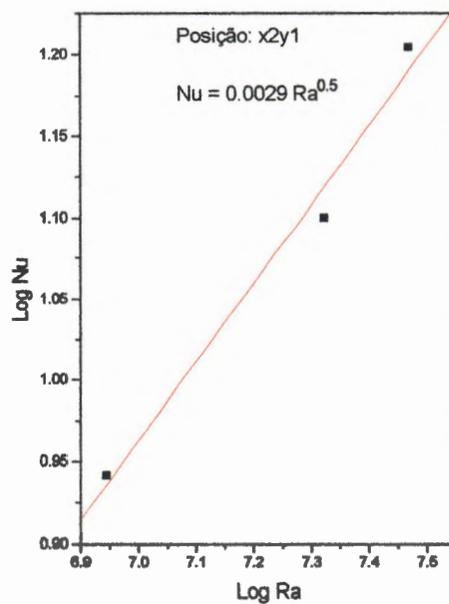


Figura 6.16 - Posição x2y1

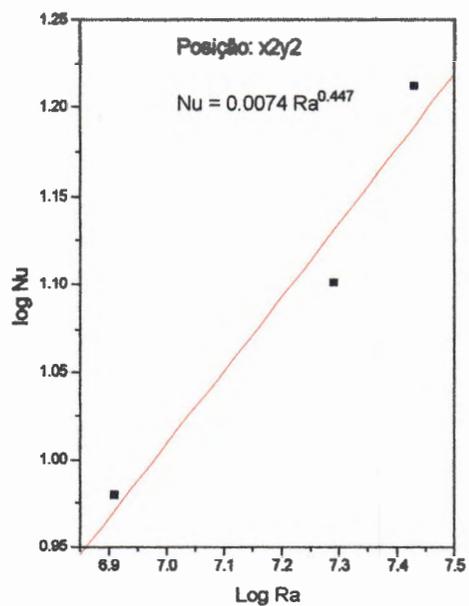


FIGURA 6.17 - Posição x2y2

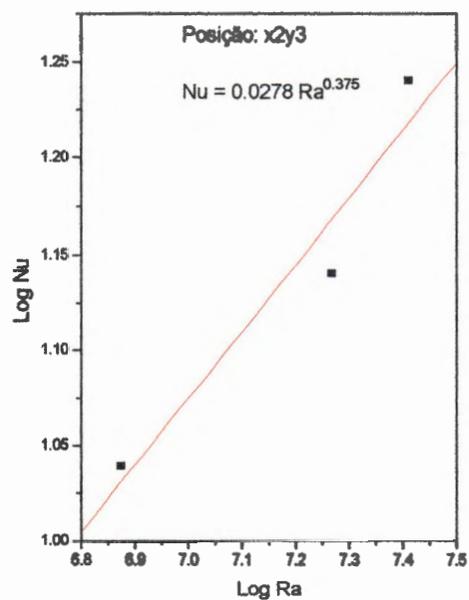


FIGURA 6.18 - Posição x2

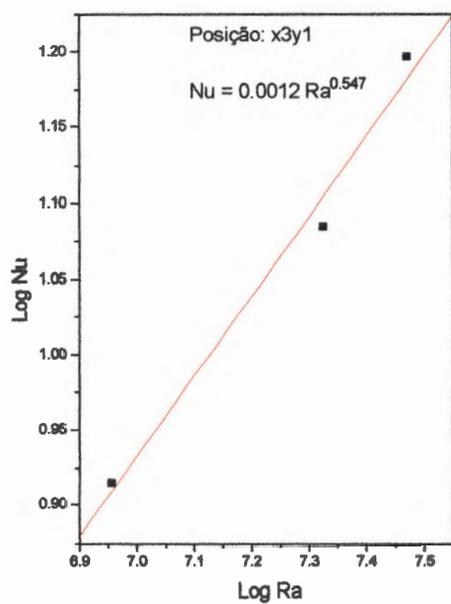


FIGURA 6.19 - Posição x3y1.

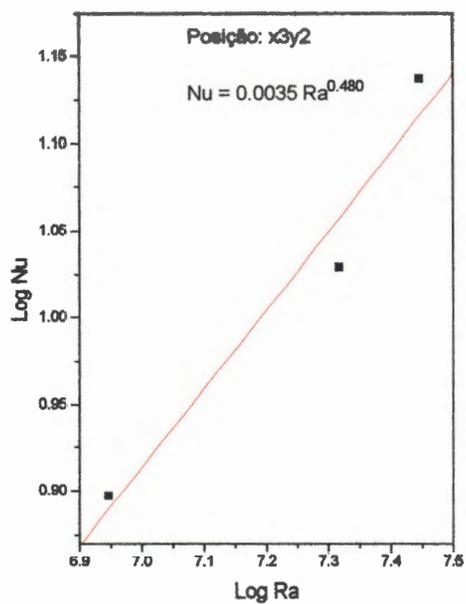


FIGURA 6.20 - Posição x3y2.

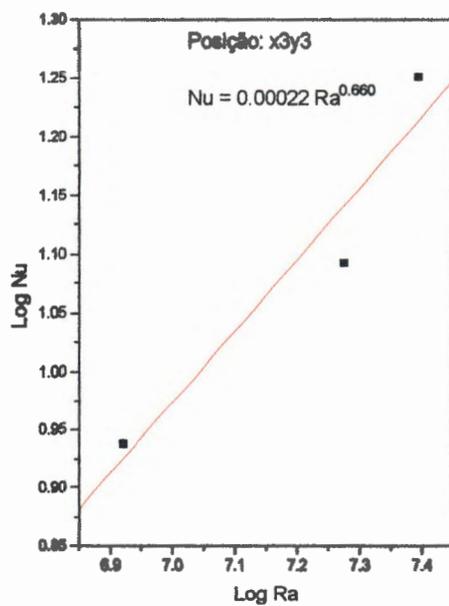


FIGURA 6.21 - Posição x3y3.

6.3.3 - Canal com abertura 280 mm.

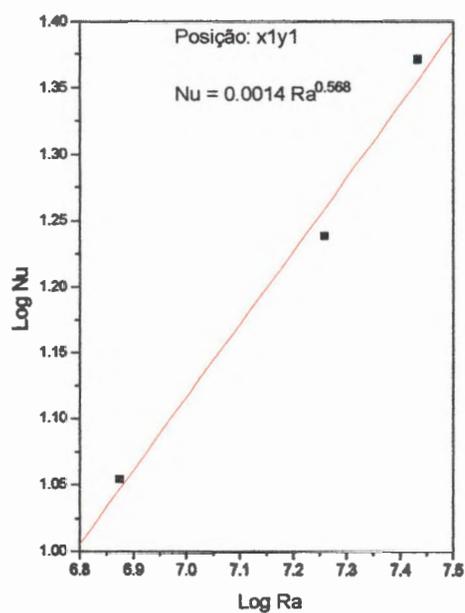


FIGURA 6.22 - Posição x1y1.

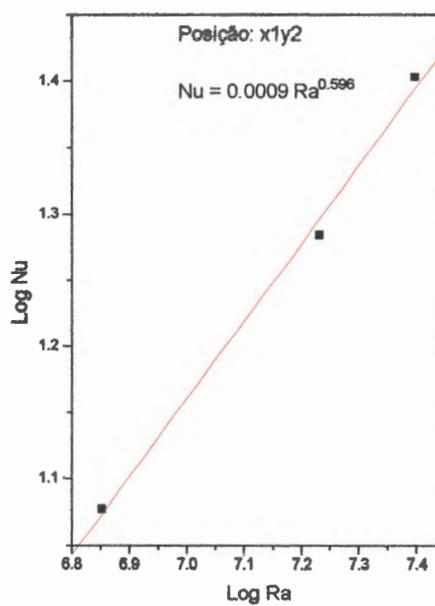


FIGURA 6.23 - Posição x1y2.

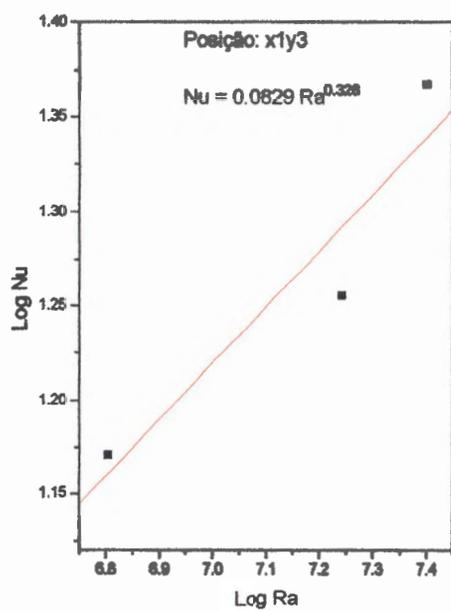


FIGURA 6.24 - Posição x1y3.

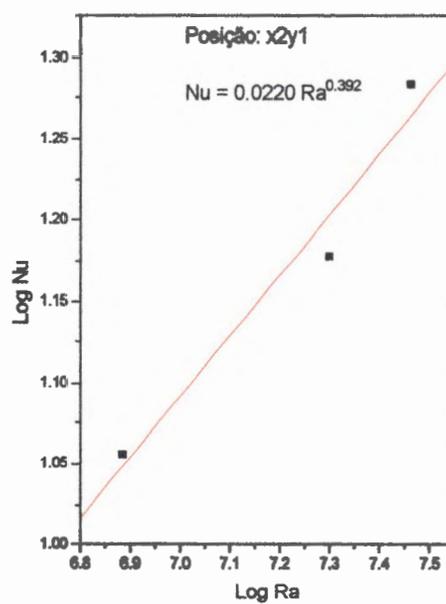


FIGURA 6.25 - Posição x2y1

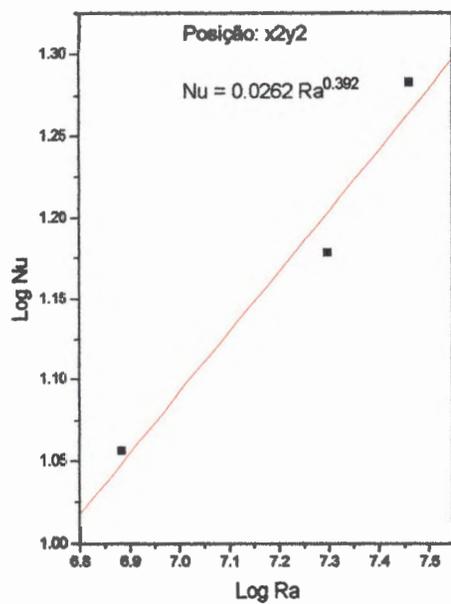


FIGURA 6.26 - Posição x2y2.

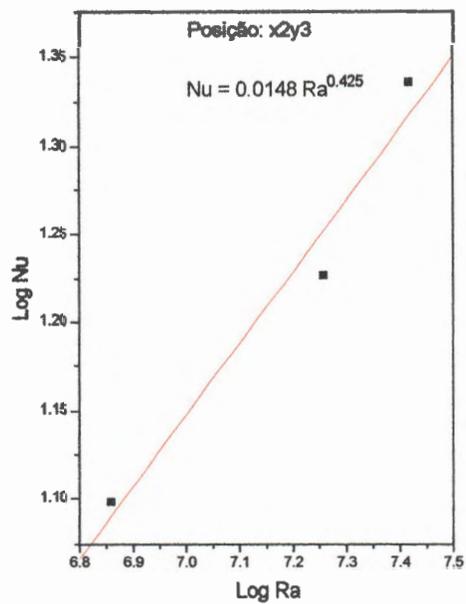


FIGURA 6.27 - Posição x2y3.

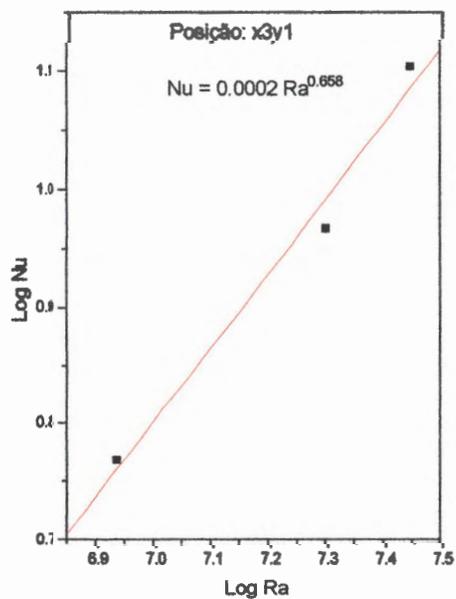


FIGURA 6.28 - Posição x3y1.

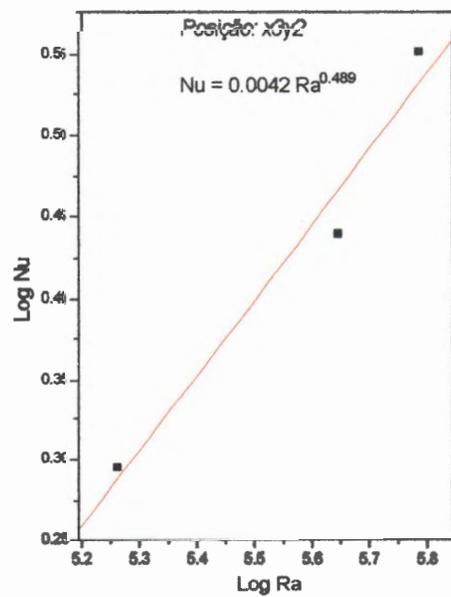


FIGURA 6.29 - Posição x3y2.

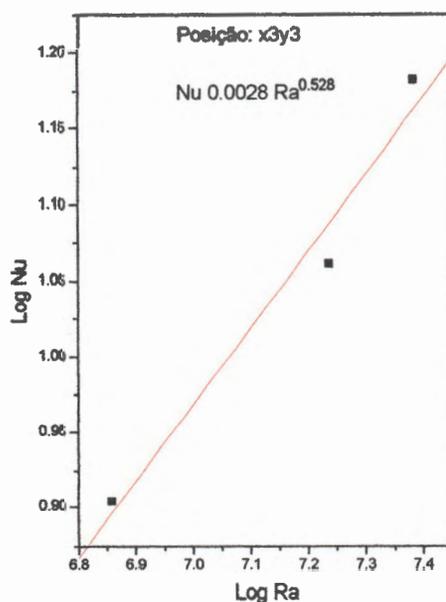


FIGURA 6.30 - Posição x3y3.

A apresentação das curvas (Nu; Ra) tem a finalidade de mostrar a tendência do comportamento das taxas de transferência de calor para cada uma das posições ocupadas pelo trocador dentro do canal de escoamento

Nesta análise os valores experimentais dos números de Nu e Ra foram combinados através de uma equação do tipo $Nu = c \cdot Ra^n$, proposta no cap. 2 eq. 2.30, sendo n a inclinação da reta e c a intersecção da mesma com o eixo das ordenadas.

A determinação do valor de n foi feita através do cálculo da $n = (\Delta Nu / \Delta Ra)$. De posse dos valores de Nu e Ra experimentais e n calculado, determinou-se o valor de $c = Nu / Ra^n$. Para os dados plotados nos gráficos, foi feita uma regressão linear e calculado o erro entre os valores experimentais e a curvas de linearização, obtendo-se um erro máximo de 7% conforme tabela G2 anexo G. Analisando as figuras 6.4 a 6.30 observa-se o aumento de Ra esta associado ao aumento $\Delta t_c = T_{mtr} - T_{mesc}$ devido a elevação da (P) tabela G1 anexo G. Aplicando os valores experimentais na eq. 5.19 e 5.20 determina-se respectivamente os números de (Pr) e (Gr). O produto destas equações fornece o número Ra eq 5.21. De acordo com os gráficos e os valores de (n) da reta, a medida que esta se eleva, para um mesmo valor de Ra, o número de Nu aumenta, elevando a valor de (hc) através da eq 5.18. Pode-se então concluir que o aumento no Ra provoca um aumento na taxa de transferência de calor

6.4 - Influência da razão geométrica (R) no número de (Nu).

6.4.1 - Canal com abertura 70 mm e $y_1 = 100$ mm.

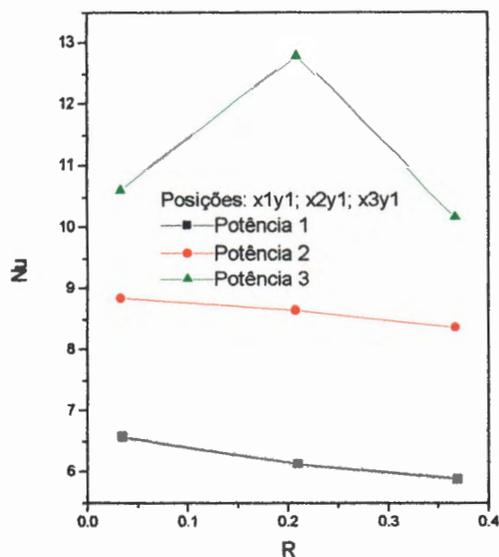


FIGURA 6.31 - Posições: x_1y_1 , x_2y_1 , x_3y_1 .

6.4.2 - Canal com abertura 70 mm e $y_2 = 300$ mm

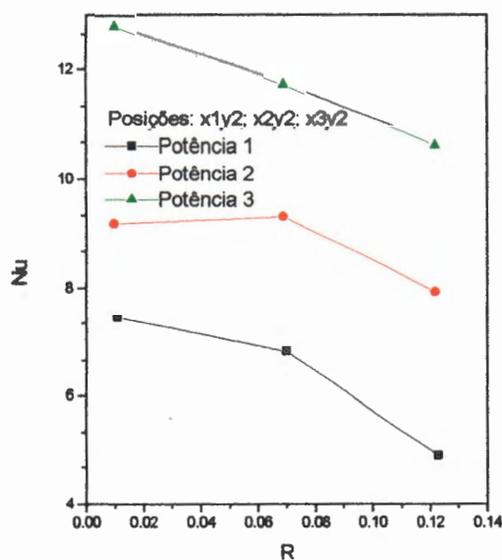


FIGURA 6.32 - Posições: x_1y_2 , x_2y_2 , x_3y_2 .

6.4.3 - Canal com abertura 70 mm e $y_3 = 500$ mm

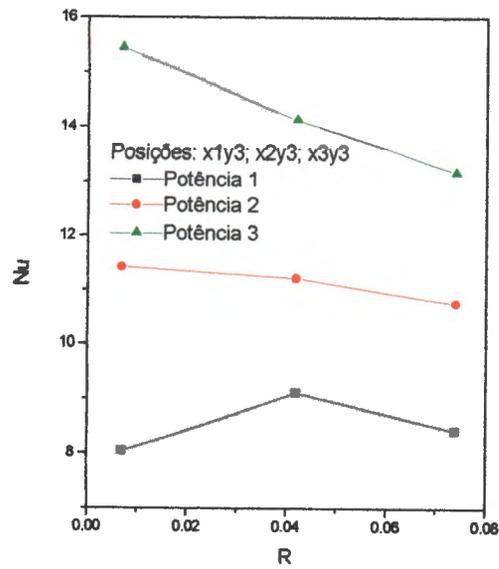


FIGURA 6.33 - Posições: x_1y_3 , x_2y_3 , x_3y_3

6.4.4 - Canal com abertura 140 mm e $y_1 = 100$ mm.

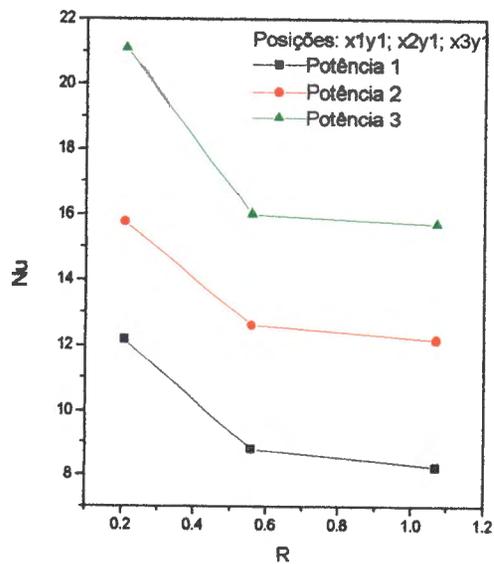


FIGURA 6.34 - Posições: x_1y_1 , x_2y_1 , x_3

6.4.5 - Canal com abertura 140 mm e $y_2 = 300$ mm.

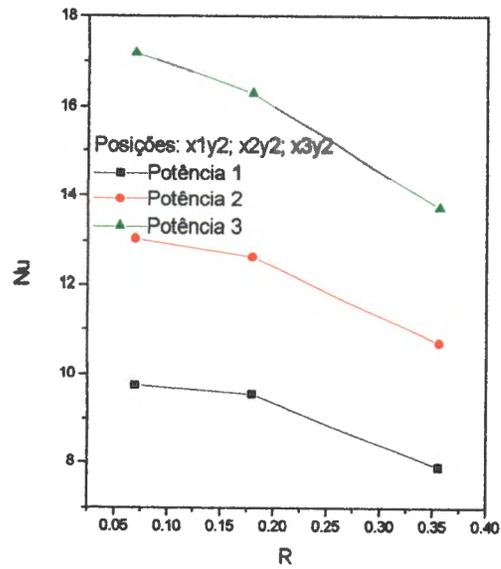


FIGURA 6.35 - Posições: x_{1y_2} , x_{2y_2} , x_{3y_2} .

6.4.6 - Canal com abertura 140 mm e $y_3 = 500$ mm

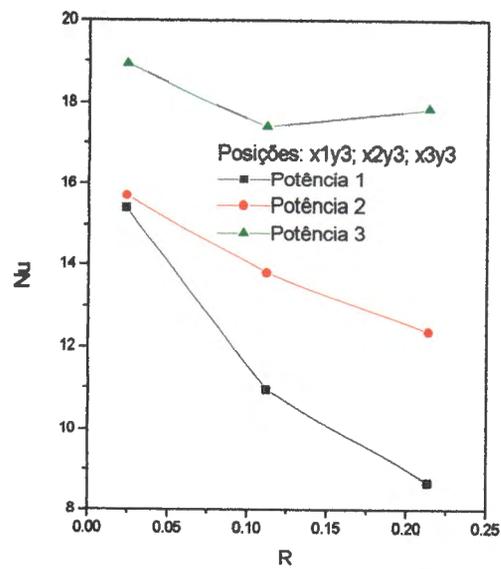


FIGURA 6.36 - Posições: x_{1y_3} , x_{2y_3} , x_{3y_3}

6.4.7 - Canal com abertura 280 mm e $y_1 = 100$ mm.

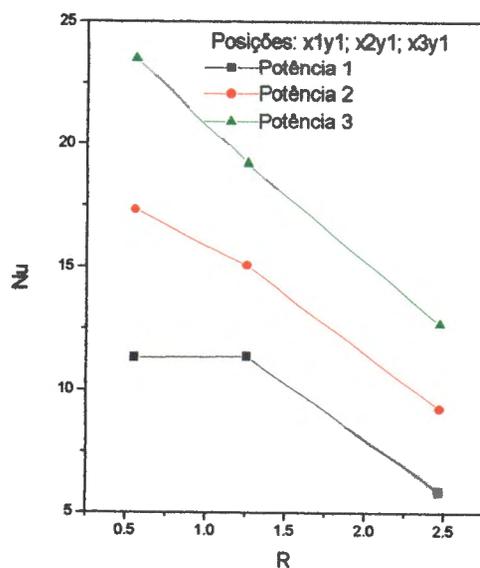


FIGURA 6.37 - Posições: x_{1y1} , x_{2y1} , x_{3y1} .

6.4.8 - Canal com abertura 280 mm e $y_2 = 300$ mm

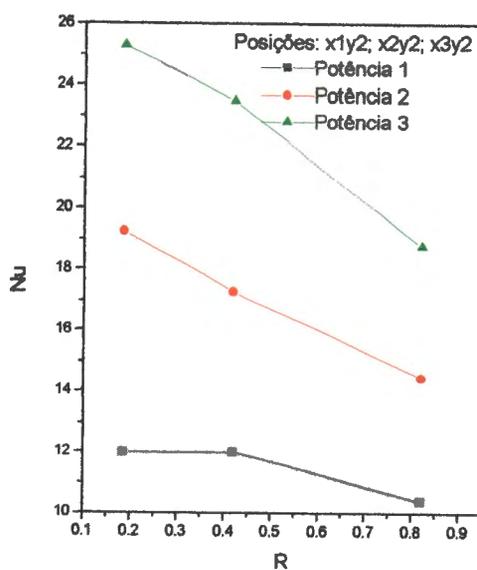


FIGURA 6.38 - Posições: x_{1y2} , x_{2y2} , x_{3y2} .

6.4.9 - Canal com abertura 280 mm e $y_3 = 500$ mm.

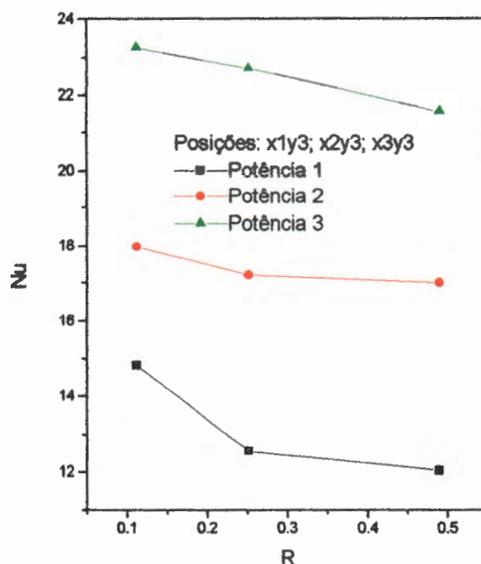


FIGURA 6.39 - Posições: x_1y_3 , x_2y_3 , x_3y_3 .

A finalidade da análise da combinação (Nu ; R) é determinar qual a posição do trocador de calor dentro do canal para fornecer o maior coeficiente de transferência de calor.

A razão geométrica (R) é definida como o quociente entre (Sh/Sv).

As figuras 6.31 a 6.39 são apresentadas para as aberturas do canal $a = 70$, 140 e 280 mm e combinando os valores de $Sv = y$ e $sh = x$, de acordo com as tabelas 4.1, 4.2 e 4.3, para todas as potências de aquecimento.

A observação dos gráficos ($Nu \times R$) traduz que:

- com o aumento do valor de R diminui o número de Nu , porque analisando a tabela G4 Anexo G, observa-se que o valor de Q_r aumenta com o aumento de R . Aumentando Q_r e aplicando na eq 5.25 considerando (Q_t) constante o (Q_c) diminui diminuindo o (h_c) devido a redução do Nu na eq. 5.18.

- para uma (R) constante o aumento da (P) provoca acréscimo no número de Nu .

O aumento do valor Nu é devido a que aumentando a (P) provoca aumento na $\Delta t_c = T_{mtr} - T_{mesc}$. Aplicando na eq. 5.23 os valores experimentais determina-se o valor de Q_r e calcula-se o Q_c por que o Q_t é constante e conhecida para cada potência de aquecimento (P). Na figura 6.31, na potência de aquecimento (P_3) a

posição x2y1 não segue o comportamento geral porque nesta razão (R), o (Q_r) é menor que as outras duas posições (x1y1; x3y1) o que produz um (Nu) alto, devido ao (Q_c) alto tabela G4 Anexo G.

Na figura 6.33, potência de aquecimento (P1) a posição x1y3 apresenta o valor de Nu baixo em relação as outras posições (x2y3; x3y3), porque (Q_r) é maior produzindo (Q_c) baixo por consequência redução (Nu) ocasionando (h_c) menor tabela G4 Anexo G.

A maior transferência de calor ocorreu para a posição x1y2, abertura 280 mm.

6.5 - Influência da pintura na transferência de calor (Q_r/Q_c x P)

6.5.1 - Canal com abertura 70 mm.

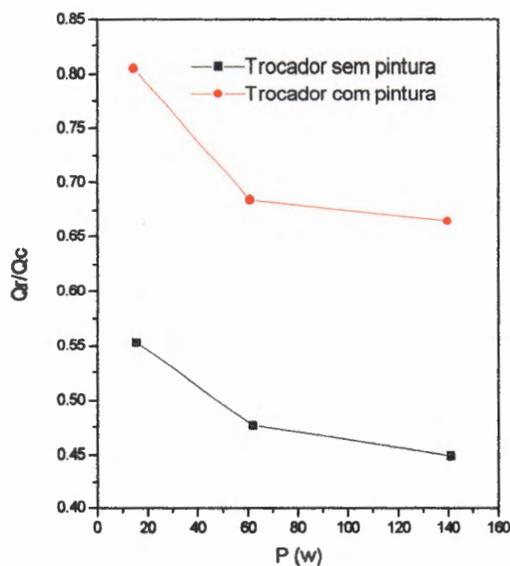


FIGURA 6.40 - Posição x1y1

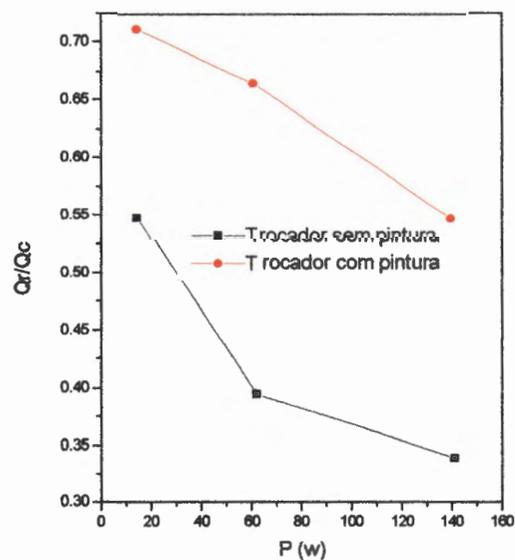


FIGURA 6.41 - Posição x1y2

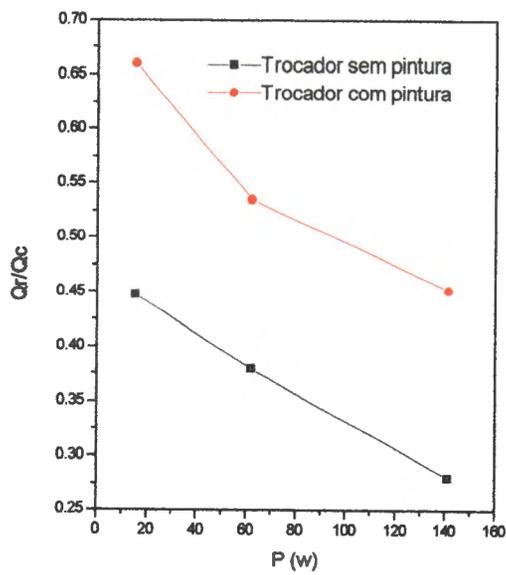


FIGURA 6.42 - Posição x1y3.

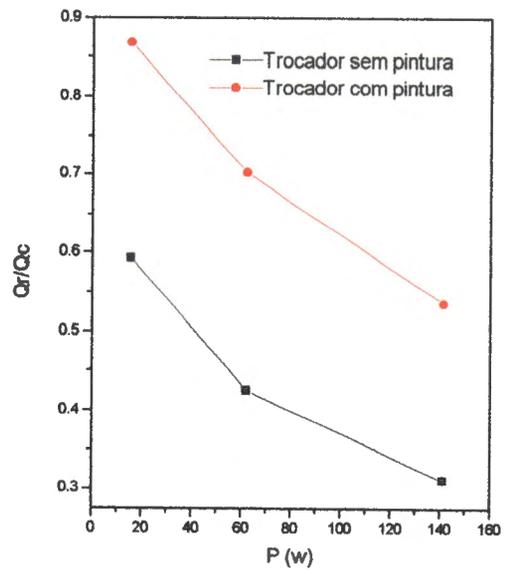


FIGURA 6.43 - Posição x2y1

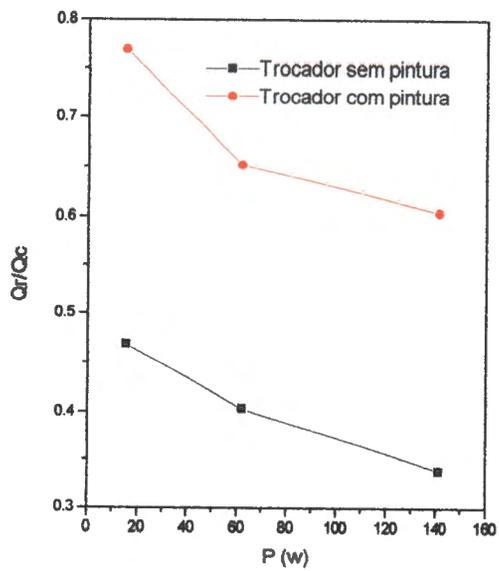


FIGURA 6.44 - Posição x2y2

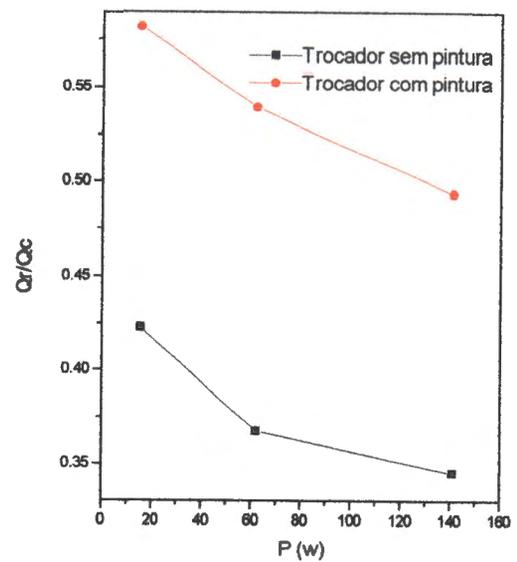


FIGURA 6.45 - Posição x2y3.

