PUC

Cláudio Marcelo dos Santos Ferreira

TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL E RADIAÇÃO

DE ALETAS VERTICAIS COM ANTEPARA

Departamento de Engenharia Mecânica

Setembro de 1992

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO DE JANEIRO

RUA MARQUÊS DE SÃO VICENTE, 225 — CEP 22453

RIO DE JANEIRO — BRASIL

Cláudio Marcelo dos Santos Ferreira

TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL E RADIAÇÃO
DE ALETAS VERTICAIS COM ANTEPARA

Dissertação apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica
da PUC/RJ como parte dos requisitos
para obtenção do título de Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: Luís Fernando A. Azevedo

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, 11 de setembro de 1992.

A meus pais, Ana e João, pelo
carinho e dedicação

A Vivian, pela paciência e
compreensão

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, o Prof. Luís Fernando A. Azevedo, pelo apoio e orientação durante o curso e na elaboração deste trabalho.

À FUCAPI pela oportunidade de realizar este trabalho.

Aos funcionários do Laboratório de Termociências do DEM-PUC-RJ, senhores Jandir da Cunha Neto, Leninaldo Severino da Silva, Lourenço Ribeiro e Severino Antônio de Souza Wanderley, pela cooperação na construção do dispositivo experimental.

Ao DEM da PUC-RJ, por ter propiciado a realização deste trabalho.

RESUMO

Experimentos foram realizados para se determinar as características de transferência de calor de modo combinado, por convecção natural e radiação, de um conjunto de aletas retangulares e verticais, com antepara, em ar. Os seguintes parâmetros foram variados durante o curso dos experimentos: comprimento longitudinal das aletas, diferença de temperatura aleta-ambiente, altura das aletas e a folga entre aletas/antepara. Anteparas possuindo características térmicas distintas foram empregadas (altamente condutora e isolante). Para cada configuração variou-se o Número de Rayleigh entre $4,0 \times 10^1$ a $7,0 \times 10^2$. Encontrou-se que o posicionamento de uma antepara próxima às aletas reduz a taxa de troca de calor de modo combinado quando comparado ao caso sem antepara. Encontrou-se, também, que as anteparas metálicas forneceram taxas de transferência de calor maiores que as isoladas. Cálculos mostraram que, quando a folga aleta/antepara era nula, a parcela convectiva era dominante. Para outros valores da folga, a contribuição da componente radiativa era da mesma ordem de grandeza da convectiva. A contribuição da parcela radiativa era maior para baixos valores do Número de Rayleigh e para valores da folga aleta/antepara diferentes de zero.

ABSTRACT

Experiments were performed to determine the combined-mode natural convection/radiation heat transfer characteristics of a shrouded array of rectangular, vertical fins. The investigated parameters included the height and the longitudinal length of the fins, the clearance gap between the shroud and the fin tips and the fin to ambient temperature difference. Shroud walls having different thermal characteristics were used (highly conducting and insulated). For each configuration, the Rayleigh Number ranged from $4,0 \times 10^1$ to $7,0 \times 10^2$. It was found that the positioning of a shrouding surface close to the fins decreased the rate of combined mode heat transfer when compared to the unshrouded case. Greater heat transfer rates were found for the conducting wall shroud in comparison with the insulated one. Calculations performed showed that, when the clearance gap between the shroud and the fin tips was zero, the convective component was dominant. For other clearance gaps, the contribution of radiation was of the same order of magnitude of the convective one. The contribution of the radiative component was greater for small values of the Rayleigh Number and for clearance gaps different from zero.

SUMÁRIO

Resumo	II
Lista de Ilustrações	VII
Lista de Tabelas	X
Lista de Símbolos	XI
Capítulo 1 - Introdução	1
Capítulo 2 - Dispositivo Experimental	10
2.1 - Descrição geral	10
2.2 - Seção de testes	12
2.2.1 - Superfície aletada	12
2.2.2 - Placa aquecedora	17
2.2.3 - Antepara	21
2.2.4 - Suportes laterais	24
2.3 - Montagem das seções de testes	25
2.4 - Estrutura de sustentação	26
2.5 - Circuito de controle de potência e instrumentação	27
2.5.1 - Circuito de controle de potência	28
2.5.2 - Circuito de medição da temperatura	29
2.6 - Ambiente de testes	30
Capítulo 3 - Procedimento Experimental	51
3.1 - Introdução	51
3.2 - Montagem e desmontagem das seções de testes na estrutura	52
3.3 - Redução da altura das aletas	53
3.4 - Ajuste da folga e troca das anteparas	55
3.5 - Corrida para dados de transferência de calor	56
Capítulo 4 - Redução de Dados	60
4.1 - Determinação das Temperaturas	61
4.2 - Propriedades do ar	63