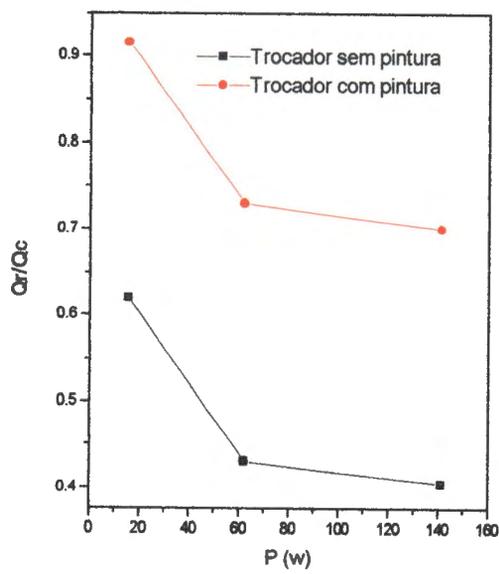


FIGURA 6.46 - Posição x3y1

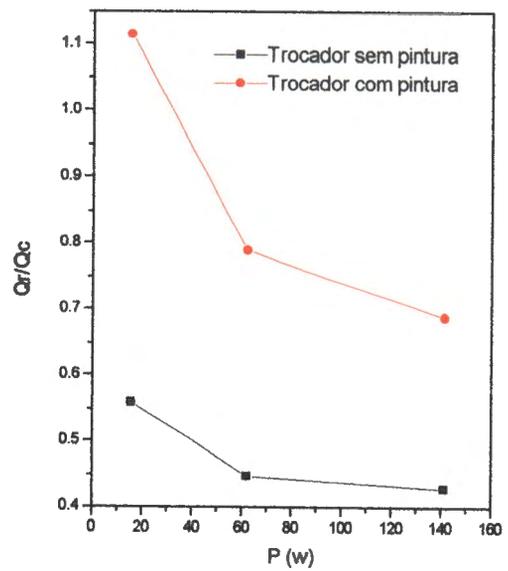


FIGURA 6.47 - Posição x3y2.

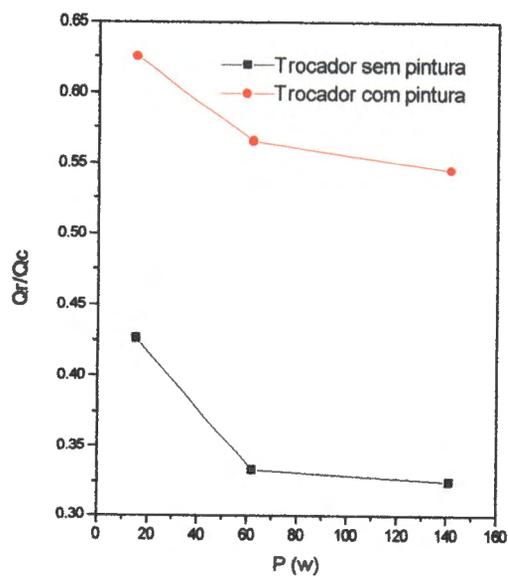


FIGURA 6.48 - Posição x3y3.

6.5.2 - Canal com abertura 140 mm.

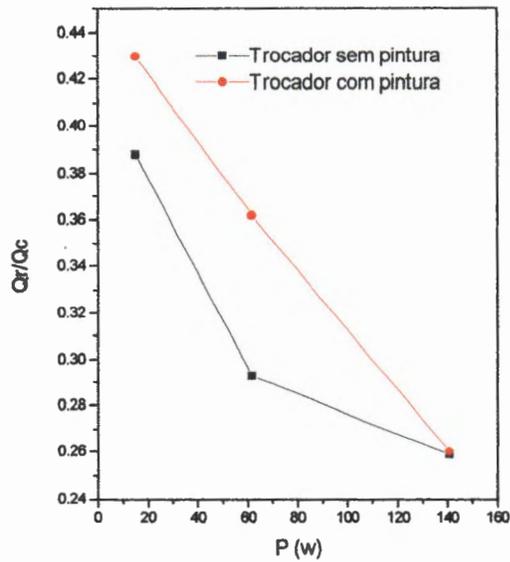


FIGURA 6.49 - Posição x1y1.

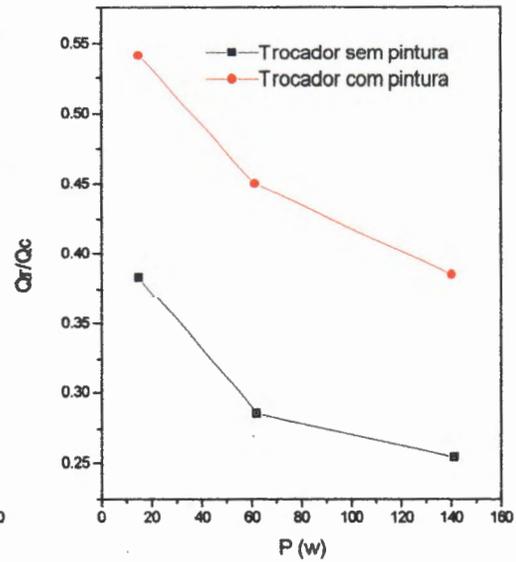


FIGURA 6.50 - Posição x1y2.

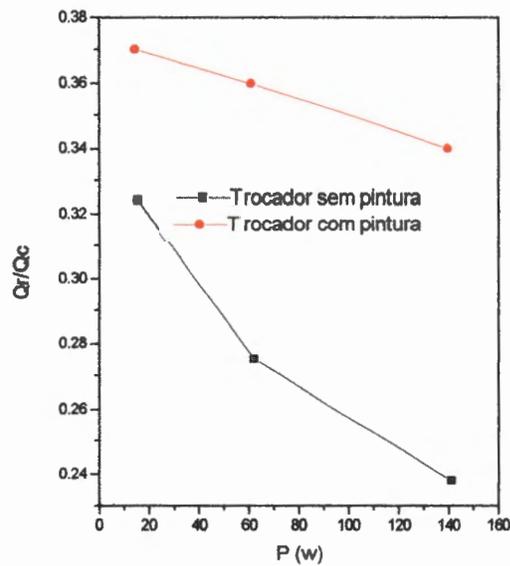


FIGURA 6.51 - Posição x1y3

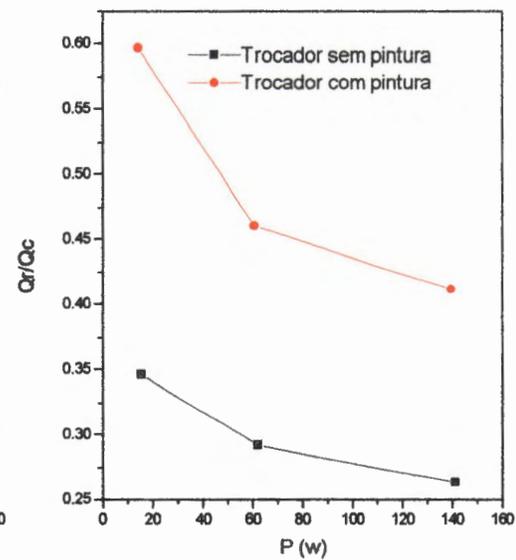


FIGURA 6.52 - Posição x2y1

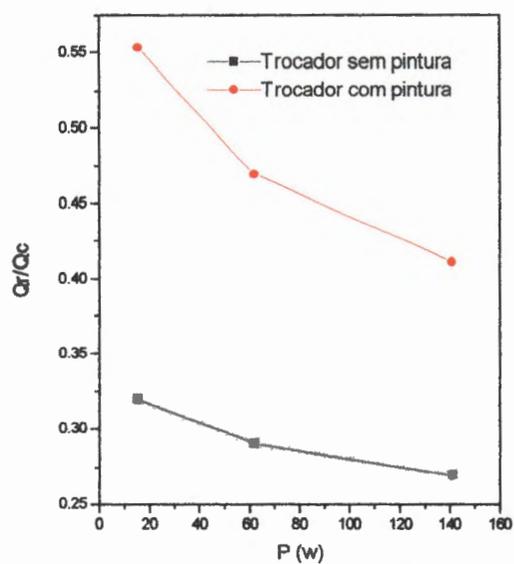


FIGURA 6.53 - Posição x2y2

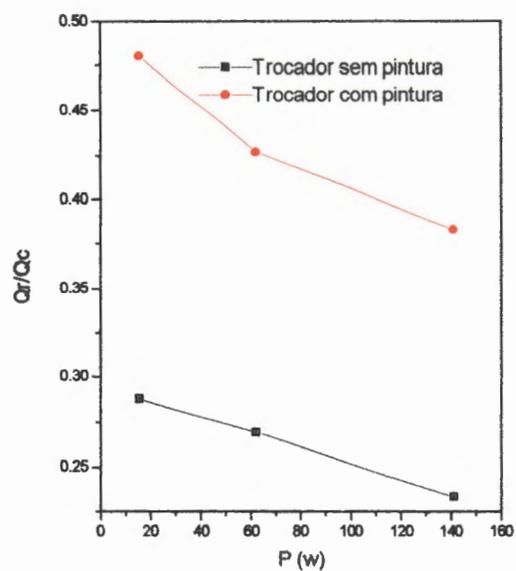


FIGURA 6.54 - Posição x2y3.

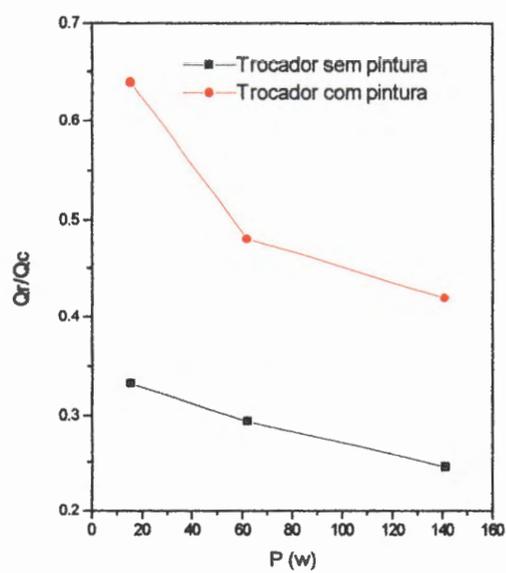


FIGURA 6.55 - Posição x3y1

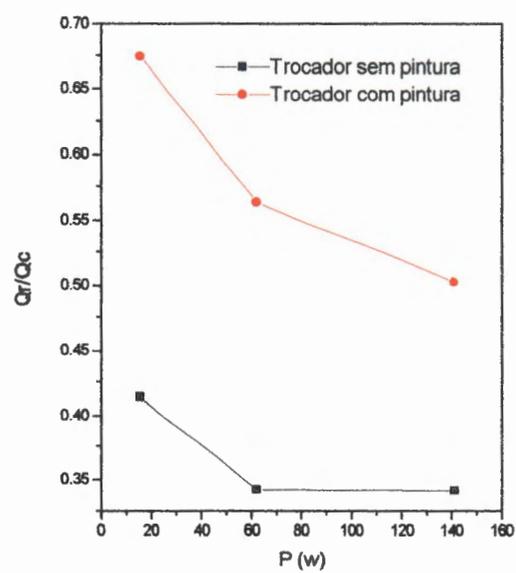


FIGURA 6.56 - Posição x3y2.

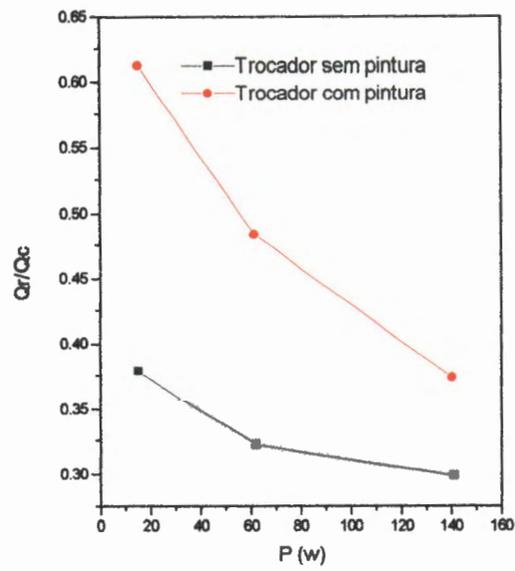


FIGURA 6.57 - Posição x3y3

6.5.3 - Canal com abertura 280 mm.

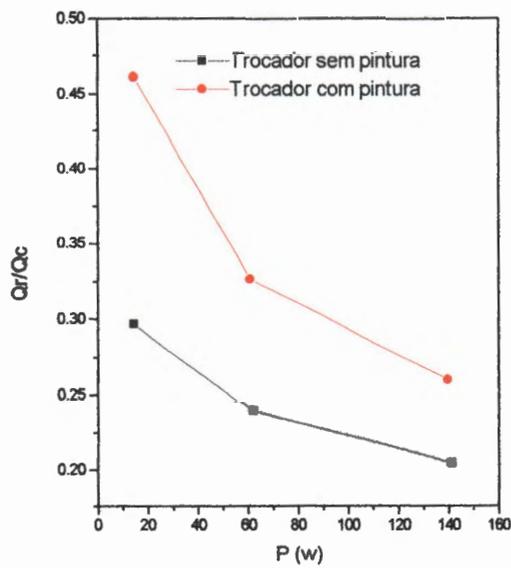


FIGURA 6.58 - Posição x1y1

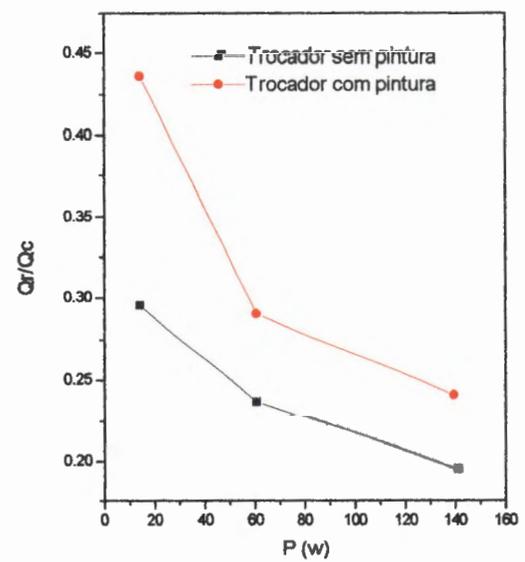


FIGURA 6.59 - Posição x1y2

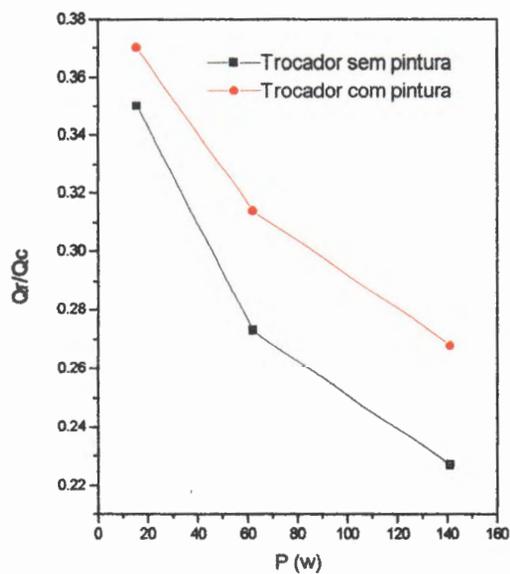


FIGURA 6.60 - Posição x1y3.

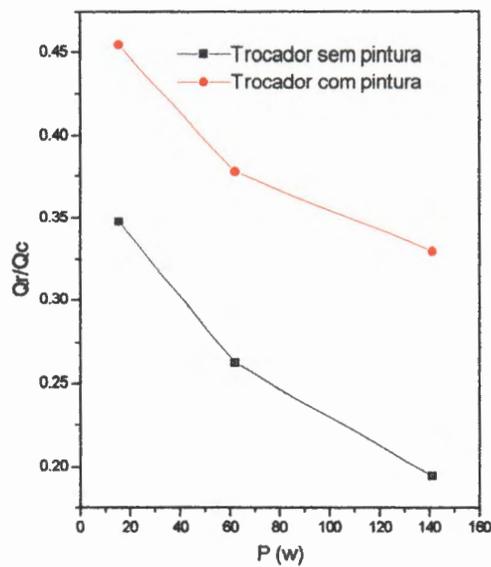


FIGURA 6.61 - Posição x2y1

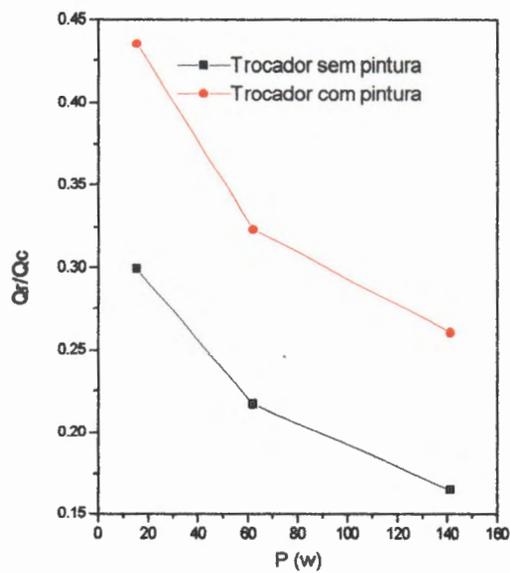


FIGURA 6.62 - Posição x2y2

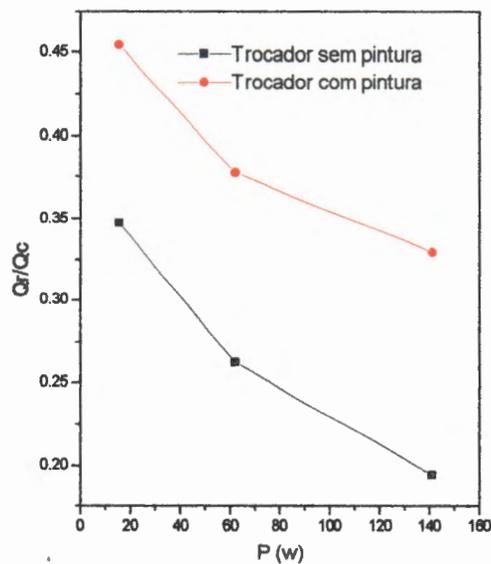


FIGURA 6.63 - Posição x2y3

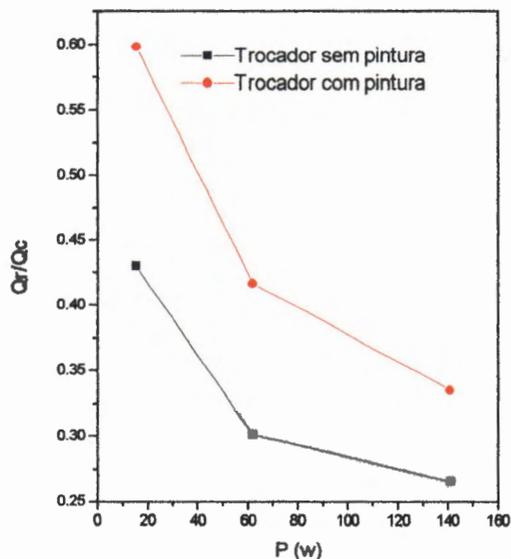


FIGURA 6.64 - Posição x3y1

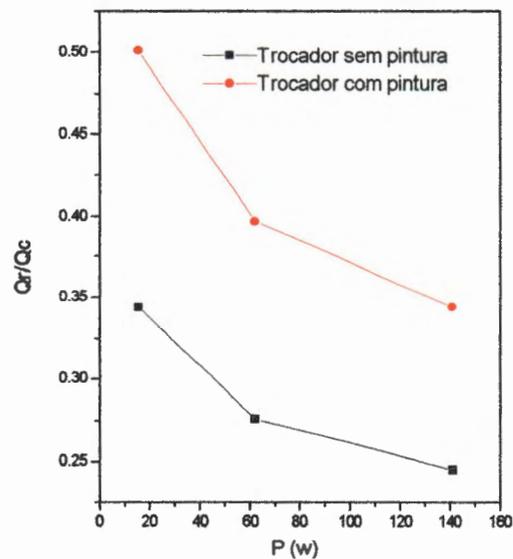


FIGURA 6.65 - Posição x3y2

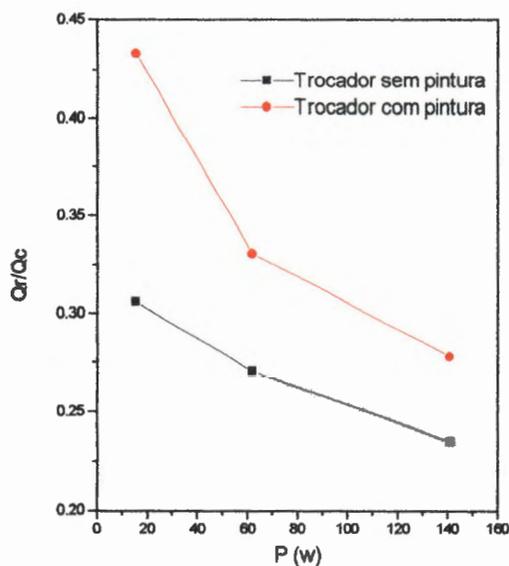


FIGURA 6.66 - Posição x3y3

A finalidade da análise (Q_r/Q_c ; P) é verificar o quanto a variação da emissividade da superfície do trocador influencia no calor de radiação e por consequência no coeficiente de transferência de calor. O trocador de calor foi ensaiado sem pintura ($\epsilon = 0.67$) e com tinta (preta) ($\epsilon = 0.87$).

Analisando as figuras 6.40 a 6.66, nota-se que para cada posição do trocador dentro do canal e considerando a mesma potência de aquecimento (P), o trocador quando pintado tem Q_r maior, portanto valor de Q_c eq. 5.25 menor, o que implicaria em um coeficientes de transferência de calor por convecção menor, tabela g1 anexo G porém o valor de Δt_c pintado é menor do que Δt_c sem pintura, promovendo um (h_c) maior eq. 5.22 tabela g1 anexo G.

Fazendo uma análise apenas no trocador com pintura verifica-se que aumentando a potência de aquecimento (P) provoca aumento na Δt_c e a razão (Q_r/P) diminui provocando um acréscimo no (Q_c/P) , eq. 5.26 aumentando Nu e assim o coeficiente de transmissão de calor (h_c) eq. 5.22.

Então a pintura (aumento da emissividade) do trocador, favorece a transferência de calor por convecção quando analisamos a convecção e radiação em separado.

6.6 - Comparação entre coeficiente de transferência de calor do trocador situado no ambiente livre e dentro do canal de escoamento

6.6.1 - Canal com abertura 70 mm.

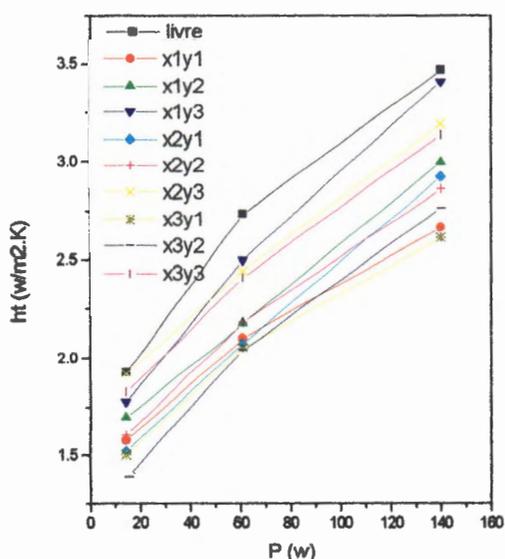


FIGURA 6.67 - Posições no canal e livre.

6.6.2 - Canal com abertura 140 mm.

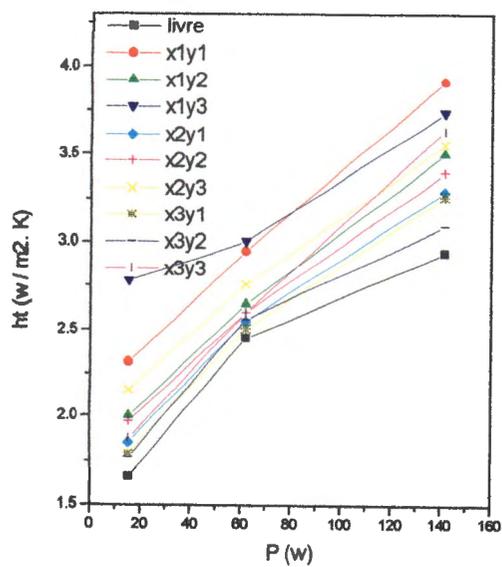


FIGURA 6.68 - Posições no canal e livre

6.6.3 - Canal com abertura 280 mm.

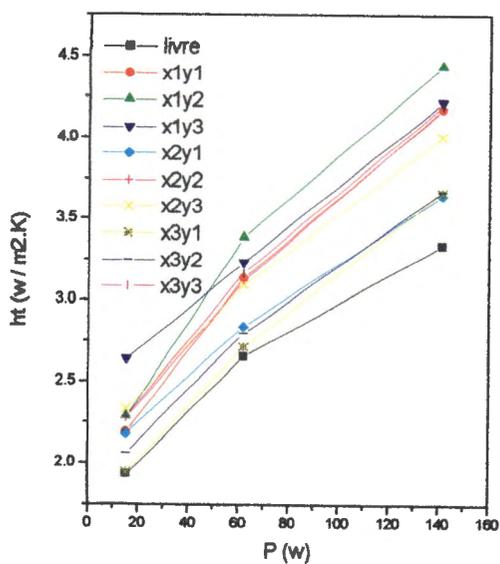


FIGURA 6.69 - Posições no canal e livre

Para analisar a eficiência do efeito chaminé foram plotados as curvas coeficiente de transmissão de calor quando o trocador situado no ar ambiente livre (htl) e situado dentro do canal de escoamento (htc) em função da potência de aquecimento (P).

A figura 6.67 pode-se observar que (htl) ocupa um patamar acima dos valores (htc). Isso ocorreu porque $\Delta t_l = T_{mtr} - T_{mesc}$ do trocador no ambiente livre é menor do que $\Delta t_c = T_{mtr} - T_{mesc}$ do trocador dentro do canal de escoamento.

O valor Δt_l é menor porque a T_{mtr} no ambiente livre é menor que T_{mtr} do trocador colocado dentro do canal dados tabelas G1 e G3 anexo G.

A análise do (htl) e (htc) em função de (P), depende apenas dos valores de apenas dos valores de Δt_l e Δt_c , porque nas eq. 5.28 e 5.29 os valores de $Q_t = P$ que é constante para cada (P) e (A_{tr}) também é constantes.

Analisando os resultados plotados na figura 6.67 conclui-se que para a abertura 70 mm, não deve ser usado o dispositivo chaminé para elevação da indução do ar.

Nas figuras 6.68 e 6.69 pode-se observar que ocorreu o contrário da figura 6.67, ou seja, os valores de ($htc > htl$), tabela G.1, G3.1, G.3.2, G3.3 Anexo G, para todos os valores de (P).

O efeito chaminé deve ser para usados as aberturas do canal $a = 140$ e 280 mm, para este trocador, não sendo aconselhado a sua utilização na abertura 70 mm porque não proporciona o efeito desejado.

6.7 - Taxa da radiação na transferência de calor para o modo combinado (convecção mais radiação). ($Q_r/Q_t \times Ra$).

6.7.1 - Canal com abertura 70 mm.