4.3 - Cálculo dos Números de Nusselt e Rayleigh	65
4.4 - Cálculo das Perdas de Calor	69
4.5 - Cálculo da Transferência de Calor por Radiação	69
4.6 - Amostra de cálculo	69
4.6.1 - Dados Medidos	70
4.6.2 - Determinação das Temperaturas das Aletas, Ar e Antepara	72
4.6.3 - Propriedades do Ar	75
4.6.4 - Determinação da potência elétrica de entrada	77
4.6.5 - Perdas de Calor	77
4.6.6 - Potência Fornecida as Superfícies Aletadas	78
4.6.7 - Números de Nusselt e Rayleigh	78
4.6.8 - Cálculo da Transferência de Calor por Radiação	79
Capítulo 5 - Análise de Resultados	80
5.1 - Introdução	80
5.2 - Parâmetros Adimensionais	81
5.3 - Placa Vertical Plana	84
5.4 - Casos Base: Aletas sem Antepara	86
5.5 - Aletas com Antepara	88
5.6 - Relação entre as Parcelas Radiativas e Convectivas	97
5.7 - Superfícies Aletadas Cinzas	98
Capítulo 6 - Conclusões	122
Referências Bibliográficas	126
Apêndice A - Cálculo das Perdas de calor	131
A.1 - Perdas de Calor Através do Isolamento Traseiro	132
A.2 - Perdas de Calor, pelos Suportes Laterais	135
A.3 - Perdas de Calor Através dos Fios de Termopar	135

A.3.1 - Modelo para os Fios de Termopar	136
A.3.2 - Modelo de Aleta para o Grupo de Termopares	138
A.4 - Perdas de Calor Através dos Parafusos de Fixação	140
A.5 - Cálculo da Perda de Calor de uma Corrida de Dados Típica	141
A.5.1 - Perdas de Calor pelo Isolamento Traseiro	143
A.5.2 - Perdas de Calor pelos Suportes Laterais	144
A.5.3 - Perdas de Calor pelos Termopares	146
A.5.4 - Perdas de Calor pelos Parafusos de Fixação	147
A.5.5 - Perdas de Calor Total	148
Apêndice B - Análise da Troca de Calor por Radiação	152
Apêndice C - Análise das Incertezas	171

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fig n ^o	Título	Pág.
1.1	Estado da arte em complexidade dos circuitos	2
1.2	Vista de um conjunto de aletas com antepara	6
2.1	Vista explodida da seção de testes	33
2.2	Vista geral do dispositivo experimental	34
2.3	Duas vistas da superfície aletada L = 50,0 mm a) frontal e b) superior	35
2.4	Duas vistas da superfície aletada L = 150,0 mm a) superior e b) frontal	36
2.5	Duas vistas da placa aquecedora L = 50,0 mm a) lateral e b) superior	37
2.6	Duas vistas da placa aquecedora L = 150,0 mm a) superior e b) lateral	38
2.7	Duas vistas do isolamento traseiro L = 50,0 mm a) frontal e b) lateral	39
2.8	Duas vistas do isolamento traseiro L = 150,0 mm a) lateral e b) frontal	40
2.9	Duas vistas da antepara isolada L = 50,0 mm a) superior e b) lateral	41
2.10	Duas vistas da antepara isolada L = 150,0 mm a) lateral e b) superior	42
2.11	Duas vistas da antepara metálica L = 50,0 mm a) lateral e b) frontal	43
2.12	Duas vistas da antepara metálica L = 150,0 mm a) frontal e b) lateral	44
2.13	Duas vistas dos suportes laterais L = 50,0 mm	