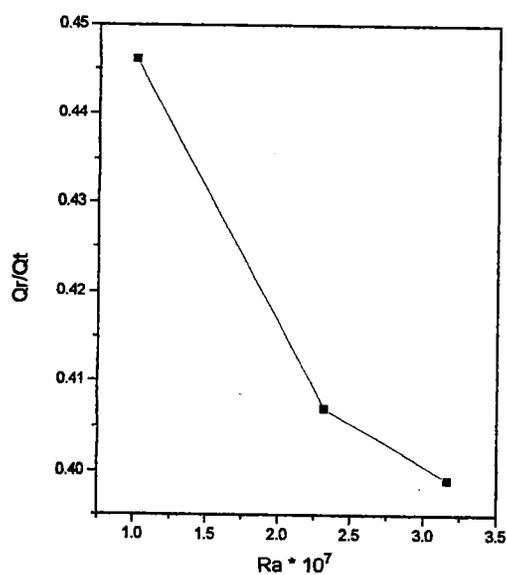


FIGURA 6.70 - Posição x1y1

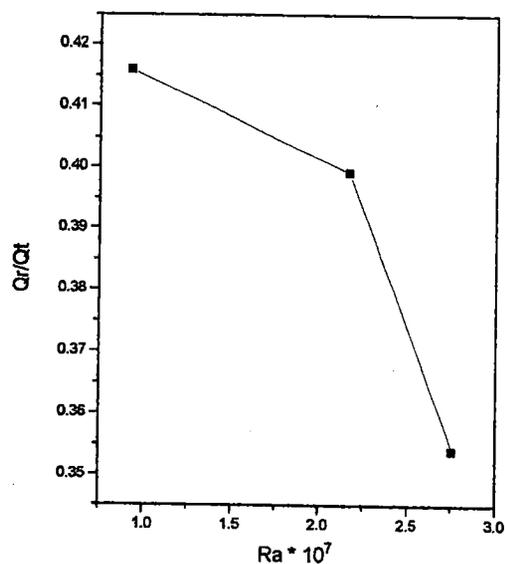


FIGURA 6.71 - Posição x1y2

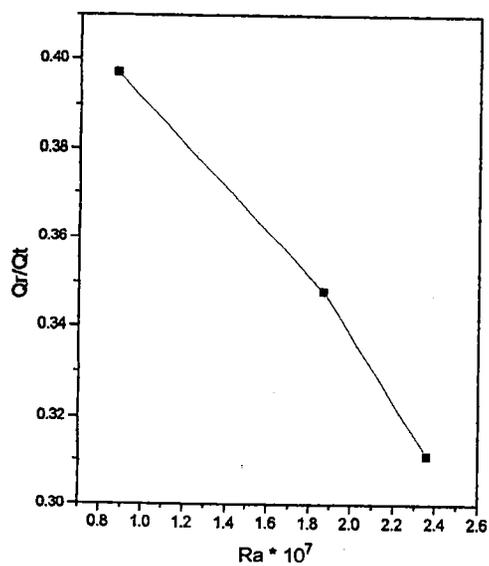


FIGURA 6.72 - Posição x1y3

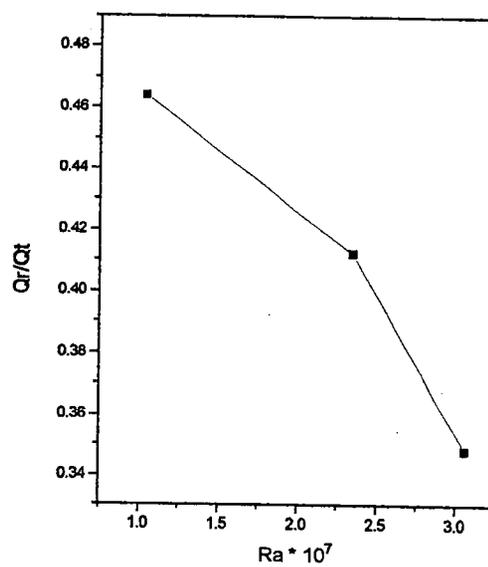


FIGURA 6.73 - Posição x2y1

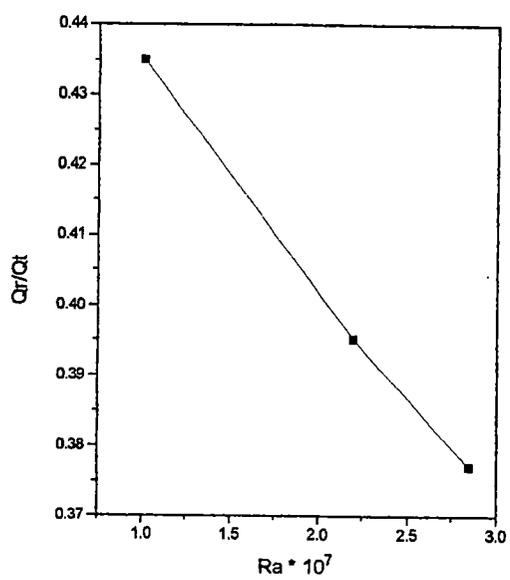


FIGURA 6.74 - Posição x2y2

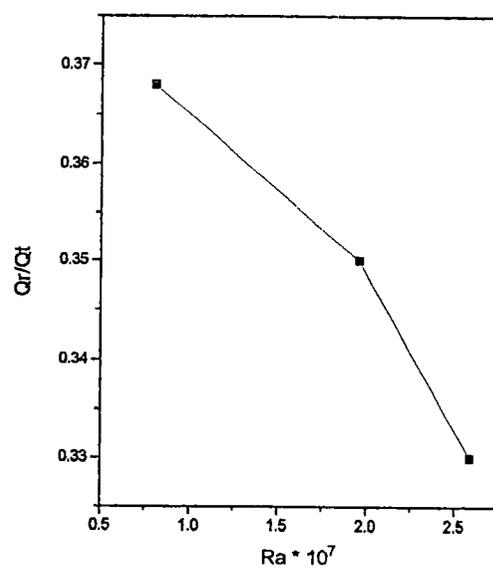


FIGURA 6.75 - Posição x2y3

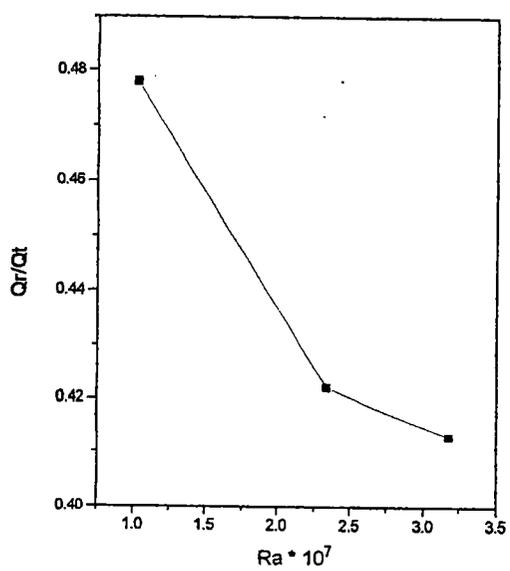


FIGURA 6.76 - Posição x3y1

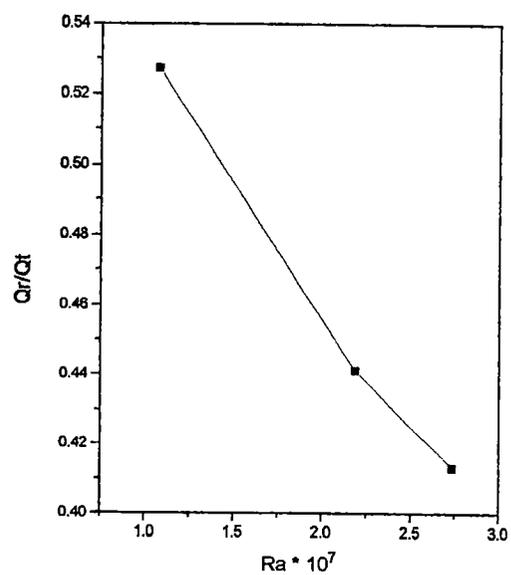


FIGURA 6.77 - Posição x3y2

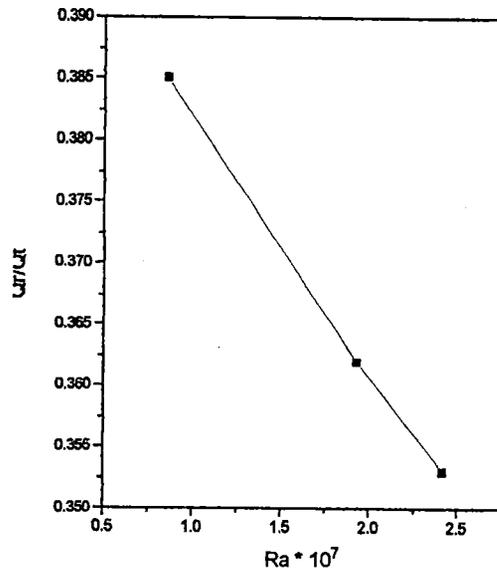


FIGURA 6.78 - Posição x3y3

6.7.2 - Canal com abertura 140 mm.

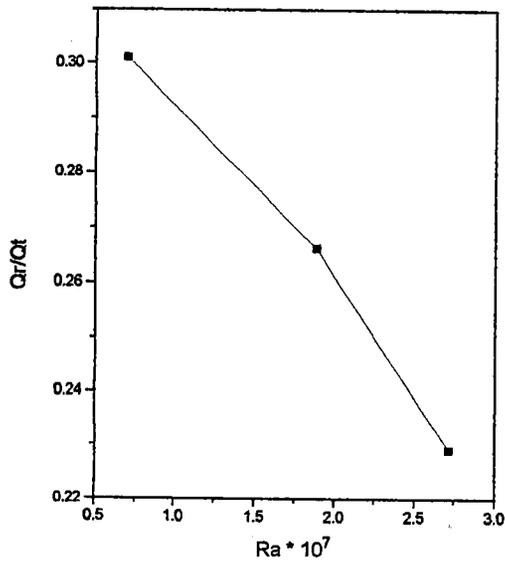


FIGURA 6.79 - Posição x1y1

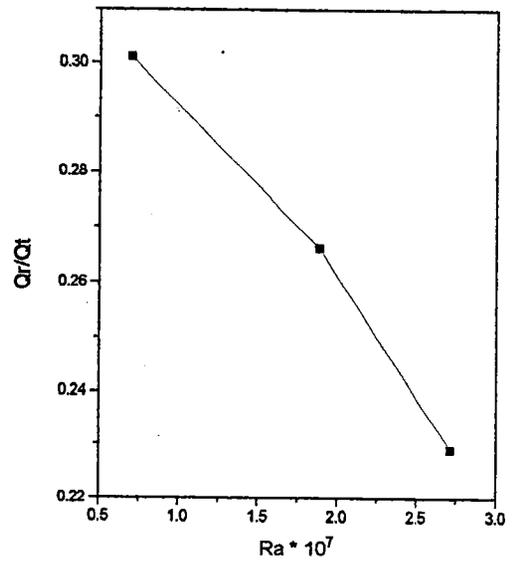


FIGURA 6.80 - Posição x1y2

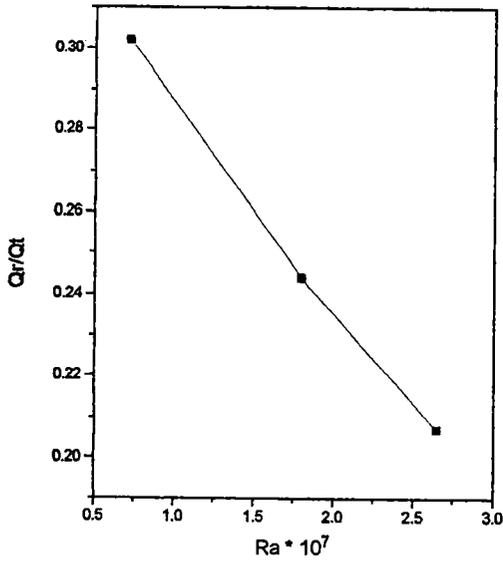


FIGURA 6.81 - Posição x1y3

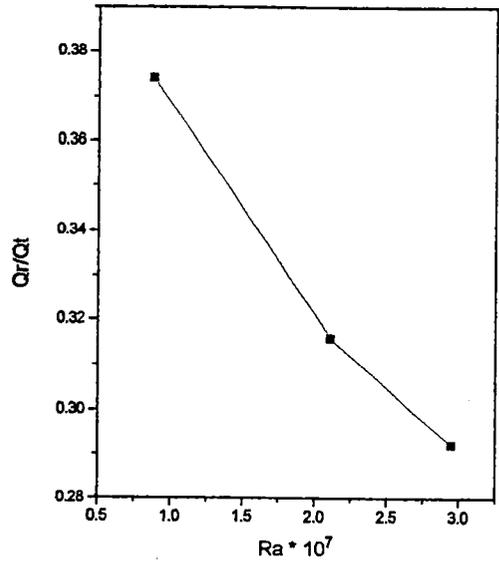


FIGURA 6.82 - Posição x2y1

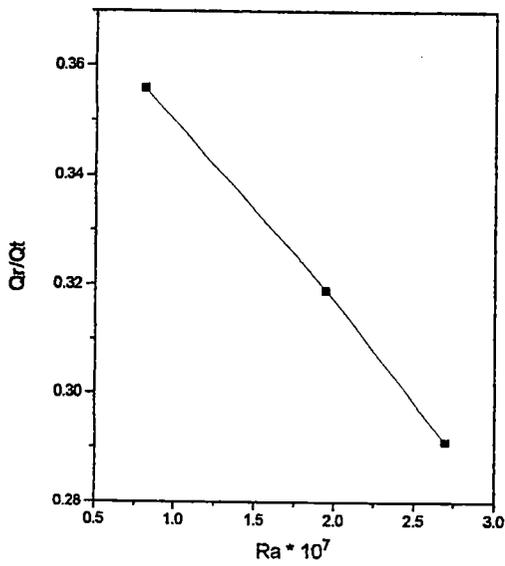


FIGURA 6.83 - Posição x2y2

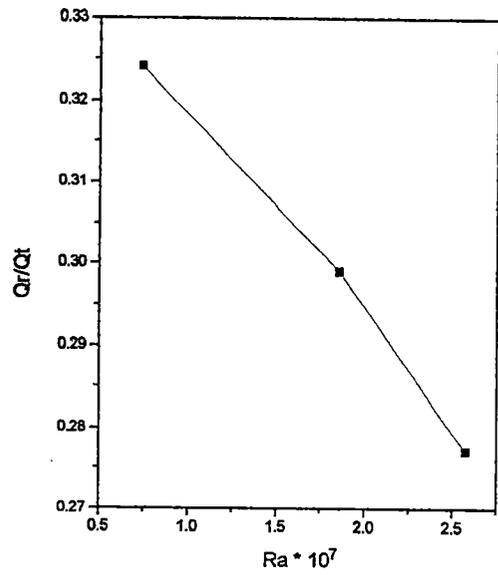


FIGURA 6.84 - Posição x2y3

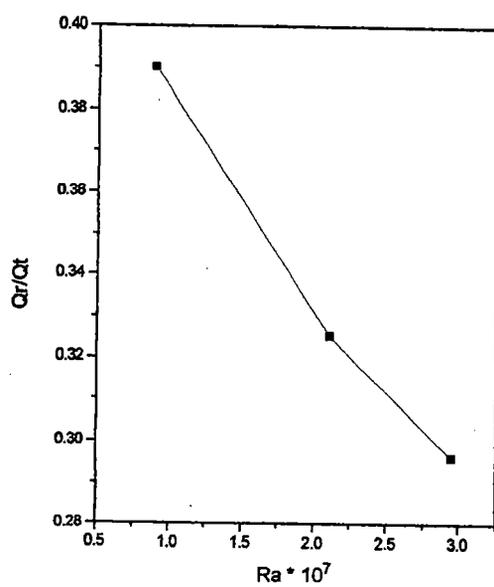


FIGURA 6.85 - Posição x3y1

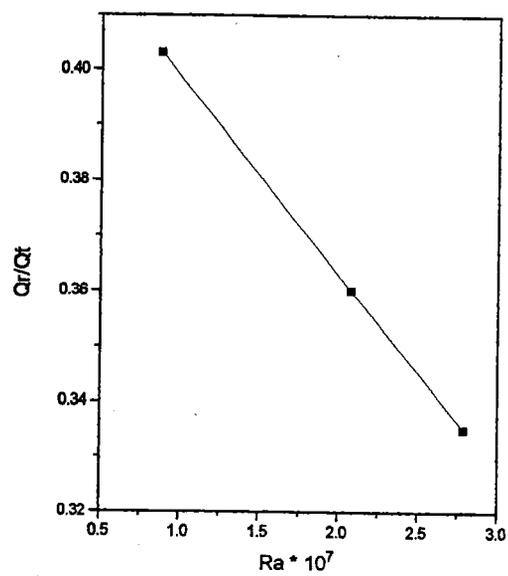


FIGURA 6.86 - Posição x3y2

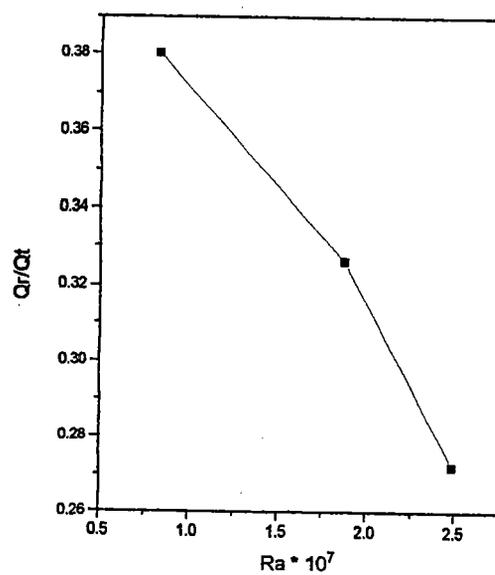


FIGURA 6.87 - Posição x3y3.

6.7.3 - Canal com abertura 280 mm.

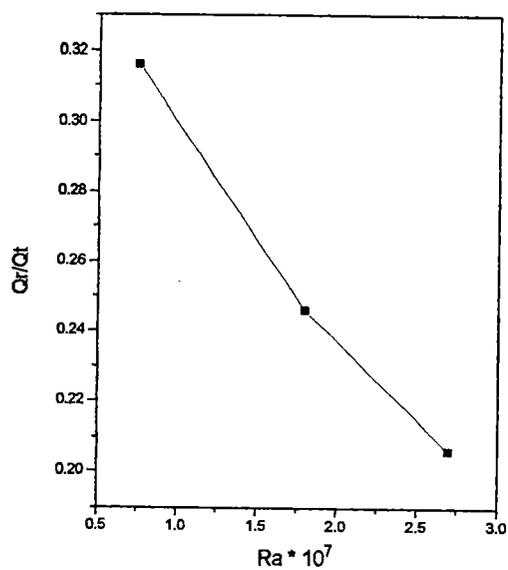


FIGURA 6.88 - Posição x1y1

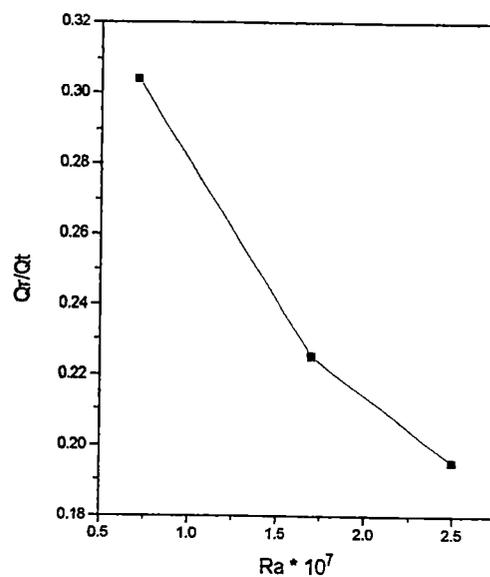


FIGURA 6.89 - Posição x1y2

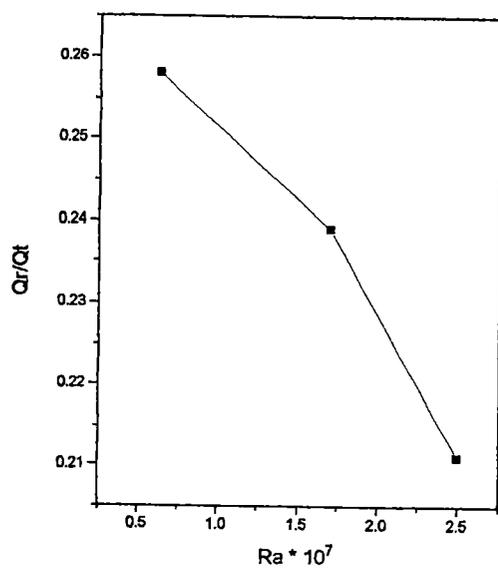


FIGURA 6.90 - Posição x1y3

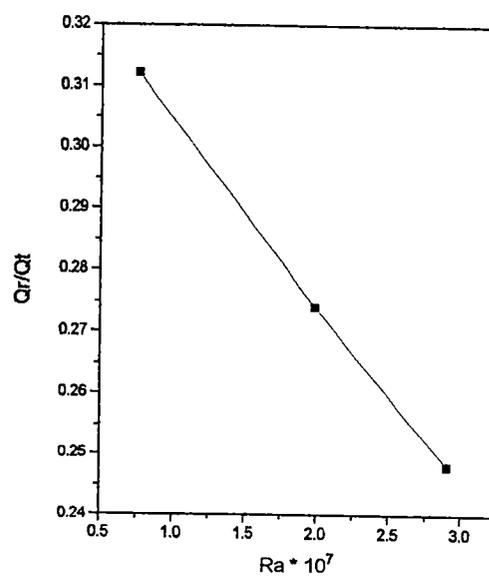


FIGURA 6.91 - Posição x2y1

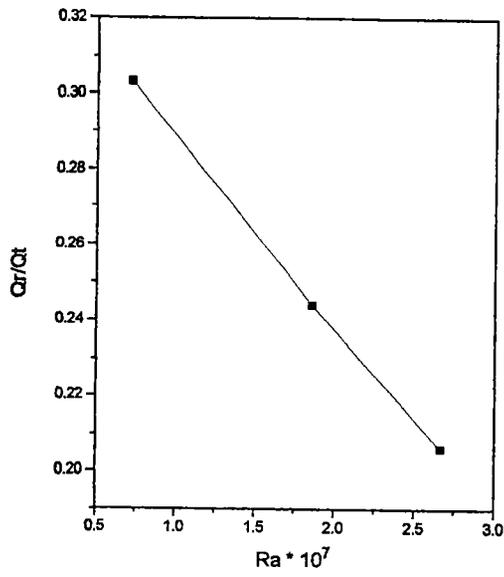


FIGURA 6.92 - Posição x2y2

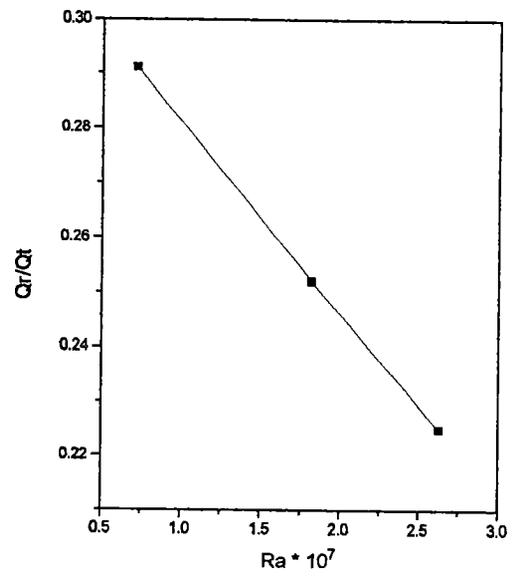


FIGURA 6.93 - Posição x2y3

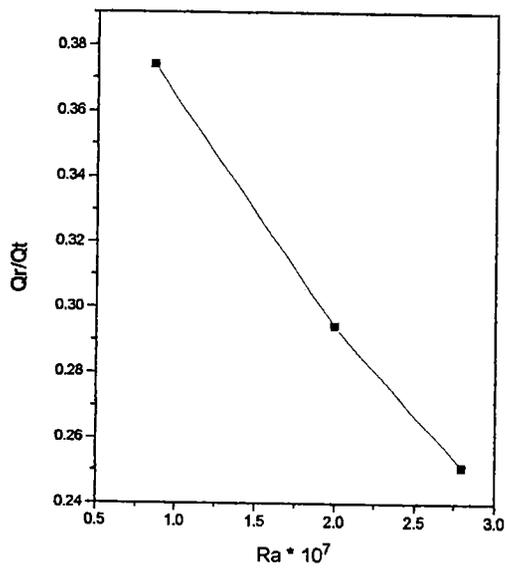


FIGURA 6.94 - Posição x3y1

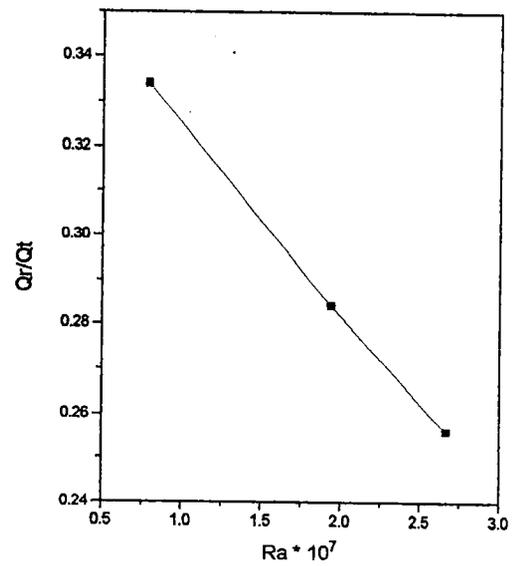


FIGURA 6.95 - Posição x3y2

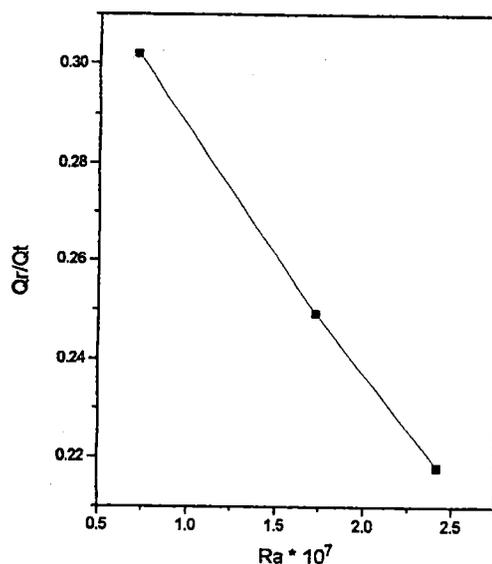


FIGURA 6.96 - Posição x3y3

A combinação da razão (Q_r/Q_t); Ra) serviu para definir a parcela de radiação na transferência de calor para cada uma das aberturas e para todas as posições.

Considerando que $Q_t = P$ observa-se que aplicando os valores experimentais na eq. 5.19 e 5.20 o produto destas equações gera o valor de Ra (eq. 5.21) para cada posição.

A medida que aumenta o Ra diminui a relação Q_r/Q_t , isto significa um aumento no Q_c aumentando o valor de h_c valores resultantes tabela G1 anexo G.

O elevação do número de (Ra) é devido principalmente ao aumento do Δt_c e também da (μ^2) que influi diretamente no (Gr) e (Pr) que é constante para todos experimentos.

As parcelas de radiação na transferência de calor em função da abertura e das posições são as seguintes:

- abertura 70 mm: mínima 24 % posição x2y2, máxima 53 % posição x3y2;
- abertura 140 mm: mínima 23 % posição x1y1, máxima 40 % posição x3y1;
- abertura 280 mm: mínima 19 % posição x1y2, máxima 37 % posição x3y1.

6.8 - ANÁLISE FINAL

Pode-se observar que, de acordo com os resultados obtidos, os objetivos pretendidos e citados no capítulo da Introdução foram plenamente alcançados, principalmente no que se refere a utilização do *efeito chaminé* para o aumento do CTC em trocadores de submetidos a convecção natural.

Quanto ao efeito da transferência de calor por radiação térmica os resultados revelaram a sua importância no processo, e portanto negligenciar os seus valores pode causar grandes erros na avaliação do CTC.

7 - ANÁLISE DE ERRO

Para avaliar a precisão das medidas de velocidade do micro-tunel e das sondas usadas no anemômetro, foi feita uma análise de erros baseada no método descrito por KLINE (1985), e dados fornecidos pelos fabricantes.

Nesta análise foi considerado que o erro da fonte de tensão $WE_o = 0.5 \%$ do valor medido.

Do artigo citado acima foi tomada a equação na forma adimensional.

Definindo R como o resultado da função $R = f(x_i)$, onde x_i são as variáveis que influem no fenômeno, calculada num ponto qualquer, e com os respectivos erros Wx_i , a equação na forma adimensional foi a seguinte:

$$W_r/R = \{(\partial \ln R / \partial \ln x_1 \cdot W_{x_1}/x_1)^2 + (\partial \ln R / \partial \ln x_2 \cdot W_{x_2}/x_2)^2 / x_i^2 \dots\dots\dots\}^{1/2} \quad (7.1)$$

Para esta análise do erro do micro-tunel e das sondas a equação se transforma substituindo $R \rightarrow V$ e $x_i \rightarrow Es$.

Aplicando o método para a equação 5.1 de calibração do micro-tunel, obtém-se um erro de 0.2 %. Quando aplicado para as equações 5.2 a 5.7 referentes a calibração de cada sonda, determina-se os seguintes valores máximo de erros, conforme tabela 7.1:

Sonda 1 - erro 11.04 %	Sonda 4 - erro 7.71 %
Sonda 2 - erro 11.34 %	Sonda 5 - erro 8.9 %
Sonda 3 - erro 9.96 %	Sonda 6 - erro 6.73 %

O erro de medida das temperaturas foi de $\pm 0.7 \text{ }^\circ\text{C}$ para cada valor medido, conforme o fabricante.

TABELA 7.1: Avaliação dos erros de medidas					
	Micro-tunel				
Tensão V	%volts	ERRO %			
3.1	0.006	0.20			
3.5	0.007	0.20			
4	0.008	0.20			
4.5	0.009	0.20			
5	0.010	0.20			
5.5	0.011	0.20			
6	0.012	0.20			
	Sonda 1			Sonda 2	
Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %	Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %
0.319	0.000638	11.04	0.33	0.00066	11.34
0.306	0.000612	10.59	0.316	0.000632	10.86
0.303	0.000606	10.48	0.312	0.000624	10.72
0.299	0.000598	10.35	0.308	0.000616	10.58
0.296	0.000592	10.24	0.305	0.00061	10.48
0.294	0.000588	10.17	0.303	0.000606	10.41
0.292	0.000584	10.10	0.301	0.000602	10.34
0.291	0.000582	10.07	0.3	0.0006	10.31
	Sonda 3			Sonda 4	
Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %	Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %
0.362	0.000724	9.96	0.41	0.00082	7.71
0.347	0.000694	9.54	0.399	0.000798	7.50
0.342	0.000684	9.41	0.392	0.000784	7.37
0.336	0.000672	9.24	0.384	0.000768	7.22
0.332	0.000664	9.13	0.378	0.000756	7.11
0.33	0.00066	9.08	0.374	0.000748	7.03
0.328	0.000656	9.02	0.371	0.000742	6.97
0.326	0.000652	8.97	0.369	0.000738	6.94
	Sonda 5			Sonda 6	
Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %	Tensão medida V	Erro aparelho V	ERRO %
0.413	0.000826	8.90	0.463	0.000926	6.73
0.402	0.000804	8.66	0.442	0.000884	6.43
0.395	0.00079	8.51	0.435	0.00087	6.32
0.389	0.000778	8.38	0.424	0.000848	6.16
0.384	0.000768	8.27	0.417	0.000834	6.06
0.381	0.000762	8.21	0.412	0.000824	5.99
0.378	0.000756	8.14	0.408	0.000816	5.93
0.376	0.000752	8.10	0.405	0.00081	5.89

8 - CONCLUSÕES

A utilização de um canal de escoamento (efeito chaminé) para aumentar a velocidade de indução e por consequência o coeficiente de transferência de calor apresentou os seguintes resultados:

- 1 - A velocidade de indução aumenta com a elevação da potência de aquecimento.
- 2 - Para o trocador de calor ensaiado a posição x_2y_3 , para abertura do canal 140 mm é a configuração que apresenta maior velocidade de indução.
- 3 - O aumento da razão geométrica R provoca uma redução no número de Nu e por consequência diminui o coeficiente de transferência de calor
- 4 - Em função da razão geométrica a posição x_1y_2 , abertura 280 mm é a que apresenta o maior número de Nu .
- 5 - O trocador pintado apresenta maior transferência de calor por radiação, devido a maior emissividade.
- 6 - O uso do canal de escoamento para este trocador, com a finalidade de aumentar o coeficiente de transferência de calor, usando o efeito chaminé, deve ser usado para as aberturas 140 e 280 mm do canal. Para a abertura 70 mm o efeito não se verifica.

PRÓXIMAS ANÁLISES

Com objetivo de aprofundar mais os estudos relativos ao efeito chaminé sugere-se os seguintes estudos:

1 - repetir os mesmos ensaios para trocadores de calor com o objetivo principal avaliar a abertura do canal, sendo que, os condensadores sejam providos de aletas do tipo arame que são utilizados atualmente;

2 - realizar experimentos em um refrigerador real com carga térmica controlada no evaporador. Os sistemas frigoríficos de refrigeradores domésticos são atualmente montados com condensadores aletados do tipo arame. A proposta de um estudo neste tipo de condensador, nos levará provavelmente a uma abertura de duto ótimo, bem menor do que as encontradas no trabalho realizado. Com isso, as dimensões externas do refrigerador com o canal de escoamento ficariam próximas das dimensões atuais, cujos refrigeradores não utilizam canais de escoamento para a elevação da velocidade de indução do ar.

3 - Com os dados obtidos no item 2 aplicar os resultados em testes numéricos para otimizar o sistema com relação a eficácia do mesmo.

ANEXO A

A1 - Medidor de velocidade de ar

A principal característica do processo de transmissão de calor por convecção natural é a baixa velocidade de escoamento do fluido de trabalho. Em geral, as pesquisas sobre técnicas de aumento da taxa de transferência de calor analisam apenas a variação de parâmetros térmicos, mantendo-se fixo o valor da velocidade de escoamento sobre a superfície de troca BODOIA & OSTERLE (1962), AUNG (1972), GAU et al (1992).

O ponto crítico da análise experimental em fenômenos de transporte por convecção natural é a escolha do instrumento de medição da velocidade de escoamento do fluido de trabalho. Um critério básico considerado na seleção do instrumento é o de que a interferência que ele causa ao ser introduzido no fluxo deve ser menor do que o fenômeno que se deseja investigar; outros critérios são: precisão, flexibilidade, durabilidade, resolução, estabilidade, disponibilidade e velocidade de resposta. Contudo, o fator limitante de maior peso é o custo do equipamento; em geral, a instrumentação utilizada no estudo da convecção natural é cara.

Para a escolha do instrumento adequado ao fenômeno que se deseja investigar, faz-se prioritariamente uma seleção com base na condição do escoamento e no tipo de fluido a ser medido, KAWAKITA & SILVARES (1995). Os medidores podem ser divididos em duas categorias: adicionadores e extratores de energia. Nos adicionadores, uma fonte externa de energia é introduzida no escoamento, modificando alguma propriedade física da fonte ou do fluido, que é monitorada de forma apropriada e permite a associação do efeito à velocidade de escoamento. Com relação à influência do Re , os medidores adicionadores de energia praticamente não sofrem influências significativas RIBEIRO (1989).