	a) frontal e b) lateral	45
2.14	Duas vistas dos suportes laterais L=150,0 mm a) lateral e b) frontal	46
2.15	Vista geral da seção de testes	47
2.16	a) Vistas lateral e frontal da estrutura de sustentação b) Detalhe do mecanismo de elevação	48
2.17	Diagrama esquemático do circuito de controle e medida de potência	49
2.18	Diagrama esquemático do circuito de medida da temperatura	50
3.1	Diagrama esquemático da a) redução da altura das aletas b) variação da folga entre a extremidade das aletas e a antepara	59
5.1	Números de Nusselt para placa plana vertical baseados no comprimento longitudinal L	101
5.2	Números de Nusselt para aletas sem antepara, com superfícies negras e $L/s = 5,56$ ($L = 50\text{mm}$)	102
5.3	Números de Nusselt para aletas sem antepara, com superfícies negras e $L/s = 16,67$ ($L = 150\text{ mm}$)	103
5.4	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50\text{ mm}$)	104
5.5	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150\text{ mm}$)	105
5.6	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50\text{mm}$)	106
5.7	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,90$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150\text{ mm}$)	107
5.8	Variação da temperatura da antepara adimensional em relação a folga adimensional, C, para $S = 0,45$, a) $Ra_s (s/L) = 4,0 \times 10^1$ e b) $Ra_s (s/L) = 2,0 \times 10^2$	108
5.9	Variação da temperatura da antepara adimensional em relação a folga adimensional, C, para $S = 0,90$, a) $Ra_s (s/L) = 5,0 \times 10^1$ e b)	

	$Ra_s(s/L) = 2,0 \times 10^2$	109
5.10	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)	110
5.11	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)	111
5.12	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)	112
5.13	Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,90$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)	113
5.14	Efeito da variação da folga adimensional, C , no Número de Nusselt para $S = 0,45$, a) $Ra_s(s/L) = 4,0 \times 10^1$ e b) $Ra_s(s/L) = 2,0 \times 10^2$	114
5.15	Efeito da variação da folga adimensional, C , no Número de Nusselt para a) $S = 0,45$ e $Ra_s(s/L) = 6,5 \times 10^2$ e b) $S = 0,90$ e $Ra_s(s/L) = 5,0 \times 10^1$	115
5.16	Relação entre os Números de Nusselt convectivo e combinado para $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm e antepara tipo I)	116
5.17	Relação entre os Números de Nusselt convectivo e combinado para $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm e antepara tipo I)	117
5.18	Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e cinza, $s/H = 0,30$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)	118
5.19	Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e cinza, $s/H = 0,30$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)	119
5.20	Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e cinza, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)	120
5.21	Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e cinza, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)	121
A.1	Diagrama esquemático do modelo por zonas de transferência de calor por condução e	

	convecção	150
A.2	Dimensões dos modelos para termopar e parafuso	151
B.1	Diagrama esquemático das áreas de troca de calor por radiação	167
B.2	Representação esquemática de um invólucro formado por superfícies radiativamente ativas	168
B.3	Geometrias cujos fatores de forma foram usadas no cálculo da troca de calor por radiação	169
B.4	Geometrias cujos fatores de forma foram calculados usando-se a álgebra dos fatores de forma	170

LISTA DE TABELAS

Tabela nº	Título	pág.
3.1	Dimensões das aletas estudadas	58
A.1	Dimensões empregadas no modelo de perda de calor	149
C.1	Resumo dos resultados da análise de incerteza para uma corrida de dados típica	176

LISTA DE SÍMBOLOS

a, b, d = dimensões dos fatores de forma

A = área da placa base (m^2)

A_n = área da seção transversal da superfície n (m^2)

A_t = área total da seção transversal da alma de metal do modelo dos termopares/parafusos (m^2)

A_{ti} = área total da seção transversal do isolamento dos fios de termopar (m^2)

B_i = radiosidade da superfície i (W/m^2)

c = folga entre a extremidade das aletas e a antepara (m)

C = razão de folga = c/H

C_p = calor específico à pressão constante ($J/Kg\ K$)

D_i = diâmetro externo do isolamento do modelo dos termopares (m)

D_t = diâmetro do modelo da alma de metal dos termopares (m)

D_{ti} = diâmetro externo do isolamento do modelo (m)

e_i = fem líquida gerada pelos termopares (mV)

F_{ai-a_j} = fator de forma entre as superfícies i e j

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

Gr_d = Número de Grashof baseado no diâmetro do cilindro (eq. A.8)

Gr_s = Número de Grashof baseado no espaçamento entre aletas

h = coeficientes de transferência de calor médios ($W/m^2\ K$)

H = altura das aletas (m)

h_{ef} = coeficiente de transferência de calor efetivo ($W/m^2 K$)
(eq. A.9 e A.10)

I = corrente elétrica através de cada aquecedor (A)

K = condutividade térmica do ar ($W/m K$)

K_a = condutividade térmica do material da aleta ($W/m K$)

K_c = condutividade térmica do celeron ($W/m K$)

K_{cr} = condutividade térmica do cromel ($W/m K$)

K_{ct} = condutividade térmica do constantan ($W/m K$)

K_i = condutividade térmica do poliestireno expandido ($W/m K$)

K_l = condutividade térmica do latão ($W/m K$)

K_{lv} = condutividade térmica da lã-de-vidro ($W/m K$)