Para atender às necessidades da pesquisa, várias técnicas de medição da velocidade do ar foram analisadas com o objetivo de se estabelecer, através de uma seleção minuciosa, aquela que permitisse a melhor combinação entre: sensibilidade (dentro da faixa de trabalho da convecção natural), precisão, facilidade de instalação, disponibilidade, durabilidade e custo.

A bibliografia específica sobre medidas de baixas velocidade de escoamento de ar destaca, entre as técnicas mais modernas, a detecção de passagem de partículas fluorescentes ou radiativas e a anemometria à laser de efeito Doppler, onde esta última é considerada a melhor ferramenta da atualidade KATO et al. (1991), BEAK et al. (1991). Em pesquisa na rede Internet, constatou-se que a análise de fenômenos de transporte realizada em universidades e centros de pesquisa estrangeiros é feita utilizando-se métodos fotográficos e videométricos, como: *LDA* - Laser Doppler Anemometry, *PIV* - Particle Image Velocimetry, *PTV* - Particle Tracking Velocimetry, *DGV* - Doppler Global Velocimetry, *SP* - Schlieren Photography, *RS* - Rayleigh Scattering, *HPIV* - Holographic Particle Image Velocimetry e *LIF* - Laser Induced Fluorescence.

Além de complexas, as técnicas modernas são inacessíveis à maioria dos laboratórios nacionais, devido, principalmente, ao custo elevado, que pode chegar a centenas de milhares de reais. Para conciliar as necessidades da pesquisa aos recursos disponíveis, recorreu-se à bibliografia mais antiga, com o objetivo de identificar as técnicas de custo mais acessível. Após análise minuciosa, foram selecionadas as seguintes opções: *traçadores de fumaça*; *medidor de velocidade de deslocamento de película* e *anemometria de fio quente*. A escolha de uma delas dependeria da realização de ensaios preliminares para avaliação do fenômeno.

A2 - Traçadores de fluxo de ar

Desde que Reynolds, em 1883 injetou um filete de corante para análise do fluxo de água em um tubo, a utilização de traçadores para a determinação da velocidade de escoamento de líquidos e gases tornou-se uma técnica muito difundida no estudo de fenômenos de transferência, mesmo com o advento dos métodos a laser

BONNA et al. (1990), SCHULZ & ROMA (1994). As técnicas variam de acordo com o tipo de traçador e o tipo de mecanismo de registro da sua passagem. Em geral, a medição pode ser realizada através de inspeção visual, fotogramas ou filmes MERZKIRCH (1974), e as partículas podem variar desde pó de alumínio FRAAS(1989) até fluorescentes ou radiativas.

FUJII & IMURA (1972), utilizaram partículas de alumínio para o estudo do fluxo na convecção natural em um canal com placas inclinadas. KEYHANI et al. (1988), utilizaram pó de alumínio para a análise do fluxo convectivo natural em uma cavidade vertical com fontes discretas de aquecimento.

FU & OSTRACH (1981), retomaram a técnica utilizada por Reynolds, analisando as características das linhas de corrente e de velocidades do fluxo causado por convecção natural em um canal vertical quadrado.

HARDIN & BUMEISTER (1989), utilizaram filmes de óleo, minitufts fluorescentes, tufts de fio de algodão e micro-esferas de espuma para visualização do fluxo de calor convectivo.

SCHULZ & ROMA (1994) analisaram a evolução de traçadores em escoamentos turbulentos.

Na velocimetria através de imagens de partículas suspensas no fluxo (*PIV-particle image velocimetry*), recorre-se à gravação em filme da trajetória de partículas transportadas no escoamento para posterior análise MARTINS (1995). O inconveniente desse método é que ele não fornece diretamente o valor da velocidade em tempo real.

Fotogramas de partículas de alumínio iluminadas por luz estroboscópica podem ser utilizados no exame da estrutura do fluxo convectivo KEYHANI et. al. (1988) e a medição da velocidade de outro tipo de material suspenso pode ser feita através de uma sonda de fibra óptica, leds e de um foto-detector KAN et al (1994).

A fotografia de luz espalhada por partículas (*LSP-light scattered photograph*) é um método não intrusivo e bastante preciso que utiliza luz de laser para medir velocidades de gases BONNA et. al (1990), mas é complexo e caro.

A3 - Traçadores de fumaça

A técnica de marcar as linhas de corrente num fluxo de ar através de traçadores de fumaça (STT-*smoke tracer technique*) foi inicialmente idealizada por MERZKIRCH (1974), e vem sendo utilizada regularmente até os dias atuais, inclusive no estudos de fenômenos convectivos TADA et al (1991). É regra geral que a mistura entre a fumaça e o ar é mais intensa do que entre a água e corantes MERZKIRCH (1974). A técnica é prática, simples, barata e eficiente.

TADA et al (1991), usaram traçador de fumaça para a visualização do fluxo de ar em um canal vertical submetido a fluxo convectivo.

SYMONS & PECK (1984), utilizaram fumaça de cigarro para a visualização de fluxo de ar na convecção natural.

MOHARRERI et al (1988), utilizaram fumaça de glicerina para a visualização de fluxo convectivo tri-dimensional em uma placa horizontal ensaiada em um túnel de vento.

RAMACHANDRAN et al (1985) utilizaram injeção de fumaça para a visualização de fluxo convectivo em canal vertical. O mesmo fizeram SEFCIK et al (1991) e OLSON & GLICKSMAN (1991).

A fumaça pode ser utilizada para medidas de fluxos com baixos Re e geometrias simples FRAAS (1989). No caso da convecção natural, traçadores de fumaça podem ser utilizados até mesmo para a análise de fenômenos mais complexos, como o de formação de células de vortex MORI & UCHIDA (1966), AKIYAMA et al (1971). Entretanto, de acordo com a bibliografia consultada, a técnica é mais apropriada à visualização da estrutura do fluxo do que à medição da sua velocidade, devido à baixa precisão. Mas, como ficou comprovado nos experimentos realizados durante o desenvolvimento da pesquisa, essa limitação pode ser superada através do aumento do número de amostragem das medidas. As figuras A.1 e A.2 mostram os geradores de fumaça utilizados nos experimentos.



FIGURA A.1 - gerador de fumaça utilizado nos ensaios preliminares.



FIGURA A.2 - gerador de fumaça utilizado na calibração do micro-túnel de vento.

A4 - Ensaios preliminares

Sendo a velocidade de fluxo de ar um dos parâmetros de importância primária à pesquisa, decidiu-se realizar alguns experimentos de simulação do fenômeno de interesse para, dessa forma, determinar a ordem de grandeza da velocidade produzida por convecção natural em um canal vertical. Os ensaios permitiram, simultaneamente, avaliar a viabilidade do uso do *traçador de fumaça* como método de medição.

Bastante difundida na pesquisa de fenômenos convectivos, a técnica de traçadores de fumaça foi escolhida para o levantamento dos dados da velocidade nos ensaios preliminares devido à simplicidade, ao custo irrisório e à disponibilidade no Laboratório de Aeronaves-EESC.

Para os ensaios, foi construído um canal retangular de madeira com 1.5m de altura e 35cm de lado, dotado de uma abertura circular com 3cm de diâmetro a 15cm da base, na qual foi acoplada a extremidade de um tubo de vidro transparente de 1.1m de comprimento e 3cm de diâmetro, enquanto a outra extremidade do tubo foi acoplada ao gerador de fumaça. Na parte superior do canal foi fixado um suporte para sustentação de uma fonte térmica, cuja potência era regulada através de um

varivolt. Aproximadamente duas horas após o início do aquecimento da fonte, a velocidade do ar que entrava no canal era medida, visualmente, computando-se o tempo de passagem de um filete de fumaça entre duas marcações do tubo de vidro. As figuras A3 e A4 apresentam, respectivamente, o esquema e o dispositivo construído. Depois de repetir algumas vezes o procedimento, determinou-se uma velocidade média de aproximadamente 30 cm/s para o canal aquecido com 60W de potência.

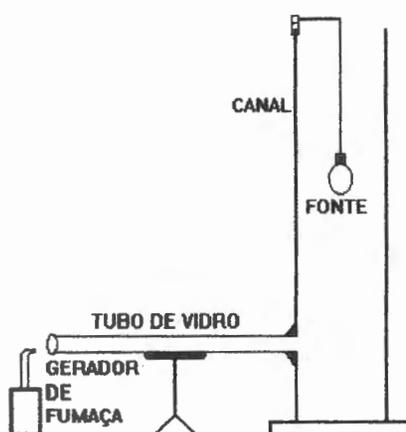


FIGURA A3 - Esquema do ensaio preliminar

FIGURA A4 -Montagem final do dispositivo

Apesar da boa qualidade dos resultados obtidos, ficou comprovada durante os ensaios a inviabilidade da utilização de traçadores para a medição de velocidades nos experimentos da pesquisa. Isso ocorreu devido à obrigatoriedade de se ter o ambiente dos experimentos em condições ideais de isolamento SPARROW et al (1986), fator imprescindível para garantir a precisão das medidas. Pelo mesmo motivo também foi descartada a utilização da técnica de deslocamento de película de bolha de sabão, que, por isso, não chegou a ser testada. Diversas outras técnicas de

medição foram pesquisadas ver itens (A6 a A12); anexo A entre as quais, algumas foram experimentadas (ver itens (A13 a A18) anexo A) e ver anexo B Assim, após a análise das técnicas disponíveis, concluiu-se que a opção mais apropriada era a técnica de anemometria de fio quente. A descrição detalhada do sistema construído encontra-se no anexo C5.

A5 - Medidores

Na procura por uma solução para o problema da instrumentação de medida da velocidade de fluxo de ar no canal, várias técnicas foram analisadas. Abaixo, apresenta-se a lista das principais técnicas pesquisadas e o resumo dos problemas que inviabilizaram o uso delas nos experimentos.

A6 - Medidor de pressão diferencial

Medidores de pressão diferencial, como tubo de Pitot, placa de orifício, tubo de Venturi ou tubo multifuros, trabalham em faixas de velocidade bem acima daquela determinada pelos ensaios preliminares e, portanto, foram descartados.

A7 - Medidor eletromagnético e a ultra-som

Outra possibilidade investigada foi a dos medidores eletromagnéticos e a ultra-som. Medidores eletromagnéticos têm como limitação o fato de só serem aplicáveis a escoamentos de fluidos eletricamente condutivos BASILE (1989). Já os medidores a ultra-som, que funcionam com base na variação da velocidade de propagação do som em função da velocidade do fluido, detectam velocidades apenas acima de 0.1m/s e são mais adequados para utilização em meios líquidos BASILE (1995).

A8 - Medidores de vórtices

Desde a sua concepção original, em 1911, por von Karman, essa técnica vem sendo muito pesquisada devido à possibilidade de substituição de medidores à base de elementos deprimogêneos BASILE (1995). Entretanto, a sua faixa de operação não se adequava às do fenômeno de interesse para a pesquisa.

A9 - Anemômetro laser de efeito Doppler

A anemometria de efeito Doppler a laser é uma das técnicas experimentais mais confiáveis da atualidade, possibilitando uma exatidão de 0.1% no valor da velocidade instantânea TAIRA (1989). Desenvolvidos a partir de 1964 para a análise tridimensional de escoamentos, os *LDA's* são caracterizados por uma montagem delicada, componentes caros e necessidade de uma equipe técnica de apoio altamente especializada. No caso do fluxo de ar, a determinação da posição de colocação da sonda constitui uma tarefa complexa MESQUITA (1993). Em visita ao Laboratório de Hidráulica e Saneamento-EESC, foram obtidas informações sobre o funcionamento e analisadas algumas partes constituintes do *LDA* daquele departamento.

A10 - Interferometria

Grande parte dos trabalhos atuais que tratam de fenômenos convectivos, utiliza métodos óticos para a medição da velocidade de escoamento do ar. Entre as técnicas mais modernas, a de interferometria Mach-Zehnder é uma das mais utilizadas JOHNSON (1990). Mas, assim como a anemometria a laser, é uma técnica relativamente complexa e de custo elevado.

A11 - Medidor de deslocamento de película

Trata-se de uma técnica antiga e barata, baseada na determinação visual do tempo de deslocamento da película formada por uma bolha de sabão em um tubo de vidro Azevedo (1992). Contudo, as condições de operação do sistema mostraram-se incompatíveis com as necessidades da pesquisa.

A12 - Medidor de efeito térmico

A utilização do calor como traçador de fluxo de ar é uma técnica antiga mas que ainda utilizada em várias situações. O princípio que governa a técnica é bastante simples: uma fonte térmica é introduzida no meio cuja velocidade se deseja determinar; a fonte está acoplada a um medidor de temperatura que pode ser um termopar ou outro tipo de sensor; a uma distância reta adjacente ao ponto de fixação da fonte, é fixado o segundo elemento sensor; sabendo-se a quantidade de calor liberado pela fonte a montante do fluxo e a temperatura do medidor 2, ajustante da fonte, pode-se calibrar o sistema para, a partir da diferença de temperatura entre os dois sensores, determinar a velocidade do fluxo.

A13 - Medidores de bocal aerodinâmico

Os principais experimentos realizados durante a pesquisa para seleção do medidor de velocidade de fluxo de ar são apresentados a seguir. Eles foram testado na mesma estrutura utilizada nos ensaios preliminares.

A14 - Medidor de orifícios calibrados

Após a técnica de traçador de fumaça, a segunda tentativa foi feita acoplando-se um medidor de orifícios calibrados a um manômetro de tubo inclinado. Constatou-se que a magnitude da variação de pressão causada pelo fluxo de ar no canal era insuficiente para sensibilizar o manômetro.

A15 - Bocal aerodinâmico

O tubo de Pitot é um instrumento padrão para medidas de velocidades em dutos Ashrae (1993), mas o limite inferior de sua faixa de trabalho (0.9m/s) é superior ao valor máximo da velocidade do ar determinado nos ensaios preliminares. Entretanto, se a velocidade do ar pudesse ser aumentada até um valor acima desse limite em um ponto da tubulação, o uso do Pitot seria viável. Para obter esse aumento, foi utilizado um bocal aerodinâmico.

Apesar de inadequado para a indicação direta de medidas de fluxos convectivos, acreditou-se que o problema seria contornado acoplando-se o bocal a um Pitot, que por sua vez estaria ligado a um micro-manômetro de alta sensibilidade (tipo *Betz*). Dessa forma, através de cálculos triviais, foi dimensionado um bocal aerodinâmico capaz de produzir, no ponto de estrangulamento, uma elevação de 10 vezes o valor da velocidade na entrada do efusor. O dispositivo construído e a instrumentação de medida utilizada nos testes estão representados nas figuras A3-1 e A3-2, respectivamente.

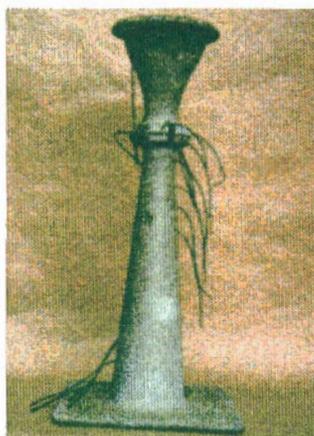


FIGURA A3-- Bocal aerodinâmico.

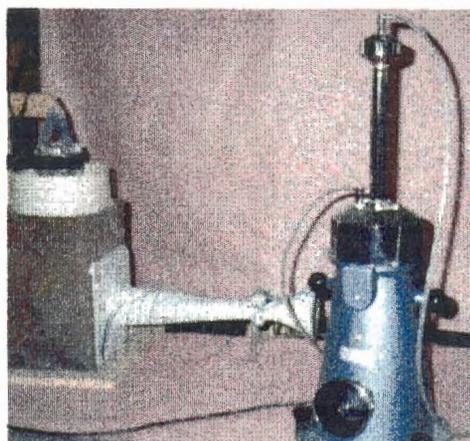


FIGURA A3-2 -Sistema de medição bocal, Pitot e micromanômetro.

As tomadas de pressão do Pitot foram acopladas a um micromanômetro de Betz e a saída do difusor à entrada de um canal vertical de madeira em cujo interior encontrava-se uma fonte de aquecimento de 60W de potência, responsável pela promoção do fluxo de ar induzido. Os ensaios realizados permitiram detectar uma diferença de pressão de aproximadamente 0.3 mm de coluna d'água, variação muito baixa para as necessidades da pesquisa, já que o máximo da potência de aquecimento do trocador de calor ficaria em torno de 50W. Detalhes da construção e ensaio do sistema em convecção forçada podem ser encontrados no apêndice 4.

A16 - Sensores de efeito térmico

A variação da resistividade elétrica em função da temperatura, pode ser utilizada como princípio físico para o uso de componentes do estado sólido como sensores de vazão RUBIO & COLLARES (1989] ou como sensores de temperatura MEDEIROS & OLIVEIRA (1984 e 1987), MARINHO & MEDEIROS (1991].

Nos sensores de efeito térmico, uma quantidade de calor Q é fornecida ao elemento sensor e transferida ao fluido que por sobre ele escoar, de acordo com a lei de King, STREETER (1961), ROMA (1972), RUBIO & COLLARES (1992).

$$Q = (A+B\sqrt{v_F}).(T_S - T_F) \quad (A16-1)$$

onde: Q - quantidade de calor fornecida ao elemento sensor; A, B - constantes; v_F - velocidade do fluido; T_S - temperatura do sensor; T_F - temperatura do fluido. Esse princípio foi utilizado para a construção e teste de três tipos de sensores: de diodo, de termopar e de fio quente. Os detalhes dos testes e resultados são apresentados abaixo.

A17 - Sensor de estado sólido

Foi construído um circuito com um sensor de estado sólido, utilizado em medidas de baixas potências térmicas Marinho & Medeiros (1992), onde esperava-se que o fluxo de ar sobre um diodo de sinal (Si-1N4148 e 1N914) produzisse uma deriva térmica suficiente para desbalancear a ponte, figura A3-3.

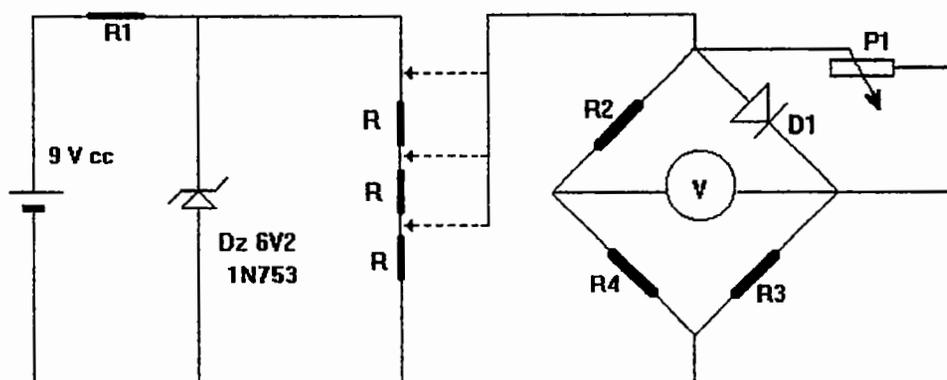


FIGURA A7 - Circuito do sensor de estado sólido (diodo de silício).

Onde R -divisores de tensão (2K2, resistores de metal-filme, 1/8W), $P_1 = 100K$, $R_1 = 82, 120$ ou $220R$, $R_2 = R_3 = R_4 = 100K$, $D_1 = 1N4148$ ou $1N914$.

Quando submetido ao fluxo de ar, observou-se que não havia repetibilidade do sinal para uma mesma variação de velocidade e não havia simultaneidade entre a estabilidade e a sensibilidade do sistema. A figura A3-4 mostra o sensor testado.

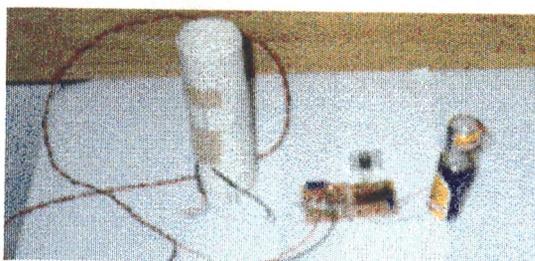


FIGURA A8 - Ponte de Wheatstone com sensor do estado sólido.

A18 - Sensor de termopares

Foi ensaiado um sistema composto por uma fonte de aquecimento de baixa potência (resistor de 5W) e termopares, usados como sensores da diferença de temperatura entre dois pontos do fluido PERRY & CHILTON (1980), MESQUITA et al (1988), SYDENHAM (1992), CUNHA et al (1993). O sistema não apresentou resultados satisfatórios devido à incapacidade da fonte em manter estável o aquecimento do ponto de emissão de calor

ANEXO B

B1 - Anemômetro de fio quente

O anemômetro de fio quente é um instrumento de medição de baixas velocidades de fluxo de ar que combina sensibilidade, precisão e custo reduzido. Razões que fazem dele um instrumento comum em pesquisas de fenômenos convectivos.

ZELDIN & SCHMIDT (1972), utilizaram um afq para detectar velocidades de escoamento de ar da ordem de 20cm/s. Descobriram que a componente radial da velocidade tem efeito desprezível (menor que 0.01%).

ROMA (1972), utilizou um afq para análise da camada limite de uma placa plana vertical submetida a fluxo de ar induzido por convecção natural.

KRISHNAMURTHY & GEBHART (1989), mediram velocidades na camada limite de uma superfície vertical através de um afq, obtendo valores com desvios da ordem de 5%. RAMACHANDRAN et al (1985), utilizaram um afq para medidas de velocidades na faixa entre 0 e 0.5m/s, causadas por convecção em uma placa vertical, com precisão de 8%.

GAU et al (1992), utilizaram um afq para determinar a velocidade de fluxo de ar induzido por placa aquecida em um canal vertical.

SABZEVARI et al (1991), utilizaram um afq para medir a velocidade de fluxo de ar induzido por aquecimento solar em um *torre solar*.

O circuito para medição de velocidade de escoamento do ar foi construído tendo por base as informações fornecidas pelo Prof. W. N. L. Roma, EESC (ver detalhes no anexo C). As figuras B1 e B2 apresentam, respectivamente, o esquema do circuito do anemômetro e a sonda construída.

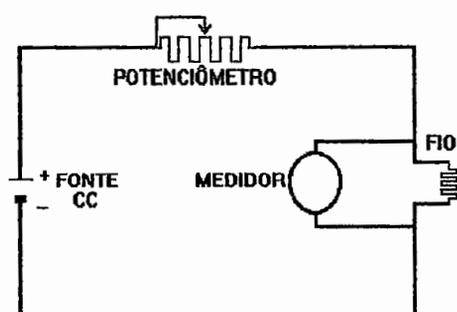


FIGURA B1 - Circuito do anemômetro

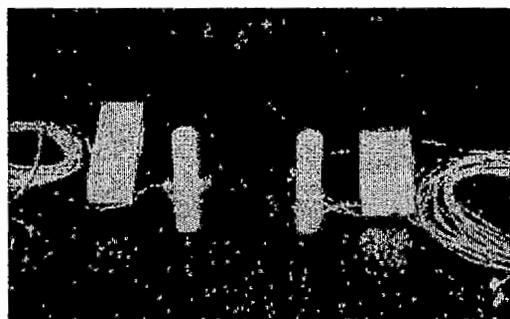


FIGURA B2 - Sondas dos anemômetros

B2 - Calibração do acc

A maioria das medições de fluxo na engenharia envolve o ar como fluido de trabalho. Na maior parte dos casos, o ar encontra-se à pressão ambiente ou próximo. Nessas condições, o ar é considerado como um fluido incompressível e, dessa forma, relações simples podem ser empregadas com suficiente precisão nos cálculos de suas propriedades ASHRAE (1993).

Quando a densidade e a viscosidade são baixas e, além disso, a velocidade de escoamento é pequena, a compressibilidade do ar é desprezível e o efeito da viscosidade no fluxo fora da camada limite não é significativo. Dessa forma, o ar pode ser considerado um fluido perfeito MEZZACAPPA & LUCATO (1988), ROMA (1972). Assim, a massa específica do ar pode ser determinada segundo a norma PTC-11-1946-ASME, ROMA (1972).

$$\rho_{Ar} = (P_{Amb} - 0.38.P_p) / 0.754.T_A \quad (B1)$$

onde: P_{amb} - pressão atmosférica local; P_p - pressão parcial; T_A - temperatura ambiente. Essa relação foi utilizada na calibração do anemômetro através do sistema descrito no anexo C.

Para estudar a dependência entre o calor transmitido pelo fio quente e a velocidade do ar, foi construído um dispositivo para geração de fluxo com controle de velocidade. Seu funcionamento era simples: um tanque com capacidade para 300 litros possuía três aberturas, duas em sua parte superior e uma em sua base. Na parte

superior, uma abertura era destinada à entrada de água, injetada por uma bomba de vazão regulável, e outra para a saída do ar, onde era acoplado o anemômetro. A água era injetada no duto de entrada, que descia até a base do tanque. O volume injetado era medido pelo deslocamento do menisco de uma coluna vertical transparente, dotada de escala milimétrica, acoplada à uma válvula de drenagem localizada na base do tanque. Calibrando-se a bomba, determinava-se a quantidade de ar na saída do tanque. As figuras 29 e 30 mostram, respectivamente, o esquema e o dispositivo construído.

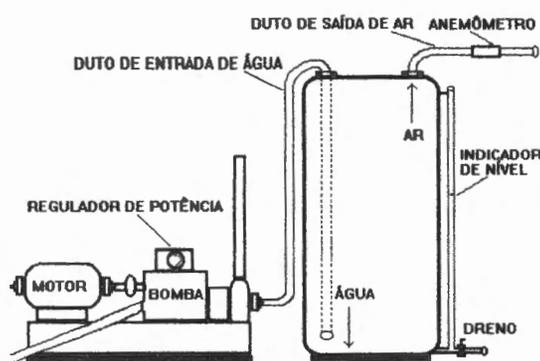


FIGURA B3 -Esquema do dispositivo gerador do fluxo de ar por deslocamento d água.

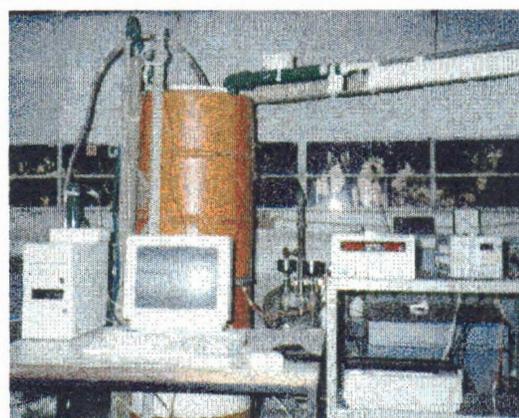


FIGURA B4 - Ensaio do anemômetro no gerador de fluxo de ar.

Assim, através do bombeamento d'água para o interior de um tanque, era possível gerar um fluxo de ar cuja velocidade era função do ajuste de potência da bomba. Os resultados dos ensaios mostraram que o sistema apresentava fluxo pulsante para a faixa de trabalho de interesse; detalhes do sistema construído são apresentados no anexo C.

Desde o sistema de braço rotatório, desenvolvido por King em 1914, muitas técnicas de calibração de anemômetro de fio quente têm sido desenvolvidas. Nos últimos anos, algumas técnicas não convencionais para a calibração de anemômetros foram desenvolvidas, entre elas destacam-se a do carro deslizante sobre trilho (FHW-flying hot wire) PERRY (1982), AL-KAYIEM & BRUUN, (1991) e a do pêndulo GUELLOUZ E TAVOULARIS, (1995), contudo, a calibração em túnel de vento

ainda é a mais prática e a que proporciona melhores resultados ISMAIL (1982), MOHARRERI ET. AL. (1988) TAIRA, (1989), BLESSMANN, (1990), TAIRA E PEREIRA, (1995), PEREIRA, (1995), KAWAKITA E SILVARES, (1995).

A forma mais conveniente para a calibração de um anemômetro de fio quente é através da utilização de um pequeno túnel de vento de baixas velocidades OWER & PANKHURST (1977). O dispositivo mais apropriado é o túnel de vento em miniatura ASHRAE (1993). Túneis de vento de circuito fechado com seção de ensaio menor que 0.6m proporcionam um escoamento de qualidade superior, permitindo a calibração de anemômetros com níveis de incerteza inferiores a 1% (1989). Os túneis de vento fechados, em particular, ou seja, aqueles com recirculação de ar, são necessários onde o controle de temperatura é imprescindível ALVES & LEITE (1992). Esse foi o caso encontrado na pesquisa, já que o sistema desenvolvido era um anemômetro de corrente constante, onde a temperatura deve ser controlada para minimização dos erros. Os requisitos descritos acima foram satisfeitos através da utilização do túnel de vento de circuito fechado do Laboratório de Aeronaves - EESC, ver figura B5

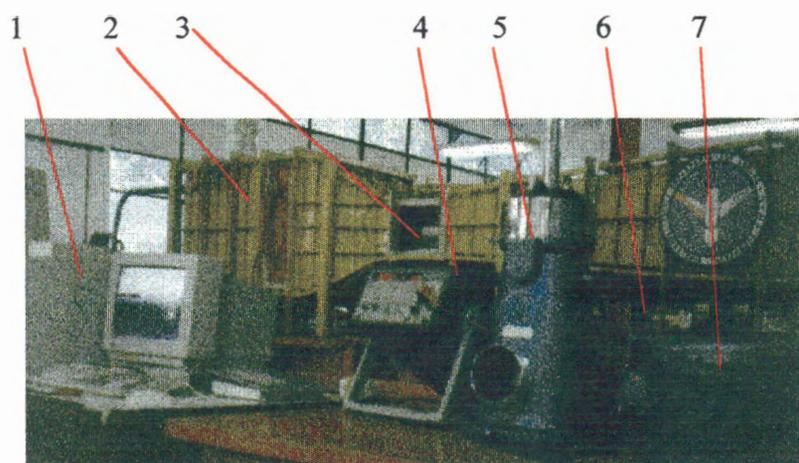


FIGURA B5 - Mini-túnel de vento usado na calibração do ACC.

Onde: 1- sistema de aquisição de dados; 2 - túnel; 3 - anemômetro; 4 - multímetro para controle do *varivolt*; 5 - micromanômetro *Betz*; 6- conta-giros; 7 - *varivolt*.

Na montagem do acc na seção de testes, foram seguidas as recomendações específicas para ensaios em túneis de seção reta PERRY & CHILTON (1980), ISMAIL (1982). A calibração foi feita com o sensor orientado perpendicularmente ao fluxo VACK (1989) pois, em fluxos horizontais, o instrumento de medida deve ser construído com fio na vertical para que seja obtida uma maior sensibilidade em fluxos a baixas velocidades PERRY (1980).

Um dos requisitos para uma calibração de boa qualidade é a utilização do fluido nas mesmas condições de temperatura e pressão encontradas no local definitivo de instalação do ACC PERRY & CHILTON (1980).

Após a calibração no *minitunel*, construiu-se um *micro-tunel* capaz de produzir velocidades inferiores a 2 cm/s, e com dimensões que permitisse o acoplamento ao ACC em seu local definitivo, ou seja, na base da câmara de estabilização.

Para a construção do micro-tunel, foram utilizados materiais simples como: tubo de vidro transparente com 1.5m de comprimento e 4.0cm de diâmetro e do tipo utilizado no resfriamento de elementos de computador (12V/0.9W), ver figuras B6 e B7.