K_t = condutividade térmica do teflon ($W/m K$)

L = comprimento longitudinal das aletas (m)

l_l = comprimento dos parafusos de latão (eq. A.10) (m)

Nu_d = Número de Nusselt baseado no diâmetro do cilindro
(eq. A.8)

Nu_s = Número de Nusselt baseado no espaçamento entre aletas

P = potência elétrica fornecida a cada aquecedor e perímetro
da aleta (W) e (m)

Pr = Número de Prandtl

Q = potência fornecida às superfícies aletadas (W)

Q_{cvn} = perdas de calor por convecção pelas superfícies n (W)

Q_{fio} = perda de calor pelos fios de termopar (eq. A.7) (W)

Q_{perdas} = perdas de calor para o ambiente por convecção (W)

Q_s = perda de calor pelas superfícies no modelo de
transmissão de calor unidimensional (W)

Q_l = perda de calor pelos parafusos de latão (W)

Q_{cr} = perda de calor pelo fio de cromel (W)
 Q_{ct} = perda de calor pelo fio de constantan (W)
 Q_r = transferência de calor por radiação (W)
 R = parâmetro adimensional radiativo
 Ra_L = Número de Rayleigh baseado no comprimento longitudinal L
 Ra_s = Número de Rayleigh baseado no espaçamento entre aletas
 r_{iso} = raio externo do isolamento do fio (m)
 r_w = raio da alma de metal (m)
 s = espaçamento entre aletas (m)
 S = razão de aspecto = s/H
 t = espessura da aleta (m)
 T = temperatura ($^{\circ}C$)
 T_a = temperatura do ar ($^{\circ}C$)
 T_f = temperatura de película (K)
 T_p = temperatura da superfície aletada ($^{\circ}C$)
 T_s = temperatura da antepara ($^{\circ}C$)
 ΔT = diferença de temperatura aleta-ambiente ($T_p - T_a$) ($^{\circ}C$)
 δT_a = estratificação da temperatura do ar
 δT_p = não-uniformidades da temperatura da superfície aletada
 V = voltagem aplicada aos aquecedores (V)
 w = largura da placa base (m)
 X, Y, Z = coordenadas adimensionais
 Δx = espessura do isolamento de lâ-de-vidro (m)

LETRAS GREGAS

β = coeficiente de expansão volumétrica (K^{-1})

θ = temperatura adimensional e ângulo entre os fatores de forma

ε = emissividade

ρ = densidade do ar (Kg/m^3)

σ = constante de Stefan-Boltzman = $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

μ = viscosidade dinâmica do ar ($N \text{ s/m}^2$)

ν = viscosidade cinemática (m/s^2)

ϕ = parâmetro adimensional radiativo

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO

Desde o desenvolvimento do primeiro computador eletrônico digital, a remoção do calor gerado tem desempenhado um papel de fundamental importância na manutenção de operações confiáveis em sistemas eletrônicos. Com o intuito de se aumentar a velocidade de resposta dos sistemas, por meio da miniaturização de seus componentes, desenvolveu-se as tecnologias de integração em larga escala (LSI - que envolviam até 1.000 transistores por chip) dos anos 70, as de integração em escala muito alta (VLSI) dos dias atuais com o conseqüente incremento na dissipação térmica. A figura 1.1 apresenta esta evolução tecnológica onde atualmente devido ao grande avanço da microeletrônica , em um mesmo circuito podem conter até 300.000 componentes tornando crítico o resfriamento destes dispositivos.

Figura 1.1 - Estado da arte em complexidade dos circuitos [1].

Concorrentemente aos sucessivos aumentos na densidade de potência dissipada reduziu-se a área disponível dos dispositivos eletrônicos para tal dispersão. Assim, procura-se controles mais precisos dos gradientes de temperatura nos sistemas eletrônicos pois, variações de temperatura afetam proporcionalmente a confiabilidade destes. Testes demonstraram que a taxa de falhas de dispositivos eletrônicos aumenta exponencialmente com o aumento da sua temperatura.

Evidencia-se que meios devem ser fornecidos para limitar as temperaturas dentro do sistema a certos níveis exigidos e que as variações de temperatura de ponto a ponto dentro do mesmo sejam minimizadas. Estas considerações são necessárias se um desempenho ótimo e confiável é almejado para sistemas eletrônicos.

Quando o fluxo de calor a ser dissipado é conhecido e o aumento de temperatura permitido acima do ambiente especificado pode-se determinar qual o processo de transmissão de calor, ou combinação destes, que deve ser empregado para o estabelecimento do caminho mais eficiente para se alcançar o esperado desempenho.

Para se dissipar calor de dispositivos eletrônicos de baixa potência é apropriado se utilizar de esquemas simples de resfriamento. O emprego da convecção forçada em sistemas de refrigeração necessariamente engloba o emprego de componentes auxiliares, tais como forçadores mecânicos que trazem problemas correlatos como, vibração, quebras, consumo de potência e ruídos que afetam a confiabilidade total do dispositivo bem como sua eficiência energética. Em tais situações, o resfriamento por convecção natural e radiação oferece uma alternativa atraente e freqüentemente usada.

Contudo, as taxas de transferência de calor que podem ser alcançadas por convecção natural e radiação no ar de uma simples geometria, como por exemplo, uma placa plana na presença de pequenas diferenças de temperatura são baixas. Conseqüentemente, técnicas para aumentar estas taxas, tais como interrupções de superfícies, corrugações e superfícies extendidas são comumente empregadas. As superfícies extendidas, ou aletas, transferem calor dos equipamentos por condução e depois para o ambiente por convecção natural e radiação englobando uma variedade de formas geométricas e orientações em relação ao escoamento que estão em contato.

É significativa a aplicação tecnológica de aletas convectivas e radiativas, que contrasta com a escassa literatura disponível. Somente informações sobre convecção natural, sem a radiação, são encontradas, mesmo levando-se em conta que este modo de transferência de calor normalmente contribui significativamente para a troca total.

Entre as principais publicações sobre conjunto de aletas com convecção natural destacam-se as de Starner e McManus [2] e Welling e Wooldridge [3] que encontraram experimentalmente, para várias configurações de aletas, os coeficientes de transferência de calor médios. Os primeiros estudaram três diferentes orientações com aletas verticais, horizontais e inclinadas a 45° . Determinaram que a orientação

vertical forneceu o maior coeficiente médio de transferência de calor, com exceção feita apenas para a menor altura das aletas, que na direção horizontal produziu o maior coeficiente. Os outros dois pesquisadores, acharam que há um espaço ótimo que maximiza a taxa de transferência de calor convectivo, que depende do comprimento da aleta e, em menor nível, da diferença de temperatura para aletas verticais. Aihara [4] propôs uma metodologia para o cálculo de superfícies aletadas baseada em correlações diferentes para os coeficientes associados a base, extremidades e laterais das aletas.

Fitzroy [5], Levy [6] e Bar-Cohen [7] deduziram condições de espessura, comprimentos e espaçamento entre aletas ótimos para maximização da transferência de calor por convecção natural em aletas.

Em muitas situações reais, uma antepara pode estar posicionada junto a um conjunto de aletas, tanto por determinação de projeto ou decorrente do acaso, como mostra a figura 1.2 a seguir, o que modificará a transferência de calor. Um exemplo desta situação é comumente encontrado quando as superfícies aletadas estão colocadas próximo a uma das paredes do gabinete do equipamento.

Figura 1.2 - Vista de um conjunto de aletas com antepara

Sob condições de convecção natural o fluxo de massa, neste escoamento interno entre a antepara e as aletas, é estabelecido pelo desbalanceamento entre as mudanças das pressões hidrostáticas superior e inferior da parte interna e externa ao canal, produzindo um efeito análogo a uma chaminé. Este empuxo é contrabalanceado pelo atrito extra induzido. Quando uma antepara é colocada perto de uma superfície aletada, o fluxo através do sistema se ajustará para incorporar as mudanças no atrito e no empuxo. Esta geometria é complexa e sob determinadas condições o aumento no atrito causado pela presença da antepara poderá ser superior ao do empuxo adicional, causando redução na taxa de escoamento de massa e transferência de calor. Além do mais, a antepara atuará como um escudo contra a radiação reduzindo esta componente de transmissão de calor das superfícies aletadas para o ambiente.

Estudos realizados em trabalhos anteriores para o caso de convecção forçada e mista para esta configuração, na sua maioria numéricos, apresentaram conclusões que, em alguns casos, indicaram uma aumento na transferência de calor quando a antepara foi usada. Sparrow et al [8] e Sparrow e Hsu [9] previram as distribuições dos números de Nusselt locais sobre aletas longitudinais. Os resultados revelaram distribuições de taxa de transferência de calor altamente não uniformes na base e ao longo das aletas. No caso da antepara tocar a extremidade das aletas, o número de Nusselt alcança o valor máximo numa região entre a base e a extremidade da aleta. Quando existe uma folga entre a antepara e a aleta o mesmo adimensional aumenta monotonicamente em direção à extremidade desta. Sparrow e Kadle [10] realizaram experimentos para determinar o efeito da folga antepara/aleta na transferência de calor em um conjunto de aletas longitudinais em escoamento turbulento em convecção forçada e encontraram que a existência da folga aleta/antepara reduziu significativamente os coeficientes de transferência de calor.