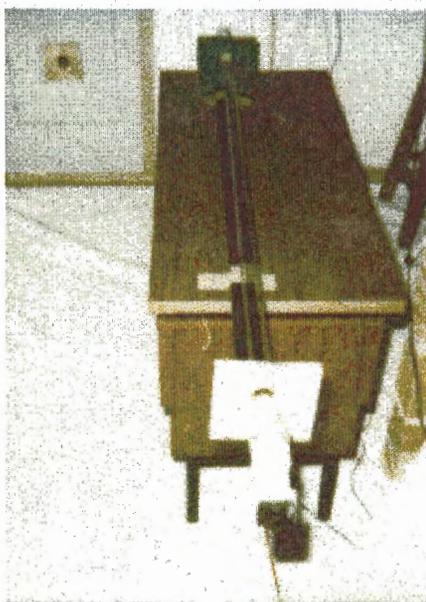


FIGURA B6 - Micro-tunel de vento

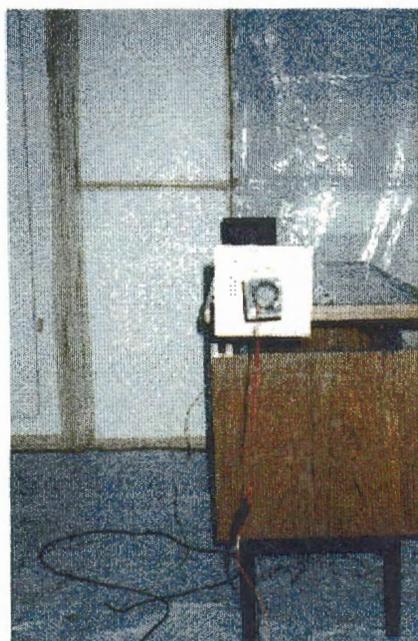


FIGURA B7 - Microventilador

Para a calibração da velocidade do micromotor, utilizou-se a técnica de traçadores de fumaça, ver anexo A. A exatidão de um anemômetro pode perfeitamente ser verificada através de comparação com a medição direta de traçadores de fumaça no interior de um túnel de vento, o que fez dele (ACC) um instrumento ideal para medidas de velocidades típicas da convecção natural AZAR & RUSSELL (1991).

B3 - Problemas que limitam a utilização do acc

O anemômetro de fio quente é o instrumento ideal para baixas velocidade de fluxo de ar (0.005 a 5m/s). Mas, apresenta desvantagens como a fragilidade do filamento e a necessidade de uma calibração com cuidados rigorosos ASHRAE (1993). Entretanto, os recursos atuais permitem a sua utilização até mesmo para análise de fluxos supersônicos WATMUFF (1995).

Para variações de temperatura do ar da ordem de 1°C, o erro cometido na conversão da tensão em velocidade é da ordem de 1% OWER & PANKHURST (1977). Os erros são reduzidos quando, para baixíssimas velocidades (da ordem de cm/s), a temperatura do fio é mantida abaixo de 70°C OWER & PANKHURST (1977). A elevação da temperatura do fio aumenta a sua sensibilidade à baixas velocidades, mas, em compensação, causa efeitos de correntes de convecção natural, que somam-se à velocidade que se deseja medir; por exemplo, o aquecimento de um fio com 0.08mm de diâmetro até 200°C causa uma corrente de convecção natural equivalente a 0.08m/s Ower & Pankhurst (1977). Assim, no sistema desenvolvido, a corrente de alimentação foi mantida abaixo de $I_{\text{máx}} = 1.00\text{A}$, e a sua temperatura ficou em torno de 45°C. Além disso, no espaço físico da sala de experimentos, a temperatura do ar apresentou uma variação de aproximadamente 0.2°C, portanto, dentro da margem recomendada para esse tipo de experimento, que é de 2°C/dia e 0.5°C/h KAWAKITA & PEREIRA (1989).

Devido ao diâmetro do fio, o anemômetro é um instrumento extremamente frágil, que tem suas características seriamente afetadas pela deposição de poeira OWER & PANKHURST (1977). Por este motivo, a sala utilizada para a realização dos experimentos foi protegida por *duplalon*, teve a sua entrada lacrada e, antes da instalação do anemômetro, foi feita a limpeza dos ambientes (sala, câmara e canal) através de aspirador de pó

B4 - Anemômetro de fio quente

De acordo com a bibliografia consultada, a anemometria de fio quente é uma técnica de razoável simplicidade e custo reduzido, cuja utilização predominou na pesquisa sobre fenômenos convectivos até o início dos anos 80. A combinação de elevada sensibilidade com alto grau de precisão é a sua principal característica, sendo capaz de medir velocidades menores que 5cm/s com erro inferior a 1% OWER & PANKHURST (1977), ASHRAE (1993). Seu princípio de funcionamento baseia-se na relação de dependência entre a taxa de troca de calor transmitido por convecção de um fio aquecido para um fluido em movimento e a velocidade desse fluido. O resfriamento do fio gera um desbalanceamento do circuito elétrico ao qual ele está acoplado, alterando a variável que está sendo monitorada: tensão ou corrente PERRY & CHILTON (1980), PERRY (1982).

Apesar de ter seus princípios físicos estabelecidos por L.V.King em 1914 o anemômetro de fio quente ainda constitui uma técnica muito utilizada nos dias atuais YANAGIHARA & TORII (1991), CAMPO & AMÓN (1991), STAINBACK & NAGABUSHANA (1995), WATMUFF (1995), EWING et. al (1995) e, mesmo com o surgimento de técnicas mais avançadas, como a da anemometria a laser, os anemômetros continuam sendo utilizados para medição de fenômenos convectivos, desde velocidades de fluxo de ar em laringes ALIPOUR et al (1994) até velocidades hipersônicas STETSON (1988), PAROBK et al (1989). A confiabilidade proporcionada faz dele o melhor instrumento para a análise de escoamentos turbulentos THOMPSON et al (1985), e pode até ser usado como instrumento de auxílio na instalação de velocímetros a laser TAKAGI (1992). Através de consulta à catálogos de produtos para a indústria, foram obtidas informações da existência de

três empresas fornecedoras de sistemas de medição do tipo anemômetro de fio quente, todos importados; entretanto, na época, os custos inviabilizaram a compra do equipamento, que teve de ser construído no Laboratório de Aeronaves-EESC. Assim, foi construído e ensaiado um circuito para aquecimento de um fio de cobre, com base no c.i. 7805 (retificador), ver figura B8.

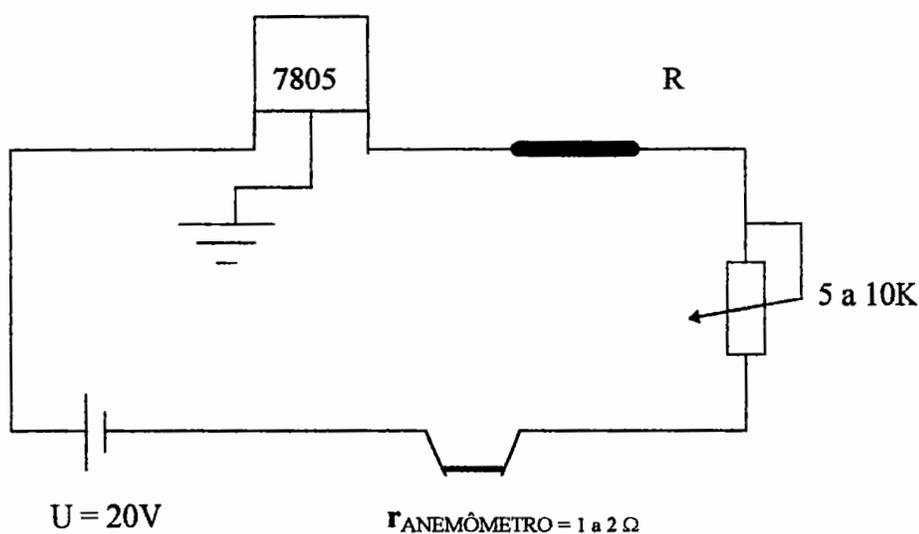


FIGURA B8 - Circuito do anemômetro.

Nos ensaios realizados observou-se que, a medida em que o valor de R era reduzido, aumentava a sensibilidade do sistema às variações de velocidade do fluxo. Contudo, quanto menor o valor de R , maior o sobreaquecimento do C.I., que danificou-se em $R = 250\Omega$, antes que uma sensibilidade satisfatória, da ordem de milivolt, fosse atingida.

Um novo circuito foi projetado e ensaiado para o aquecimento do fio, em ponte de Wheatstone, conforme está representado na figura B9.

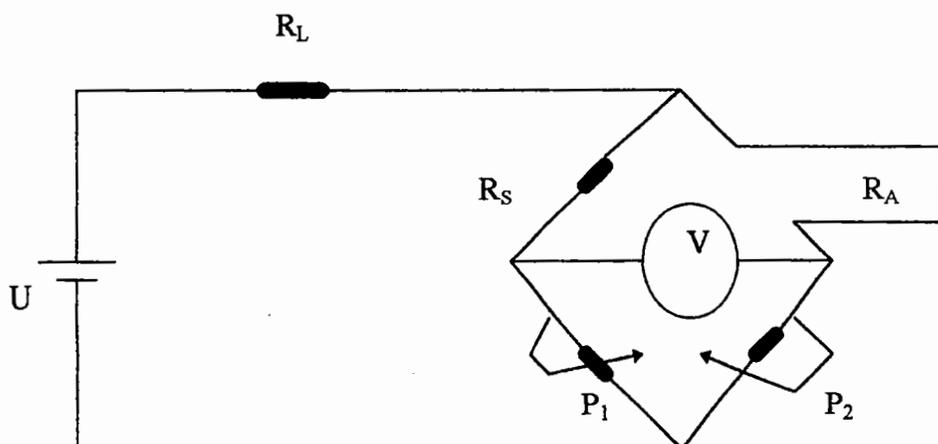


FIGURA B9- Circuito do anemômetro, em ponte de Wheatstone.

Onde: U = tensão aplicada ao circuito; $R_L = 5K\Omega/4W$, resistor limitador de corrente; R_A = resistência do fio do anemômetro; R_S = resistor simétrico a R_A ; $P_1 = P_2 = 10\Omega$, potenciômetros de balanceamento da ponte.

Os ensaios com esse sistema, para diversos valores de U e ajustes dos potenciômetros, permitiram concluir que não havia simultaneidade entre sensibilidade e estabilidade do sinal do circuito; os ensaios foram repetidos várias vezes, com novas tentativas de se obter um sistema simultaneamente estável e sensível, nenhuma com sucesso. A variação de sinal obtida foi de apenas $\Delta U \approx 10\mu v$ para uma velocidade de aproximadamente 40 cm/s.

Em consulta à bibliografia, foi encontrada uma referência de um trabalho sobre o uso de anemômetro em pesquisa desenvolvida na EESC, pelo Prof. W. N. L. Roma, em 1972. Assim, foi possível obter informações que permitiram a construção do circuito adequado ao trabalho.

A queima do fio do sensor era uma ocorrência freqüente em todos os ensaios com os circuitos citados acima. E mais, os sistemas mostravam-se pouco estáveis.

Recorrendo-se à bibliografia, descobriu-se que, além do tipo de material, a relação entre o comprimento e o diâmetro do fio era um fator decisivo no projeto, principalmente para minimizar os efeitos da condução de calor axial, i.e., através das extremidades Ower & Pankhurst (1977), Perry (1982), Ismail (1986), Tse & Morse

(1989), Ashrae (1993) e Kawakita & Silvare (1995). Algumas referências, Prandtl & Tietjens (1934), Ower e Pankhurst (1977) e Tse & Morse(1989), citam uma fórmula empírica para a relação entre o comprimento e o diâmetro do fio,

$$L/d \geq 200 \quad (B2)$$

Respeitando-se esta relação, os erros de medição podem ser minimizados, chegando a aproximadamente 1% do valor indicado pelo sistema de medição. O problema de queima do fio foi solucionado através da substituição do cobre por tungstênio, que apresenta uma resistência mecânica dez vezes maior que a do cobre COOMBS JR (1972), OWER & PANKHURST (1977), ISMAIL (1986), Perry (1982), DOEBELIN (1990) Feita a substituição do fio de cobre por outro de tungstênio, com 110 μ m de diâmetro e 27.50mm de comprimento, obteve-se uma relação $L/d = 250$. O fio foi montado em tubo de pvc com 150.0mm de comprimento e 25.0mm de diâmetro, ver figuras A3-7 e A3-8.

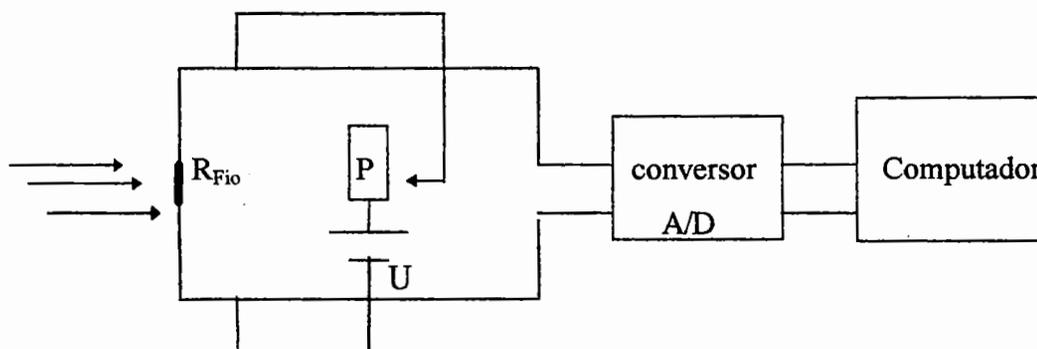


FIGURA B10 - Circuito de aquecimento do acc.

Sendo $P = 0-10\Omega$; $R_{Fio} = 0.332\Omega$; $I_{m\acute{a}x} = 1.00$

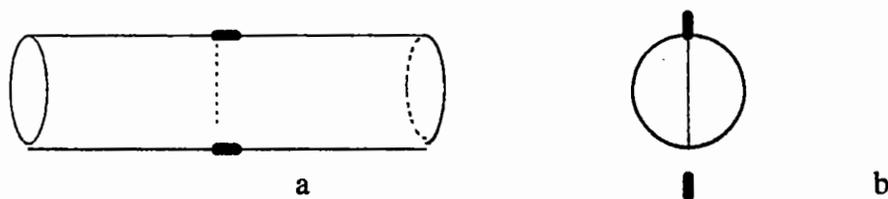


FIGURA B11 - Posição de fixação do fio de tungstênio no tubo do sensor.

a - vista lateral, b - vista frontal.

Quanto ao problema da instabilidade do sinal gerado pelo circuito, a análise dos resultados obtidos nos experimentos anteriores suscitaram a possibilidade de baixa qualidade da fonte de aquecimento do fio, que não seria capaz de manter a corrente constante para uma dada variação da tensão. As suspeitas foram confirmadas através do ensaio de aquecimento de um fio em ambiente isolado, quando foi constatada uma variação aleatória da tensão para um valor teoricamente fixo da corrente. A solução encontrada para esse problema foi a compra de uma fonte de corrente constante para laboratório, de alta estabilidade, dotada de disjuntores de segurança que evitavam a queima do equipamento, e, principalmente, dotada de um circuito eletrônico que permitia a condição de trabalho em realimentação cruzada de corrente e tensão constantes (*cross-over system*). Nessa condição de trabalho, fixando-se a corrente, a tensão varia linearmente até atingir o valor solicitado pelo circuito. Portanto, com a aquisição da fonte pelo Laboratório de Termodinâmica-EESC, foi possível chegar à condição necessária para a construção de um anemômetro de fio quente de *corrente constante - ACC*.

O projeto de construção do medidor de velocidade de escoamento de ar foi desenvolvido tendo como principais limitações a possibilidade de operação ininterrupta por longos períodos (dias) e a necessidade de funcionamento a partir da condição inicial de velocidade de fluxo igual a zero. A última limitação era a mais preocupante, já que os dados obtidos na literatura indicavam que o sistema só deveria ser ligado com o fluxo sobre o fio já estabelecido. Felizmente o sistema desenvolvido atendia à ambas as exigências. Os ensaios realizados comprovaram a obtenção de um sistema de medição de velocidade de escoamento de ar que atendia às exigências da pesquisa, ou seja: sensibilidade, repetibilidade, estabilidade e robustez. Maiores detalhes da construção e calibração do sistema são dados em Rocha et al (1996), anexo C.

ANEXO C

CONSTRUCTION AND CALIBRATION OF A SYSTEM FOR MEASURING LOW AIR FLOW VELOCITIES IN NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER PROCESSES

Alan Carlos Bueno da Rocha

George Santos Marinho

Leônidas Hildebrandt Jr

Samuel Washington Celere

Department of Mechanical Engineering - São Carlos Engineering School - USP

Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 - 13560-550 - São Carlos - SP - Brazil

SUMMARY

A measurement system for low air flow velocities, based on constant current hot wire anemometer (CCA), was built and calibrated using ordinary laboratory facilities. The system is easy to be assembled, flexible and can be used for measurements of velocities of the order of 2cm/s, proper of natural convective processes.

INTRODUCTION

The selection of instrumentation for flow velocity measurements is an essential part of convective heat transfer research. The main features to consider the correct choice are: kind of fluid, conditions of flow, precision of measurement and cost. In the case of natural convection processes, high precision of measurement at low cost is hard to attain the last two criterions are hard to be put together.

Nowadays, in advanced research, convective flow velocity measurements can be done by means of sofisticatily systems, such as laser Doppler anemometry (LDA), whose order of precision may be down to $\pm 0.1\%$. With delicate assembly, limited flexibility and demanding highly skill technical supporting for operation (Mesquita, 1993), the LDA has as main disadvantage its high cost. Some of them can be as expensive as hundreds of thousands of dollars. Otherwise, a good combination between precision and cost can be reached by means of hot wire anemometry techniques (HWA). With broad use in research as well as in industry, the HWA is able to measure from very low to very high velocities, such as 0.005m/s (ASHRAE, 1993), and Mach 14 (Parobek et al, 1989), allowing applications to diversified situations, like: medical research (Alipour et. al., 1994), hypersonic aerodynamic (Stefson, 1988), (Logan, 1989), and (Watmuff, 1995), combustion analysis (Nakanishi et. al., 1981), criogenic fluid flow (Castaing et al, 1993 and 1994), and automobilistic industry (Takahashi et. al., 1990).

Compared to LDA, the HWA has a relatively low cost - a good system may cost 20 to 30 % of a LDA. Unfortunately, due to limitations of resources in many Latin America Universities, such amount of money is still too high and the purchase of a HWA is not viable, raising difficulties to the researches in areas like thermal comfort. Moreover, many of the HWA in Latin America laboratories are imported.

The purpose of this work is to present an alternative technique that allows the development of a system for measuring low air flow velocities using ordinary laboratory facilities and, therefore, assist convection heat transfer research.

THE HOT WIRE ANEMOMETER

In natural convective phenomena, particularly those related to thermal comfort analysis, air flow velocities of the order of cm/s are very common. For this range, measurement instrumentation such as Pitot tubes or vane anemometers are not recommended, and the HWA appears as an alternative. HWA is a technique for measuring very

low flow velocities that provides high precision, simplicity and flexibility, at relatively low costs.

HWA was first investigate by L.V. King, in 1914. Its principle of work is based on convective heat transfer from a wire with low resistance, heated by Joule's effect when traversed by an electrical current, where the heat transfer rate is a function of air flow velocity, governed by King's law:

$$H = (A + B\sqrt{v_f})(T_w - T_f) \quad (1)$$

Considering the thermal heat power produced by Joule's effect,

$$H = R.I^2 \quad (2)$$

and replacing Eq. (2) into Eq. (1), the flow velocity can be written in the form,

$$v_f = \{B^{-1}[R.I^2.(T_w - T_f)^{-1} - A]\}^{1/2} \quad (3)$$

After King, other relations were suggest (Ower and Pankhurst, 1977),

$$I^2 R = A + Bv^{0.45} \quad (4)$$

Based on the principle exposed above, three kinds of HWA may be constructed: constant current (CCA), constant temperature (CTA), and constant voltage (CVA). This work deals with the constant current anemometer (CCA), and this was chosen due to its simplicity of construction.

In CCA, a constant current I passes across a wire with resistance R_w , which is exposed to an air flow whose velocity is unknown. When the air flows over, the heat transfer rate changes the wire resistance, causing a drift $\Delta\epsilon$ on circuit voltage. Consequently, applying air flows of known velocities over the wire, it is possible to establish an empirical relation between v_f and the resultant voltage ϵ .

The CCA technique have been intensively used on measurement of flow velocity fluctuations with different kinds of fluids (Stainback and Nagabushana, 1995). However, in the case of flow induced by convection, most of the scientific work done in Latin Armerica are made with imported HWA systems.

The high cost of a complet system and the dependence on replacement parts (probes have a short life), raises difficulties to researchers. Using commom laboratory facilities, like dc-power supply, A/D convensor and a small computer, it is possible to construct, instead of buying, a CCA system.

CCA CONSTRUCTION

Figure 1 shows the CCA measurement system diagram.

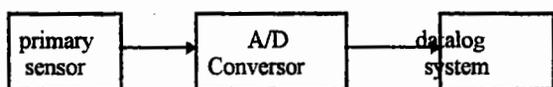


Figure 1 - CCA functional elements.

Primary Probe. According to (Ower and Pankhurst, 1977), (Perry, 1985), (Kawakita and Silvares, 1995), (Tse and Morse, 1989) and (ASHRAE, 1993), effects of heat conduction along the wire edges can be minimized if a ratio $l/d > 200$ (thickness to lenght of wire) is adopted. A single tungsten wire was used to make the CCA sensor. It was 27.50mm long and 0.11mm thick ($l/d = 250$), assembled inside a pvc tube 150.0mm long and 25.0mm internal diameter, whose entry face was shaped in an elliptical form to reduce boundary effects on the air flow.

The tungsten wire was chosen, instead of platinum, as advised by most of authors, due to its mechanical strength, ten times higher than that of platinum (Ower, 1977) and due to its lower cost.

The tungsten wire was cut, washed in solvent and handled with gloves to avoid adhesion of grease. It was mounted through two symmetric holes at the central section of the pvc tube, and fixed on it by means of micro-connectors. After connected to the power supply and signal transmission cables, the micro-connectors were covered with a dielectric and thermal isolating resine.

An ordinary potentiometer (0-10Ω/5W-linear) was directly coupled to one of the edges of the wire and inserted in an isolated box to provide thermal stabilization. Figure 2 presents the assembled element of the measurement system, as it was suggested by (Prandtl and Tietjens, 1934), (Doebelin, 1966) (Ower and Pankhurst, 1977), (Tse and Morse, 1989) and (Pereira, 1995). Table 1 presents values of resistances for ACC circuit.

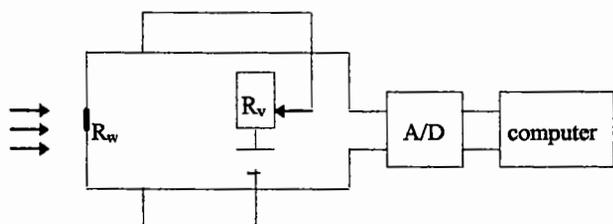


Figure 2 - ACC circuit.

Table 1 - ACC circuit resistances.

Element	Resistance (Ω)
---------	----------------

sensor	0.76
potentiometer	2.96
signal transmission cable (4m)	1.98
power supply cable (5m)	5.68

Power Supply. A 0-30V, 0-3A, direct current, high stability power supply was used to provide power for the CCA. It works in an special way, called *cross-over condition for constant current/voltage*, that allows continuous transition between current and voltage in response to a change in the charge of the CCA circuit. The intersection of the two modes of operating is presented in figure 3 (manufacturer manual, 1995).

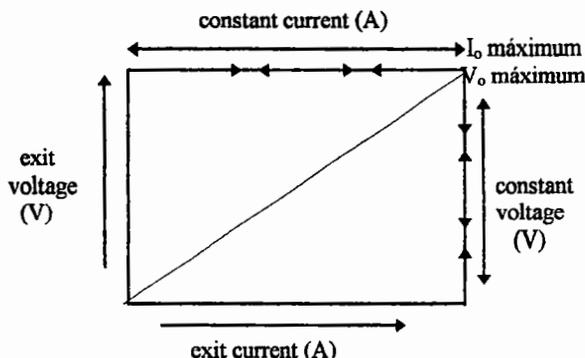


Figure 3 - Cross-over point condition.

Thus, when operating in *cc* mode, a constant current can be achieved, while voltage changes, until the circuit voltage reached the adjusted value.

Analog/Digital Convensor. A good CCA system depends intrinsically on an efficient A/D transduction of signal (ϵ) produced by the sensor. Then, to convert the analog voltage signal to digital, a 8-channels A/D convensor was connected between the sensor and the computer. The remaining channels were used for thermo-couple signal transduction for recording ambient temperature.

Data Acquisition System. Processing signals from HWA by means of digital systems has exceptional advantages (Chew and Ha, 1988) comparing to analog systems (Glover, 1965). Thus, a PC computer was used, with an appropriated software, for processing and recording the signals from the A/D convensor.

STABILITY TESTS OF CCA

As soon as the measurement system was built, two kinds of tests were performed to verify the CCA stability: sensor at isolated medium and opened to atmosphere.

Sensor Stabilidadade at Isolated Environment. Figure 4 presents the behavior of signals from the sensor as it was enclosed in a thermal isolated box, providing the value of ϵ_o , against v_o .

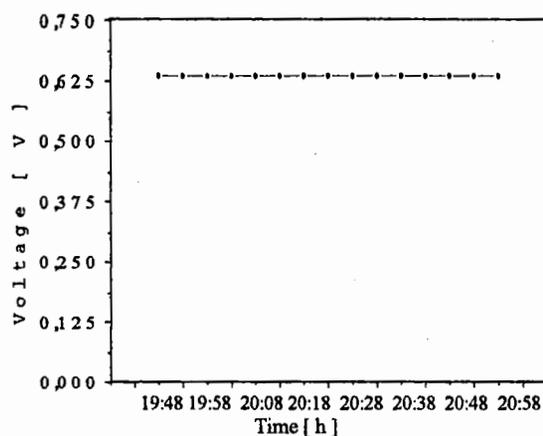


Figure 4 - Sensor response in a thermal isolated medium.

Sensor Stability at Opened Environment. To simulate the conditions where the system must operate, the sensor was assembled inside a vertical channel 1.0m high and 0.35m square cross section, with its upper side opened to the surroundings, and coupled to an air flow stabilization chamber at its base, as it can be seen on figure 5.

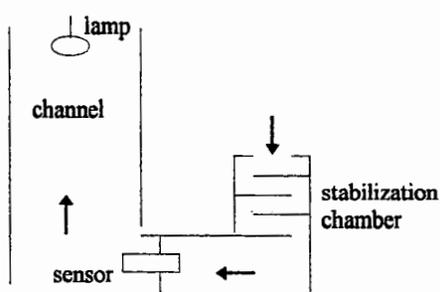


Figure 5 - Opened channel for CCA testing.

With the A/D converter and the computer in operation, current and voltage controls were adjusted at zero and the power supply was turned on. To achieve cross-over mode operating conditions, voltage control was fixed at maximum value and current was slowly risen from zero to 0.85A, observing the sensor signal behavior displayed by the computer. Current adjustment was made in such a way that the tungsten wire temperature was hot enough to detect very low air flows but still remaining below its limit of work, 250°C (Doebelin, 1966). Figure 6 presents the sensor signal behavior as a time function.

After establishing ε_0 at opened medium, which corresponded to v_0 , a disturbance was introduced in the thermal equilibrium by turning on a 60W incandescent lamp, fixed at the channel exit, 1.0m distant from the sensor. As the air into the channel was heated, a flow was formed between the stabilization chamber and the vertical channel, and went through the sensor. The aim of this test was to verify the applicability of the CCA system when submitted to real conditions of natural convective air flow development.

During the tests, care was taken to ensure that only the air flow was responsible for sensibilizing the CCA sensor (Perry, 1985) and (Pereira, 1995). To get this, air physical properties were monitored. Temperature (inside chamber and channel, wet and dry bulb) and room pressure were controlled. Figure 7 presents the sensor signal behavior at this test.

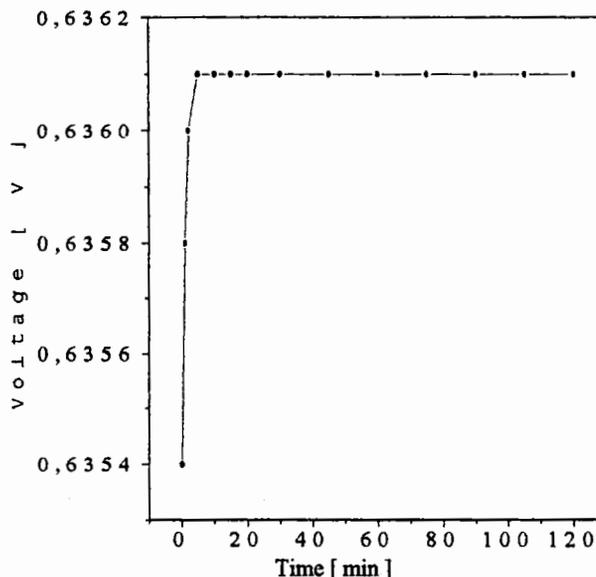


Figure 6 - Sensor response in an opened medium.

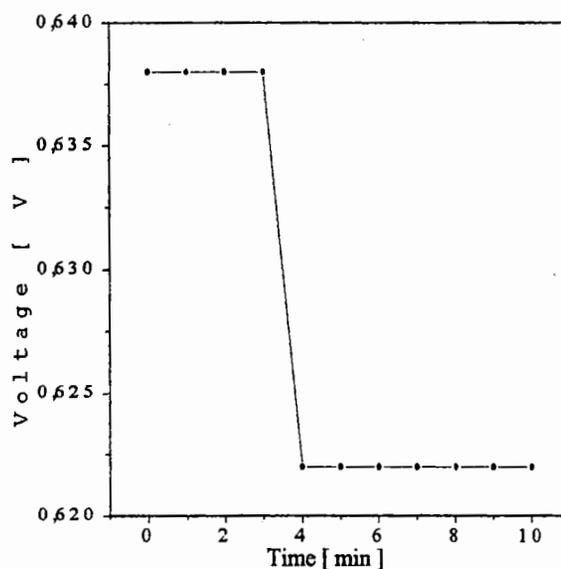


Figure 7 - Sensor response in a convective air flow test.

CALIBRATION

CCA calibration is one of the most important part of its design. However, at the same time, it is the best opportunity to identify mistakes. The evident condition to achieve precision is to calibrate the CCA for the same fluid that it is supposed to work with. The main mistake sources are: changes at fluid properties (specific mass, viscosity and temperature), bad position of the sensor, and changes in flow conditions. According to literature, the wind tunnel is the best way to calibrate HWA systems (Taira, 1989), (Blessmann, 1990), (Taira and Pereira, 1995) and (Hsieh et. al., 1995).

Closed wind tunnels are better when temperature control is a necessary condition. Tunnels with testing section area smaller than 0.6m allow a high quality flow (Taira, 1989). But, there are some more characteristics needed to use a wind tunnel in HWA calibration process: low turbulence, uniform velocity profile, and confined flow (Roma, 1972).

Following informations of (ASHRAE, 1993), CCA calibration tests were made into a miniature wind tunnel (0.25m square section), under confined flow conditions, adjustable fan velocity, uniform room temperature, and using a Pitot tube as a measurement standard (Taira, 1989), (Pereira, 1995) and (Mariani and Pimenta, 1995). A 0.01mm column of water sensibility micromanometer of the Betz type, ideal to very low air velocity, was used to detect the pressure difference at the Pitot. A smoke tracer system was used for measurements at the lower range of velocity.

Before starting calibration, the distribution of velocity at the wind tunnel testing section was analysed to determine its profile in the range of interest. To do so, the test section was divided into 16 cells, and velocity measured in each center of them, according to (Perry and Green, 1984) and (ASHRAE, 1993). Figures 8 and 9 present the results for the higher value of interest velocity.

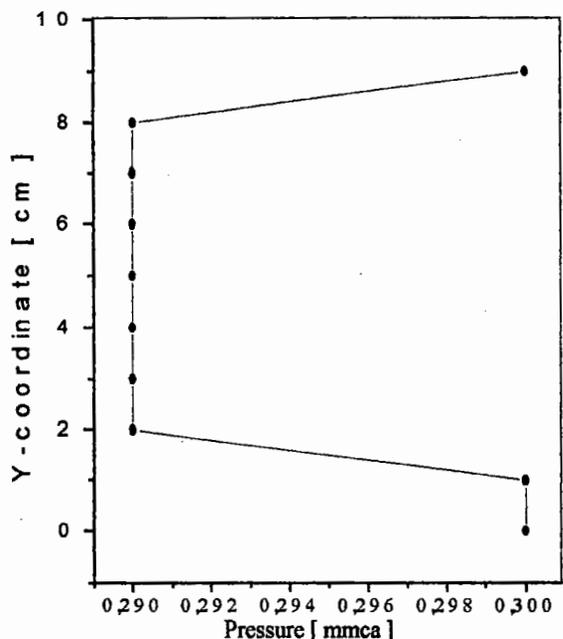


Figure 8 - Velocity profile at Y-coordinate wind tunnel test section for $v = 1.27$ m/s.

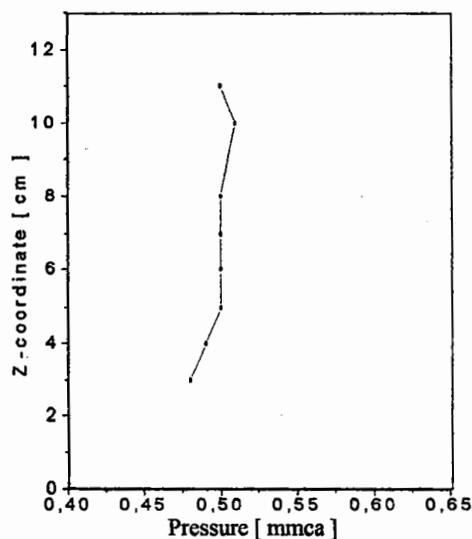


Figure 9 - Velocity profile at Z-coordinate wind tunnel test section for $v = 1.27$ m/s.

The sensor was assembled at the intersection point ($y=5$ and $z=6$, figures 8 and 9) of the curves determined by these tests, with the wire positioned perpendicular to the air flow (Vack, 1989).

Copper-constantan type thermocouples were fixed at the test section and one of them, with measurement tip protected by dielectrical film, was fixed at the middle point of the tungsten wire. After that, the whole section was sealed and the calibration tests started. To transform pression readings through Betz micromanometer (mm of water column) to velocities (m/s), the Bernoulli equation was used,

$$v_f = 4.42 \cdot (h_{\text{water}} / \rho_f)^{1/2} \tag{6}$$

Most of the air flow velocity measurements in engineering are made at situations where the air is at or near atmospheric pressure. Under such conditions, the air can be treated as an incompressible fluid and considered as a perfect gas. Thus, the values of its specific mass (ρ_f) may be determined at excelent aproximation by (Roma, 1972), (ASHRAE, 1993),

$$\rho_f = (P_{\text{atm}} - 0.38 \cdot P_{\text{dynamic}}) \cdot (0.754 \cdot T_f)^{-1} \tag{7}$$

In spite of that, during the calibration tests, temperature (atmospheric, wet and dry bulb) and pressure were monitored (Mariani and Pimenta, 1995). Figura 10 presents the CCA system calibration curve.

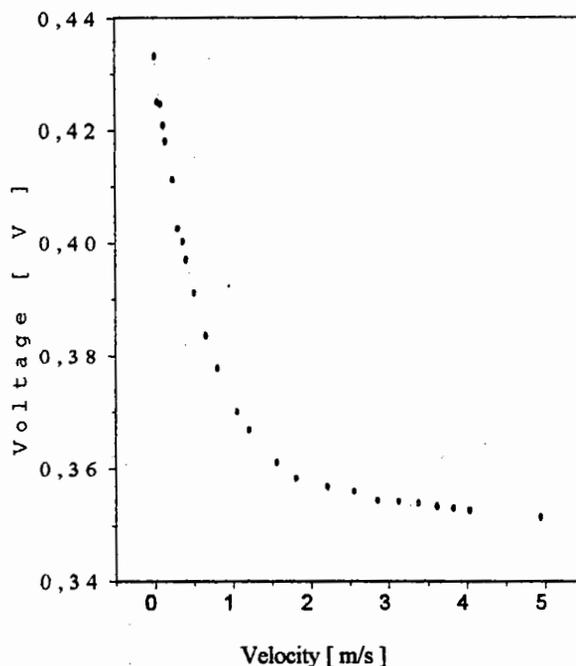


Figure 10 - ACC calibration curve.

Figure 11 presents the tungsten wire temperature variation as it was submitted to a 1.27m/s air flow with constant velocity.

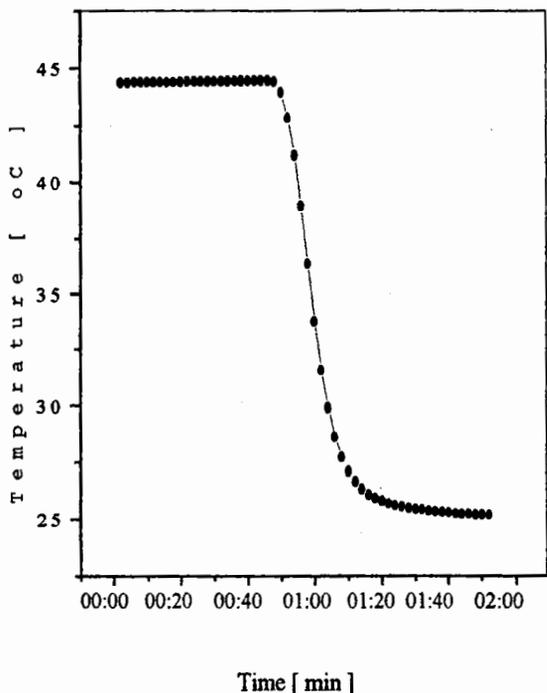


Figure 11- Temperature distribution in tungsten wire under a 1.27m/s air flow.

Figure 12 presents tungsten temperature distribution at inverse condition of the previous test.

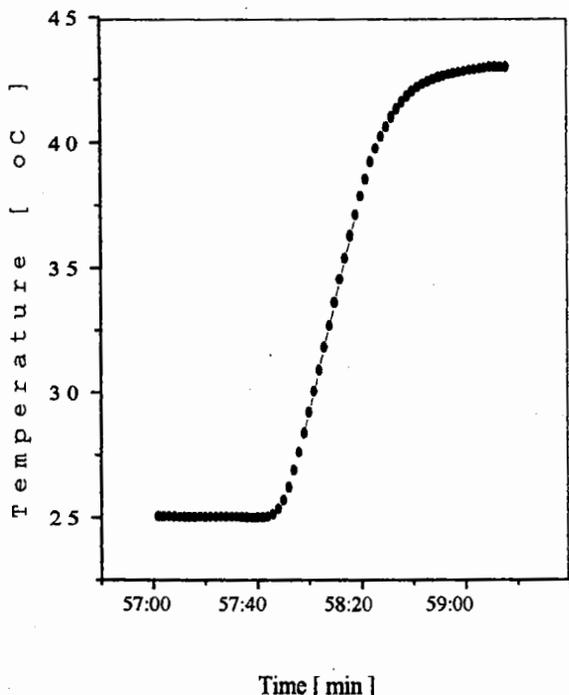


Figure 12- Temperature distribution in tungsten wire with air flow velocity changing from 1.27 to 0m/s.

RESULTS

The CCA system presented an exceptional stability, even when exposed to atmospheric conditions at laboratory room, figures 4 and 6. These results were verified during consecutive days of tests. When submitted to a convective air flow at the vertical channel, induced by a 60W lamp, the CCA presented a very high sensibility, figure 7.

The tungsten wire, with $l/d = 250$, improved the mechanical strength of the sensor, avoiding problems of breaking or burning as described by (Tse and Morse, 1989).

The calibration in a wind tunnel demanded a pre-calibration of the tunnel itself to establish the velocity distribution at the test section, and it was not an easy task, figures 8 and 9. The CCA calibration was made very carefull, paying special attention to the thermal control of the test section of the wind tunnel. The results provided an exponential type smooth curve for velocities between 0.02 and 5m/s, figure 10. Using a software program for mathematical analysis, it was possible to achieve an empirical relation between the sensor response signal and the air flow velocity:

$$\epsilon = 0.3527 + 0.07993 * E[-(v_f / 0.6952)] \tag{8}$$

A computer program was used to comparing the experimental results to the values obtained in Eq. (8), and estimate the uncertainty of measurements, [Kline, 1985]. The deviations were of order of 1% to velocity range of 0.02 to 5m/s.

The sensor time constants, were calculate by the fundamental relation of heat transfer:

$$mCdT = UA(T_{amb} - T)dT \tag{9}$$

or, in differential form,

$$mC(UA)^{-1} dT/dt + T = T_{amb} \tag{10}$$

Using

$$mC(UA)^{-1} = \tau_t \tag{11}$$

Introducing Eq. (11) in Eq. (10), results

$$\tau_t dT/dt + T = T_{amb} \tag{12}$$

Solving Eq. (12), results (Marinho and Medeiros, 1991)

$$\tau_t = - t_1 / \ln \{ 1 - [(T_1 - T_0) / (T_{amb} - T_0)] \} \tag{13}$$

Thus, using Eq. (13), the sensor time constants during cooling and heating were 15 and 39.5s, respectively. These values are high but suitable for natural convection heat transfer measurements.

CONCLUSIONS

A constant current hot wire anemometry system, for measurement of very low air flow velocities was constructed using minimum laboratory resources. The CCA system was calibrated and tested at real natural convection conditions, presenting excellent results. The system is suitable for applications where velocities of an order down to 0,1m/s are to be measured.

The main technical advantage of this system is that its electrical power can be started even when there is no air flowing over the wire and work continuously for two weeks or more, when in a clean room, without burning of the wire.

The Operation of the CCA system was possible only due to the high stability of the power supply source and the digital signal processing possibilities. These are the minimum laboratory facility requirements.

ACKNOWLEDGMENTS

To

Dr. Woodrow N. L. Roma, SHS-EESC;
Dr. Antônio Moreira dos Santos, LAT-EESC
Dr. Fernando Catalano, LAE-EESC;

and the Technical staff of LAE and LAT, EESC.

REFERENCES

Alipour, F., Patel, V. C., and Scherer, R. C., 1994, "Measurement of Pulsatile Flow in Excised Larynges with Hot-Wire Anemometry", ASME, Fluids Engineering Division, Vol. 202, pp.1-4.

ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1993, pp.13.12-13.16.

Blessmann, J. "Aerodinâmica das Construções", 1990, P. Alegre, Sagra, 2.ed., 263p.

Casting, B., Chabaud, B., Hebral, B., and Peinke, J., "Hot-Wire Anemometer for Cryogenic Hydrodynamic Experiments", 1993, Applied Scientific Research, Vol. 51, n.1-2, pp. 143-148.

Casting, B., Chabaud, B., Hebral, B., Naert, A., and Peinke, J., 1994, "Turbulence at Helium Temperature: Velocity Measurements", Physica B: Condensed Matter, Vol.194-196, pp.697-698.

Chew, Y. T., and Ha, S. M., 1988, "Microcomputer Based Data Acquisition System for Hot-Wire Anemometry", Jour. of Microcomputer Applications, Vol 11, n. 3, pp. 195-209.

Doebelin, E. O., 1966, "Measurement Systems: Application and Design", N. York, McGraw-Hill, pp. 448-465.

Glover, J. R., 1965, "Techniques for Detecting and Analyzing Unsteady-Flow Variables", Technical Bulletin, Xerox Company, pp. 14-16.

Hsieh, H. Y., Dempsey, M., Rothery, C., Thompson, M., and Zemel, J. N., 1995, "Principles of Pyroelectric Anemometry: A New Mass Flow Sensor", Anais, II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT-SP, pp. 209-217.

Kawakita, K., and Silveira, O.M., 1995, "Estudo de Corpos de Perfil Não-Aerodinâmico Visando a Aplicação em Medidas de Vazão do Tipo Vórtice", 1995, Technical Bulletin, EP-USP, 8p.

Kline, S. J., 1985, "The Purpose of Uncertainty Analysis", Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, n.2, pp. 153-16, June.

Logan, P., 1989, "Improved Method of Analyzing Hot-Wire Measurements in Hypersonic Turbulence", AIAA Journal, Vol.27, n.1, pp. 115-117.

Mariani, A. L. C., and Pimenta, M. M., 1995, "Módulo Experimental para Ensaio de Medidores de Vazão: Implementação e Calibração", Anais, II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT-SP, pp. 343-352.

Marinho, G. S., and Medeiros, B. L., 1991, "Curvas Características de Semicondutores Utilizados como Sensores de

Temperatura", Anais, Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, UFRN, pp. 210-216.

Mesquita, A. A., 1993, "Preparação e Controle de Experimentos Utilizando a Anemometria a Laser", Revista Tecnológica, UFPA, Vol. 6, pp. 19-24.

Manufacturer Manual, MPC-3003D, 1995, Minipa Indústria Eletrônica Ltd., São Paulo-SP.

Nakanishi, K., Kadota, T., and Hiroyasu, H., 1981, "Effect of Velocity and Temperature on the Soot Formation by Combustion of a Fuel Droplet", Combustion and Flame, n. 40, pp. 247-262.

Ower, E., and Pankhurst, R. C., 1977, "The Measurement of Air Flow", Pergamon Press, Oxford, pp. 228-247.

Parobek, D. M., Wagner, M. J., Baust, H. D., and Leugers, J. E., 1989, "Development and Extension of Diagnostic Techniques for Advancing High Speed Aerodynamic Research", Proceedings, International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities, IEEE, Piscataway, pp.332-342.

Pereira, M. T., 1995, "A Cadeia Metrológica Brasileira de Medição de Vazão", Anais, II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT-SP, pp. 149-159.

Perry, A. E., 1982, "Hot-Wire Anemometry", Clarendon Press, Oxford, 180p.

Perry, R. H., and Green, D., 1984, "Chemical Engineers' Handbook", 6 ed.

Prandtl, L., Tietjens, O. G., 1934, "Applied Hydro and Aeromechanics", Dover Pub., N. York, 306 p.

Roma, W. N. L., 1972, "Determinação Simultânea dos Perfis de Velocidade e Temperatura, Utilizando a Técnica de Anemometria de Fio Quente", Ph.D. Thesis, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, São Carlos, SP, 94p.

Stainback, P. C., and Nagabushana, K. A., 1995, "Reinvestigation of Hot-Wire Anemometry Applicable to Subsonic Compressible Flows Using Fluctuation Diagrams", ASME, Jour. of Fluids Engineering, Vol. 117, pp. 263-269.

Stefson, K. F., 1988, "On Non-Linear Aspects of Hypersonic Boundary-Layer Stability", AIAA, Vol. 26, n. 7, pp. 883-885.

Taira, N. M., 1989, "Túnel de Vento para Aferição de Medidores de Velocidade", Anais, I Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT-SP, pp. 143-154.

Taira, N. M., and Pereira, M. T., 1995, "Construção de um Túnel de Vento para Aferição de Medidores de Velocidade", Anais, II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT-SP, pp. 323-331.

Takahashi, S., Tsuruoka, S., Nishimura, Y., Arai, N., and Tokuda, H., 1990, "Hot-Wire Air Flow Meter for Engine Control Systems", SAE, Special Publications, n.805, pp. 1-5.

Tse, F. S., and Morse, I. E., 1989, "Measurement and Instrumentation in Engineering", 1989, Marcel Dekker Inc., N. York, pp. 491-495.

Vack, G. J., 1989, "How Are Signals from an X-Probe Thermal Anemometry System Interpreted to Give Velocity Magnitude and Direction?", St. Paul, USA, Flow Lines, pp.16-19.

Watmuff, J. H., 1995, "An Investigation of the Constant Temperature Hot-Wire Anemometer", Elsevier, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 2, pp. 117-134.

ANEXO D

Emissividade do trocador

O método das temperaturas comparadas é baseado na utilização de um pirômetro de infravermelho com faixa variável de emissividade. Trata-se de um aparelho sensível à radiação com comprimento de onda na faixa do infravermelho, que em geral, utiliza uma lente de silício ou gêrmanio para focar a radiação sobre um detector adequado. A medida experimental é baseada na introdução de um valor de emissividade variada no fator de escala do aparelho, até que a temperatura indicada pelo pirômetro e a temperatura de um termopar colocado na superfície sejam iguais ou no máximo tenham diferenças entorno de 0.3°C . A área de visada do pirômetro deve incidir sobre um ponto da superfície que contenha o termopar, para uma maior precisão da medida.

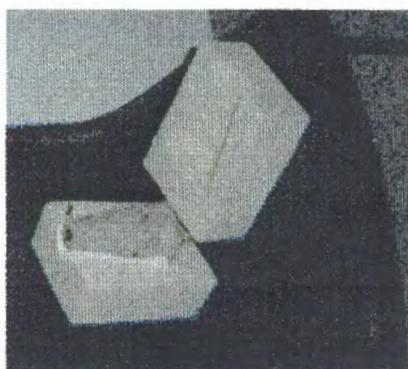
A verificação da eficiência do método, foi feita através de comparações com uma superfície de emissividade constante e conhecida.

Para isso, foi construído uma cavidade do tipo corpo negro, com camadas de isolamento térmico por amianto, poliuretano e madeira. Também possuía um sistema de aquecimento com resistência do tipo nicrotal 80, e como fonte de aquecimento uma fonte de potência de alta estabilidade. Os valores de temperatura da cavidade foram obtidos através do sistema de aquisição de dados.

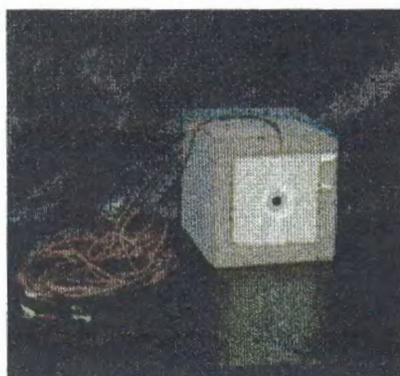
Para o monitoramento das temperaturas foram instalados termopares na cavidade do corpo negro. Após vários ensaios o método mostrou ser capaz de avaliar a emissividade das superfícies com uma diferença de temperatura de 0.2 a 0.3



Cavidade construída para o corpo negro



Isolamento da cavidade.



Sistema construído



Experimento para teste do *método das temperaturas comparadas*.

ANEXO E -Sistema Alternativo para Calibração de Anemômetros

A.C.B. Rocha, G.S. Marinho, L.Hildebrand Jr, S.W. Celere
Escola de Engenharia de São Carlos - Engenharia Mecânica. Av. Dr. Carlos Botelho, 1465
São Carlos - SP - Brasil - 13560-550.

Resumo

Foi construído e ensaiado um sistema para calibração de anemômetros de fio quente (AFQ) capaz de gerar um fluxo de ar com velocidades da ordem de 0.01m/s. O sistema funciona com base no deslocamento de ar devido à introdução de água no interior de um tanque cilíndrico vertical através de uma bomba de potência regulável. Utilizou-se um anemômetro de corrente constante (ACC) e um sistema traçador de fumaça para se determinar a velocidade do ar no duto de saída do tanque. Os resultados obtidos validam a utilização do sistema proposto como uma alternativa à calibração de anemômetros.

Palavras chaves

Anemômetro, Ar, Calibração, Convecção, Fluxo, Velocidade.

1 - INTRODUÇÃO

A escolha da instrumentação para medição da velocidade de escoamento de ar em canais e tubulações constitui uma parte crítica da pesquisa em fenômenos de transporte. No caso de fluxo de ar induzido por convecção natural, onde as velocidades são particularmente baixas (da ordem de cm/s), a anemometria de fio quente ainda constitui uma técnica muito utilizada na atualidade [1], [2], graças à combinação de precisão e custo.

Estabelecido por L. F. King, em 1914, o princípio do AFQ é bem simples: uma corrente elétrica aquece um fio de baixa resistência; ao ser resfriado por uma corrente de ar, a resistência varia, alterando o sinal do circuito, que pode ser medido através de métodos analógicos ou digitais. Submetendo-se o fio a fluxos de ar de velocidades conhecidas, é possível estabelecer a sua curva de calibração. De acordo com a literatura, o sistema ideal de calibração do AFQ é o tunel de vento [3], mas, nem sempre ele está disponível. O presente trabalho descreve um sistema alternativo para a calibração de anemômetros de fio quente, de fácil construção e baixo custo.

2 - SISTEMAS GRAVIMÉTRICO E VOLUMÉTRICO

Para a calibração de medidores de vazão, dispõe-se de métodos gravimétricos ou volumétricos. Ambos apresentam vantagens e desvantagens, sendo que no caso do método gravimétrico o custo da balança é proporcional à sua precisão [4]. No sistema volumétrico, a calibração consiste na comparação do sinal proveniente do medidor com o sinal de um dispositivo indicador do volume de fluido injetado em um tanque.

Sistemas de calibração de medidores de vazão de líquidos podem ser adaptados para a utilização como sistemas de calibração de medidores de velocidade de fluxo de ar. Devido às dificuldades intrínsecas ao método gravimétrico, resolveu-se nesse trabalho adaptar o método volumétrico para a construção do sistema alternativo de calibração de anemômetros de fio quente. O funcionamento do sistema testado é semelhante ao descrito por Doebelin [5], só que não há deslocamento de partes do tanque, ocorrendo apenas o deslocamento de ar no interior de dutos como consequência da injeção de água.

3 - SISTEMA ALTERNATIVO

A figura 1 apresenta o esquema de montagem do sistema desenvolvido.

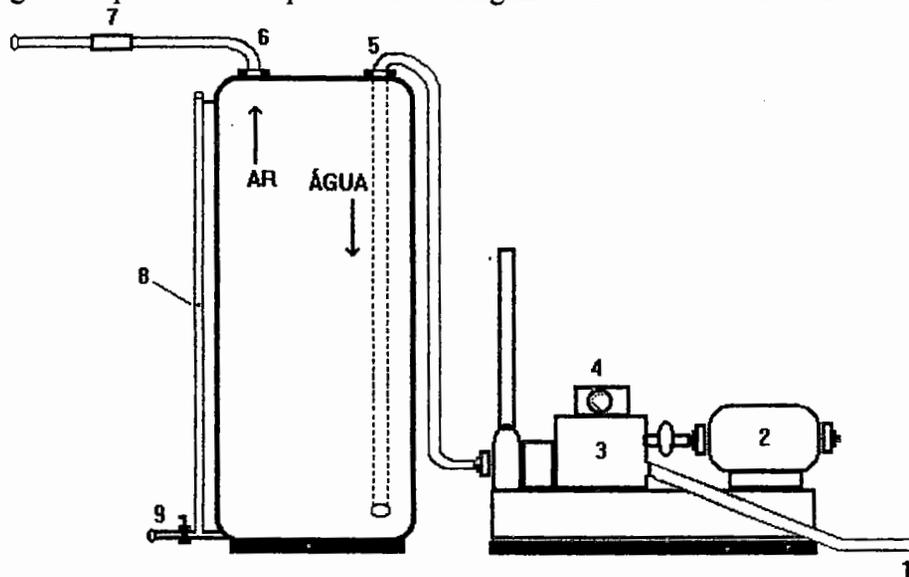


Figura 1 - sistema de calibração: 1 - tomada de água; 2 - motor; 3 - bomba; 4 - regulador de potência; 5 - duto de entrada (água); 6 - duto de saída (ar); 7 - acc; 8 - nível; 9 - dreno.

Acionada pelo motor elétrico, a bomba injeta água em um tubo que desce até a base do tanque, provocando o fluxo de ar no duto de saída. A relação entre a potência da bomba e a velocidade de saída do ar é obtida medindo-se o tempo de deslocamento do indicador de nível (escala em mm). Assim, posicionando-se o AFQ na saída de ar, obtém-se a relação entre o seu sinal e a velocidade de variação da altura da coluna d'água no nível de medição.

4 - CALIBRAÇÃO DO SISTEMA

A calibração do sistema foi feita em etapas. Inicialmente, mediu-se a vazão através de uma proveta de 2 litros para várias potências; em seguida, a bomba foi conectada ao duto de entrada do tanque e repetidos os ensaios anteriores, mas com a medição da vazão feita através do indicador de nível. As figuras 2 e 3 mostram os resultados obtidos nessas situações.

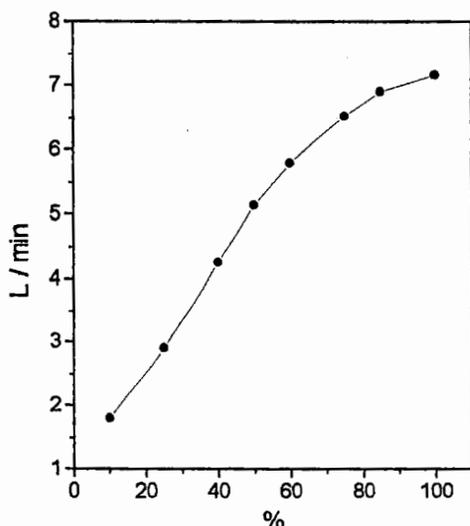


Figura 2 - vazão X potência na saída da bomba (medida em proveta de 2 litros)

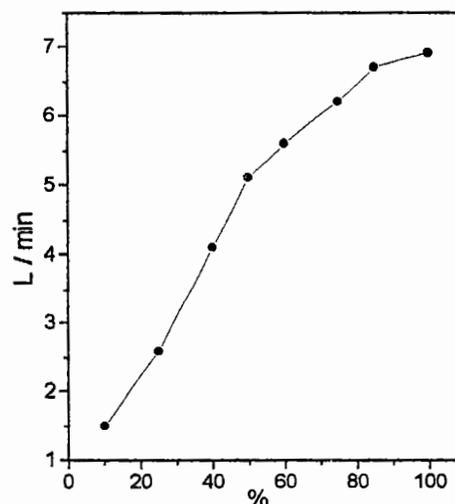


Figura 3 - vazão X potência no tanque. (medida na coluna d'água do nível)

Finalmente, mediu-se a velocidade de escoamento do ar no duto de saída através de traçador de fumaça. A figura 4 apresenta os resultados desse ensaio e a figura 5 o sistema montado para a realização dos experimentos.

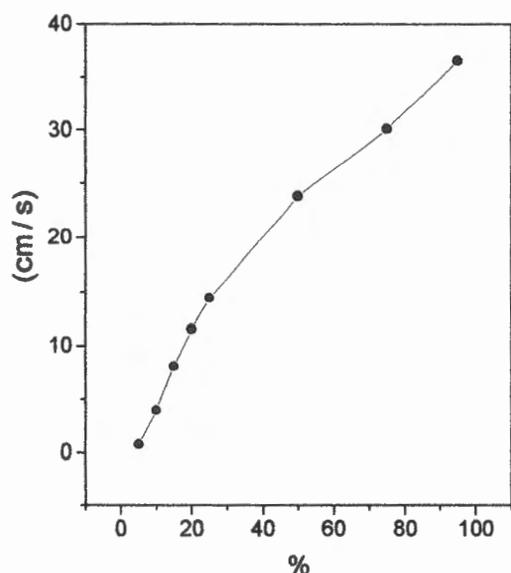


Figura 4 - velocidade do ar no duto de saída em função da potência da bomba.

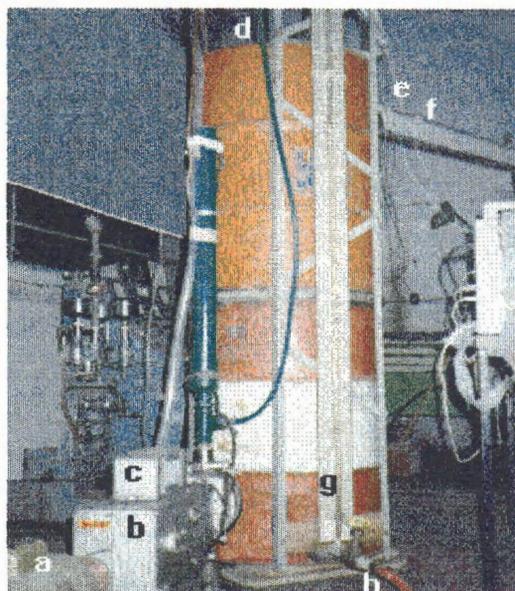


Figura 5 - a-motor, b-bomba, c-regulador d-entrada, e-saída, f-acc, g-nível, h-dreno

5 - CALIBRAÇÃO DO ANEMÔMETRO

Os ensaios com o anemômetro foram realizados em ambiente estável, onde os valores das temperaturas ambiente, da água e do ar no tanque e nos dutos de entrada/saída, bem como do sinal do ACC, foram monitorados através um sistema de aquisição de dados digital. As figuras 6 e 7 apresentam os resultados dos ensaios com o acc.

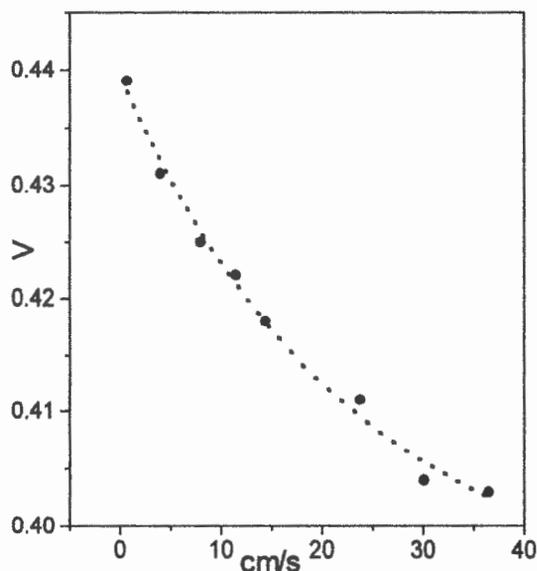


Figura 6 - curva do acc em função da potência da bomba

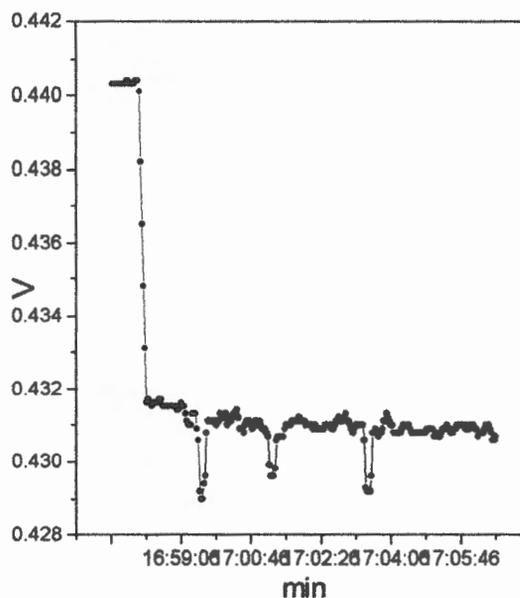


Figura 7 - resposta do acc em função do tempo para bomba com 10%.

6 - ANÁLISE

As figuras 2 e 3 mostram que as vazões na saída da bomba e no interior do tanque não apresentam diferenças significativas. Na figura 4, observa-se que a linearidade da curva é maior para potências inferiores a 40%. A figura 6 apresenta uma curva semelhante a obtida na calibração em tunel de vento [6]. A equação de calibração do sensor foi obtida utilizando-se programa de computador, resultando em:

$$Y = 0.4 + 0.04 \exp(-X / 23) \quad (1)$$

Constatou-se que para valores inferiores a 15% de potência, a bomba apresenta um comportamento pulsante, o que causa variações no sinal do sensor, figura 7.

7 - CONCLUSÕES

A análise dos dados obtidos permitiu concluir que o sistema proposto pode ser utilizado na calibração de AFQ; o comportamento pulsante da bomba abaixo de 15% causa uma variação no sinal do AFQ que, embora pequena, é um fator limitante; cuidados devem ser tomados durante a instalação do AFQ no duto de ar, especialmente com relação ao isolamento térmico e proteção contra correntes de ar indesejáveis provenientes do ambiente.

Abstract

A system of air volumetric flow yields of the order of 10^{-6} m³/s, corresponding to mean velocities of ~ 0.01 m/s, was built and tested with the aim of calibrating hot wire anemometers. The system works based on the displacement of air inside a tank where water is introduced by means of a volumetric pump with adjustable power. Tests were performed for different power rates, allowing the establishment of empirical relation between power and flow. The results obtained allow to present the system as an alternative to CCA calibrations.

Agradecimentos

À CAPES, ao CNPq e aos técnicos do LAT-EESC.

Referências

- [1] STAINBACK, P.C.; NAGABUSHANA, K.A. **Reinvestigation of Hot-Wire Anemometry Applicable to Subsonic Compressible Flows Using Fluctuation Diagrams.** J.of Fluids Eng. June 1995, vol.117, pp.263-269.
- [2] WATMUFF, J. H. **An Investigation of the Constant Temperature Hot-Wire Anemometer.** New York, Elsevier Science Inc., Experimental Thermal and Fluid Science, 1995, vol. 2, pp.117-134.
- [3] PEREIRA, M. T. **A Cadeia Metrológica Brasileira de Medição de Vazão.** Anais do II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT, S.Paulo, 1995, pp.149-159.
- [4] MELO, F. B. **Laboratório de Calibração de Vazão na Engistrel-Engematic.** Anais do II Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT, S.Paulo, 1995, pp. 247-252.
- [5] DOEBELIN, E. O. **Measurements Systems.** New York, McGraw-Hill, 4. ed., 1990, 560p.
- [6] ROCHA, A.C.B.; MARINHO, G. S.; HILDEBRAND Jr, L.; CELERE, S. W. **Construction and Calibration of a System for Measuring Low Air Flow Velocities in Natural Convection Heat Transfer Processes.** Anais VI ENCIT-VI LATCYM, Florianópolis, novembro 1996, vol.3, pp. 1097-1102.