Superfícies aletadas com antepara em convecção mista foram consideradas por Acharya e Patankar [11] e Zhang e Patankar [12] que investigaram, numericamente, em aletas horizontais e verticais os efeitos do empuxo e determinando que os coeficientes de transferência de calor se elevam na presença da antepara.

Para a convecção natural pura em ar (i.e. sem radiação), o efeito de se adicionar uma antepara à um conjunto de aletas foi estudado numericamente por Karki e Patankar [13] que assumindo as aletas com condutividade térmica uniforme e antepara isolada previram um acréscimo das taxas de transferência de calor e fluxo de massa com o aumento da folga em até metade da altura das aletas. Cengel e Zing [14], experimentalmente, encontraram que o uso da antepara eleva a taxa de troca de calor combinada e que um valor máximo é alcançado quando a folga é aproximadamente igual a altura da aleta.

Como pode ser observado as informações sobre a geometria em questão, qual seja, conjunto de aletas posicionadas junto a uma antepara, são escassas apesar desta situação ocorrer freqüentemente no resfriamento de dispositivos eletrônicos. Além disso, estas informações quando disponíveis referem-se somente ao caso de convecção natural, sem se considerar a componente de radiação. Estas constatações motivaram a realização deste trabalho, que tem os seguintes objetivos principais.

Primeiramente obter informações sobre as características de transferência de calor combinada (convecção natural e radiação) de um conjunto de aletas verticais e, em segundo caracterizar os efeitos da presença de anteparas sobre

a transferência de calor de aletas verticais.

Para atender aos objetivos acima descritos, as características de transferência de calor de aletas verticais foram determinadas a partir de um estudo paramétrico experimental. Para isso, foram investigadas aletas de diferentes alturas e comprimentos longitudinais, trabalhando em uma ampla faixa de níveis de temperatura compatíveis com as aplicações práticas. A influência da folga antepara/aleta e das características térmicas do material da antepara foram também investigadas.

A apresentação deste trabalho se inicia, no capítulo seguinte, com o detalhamento do dispositivo experimental usado para se conseguir as condições de contorno e geometrias necessárias. O capítulo 3 descreve os procedimentos experimentais, enquanto o capítulo 4 os passos empregados na redução dos dados coletados. A apresentação e discussão dos resultados é feita no capítulo 5, com as conclusões e recomendações descritas no último capítulo.

Capítulo 2 - DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

2.1 - Descrição Geral

Como comentado no capítulo anterior, o presente trabalho estuda as características da transferência de calor por convecção natural e radiação de um conjunto de aletas verticais, de perfil retangular e de espessura constante; com e sem antepara. Determinou-se, através da investigação experimental, a troca de calor média e a existência de efetivo aumento da transferência de calor empregando-se a antepara.

Com o intuito de se conseguir configurações geométricas distintas e condições de contorno de interesse, foram

projetadas e empregadas durante os experimentos duas seções de testes denominadas, doravante, de conjunto 1 e conjunto 2.

Uma vista explodida da seção de testes é apresentada na figura 2.1. Como pode ser observado, a seção consiste de um conjunto de aletas verticais delimitadas, posteriormente, por uma placa aquecedora revestida com isolamento e frontalmente por outra parede, não aquecida, denominada de antepara, sendo todo este conjunto ladeado por paredes secundárias de sustentação.

Cada seção de teste, na realidade, fornecia três configurações geométricas distintas, conseguidas através da fabricação de cada conjunto de aletas com a maior altura daquelas a serem investigadas. Subseqüentemente, a altura era reduzida através de um processo de usinagem para obtenção da segunda configuração e, mais adiante, com outra redução, se conseguia a terceira configuração. Assim, com apenas dois conjuntos básicos um total de seis geometrias diferentes de aletas eram obtidas.

Os principais componentes do dispositivo experimental incluíam as seções de testes, a estrutura para colocação do conjunto e a instrumentação. A figura 2.2, apresenta uma vista geral do dispositivo. A seção de testes montada na estrutura de

sustentação foi colocada em uma sala com boa estabilidade térmica onde foram realizados os experimentos, como será detalhado mais adiante.

As seções seguintes deste capítulo são direcionadas à uma descrição detalhada dos dispositivos, bem como, da instrumentação empregada.

2.2 - Seção de Testes

2.2.1 - Superfície Aletada

A parte ativa das duas seções de testes consistia de oito aletas montadas sobre uma base, que serão denominadas de superfícies aletadas. Com objetivo de conferir um maior grau de generalidade aos experimentos realizados, as aletas deveriam ser projetadas de modo a apresentarem temperatura uniforme em toda a sua extensão (eficiência igual a 1). Na prática, contudo, tal uniformidade não é estritamente possível, pois sempre há alguma queda de temperatura ao longo das aletas.

Para se reduzir esta queda, um material de elevada condutividade térmica deve ser empregado : o alumínio foi o

material escolhido devido às suas características térmicas, quando trabalhado com ar como fluido de troca de calor, e também por sua excelente usinabilidade e receptividade a tratamentos superficiais. Análises posteriores mostraram uma eficiência da superfície aletada em torno de 98%, sendo assim, assumiu-se que as aletas eram isotérmicas.

Para se evitar problemas de resistência de contato entre as aletas e a base, os conjuntos aletas-bases foram usinados integralmente a partir de uma barra redonda de alumínio com diâmetro de 114,3 mm (4 1/2 pol), com o cuidado de se evitar as imperfeições do material. Uma vez usinadas, a base dos dois conjuntos de aletas possuíam largura de 96,0 mm e espessura de 6,35 mm, com oito aletas de altura inicial, espaçamento entre si e espessura de, respectivamente 30,0 mm; 9,0 mm e 3,0 mm. A distância entre as extremidades laterais da base e as aletas mais externas era de 4,5 mm. A principal diferença entre os dois conjuntos era o comprimento longitudinal, pois o conjunto 1 possuía comprimento de 50,0 mm enquanto o segundo conjunto tinha comprimento de 150,0 mm. As figuras 2.3 e 2.4 apresentam detalhes dos conjuntos base/aletas fabricados.

Uma espessura da base e da aleta mais grossa facilitaria a obtenção da condição de temperatura de parede uniforme. Contudo, as perdas de calor pelas laterais da base de maior

espessura também seriam mais elevadas. Assim, as dimensões selecionadas, tanto para a base quanto para as aletas, foram para valores de compromisso entre as condições de temperatura uniforme satisfatória, menores perdas de calor e quantidade de material.

Após a usinagem das aletas, quatro furos de diâmetro igual a 4,76 mm (3/16 pol) foram confeccionados na base do conjunto 1. Dois furos nas laterais, exatamente na metade do comprimento, para fixação dos suportes laterais e os outros dois na parte traseira para acomodação da placa aquecedora. Quatro parafusos de latão, com o mesmo diâmetro, foram fixados por um dos extremos a estes furos para permitir a acomodação e servir como guia dos componentes acima mencionados. Para o segundo conjunto, com os mesmos propósitos do primeiro, oito furos foram confeccionados sendo quatro nas laterais e outros quatro na base com os mesmos diâmetros do conjunto 1. Naturalmente, oito parafusos de latão foram usados. Após completadas todas as operações de usinagem, os dois conjuntos foram polidos para se retirar as marcas de usinagem e reduzir a emissividade das superfícies.

A variação da altura das aletas foi conseguida por, inicialmente, fabricar os conjuntos com altura de 30,0 mm, a maior a ser investigada. Então, uma vez que os experimentos eram completados para aquele caso, a altura era reduzida para

20.0 mm por meio de um processo de usinagem em uma fresadora. Nova limpeza e polimento era então realizados. Um procedimento similar ao descrito acima foi utilizado quando do término do experimento com a segunda altura, e as aletas foram reduzidas para a altura de 10,0 mm. Finalmente, para se completar o experimento usinou-se completamente as aletas, fornecendo uma placa plana, que foi utilizada para fornecer dados comparativos.

Instalação dos Termopares

A temperatura das superfícies aletadas foram monitoradas pela leitura de nove termopares, para o conjunto 1, e dez termopares para o segundo conjunto, distribuídos pela base e extremidades das aletas. Os termopares usados eram de fios de cromel e constantan, tipo E AWG 36, com diâmetro de 0,127 mm (0,005 pol) e revestido externamente com teflon de espessura igual a 0,0762 mm (0,003 pol). Estes fios foram escolhidos devido à sua baixa condutividade térmica, minimizando a condução pelo fio que se excessiva, poderia causar um decréscimo de temperatura no ponto de medida, e alto potencial termoelétrico ($60 \mu V/ ^\circ C$) que auxilia na obtenção de medidas com baixas incertezas. Os termopares foram previamente calibrados no Laboratório de Termociências do DEM da PUC-RJ, onde observou-se correspondência com os dados do fabricante (Omega). As junções dos termopares foram soldadas através de

arco elétrico, produzindo junções de pequenas dimensões.