ANEXO F - Sistema Bocal-Pitot para Medição de Baixas Velocidades de Escoamento de Ar

A.C.B. Rocha, G.S. Marinho, L. Hildebrand Jr., S.W. Celere
Escola de Engenharia de São Carlos - USP - Engenharia Mecânica, Av. Dr. Carlos Botelho,
1465 - São Carlos - SP - Brasil - 13560-970

Resumo

Foi dimensionado, construído e ensaiado um bocal aerodinâmico para produzir, na seção de contração, uma aceleração do fluxo de ar até uma velocidade capaz de sensibilizar um micromanômetro de Betz através de um Pitot. O sistema foi desenvolvido para proporcionar facilidades na medição de fenômenos de transporte caracterizados por baixas velocidades.

Palavras chaves

Ar, Bocal, Micromanômetro, Pitot, Velocidade.

1 - INTRODUÇÃO

Para a medição de baixas velocidades de fluxo de ar dispõe-se atualmente de uma vasta gama de instrumentos. Alguns critérios que auxiliam na escolha mais adequada são: a faixa de medição, a precisão e o custo. Em laboratórios de universidades onde os recursos não permitem a compra de equipamentos de alta precisão, como o anemômetro a laser, ou de custo médio, como o anemômetro de fio quente, devem ser estudadas alternativas que permitam o desenvolvimento das atividades de pesquisa e ensino em fenômenos de transporte. No caso de processos a baixas velocidades, é possível elevar a velocidade do fluxo em um único ponto até um valor capaz de sensibilizar um instrumento trivial, como um Pitot. Para se acelerar o fluxo sem prejudicar o fenômeno, uma alternativa é a da utilização de um bocal. O presente trabalho trata do dimensionamento, construção e ensaio de um bocal aerodinâmico para acelerar o fluxo de ar até uma velocidade capaz de, através de um Pitot, sensibilizar um micromanômetro.

2 - MICROMANÔMETRO

O medidor Betz é um micromanômetro de pressão diferencial de alta sensibilidade (0.1mm c.a.), ideal para medidas de pequenas diferenças de pressão [1]. É formado por um tubo em "U" cheio d'água, com um ramo menor e mais largo e outro maior e mais estreito, onde está contida uma régua suspensa por uma bóia. A variação de pressão devido ao fluxo de ar altera o nível da bóia, permitindo que se estabeleça uma relação entre a velocidade de fluxo e o nível da régua. A velocidade correspondente a uma variação de 0.1mm na coluna d'água pode ser determinada de forma simples; sejam ρ a massa específica do ar, g a aceleração da gravidade e h a altura da coluna d'água. A pressão exercida por uma coluna de 0.1mm será:

$$P = \rho \cdot g \cdot h = (1000\text{kg/m}^3) \cdot (9.81\text{m/s}^2) \cdot (0.001\text{m}) = 9.81\text{Pa} \quad (1)$$

Para se obter a relação entre a pressão de sensibilização do micromanômetro e a velocidade do escoamento no bocal, deve-se considerar que:

$$P_{\text{total}} - P_{\text{estática}} = P_{\text{dinâmica}} \quad (2)$$

onde:
$$P_{\text{total}} = (\rho_{\text{ar}} \cdot v^2)/2 \quad (3)$$

Então:
$$v = [2 \cdot [P_{\text{dinâmica}}/\rho_{\text{ar}}]]^{1/2} \quad (4)$$

Substituindo-se (1) em (3), obtém-se a relação procurada:

$$\begin{aligned} (\rho_{\text{ar}} \cdot v^2)/2 &= 0.981\text{Pa} \\ v &\cong 1.278 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (5)$$

Esse valor é perfeitamente mensurável através de um Pitot. Contudo, muitos fenômenos de transferência ocorrem à velocidades abaixo desse valor, inviabilizando a utilização do Pitot. Esse problema pode ser contornado mediante a utilização de um bocal para elevar a velocidade de escoamento de ar em um ponto (*garganta*) até um valor apropriado à utilização do Betz.

3 - DIMENSIONAMENTO E CONSTRUÇÃO DO BOCAL

O bocal causa uma aceleração gradual no fluxo de ar, produzindo uma distribuição uniforme de velocidades na área de menor seção transversal (*garganta*). Nesse ponto, o fluxo deve atingir a maior velocidade e, portanto, a menor pressão. Optou-se por dimensionar um bocal capaz de sensibilizar o Betz a partir de velocidades de ar da ordem de 30cm/s, típica de fenômenos de convecção de interesse para o grupo de pesquisa e previamente determinada através de traçador de fumaça. O dimensionamento consiste na determinação da configuração geométrica dos componentes do bocal, que são: efusor, garganta e difusor, ver figura 1.

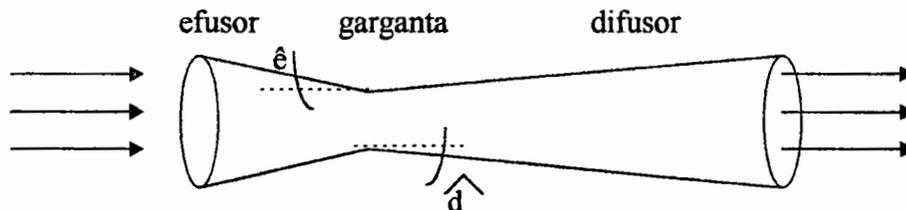


Figura 1 - geometria do bocal aerodinâmico.

Para a seção de efusão foram adotados os seguintes valores: área de maior seção transversal: ($R \cong 0.05\text{m}$) $\rightarrow A_1 = 78.54\text{cm}^2$, área de menor seção transversal: ($r \cong 0.015\text{m}$) $\rightarrow A_2 = 7.54\text{cm}^2$. Esses valores permitiram uma razão de contração de $\approx 1:10$, onde o comprimento do efusor ($L=13\text{cm}$) foi escolhido em função do ângulo de equivalente cone ($\hat{\epsilon} = 15^\circ$), de acordo com Vieira [2]. A figura 2 apresenta as características geométricas dessa seção.

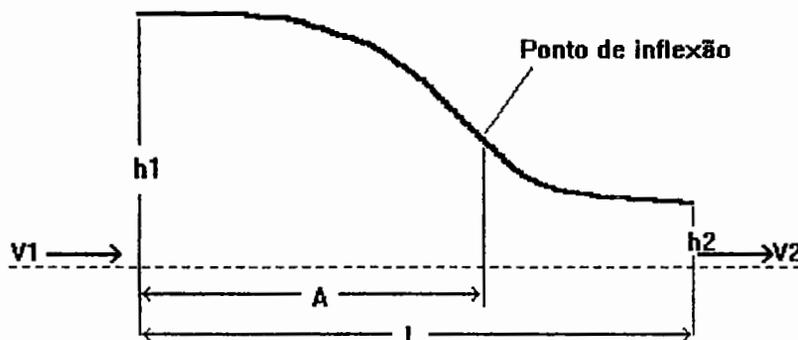


Figura 2 - contorno da seção de efusão.

O contorno da contração é um dos pontos críticos do dimensionamento do bocal. Assim, estabeleceu-se um contorno que, embora seguindo a configuração de arcos cúbicos ($Y=X^3$), aproximava-se da configuração elíptica, forma essa apropriada para escoamentos a baixas velocidades [3]. Com base nas recomendações de Morel [4], foram adotados os seguintes valores: razão de contração $RC=10$; comprimento do efusor $L=13\text{cm}$; raio de entrada do efusor $R=5\text{cm}$; raio da garganta $r=1.55\text{cm}$; ponto de inflexão $xm=4\text{cm}$; diâmetro da entrada do efusor $D=10\text{cm}$; diâmetro da garganta $d=3.1\text{cm}$; adimensionais $L/D=1.3$ e $X=xm/L=0.3$. Usando esses dados, determina-se graficamente [4] os coeficientes de pressão na entrada e próximo à garganta, respectivamente $Cp_e = 0.21$ e $Cp_i = 0.041$, que satisfazem às condições:

$$\begin{aligned} 0.85 < L / D < 1.5 \\ 0.2 < X < 0.8 \\ Cp_e > 0.1 \\ Cp_i < 0.1 \end{aligned} \quad (6)$$

A partir dos valores em (6) obtém-se a equação para o contorno do bocal, onde é adotada a seguinte notação: Δ - variação do diâmetro do efusor; D - Diâmetro da seção de entrada do efusor; d - diâmetro da garganta; L - comprimento do efusor; xm - ponto de inflexão; X - adimensional ($= xm/L$); e \bar{X} - variação do comprimento da entrada à garganta do efusor. Para \bar{X} variando da entrada até o ponto de inflexão ($0 < \bar{X} < 0.04$) e do ponto de inflexão até a garganta ($0.04 < \bar{X} < 0.13$), tem-se respectivamente:

$$(\Delta - d) / (D - d) = 1 - [(1/X^2).(X^3/L^3)] \quad (7)$$

$$(\Delta - d) / (D - d) = [1 / (1 - X)^2].(1 - X/L)^3 \quad (8)$$

Variando-se \bar{X} ao longo do bocal (intervalos de 1cm), pode-se construir a tabela 1. Plotando-se os pontos da tabela 1 em um gráfico, obtém-se o perfil do contorno da contração, figura 6.

Tabela 1 - variação de Δ (diâmetro do bocal) em função de \bar{X} .

\bar{X} (cm)	Δ (cm)	\bar{X} (cm)	Δ (cm)
0	10	7	4.5153
1	9.9668	8	3.9190
2	9.7346	9	3.5193
3	9.1043	10	3.2769
4	7.8769	11	3.1524
5	6.4549	12	3.1065
6	5.3475	13	3.1

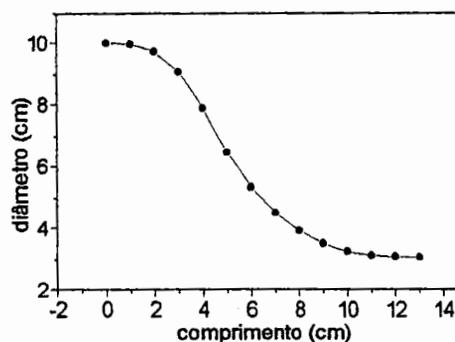


Figura 3 - contorno da contração do bocal.

Grandes ângulos de equivalente cone na seção de difusão provocam uma rápida desaceleração do escoamento. Alguns escoamentos não conseguem desacelerar com rapidez suficiente para acompanhar o aumento de área característico de grandes ângulos, ocasionando descolamento da camada limite e modificando a uniformidade de distribuição de velocidade na garganta [5]. Assim, na seção de difusão foi adotado um ângulo pequeno, de modo a proporcionar uma desaceleração gradativa do escoamento. A perda de pressão mínima é obtida para uma seção de difusão com um ângulo de 5° , onde, para economizar espaço, pode-

se adotar uma seção de difusão menor (com até 14°), sem causar perdas de pressão significativas.

É comum em bocais serem detectadas perdas da ordem de 10% da diferença de pressão entre a entrada do efusor e a garganta. Essa perda pode ser compensada com a redução da área da saída do difusor. Assim, para o cálculo da área da saída do difusor, adota-se um valor corrigido para a velocidade de escoamento na garganta, dado por:

$$V_2^* = V_2 - [(V_2 - V_1) \cdot 0.1] \quad (9)$$

que no caso em questão resulta em: $V_2^* \cong 3.185\text{m/s}$.

Desse modo, o bocal foi construído adotando-se as seguintes dimensões: velocidade de entrada $V_1 \cong 0.35\text{m/s}$; velocidade de saída $V_3 \cong 0.35\text{m/s}$; velocidade corrigida na garganta $V_2^* \cong 3.5\text{m/s}$; área de entrada do efusor $A_1 \cong 0.00785\text{ m}^2$; área da garganta $A_2 \cong 0.000754\text{m}^2$; ângulo de equivalente cone do difusor foi $\hat{d} = 5^\circ$. Aplicando-se a equação da continuidade, obtém-se a área da seção de saída do difusor e, conseqüentemente, o seu comprimento, ou seja:

$$A_2 \cdot V_2^* = A_3 \cdot V_3$$

$$A_3 = A_2 \cdot V_2^* / V_3 = 0.0068\text{ m}^2 \quad (10)$$

$$L_2 \cong 0.35\text{m}$$

4 - ENSAIOS E RESULTADOS

Na construção do bocal foram empregados materiais de baixo custo, facilmente encontrados em qualquer laboratório, como: madeira, fibra de vidro e resina. A figura 4 mostra o bocal em sua forma final. A tabela 2 apresenta os resultados obtidos nos ensaios com o sistema acoplado a um canal submetido a escoamentos de ar com velocidades típicas de fenômenos convectivos, obtidas através de um exaustor de velocidade regulável através de um varivolt. Os valores das velocidades para o ensaio do bocal foram estabelecidos mediante a utilização da técnica de traçadores de fumaça.

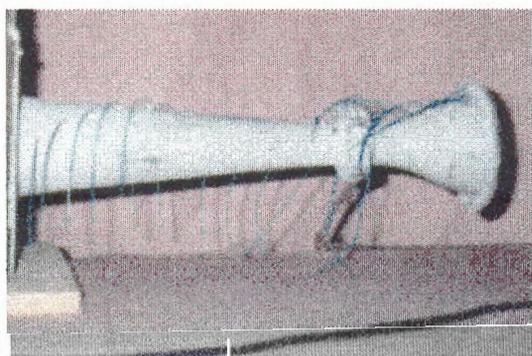


Figura 4 - bocal para aceleração de fluxos de ar de baixas velocidades.

Tabela 2 - valores medidos.

Velocidade entrada (m/s)	Velocidade garganta (m/s)	Pressão Betz (Pa)
0.77	6.76	27.47
0.65	5.35	17.16
0.47	3.62	7.85
0.37	2.62	4.12

0.36	2.49	3.73	0.23	1.45	1.27
0.28	2.02	2.45			

A figura 5 apresenta a relação entre a velocidade (medida com o Pitot) e a variação de pressão (medida com o Betz), determinadas na garganta do bocal. A figura 6 apresenta a relação entre as velocidades na garganta e na entrada do bocal.

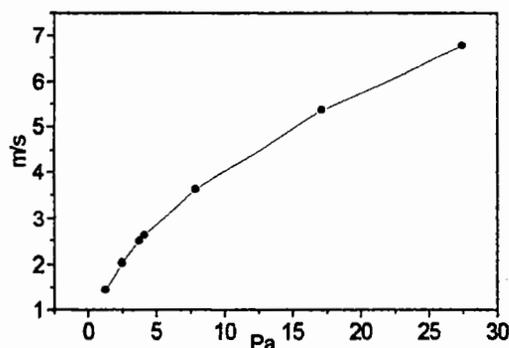


Figura 5 - velocidade x pressão na garganta

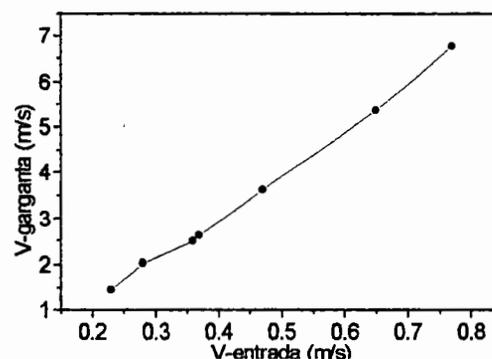


Figura 6 - velocidades: garganta x entrada

5 - CONCLUSÕES

Determinada a geometria, construído e ensaiado o bocal, concluiu-se que: as dimensões utilizadas possibilitaram uma aceleração do fluxo de ar até um valor mensurável pelo Betz; o sistema bocal-Pitot é adequado à medição de velocidades típicas de fenômenos convectivos; a velocidade mínima confiável fornecida pelo exaustor foi de $\approx 0.23\text{m/s}$, mas, desde que se disponha de um meio capaz de fornecer velocidades menores, o sistema poderá detectar velocidades até o limite do Pitot; cuidados são exigidos durante a instalação do Pitot na garganta do bocal para evitar que o erro nas medidas não ultrapasse 5%; a relação entre as velocidades na entrada e na garganta do bocal é praticamente linear (figura 6).

6 - ABSTRACT

An aerodynamic nozzle was constructed to accelerate low air flow velocities until the order of magnitude measurable with a Betz type micromanometer, by means of a Pitot. The system nozzle-Pitot was coupled with the aim of measurements of transport phenomena like convective air flow. Velocities as low as 0.3m/s was detected with the system.

Referências

- [1] ISMAIL, K.A.R. *Técnicas de Medida e Instrumentação em Engenharia*. Campinas, Unicamp, 1986. pp. 3.43 - 3.44.
- [2] VIEIRA, Rui C. C. *Mecânica dos Fluidos*. São Carlos, EESC, Pub. n° 55. 1961. 234p.
- [3] CATALANO, F. M. *Projeto, Construção e Calibração de um Tunel Aerodinâmico de Circuito Aberto Tipo N.P.L. de Seção Transversal Hexagonal*. Dissertação de Mestrado. São Carlos, 1988. pp. 30-40.
- [4] MOREL, Thomas. *Design of Two-Dimensional Wind Tunnel Contractions*. Journal of Fluid Engineering. Jun, 1977. pp. 371-377.
- [5] HILDEBRAND Jr., L. *Projeto, Construção e Ensaio de um Aparelho para Distribuição de Partículas Sólidas por Avião*. Dissertação de Mestrado. EESC - USP - São Carlos, SP, 1994. 56p.

ANEXO G: Tabela G1 - Valores medidos e calculados												
Posições do trocador no canal	Potência	Velocidades			Calor/Rad			Calor/Conv			Razão Qr/P	
	Aquecimento (P) (W)	Abertura 70 mm (cm/s)	Abertura 140 mm (cm/s)	Abertura 280 mm (cm/s)	Abertura 70 mm (W)	Abertura 140 mm (W)	Abertura 280 mm (W)	Abertura 70 mm (W)	Abertura 140 mm (W)	Abertura 280 mm (W)	Abertura 70 mm (Ad)	Abertura 140 mm (Ad)
x1y1	15.45	0.52	0.73	0.68	6.89	4.65	4.88	8.56	10.8	10.57	0.45	0.30
	62.1	0.7	0.8	0.94	25.25	16.49	15.29	36.85	45.61	46.81	0.41	0.27
	141.3	0.87	1.29	2.48	56.45	32.4	29.14	84.85	108.9	112.16	0.40	0.23
x1y2	15.45	0.56	0.73	0.68	6.42	5.43	4.7	9.03	10.22	10.75	0.42	0.35
	62.1	0.75	1.07	0.76	24.79	19.31	13.99	37.31	42.49	48.11	0.40	0.31
	141.3	0.93	1.71	1.17	49.98	39.33	27.52	91.32	101.97	113.78	0.35	0.28
x1y3	15.45	0.52	0.8	0.84	6.14	3.97	3.99	9.31	11.48	11.56	0.40	0.26
	62.1	0.87	1.88	0.94	21.63	17.69	14.84	40.47	44.41	47.26	0.35	0.28
	141.3	1	2.28	1.05	44.00	36.36	29.87	97.3	104.94	111.43	0.31	0.26
x2y1	15.45	0.52	0.66	0.76	7.17	5.77	4.83	8.28	9.68	10.62	0.46	0.37
	62.1	0.65	0.73	0.84	25.61	19.61	17.01	36.49	42.49	45.09	0.41	0.32
	141.3	0.81	0.8	1.17	49.24	41.21	35	92.06	100.09	106.3	0.35	0.29
x2y2	15.45	0.56	0.73	0.88	3.71	5.5	4.68	8.74	9.95	10.77	0.24	0.36
	62.1	0.75	0.97	1.29	24.51	19.83	15.18	37.59	42.27	46.92	0.39	0.32
	141.3	1	1.71	1.71	53.23	41.16	29.16	88.07	100.14	112.14	0.38	0.29
x2y3	15.45	0.6	0.97	0.73	5.68	5.01	4.5	9.77	10.44	10.95	0.37	0.32
	62.1	1	11.41	0.8	21.76	18.58	15.64	40.34	43.52	46.46	0.35	0.30
	141.3	1.08	13.8	1.07	46.69	39.14	31.73	94.61	102.16	109.57	0.33	0.28
x3y1	15.45	0.52	0.73	1.07	7.39	6.02	5.78	8.06	9.43	9.67	0.48	0.39
	62.1	0.7	1.42	2.28	26.23	20.15	18.27	35.87	41.93	43.83	0.42	0.32
	141.3	0.87	1.88	3.33	58.29	41.83	35.46	83.01	99.47	105.84	0.41	0.30
x3y2	15.45	0.56	0.84	1.88	8.14	6.22	5.16	7.31	9.23	10.29	0.53	0.40
	62.1	1	1.05	2.07	27.40	22.36	17.66	34.7	39.74	44.44	0.44	0.36
	141.3	1.25	1.45	2.5	57.66	47.29	36.19	83.64	94.01	105.11	0.41	0.33
x3y3	15.45	0.73	1.17	1.07	5.94	5.87	4.67	9.51	9.58	10.78	0.38	0.38
	62.1	0.8	2.5	1.88	22.45	20.27	15.46	39.65	41.83	46.64	0.36	0.33
	141.3	0.88	3.03	2.75	49.90	38.47	30.75	91.4	102.83	110.55	0.35	0.27

continuação	Tabela G1											
		Ra.10 ^{^7}			hc/Conv			ht/Conv/total		Tmtr	Tmesc	Tf
Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura
280 mm	70 mm	140 mm	280 mm	70mm	140 mm	280 mm	70mm	140 mm	280 mm	70 mm	70 mm	70 mm
(Ad)	(Ad)	(Ad)	(Ad)	(W/m2.K)	(W/m2.K)	(W/m2.K)	(W/m2.K)	(W/m2.K)	(W/m2.K)	(K)	(K)	(K)
0.32	1.01	0.70	0.75	0.88	1.62	1.50	1.58	2.31	2.19	313.77	299.10	307.90
0.25	2.32	1.89	1.80	1.25	2.12	2.36	2.11	2.95	3.13	348.91	304.78	330.70
0.21	3.17	2.72	2.70	1.60	3.02	3.32	2.67	3.91	4.18	390.07	310.64	357.10
0.30	0.93	0.80	0.71	0.99	1.30	1.58	1.70	2.00	2.28	313.55	299.90	308.53
0.23	2.17	1.95	1.70	1.31	1.82	2.63	2.18	2.65	3.39	349.9	307.26	334.10
0.19	2.76	2.67	2.50	1.94	2.53	3.58	3.00	3.50	4.44	385.51	314.90	359.09
0.26	0.89	0.55	0.63	1.07	2.07	1.95	1.78	2.78	2.63	313.47	300.46	308.89
0.24	1.87	1.80	1.75	1.63	2.05	2.46	2.50	2.87	3.23	347.3	310.15	335.10
0.21	2.36	2.53	2.52	2.35	2.78	3.33	3.42	3.74	4.22	381.78	319.77	361.47
0.31	1.04	0.88	0.77	0.82	1.16	1.50	1.52	1.85	2.18	314.56	299.37	308.50
0.27	2.35	2.11	1.99	1.23	1.75	2.06	2.08	2.55	2.84	349.36	304.69	330.74
0.25	3.06	2.95	2.91	1.91	2.33	2.74	2.93	3.29	3.65	381.67	309.27	351.34
0.30	1.01	0.81	0.72	0.91	1.27	1.59	1.61	1.97	2.28	312.81	298.43	307.31
0.24	2.20	1.95	1.86	1.33	1.77	2.36	2.19	2.60	3.12	348.95	306.43	332.82
0.21	2.85	2.70	2.67	1.78	2.41	3.32	2.86	3.40	4.19	388.97	314.97	360.84
0.29	0.82	0.75	0.72	1.22	1.45	1.65	1.92	2.15	2.33	313	300.96	309.32
0.25	1.96	1.86	1.80	1.59	1.93	2.31	2.45	2.76	3.09	346.05	308.06	332.32
0.22	2.59	2.58	2.63	2.14	2.57	3.11	3.20	3.55	4.01	382.88	316.57	359.11
0.37	1.03	0.90	0.87	0.79	1.09	1.17	1.51	1.79	1.87	316.41	301.04	310.41
0.29	2.34	2.11	2.00	1.19	1.69	1.91	2.06	2.51	2.71	350.91	305.69	332.17
0.25	3.02	2.95	2.80	1.54	2.30	2.75	2.61	3.26	3.67	392.26	311.23	358.40
0.33	1.08	0.88	0.80	0.66	1.06	1.37	1.39	1.77	2.06	318.97	302.23	312.90
0.28	2.19	2.08	1.90	1.15	1.51	2.00	2.05	2.36	2.80	355.36	309.95	338.52
0.26	2.74	2.79	2.67	1.64	2.06	2.73	2.77	3.09	3.67	395.66	319.12	367.64
0.30	0.86	0.83	0.72	1.13	1.16	1.59	1.83	1.87	2.28	312.74	300.08	308.70
0.25	1.93	1.88	1.73	1.54	1.75	2.38	2.42	2.60	3.17	348.16	309.61	335.57
0.22	2.42	2.49	4.42	2.03	2.65	3.29	3.14	3.64	4.20	389.29	321.86	367.70

continuação	Tabela G1							
Tmtr-Tmesc	Tmtr	Tmesc	Tf	Tmtr-Tmesc	Tmtr	Tmesc	Tf	Tmtr-Tmesc
Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura	Abertura
70 mm	140 mm	140 mm	140 mm	140 mm	280 mm	280 mm	280 mm	280 mm
(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)
14.67	310.04	300.01	306.05	10.03	309.85	299.27	305.50	10.58
44.13	333.07	301.50	319.49	31.57	330.67	300.97	317.46	29.70
79.43	358.57	304.42	335.09	54.15	352.49	301.78	329.57	50.72
13.65	311.99	300.30	307.70	11.69	310.12	299.97	306.17	10.15
42.65	340.13	304.96	326.09	35.17	328.38	300.90	316.56	27.48
70.62	370.94	310.45	346.74	60.49	351.59	303.93	330.89	47.66
13.01	312.21	303.80	310.80	8.41	307.31	298.52	303.96	8.80
37.15	338.09	305.67	325.60	32.43	330.32	301.54	318.27	28.79
62.01	367.63	310.90	345.80	56.73	356.07	305.86	335.00	50.22
15.20	311.05	298.55	306.02	12.50	308.53	297.92	304.43	10.61
44.67	338.41	301.91	322.85	36.51	332.94	300.17	318.51	32.77
72.40	371.02	306.66	343.49	64.36	361.22	303.13	335.40	58.09
14.39	311.90	300.16	307.69	11.74	309.45	299.27	305.58	10.18
42.53	341.30	305.50	327.49	35.80	329.36	299.50	316.55	29.86
74.01	373.50	311.13	348.98	62.38	352.75	302.14	330.88	50.62
12.04	310.80	300.10	307.09	10.70	307.70	297.75	303.61	9.95
38.00	339.65	305.86	326.79	33.79	331.75	301.64	319.13	30.11
66.32	371.65	312.05	349.03	59.60	358.38	305.54	336.02	52.84
15.38	312.09	299.16	306.90	12.93	311.83	299.41	306.95	12.42
45.22	339.79	302.64	324.04	37.15	336.39	302.07	321.77	34.33
81.03	371.97	307.05	344.35	64.92	363.11	305.32	338.23	57.80
16.74	314.06	300.95	309.58	13.11	309.87	298.65	305.47	11.23
45.41	345.73	306.31	330.53	39.42	335.61	302.35	322.28	33.26
76.54	381.49	312.90	354.80	68.59	365.57	307.90	342.81	57.67
12.66	313.78	301.40	309.70	12.38	309.46	299.31	305.71	10.15
38.56	343.65	307.80	330.90	35.85	332.77	303.39	321.23	29.38
67.44	371.65	313.40	350.39	58.25	358.93	308.51	338.98	50.43

TABELA G2: Erro entre Nu (exp) e Nu (equação)				
ABERTURA 70 MM				
Posição	Ra^n médio	Nu. Exp médio	Nu. Equação médio	Erro %
x1y1	1258.97	8.68	8.69	0.04
x1y2	4547.51	9.81	9.55	2.70
x1y2	64444.79	11.63	11.60	0.29
x2y1	103495.06	9.20	9.11	1.02
x2y2	6261.60	9.30	8.77	5.73
x2y3	575.75	11.48	11.46	0.20
x3y1	3538.34	8.14	8.14	0.03
x3y2	1177602.85	7.81	7.81	0.07
x3y3	1337.85	10.79	10.70	0.82
ABERTURA 140 MM				
Posição	Ra^n médio	Nu. Exp médio	Nu. Equação médio	Erro %
x1y1	848.67	16.34	16.12	1.35
x1y2	2548.21	13.32	13.25	0.52
x1y2	9.37	16.66	16.59	0.40
x2y1	4331.17	12.44	12.56	0.93
x2y2	1713.26	12.81	12.68	0.99
x2y3	503.95	14.04	14.11	0.52
x3y1	9574.02	12.04	11.49	4.56
x3y2	3056.53	10.76	10.70	0.61
x3y3	58760.53	12.96	12.93	0.26
ABERTURA 280 MM				
Posição	Ra^n médio	Nu. Exp médio	Nu. Equação médio	Erro %
x1y1	12664.03	17.37	17.73	2.00
x1y2	19411.63	18.84	17.47	7.26
x1y2	225339.00	18.69	18.68	0.05
x2y1	690.00	15.20	15.18	0.14
x2y2	670.32	17.58	17.56	0.08
x2y3	1154.30	17.03	17.08	0.32
x3y1	60020.97	13.90	13.80	0.66
x3y2	3438.80	14.54	14.44	0.67
x3y3	6241.46	17.35	17.48	0.74

TABELA G3.1: Ensaio trocador livre abertura entre as paredes 70 mm								
Potência	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Numero	Número de	Número	Calor de
Aquecimento	media trocad	med/esc	de filme	amb/ext	Nusselt	Prandtl	Rayleigh	convecção
(P)	(Tmtr)	(Tmesc)	(Tf)	(T)	(Nu)	(Pr)	(Ra)	(Qc)
(W)	(K)	(K)	(K)	(k)	(Ad)	(Ad)	(Ad)	(w)
15.45	308	296	302	296	9.585	0.698	8.93E+06	15.45
62.1	330	296	313	296	14.704	0.697	2.21E+07	62.10
141.3	357	296	326.5	296	18.682	0.696	3.47E+07	141.30
Calor de	Coeficiente	Razão	Relação	Coef. Transf.	Delta			
radiação	convecção		Rad/Conv	calor livre	Tmtr- Tmesc			
(Qr)	(hc)	(Qr/P)	(Qr/Qc)	(htl)				
(w)	(w/m2.k)	(w/m2.k)	(Ad)	(w/m2.k)	(K)			
5.39	1.930	0.349	0.349	1.930	12			
17.06	2.738	0.275	0.275	2.738	34			
34.94	3.473	0.247	0.247	3.473	61			

TABELA G3.2: Ensaio trocador livre abertura entre paredes 140mm								
Potência	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Número de	Numero	Número	Calor de
Aquecimento	media trocad	med/esc	de filme	amb/ext	Nusselt	Prandtl	Rayleigh	convecção
(P)	(T _{mtr})	(T _{mesc})	(T _f)	(T	(Nu)	(Pr)	(Ra)	(Qc)
(W)	(K)	(K)	(K)	(k)	(Ad)	(Ad)	(Ad)	(w)
15.45	310	296	303	296	7.41	0.697	1.03E+07	15.45
62.1	334	296	315	296	12.39	0.696	2.41E+07	62.10
141.3	368	296	332	296	14.36	0.695	3.75E+07	141.30
Calor de	Coeficiente	Relação	Razão	Coef. Transf.	Delta			
radiação	convecção	Rad/Conv		Calor/livre	T _{mtr} -T _{mesc}			
(Qr)	(hc)	(Qr/Qc)	(Qr/P)	(htl)				
(w)	(w/m ² .k)	(Ad)	(Ad)	(w/m ² .k)	(K)			
6.36	1.655	0.699	0.411	1.655	14			
19.45	2.450	0.456	0.313	2.450	38			
43.49	2.942	0.445	0.308	2.942	72			

TABELA G3.3:Ensaio trocador livre com abertura entre as paredes 280 mm								
Potência Aquecimento (P) (W)	Temperatura media trocad (Tmtr) (K)	Temperatura med/esc (Tmesc) (K)	Temperatura de filme (Tf) (K)	Temperatura amb/ext (T) (k)	Número de Nusselt (Nu) (Ad)	Número de Prandtl (Pr) (Ad)	Número Rayleigh (Ra) (Ad)	Calor de convecção (Qc) (w)
15.45	308	296	302	296	9.585	0.698	8.93E+06	15.45
62.1	331.08	296	313.54	296	14.704	0.697	2.26E+07	62.10
141.3	359.36	296	327.68	296	18.682	0.696	3.47E+07	141.30
Calor de radiação (Qr) (w)	Coeficiente convecção (hc) (w/m2.k)	Relação Rad/Conv (Qr/Qc) (Ad)	Coef. Transf. Calor/livre (htl) (w/m2.k)	Delta Ttmtr-Tmesc (K)				
5.39	1.930	0.536	1.930	12				
17.70	2.654	0.379	2.654	35.08				
36.71	3.343	0.329	3.343	63.36				

TABELA G4.1: Razões geométricas, Nusselt, calor radiação					
Abertura 70 mm					
Posição do trocador	Razão R (Ad)	P1 Nu (Ad)	Qr (w)	P2 Nu (Ad)	Qr (w)
x1y1	0.035	6.57	6.89	8.9	25.25
x2y1	0.21	6.12	7.17	8.7	25.61
x3y1	0.37	5.86	7.39	8.4	26.23
x1y2	0.011	7.44	6.42	9.2	24.79
x2y2	0.07	6.83	6.71	9.3	24.51
x3y2	0.123	4.87	8.14	7.9	27.40
x1y3	0.007	8.04	6.14	11.4	21.63
x2y3	0.042	9.10	5.68	11.2	21.76
x3y3	0.074	8.43	5.94	10.8	22.45
Posição do trocador	P3 Nu (Ad)	Qr (w)			
x1y1	10.63	56.45			
x2y1	12.82	49.24			
x3y1	10.16	58.29			
x1y2	12.81	49.98			
x2y2	11.74	53.23			
x3y2	10.62	57.66			
x1y3	15.46	44.00			
x2y3	14.13	46.69			
x3y3	13.17	49.90			

TABELA G4.2: Razões geométricas, Nusselt, calor radiação					
Abertura 140 mm					
Posição do trocador	Razão R (Ad)	P1 Nu (Ad)	Qr (w)	P2 Nu (Ad)	Qr (w)
x1y1	0.21	12.18	4.65	15.8	16.49
x2y1	0.56	8.76	5.77	12.6	19.61
x3y1	1.07	8.23	6.02	12.2	20.15
x1y2	0.07	9.73	5.43	13.1	19.31
x2y2	0.18	9.53	5.5	12.6	19.83
x3y2	0.356	7.89	6.22	10.7	22.36
x1y3	0.042	15.38	3.97	15.7	17.69
x2y3	0.112	10.94	5.01	13.8	18.58
x3y3	0.214	8.67	5.87	12.4	20.27
Posição do trocador	Potência 3 Nu (Ad)	Qr (w)			
x1y1	21.09	32.40			
x2y1	15.98	41.21			
x3y1	15.71	41.83			
x1y2	17.19	39.33			
x2y2	16.22	41.16			
x3y2	13.71	47.29			
x1y3	18.92	36.36			
x2y3	17.38	39.14			
x3y3	17.84	38.47			

TABELA G4.3: Razões geométricas, Nusselt, calor radiação					
Abertura 280 mm					
Posição do trocador	Razão R (Ad)	P1 Nu (Ad)	Qr (w)	P2 Nu (Ad)	Qr (w)
x1y1	0.56	11.32	4.88	17.3	15.29
x2y1	1.26	11.38	4.83	15.1	17.01
x3y1	2.47	5.86	5.78	9.2	18.27
x1y2	0.186	11.97	4.7	19.2	13.99
x2y2	0.42	11.97	4.68	17.3	15.18
x3y2	0.82	10.39	5.16	14.5	17.66
x1y3	0.112	14.83	3.99	18.0	14.84
x2y3	0.252	12.54	4.5	17.2	15.64
x3y3	0.49	12.02	4.67	17.0	15.46
Posição do trocador	P3 Nu (w/m2.k)	Qr (w)			
x1y1	23.51	29.14			
x2y1	19.18	35.00			
x3y1	12.71	35.46			
x1y2	25.29	27.52			
x2y2	23.48	29.16			
x3y2	18.76	36.19			
x1y3	23.28	29.87			
x2y3	21.69	31.73			
x3y3	22.77	30.75			

TABELA G.5: Resumo dos ensaios com trocador no ambiente livre				
Abertura 70 mm				
Potência	Razão	Δt_l		
aquecimento	Q_r/Q_t	$T_{mtr}-T_{mesc}$	T_{mtr}	T_{mesc}
(W)	(Ad)	(K)	(K)	(K)
P1	0.349	12	308	296
P2	0.275	34	330	296
P3	0.247	61	357	296
Abertura 140 mm				
Potência	Razão	Δt_l		
aquecimento	Q_r/Q_t	$T_{mtr}-T_{mesc}$	T_{mtr}	T_{mesc}
(W)	(Ad)	(K)	(K)	(K)
P1	0.413	14	310	296
P2	0.313	38	334	296
P3	0.308	72	368	296
Abertura 280 mm				
Potência	Razão	Δt_l		
aquecimento	Q_r/Q_t	$T_{mtr}-T_{mesc}$	T_{mtr}	T_{mesc}
(W)	(Ad)	(K)	(K)	(K)
P1	0.349	12	308	296
P2	0.285	35	331	296
P3	0.26	63	359	296

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFIA

- AKIYAMA, M.; WANG, G.J.; CHENG, K.C. (1971). Experiments on the onset of longitudinal vortices in laminar forced convection between horizontal plates. *Journal of Heat Transfer. Transactions ASME*, n.93, p.335-341.
- AL-KAYIEM, H. H.; BRUUN, H. H. (1991). Evaluation of a flying x hot-wire probe system. *Measurement Science and Technology*, v. 2, n.4, p.4-380, Apr.
- ALIPOUR, F.; PATEL, V. C.; SCHERER, R.C. (1994). Measurement of pulsatile flow in excised laryngers with hot-wire anemometry. *Proceedings International Engineering Congress and Exposition, ASME, Fluids Engineering Division*, v.202, p.1-4.
- ALVES, C. F. E.; LEITE, C. A. F. T. (1992). Tunel de vento e o meio ambiente. In: SEGUNDO CONGRESSO DE ENGENHARIA MECÂNICA NORTE-NORDESTE, J.Pessoa, 1992. Anais. v.2, p.188-195.
- ANIPKO, B. V. ; SHUL GA, N. A. (1988). Heat transfer in slot channels between fins. *Heat Transfer - Soviet Research*, v.20, n.4, p.528-32.
- ANSARY, M. A. (1983). *Natural convection and radiation from a finned horizontal tube with vertical and horizontal shrouding surface*. Minnessota. 141p. Tese (Mestrado) - Universidade de Minnesota.

- AUNG, W.; FLETCHER, L.S.; SERNAS, V. (1972). Developing laminar free convection between vertical flat plate with asymmetric heating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.15, p.2293-2308.
- AZEVEDO, L. F. A. (1992). *Medidor de vazão mássica por efeito térmico*. Rio de Janeiro. /Relatório técnico ITUC/PUC/.
- AZIZ, A.; TESARIK, D. R. (1992). Two-dimensional heat transfer from a rectangular fin with asymmetrical thermal boundary conditions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v.19, n.2, p.229-238, Mar-Apr.
- BASILE, A.C.S. (1989). Medidor eletromagnético de vazão. In: 1^o SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, S.Paulo, 1989. *Anais*. São Paulo, IPT, p.59-69.
- BASILE, A.C.S. (1995). Avanços tecnológicos nos medidores de vazão tipo vortex. In: 2^o SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, S.Paulo, 1995, *Anais*. São Paulo, IPT, p.1-10
- BEAK, B.J.; YOUNGER, M. B. ; ARMALY, B. F. ; CHEN, T. S. (1991). Mixed convection in a two-dimensional asymmetrically heated vertical duct. *Mixed Convection Heat Transfer, HTD. Transactions of the ASME*, v.163, p.37-43.
- BHAVNANI, S.H.; BERGLES, A.E. (1988). Interferometric study of laminar natural convection from an isothermal vertical plate with transverse roughness elements. *Iowa State University, ISBN: 0-89116-578-9*.
- BODOIA, J. R.; OSTERLE, J. F. (1962). The development of free convection between heated vertical plates. *Journal of Heat Transfer, Transactions of de ASME*. v.84, p.40-44.
- BONNA, V. J.; BRAGA, M. C. F.; CUNHA, C. M. P.; AZEVEDO, L. F. A. (1990). Search algorithms for particle tracking velocimetry systems. In: 3^o ENCONTRO NACIONAL DE CIENCIAS TÉRMICAS, Itapema, 1990. *Anais*. Santa Catarina, ENCIT, vol.1, p.449-452.

- CHILTON, C. H. (1960). Cost engineering in the process industries. McGraw-Hill, N. York.
- COOMBS Jr., C. F. (1972). *Basic electronic instrument handbook*. N. York, McGraw-Hill, p.3.31-3.34.
- CUNHA, C. M. P.; FAVERET, P. S. C.; AZEVEDO, L. F. (1993) A. simulação numérica, construção e teste de um medidor de vazão mássica por efeito térmico. In: XII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Brasília, 1993. *Anais*. Brasília, ABCM. p.921-924.
- DIEZ, R. ; DOLS, M. ; BELDA, R. ; HERRAEZ, J. V. ; BUENDIA, M (1989). Free convection around a horizontal cylinder. Adimensional empirical equations. *Applied Scientific Research*, v.46, n.4, p.365-378.
- DOEBELIN, E. O. (1990). Flow measurement. In: *Measurements Systems: Application and Design*. 4. ed. New York, McGraw-Hill, Cap.7, p. 448-465.
- DONG, Z. F.; EBADIAN, M. A. (1992). Convective and radiative heat transfer in the entrance region of an elliptic duct with fins. *Numerical Heat Transfer*, parte a, v.21, p.91-107.
- ELENBAS, W. (1942). Heat dissipation of parallel plates by natural convection. *Physica*, v.9, p.1-28.
- FAX, D.H.; MILLS, R. R. JR. (1957). General optimal heat exchanger design. *Transactions of the ASME*, 79, p. 653-661.
- FEHLE, R. ; KLAS, J. ; MAYINGER, F. (1995). Investigation of local heat transfer in compact heat exchangers by halographic interferometry. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.10, n.2, p.181-191.
- FRAAS, A.P. (1989). Heat exchange design. 2.ed. N.York, John Wiley & Sons, 536p.

- FU, B.I.; OSTRACH, S. (1981). The effects of stabilizing thermal gradients on natural convection flow in a square enclosure. *Heat Transfer Division -HTD, ASME*, v.16, p.91-104.
- FUJII, T.; IMURA, H. (1972). Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *Journal. of Heat Transfer. Transactions ASME*, v. 15, p.755-767.
- GAU, C. ; YIH, K. A. ; AUNG, W. (1992). Measurements of heat transfer and flow structure in heated vertical channels. *Journal. of Thermophysics and Heat Transfer*, v.6, n.4, p.707-712, Oct-Dez.
- GOSWAMI, D. Y. ; DHALIWAL, A. S. (1985). Heat transfer analysis in environment control using an underground air tunnel. *Journal of Solar Energy Engineering Transaction of the ASME*, v.2, n.107, p. 141- 145.
- GUELLOUZ, M. S.; TAVOULARIS, S. (1995). Simple pendulum technique for the calibration of hot-wire anemometers over low -velocity ranges. *Experiments in Fluids*, v. 18, n.3, p.199-203, Jan.
- GUO, Z. Y.; SONG, Y. Z.; ZHAO, X. W. (1991). Experimental investigation on natural convection in channel by laser speckle photography. *Experimental Heat Transfer*, v.4, n.5, p.594-600, Sept
- GUO, Z. Y.; WU, X. B. (1993). Thermal drag and critical heat flux for natural convection of air in natural parallel plates. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.115, p. 124-129, Feb.
- HAALAND, S.E.; SPARROW, E.M. (1983). Solutions for the channel plume and the parallel-walled chimney. *Numerical Heat Transfer*, v. 6, p. 155-172.
- HAHNE, E.; ZHU, D. (1994). Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.37, n. SUPPL 1, p.59-63.
- HARDIN, R.A.; BURMEISTER, L.C. (1989). Flow Visualization in a Forced Convection oven. *ASME, Heat Transfer Division*, v.112, p.133-141.

- HATTORI, N. ; TATAOKA, K. ; KAWASHIMA, R. (1994). Natural convection heat transfer from horizontal circular cylinder banks to air. *Heat Transfer - Japanese Research*, v.23, n.2, p.153-165.
- HAUGHT, A. ; ENGELMAN, M., S. (1988). Numerical and experimental simulation of air flow and heating in a tube fin heat exchanger. American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, HTD. Transaction of the ASME, v.103, p.107-13.
- HIPPENSTEELE, S. A. ; POINSATTE, P. E. (1993). Transient liquid-crystal technique used to produce high-resolution convective heat transfer coefficient maps. *Visualization of Heat Transfer Processes, HTD. Transaction of the ASME*, v.252, p.13-21.
- HOLMAN, J. P. (1981). Heat transfer. 5 ed N.York McGraw-Hil
- HU, M. H. ; CHANG, Y. P. (1973). Optimization of finned tubes for heat transfer in natural flow. *Journal of Heat Transfer. Transactions of trhe ASME*, v.3, n.95, p.332-38.
- HYRNISAK, W. (1958). Heat Exchanger Academic, N. york
- INAGAKI, T. ; KOMORI, K. (1991). Natural-convection heat transfer from two horizontal cylinders in vertical alignment. *Heat transfer - Japanese Research*, v.20, n.6, p.549-559.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. (1992). Convecção livre. In: .ed. *Fundamentos de transmissão de calor e massa*. 3.ed. Rio de Janeiro, Guanabara. Cap.9, p.243-268.
- IRVANE, T. F. Jr.; LILEY, P. E. (1984). Thermodynamic property of air and other gases. In: ed. *Steam and gas tables with computer equations*. London, Academic Press, Inc. Cap.2, p.97-113.

- ISHIZUKA, M. (1987). Air flow resistance of wire netting in natural convection. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, v.4, n.109, p.399-393.
- ISMAIL, K. A. R. (1982). Fenômenos de Transferência Experiências de Laboratório. R.Janeiro, Campus, 1982, 238p.
- ISMAIL, K. A. R. (1986). Técnicas de Medidas e Instrumentação em Engenharia. Campinas, Unicamp, 1986, pp.2.34-2.35.
- JOSHI, H. M. (1987). Fully developed natural convection in an isothermal vertical annular duct. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, v.6, n. 4, p. 657-664
- KACAÇ, S. R.; SHAH, R. K.; BERGLES, A.E. (1982). Low Reynolds number flow heat exchangers. Hemisphere, Wasghinton, p.537-566.
- KARABACAK, R. (1992). Effects of fin parameters on the radiation and free convection heat tranfer from a finned horizontal cylindrical heater. *Energy Consersion and Management*, v.33, n.11, p.977-1005.
- KATO, K.; TAKARADA, T.; MIYAZAKI, H.; SATO, H.; NAKAGAWA, N. (1991). Heat transfer in a channel between vertical electronic circuit boards cooled by natural air convection. *Journal Chemical Engineering of Japan*, v.24, n.5, p.568-574.
- KAWAKITA, K.; PEREIRA, M. T. (1989). Projeto de um laboratório para aferição de medidores de vazão de gás. In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, S.Paulo, 1989, *Anais*. São Paulo, p.95-104.
- KAWAKITA, K.; SILVARES, O. M. (1995). Estudo de corpos de perfil não-aerodinâmicos visando a aplicação em medidores de vazão do tipo vórtice. São Paulo. /Boletim técnico EPUSP/, 8p.
- KAYANSAYAN, N. (1993). Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.7, n.3, p.177-188.

- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. (1964). Compact Heat exchangers, 2.ed, McGraw-Hill, N. York.
- KERN, D. Q. (1950). Process Heat Transfer, McGraw-Hill. N. York.
- KEYHANI, M.; PRASAD, V.; COX, R. (1988). An experimental study of natural convection in a vertical cavity with discrete heat sources. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.110, p.616-624, Aug.
- KLINE, S. J. (1985). The purpose of uncertainty analysis. *Journal of Fluids Engineering*. v. 107, n.2, p.153-156, Jun.
- KRISHNAMURTHY, R.; GEBHART, B. (1989). An Experimental Study of Transition to Turbulence in Vertical Mixed Convection Flows. *Journal. of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.111, p.121-130, Feb.
- KUNTYSH, V. B. ; STEIN, N. N. (1991). Heat transfer and aerodynamic drag of bimetallic finned tubes with small numbers of transverse rows. *Heat Transfer - Soviet Research*, v.23, n.5, p.674-682.
- LA PICA, A.; RODONÓ, G.; VOLPES, R. (1993). An experimental investigation on natural convection of air in a vertical channel. *International Journal of heat and Mass transfer*, v.36, n.3, p.611-616.
- LEE, H. R. ; CHEN, T. S. ; ARMALY, B. F (1988). Natural convection along slender vertical cylinders with variable surface temperature. *Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME*, v.1, n. 110, p.102-108.
- LEUNG, C. W. ; PROBERT, S. D. (1989). Stead-state heat transfer from fins protruding upwards from horizontal bases. *Journal of Institute of Energy*, v.62, n.451, p.94-101.
- LEUNG, C. W. ; PROBERT, S. D. (1989). Thermal effectiveness of short-protrusion rectangular, heat exchanger fins. *Applied Energy*, v.34, n.1, p.1-8.

- LEUNG, C. W. ; PROBERT, S. D. ; RAPLEY, C. W. (1990). Natural convection and radiation from vertically-based arrays of vertical, rectangular fins *Applied Energy*, v.35, n.4. p.253-266.
- LOMBARDI, G.; SILVA, P.P.; FILHO, O. P. (1983). Sistema de confecção, aferição e implantação de pares termoelétricos. In: VII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Uberlândia, 1983. *Anais*. Uberlândia, ABCM. p.63-74, Dez.
- MANCA, O.; NASO, V. (1990). Experimental analysis of natural convective and thermal radiation in vertical channels. *Single and Multiphase Convective Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.145, p.13-21.
- MARINHO, G. S.; MEDEIROS, B. L. (1991). Curvas características de semicondutores utilizados como sensores de temperatura. In: I CONGRESSO DE ENGENHARIA MECÂNICA NORTE-NORDESTE, Natal, 1991. *Anais*. Natal, p.210-216.
- MARTINS, F.P.R. (1995). Identificação de Escoamentos e Processamento de Imagens. In: 2º Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão, IPT, S.Paulo, 1995. *Anais*. São Paulo, IPT. p.381-383.
- MERZKIRCH, W.(1974). *Flow Visualization*. N.York, Academic Press, 1974,244p.
- MESQUITA, A. A. (1993). Preparação e controle de experimentos utilizando anemometria a laser. *Revista Tecnológica*. UFPA, v.6, p.19-24, Jan 92-Dez 93.
- MEZZACAPPA, M.; LUCATO, D. (1988). Introdução à Aerodinâmica. São Carlos, EESC-USP, Pub. 001/1988, 94p.
- MOHARRERI, S.S.; ARMALY, B.F.; CHEN, T.S. (1988). Measurements in the transition vortex flow regime of mixed convection above a horizontal heated plate. *Journal of Heat Transfer Transactions of the ASME*, v.110, p.358-365, May.

- MORI, Y.; UCHIDA, Y. (1966). Forced convective heat transfer between horizontal flat plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n.9, p.803-817.
- MOUTSOGLOU, A.; PARK, M. R. (1993). Natural convection heat transfer a three-dimensional duct. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, v.7, n.2, p.369-376, Apr-Jun
- NAYLOR, D.; TARASUK, J. D. (1993). Natural convective heat in divided vertical channel: numerical study. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.115, p.377-387, May.
- NAYLOR, D.; TARASUK, J. D. (1993). Natural convective heat in divided vertical channel: experimental study. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.115, p.388-394, May.
- NIR, A. (1991). Heat transfer and friction factor correlations for crossflow over staggered finned tube banks. *Heat Transfer Engineering*, v.12, n.1, p.43-58.
- OHADI, M. M.; NELSON, D. A. (1991). Heat Transfer enhancement of laminar and turbulent pipe flow via corona discharge. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, n.4/5, p.1175-1187.
- OLSON, D.A.; GLICKSMAN, L.R. (1991). Transient natural convection in enclosures at high Rayleigh number. *Journal. of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.113, n.3, p.635-642, Aug.
- OOSTHUIZEN, P.H. (1984). A numerical study of laminar free convective flow through a vertical open partially heated plane duct. *Fundamentals of Natural Convection-Electronic Equipment Cooling, ASME HTD*, v.32, p. 41-48.
- OWER, E.; PANKHURST, R. C. (1977). *The Measurement of Air Flow*. Pergamon Press, Oxiford, 5 ed., p.228-247.
- OZISIK, M. N. (1985). Convecção livre. In: ed. *Transferência de calor*. Rio de Janeiro, Guanabara-Koogan, Cap 9, p. 356-406.

- PAGLIARINI, G. (1991) Conjugate heat transfer for simultaneously developing laminar flow in circular tube. *Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME*, v.3, n. 113, p. 763-766.
- PAROBK, D. M.; WAGNER, M. J.; BAUST, H. D.; LEUGERS, J. E.. (1989). Development and extension of diagnostic techniques for advancing high speed aerodynamic research. Proceedings International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities, Sept 1989, p.332-342.
- PAYKOC, E. ; YUENCUE, H. ; BEZZAZOGLU, M. (1991). Laminar natural convective heat transfer over two vertically spaced isothermal horizontal cylinders. *Experimental Thermal and fluid Science*, v.4, n.3, p.362-368.
- PERRY, A. E. (1982). *Hot-wire anemometry*. Oxford, Clarendon Press, 180p.
- PERRY, R. H.;CHILTON, C. H. (1980). *Manual de engenharia química*. Rio de Janeiro,Guanabara Dois, Cap.5, p.8-10.
- POLDERMAN, H. G. ; VELRAEDS, G. ; KNOL, W. (1986). Turbulent lubrication flow in an annular channel. *Journal of Engineering. Transaction of the ASME*, v.2, n.108, p.185-192.
- PRAKASH, C. ; LIU, Ye-Di. (1985). Buoyancy induced flow in vertical internally finned circular duct. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.1, n. 107, p. 118-123.
- PRAKASH, C. ; PATANKAR, S. V. (1981). Combined free and forced convection in vertical tubes with radial internal fins. *Journal of Heat. Transactions of the ASME*, v.3, n.103, p.566-572.
- PRANDTL, L.; TIETJENS, O. G. (1934). *Applied hidro-and aeromechanics*. N.York, Dover Pub. p.241-244
- RABAS, T. J. ; HUBER, F. V. (1989). Row number effects on the heat transfer performance of in-line finned tube banks. *Heat Transfer Engineeing*, v.10, n.4, p.19-29.

- RAMACHANDRAN, N.; ARMALY, B.F.; CHEN, T.S. (1985). Measurements and Predictions of Laminar Mixed Convection Flow Adjacent to a Vertical Surface. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.107, p.636-641, Aug.
- RAMANATHAN, S. ; KUMAR, R. (1991). Correlations for natural convection between heated vertical plates. *Journal of Heat transfer. Transactions of the ASME*, v.1, n.113, p.97-107.
- RAO, V. R.; V.; VENKATESHAN, S. P. (1996). Experimental study of free convection and radiation in horizontal fin arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.39, n.4, p.779-789, Mar.
- RIBEIRO, M. A. (1989). Significado prático do número de Reynolds na vazão In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, S.Paulo, 1989. *Anais. São Paulo. IPT*. p.245-248.
- ROCHA, A.C.B.; MARINHO, G. S.; HILDEBRAND Jr, L.; CELERE, S. W. (1996). Construction and calibration of a system for measuring low air flow velocities in natural convection heat transfer processes. In: VI BRAZILIAN CONGRESS OF ENGINEERING AND THERMAL SCIENCES VI LATIN AMERICAN CONGRESSES OF HEAT AND MASS TRANSFER LATCYM, Florianópolis, 1996. *Anais. Florianópolis*, v.3, p.1097-1102, Nov.
- ROMA, W. N. L. (1972). Determinação simultânea dos perfis de velocidade e temperatura utilizando a técnica de anemometria de Fio quente. 2p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo São Carlos.
- RUBIO, M. G.; PADOVEZI, C. D. (1989). Medição de vazão de fluidos usando "Vortex Shedding". In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, São Paulo, 1989. *Anais. São Paulo, IPT*. p.11-17.
- RUBIO, M. R. G.; COLLARES, M. P. (1992). Sensores de estado sólido e sua aplicação em medidas de vazão. São Paulo, IPT, Pub. n° 2025, 11p.

- SABZEVEARI, A.; GOLNESHAN, A.A.; YAGHOUBI, M.A. (1991). Performance of wind towers for solar passive cooling in hot arid regions. 2nd ASME-JSES-JSME INTERNATIONAL SOLAR ENERGY CONFERENCE, Reno, 1991. N.York, p.97-101, Mar
- SANIEI, N. ; DINI, S. (1993). Effect of height and geometry on local heat transfer and pressure drop in a channel with corrugated walls. *Heat Transfer Engineering*, v.14, p.19-31.
- SANTOS, P. R. P. (1992). Análise de uma Estação Simuladora de Fluxo Térmico Induzido. São Carlos. 90p.Tese (Doutorado)- Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SARMA, P. K. ; SUNITA, P. V. (1991). Interaction of thermal radiation with laminar natural convection from a horizontal cylinder in air. *Waerme-und toffuebertragung / Thermo-Fluid Dynamics*, v.26, n.2, p.65-69.
- SCHULZ, H. E.; ROMA, W. N. L. (1994). Simulação da evolução de traçadores em escoamentos turbulentos em geometrias retangulares. In: V ENCONTRO NACIONAL DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, São Paulo, 1994. *Anais*. S.Paulo, p.101-104.
- SCHUZ, G. ; KOTTKE, V. Local heat transfer and heat flux distributions in finned tube Heat exchangers. *Chemical Enginneering & Technology*, v.15, n.6, p.417-424, 1992.
- SEFCIK, D.M.; WEBB, B.W.; HEATON, H.S. (1991). Natural convection in vertically vented enclosures. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.113, p.912-918, Nov.
- SHEFFIELD, J. W. ; WOOD, R. A. ; SAUER, H. J. Jr. Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.2, n.1, p.107-21, 1989.
- SEMYONOV, Yu. P. (1989). Heat transfer from a vertical plate under convection conditions. *Heat Transfer - Soviet Research*, v.21, n.4, p.514-521.

- SHIELDS, C.D. (1961). Boilers: types characteristics, and functions, McGraw-Hill. N. York.
- SOBHAN, C. B. ; VENKATESHAN, S. P. ; SEETHARAMU, K. N. (1990). Experimental studies on steady free convection heat transfer from fins and fin array. *Waerme- und Stoffuebertragung / Thermo-and Fluid Dynamics*, v.25, n.6, p.345-352.
- SPARROW, E.M. ; VEMURI, S. B. (1985). Natural convection radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays. *Journal of heat transfer. Transactions of the ASME*, v.1, n.107, p.190-197.
- SPARROW, E.M.; ANSARI, M. A. (1987). Effect of insulated / uninsulated channel walls on heat transfer from a horizontal finned tube in a vertical channel. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.109, p.388-391.
- SPARROW, E.M.; ANSARI, M. A.; STRYKER, P. C.; RUIZ, R. (1986). Enhanced heat transfer from a horizontal finned tube situated in a vertical channel. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.108, p.62-69, Feb.
- STAINBACK, P.C.; NAGABUSHANA, K.A. (1995). Reinvestigation of hot-wire anemometry applicable to subsonic compressible flows using fluctuation diagrams. *Journal of Fluids Engineering*, vol.117, pp. 263-269. Jun
- STARNER, K. E. ; McMANUS JR, H. N. (1963). An experimental investigation of free-convection heat transfer from rectangular-fin array. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v. 3, n. 85, p.273-78.
- STREETER, V. L. (1961). *Handbook of fluid dynamics*. McGraw-Hill. N. York. Cap. 14, p.19-22.
- SYMONS, J. G.; PECK, M. K. (1984). Natural convection heat transfer through inclined longitudinal slots. *Transactions of the ASME*, v.106, p.824-829, Nov.

- SYNDNHAM, P.H. (1992). *Handbook of measurement science*. N.York, John Wiley and Sons, vol.2, p.1093-1094.
- TADA, Y.; TAKIMOTO, A.; UEDA, D.; HAYASHI, Y. (1991). Heat transfer enhancement in a convective field with corona discharge: experimental study for parallel wire-electrode arrangement. *Society of Mechanical Engineers. Transactions. of The Japan Part.B*, v.57, n.533, p.217-222, Jan.
- TAIRA, N.M. (1989). Tunel de vento para aferição de medidores de velocidade In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO, São Paulo, 1989, *Anais*. São Paulo,IPT.. p.143-154.
- TAKAGI, S. (1992). Simple method for determining the laser-velocimeter focal point with the aid of a hot-wire anemometer. *AIAA Journal*, v. 30, n.6, p.1664-1665, Jun.
- TEMA. (1959). Tubular Exchanger Manufactures Association, standards, N.York.
- THOMPSON, C.A.; FROTA, M.N.; FICO Jr, N.G.C.R. (1985). Thermoanemometry measurements and coherent structures in a turbulent plane air jet. In: VIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, São José dos Campos, 1985. *Anais*. São Paulo, ABCM.. p.145-148.
- TRANSACTIONS AMERICAN SOCIETY OF HEATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (1993).ASHRAE. *Handbook Fundamentals*, Cap.13, p.14-20, Atlanta.
- TSE, F. S.; MORSE, I. E. (1989). *Measurement and instrumentation in engineering*. N. York, Marcel Dekker Inc., p. 491 - 495.
- VACK, G. J. (1989). How are signals from an x-probe thermal anemometry system interpreted to give velocity magnitude and direction. St.Paul, USA, Flow Lines, p16-19
- WATMUFF, J. H. (1995). An investigation of the constant temperature hot-wire anemometer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.2, p. 117-134.

- WEBB, B. W. ; HILL, D. P. (1989). High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrically heated vertical channel. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.3, n.111, p.649-656.
- WEBB, B. W. ; BERGMAN, T. L. (1992). Three-dimensional natural convection from vertical heated plates with adjoining cool surfaces. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.114, p.115-120, Feb.
- WELLING, J. R. ; WOOLDRIDGE, C. B. (1965). Free convection heat transfer coefficients from rectangular vertical fins. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, v.4, n. 87, p.439-444.
- XIAO, Q. ; TAO, W. Q. (1990). Effect of fin spacing on heat transfer and pressure drop of two-row corrugated-fin and tube exchanger. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, v.17, n.5, p.577-586.
- YANAGIHARA, J.I.; TORII, K. (1991). Heat Transfer Augmentation by Longitudinal Vortices. In: XI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, São Paulo, 1991. *Anais*. São Paulo, ABCM, p.1-4.
- ZALEWSKI, L. ; LASSUE, S. ; DUTHOIT, B. (1996). Heat flux measurement applied to the study of thermal heat transfers in a composite solar wall. VI BRAZILIAN CONGRESS OF ENGINEERING AND THERMAL SCIENCES - VI LATIN AMERICAN CONGRESSES OF HEAT AND MASS TRANSFER LATCYM, Florianópolis, 1996. *Anais*. Florianópolis, v.2, p.1067-1072.
- ZELDIN, B. ; SCHMIDT, F. W. (1972). Developing flow with combined forced-free convection in an isothermal vertical tube. *Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME*, p.211-223, May.