Os termopares foram instalados na base das aletas, distribuídos de forma a detectar possíveis variações de temperatura nas direções horizontal e vertical. Sete furos foram usinados na parte traseira da base do conjunto 1, enquanto oito furos foram utilizados para o segundo conjunto. Estes furos de diâmetro igual a 1,0 mm por 6,0 mm de profundidade, atingiam a uma distância de 0,35 mm da superfície ativa da base. Com o objetivo de se avaliar a queda de temperatura ao longo das aletas, termopares foram instalados em suas extremidades. Não se tentou medir a temperatura das extremidades de todas as aletas do conjunto, portanto apenas dois pontos de medição para os dois conjuntos foram empregados. Furos de 1,0 mm de diâmetro e profundidade foram usinados nas extremidades de uma aleta para os dois conjuntos. Como as variações da altura das aletas eram feitas pela usinagem das extremidades das mesmas, onde se alojavam os termopares, era necessário cortá-los antes da usinagem. Eles eram re-instalados depois da operação completada.

Para fixação dos termopares nos orifícios foi utilizado cimento de óxido de cobre, Thermcoat CO da Omega, com o cuidado especial de se preencher totalmente os furos com o cimento sem aprisionar bolhas de ar, e de posicionar as junções dos termopares no fundo dos orifícios. Nas figuras 2.3 e 2.4 são

apresentadas detalhadamente as posições dos furos para instalação dos termopares, respectivamente para o conjunto 1 com 50,0 mm de comprimento e o conjunto 2 com 150,0 mm.

2.2.2 - Placa Aquecedora

Para se obter a desejada uniformidade de temperatura nas superfícies aletadas, calor era fornecido às mesmas através de uma placa de alumínio aquecida, fixada na parte posterior das superfícies, com espessura de 6,35 mm (1/4 pol), com comprimento e largura de respectivamente 50,0 e 96,0mm para o conjunto 1 e 150,0 e 96,0 mm para o conjunto 2. A escolha do alumínio como material da placa, se deu pelas mesmas razões citadas na seção anterior, quais sejam, alta condutividade térmica, fácil usinabilidade e boa receptividade à tratamentos superficiais.

Com o intuito de se reduzir as perdas de calor através das extremidades, a placa foi chanfrada em 45°, permitindo-se uma espessura de 1,0 mm para se evitar a fragilização da extremidade chanfrada. Como será visto brevemente, o isolamento traseiro foi confeccionado de forma a cobrir essas extremidades.

A placa de 0,05 mm foi eletricamente aquecida por meio de um circuito aquecedor. Fios de constantan, AWG 36 (diâmetro de 0,127 mm com isolamento de teflon de 0,0762 mm de espessura) foram usados como elementos aquecedores.

Para se obter um aquecimento espacial uniforme foi necessário usinar-se um grande número de ranhuras para a acomodar o comprimento adequado de fio aquecedor que forneceria a taxa requerida de aquecimento ôhmico com a fonte de tensão disponível de 110 V c.a.. Assim, para a placa aquecedora do conjunto 1, 23 rasgos horizontais igualmente espaçados de 1,6 mm, com largura e profundidade de 0,5 mm foram usinados na superfície dianteira da placa aquecedora que estaria em contato com a parte posterior da superfície aletada. Os rasgos foram fabricados através de uma ferramenta de corte de 0,5 mm de espessura, montada em um porta-ferramenta rotativo colocado em uma máquina fresadora. Dois rasgos verticais de 0,75 mm de largura e profundidade, também foram feitos para fornecer a interconexão entre dois rasgos horizontais adjacentes.

Para o conjunto 2, 42 rasgos horizontais de 0,5 mm de profundidade e largura com espaçamento de 3,0 mm e dois canais verticais de 7,5 mm também de largura e profundidade foram confeccionados, pelos mesmos motivos expostos para o primeiro conjunto.

Após a usinagem dos rasgos, apareceram cantos vivos nas interseções dos rasgos verticais com os horizontais. Esses cantos pontiagudos, que seriam capazes de cortar o isolamento de teflon dos fios aquecedores e produzir curto-circuitos, foram arredondados por uma meticulosa operação manual de desbaste utilizando lixas e limas. Com o término das operações de usinagem, as superfícies da placa aquecedora foram lixadas para diminuir a rugosidade permitindo um melhor contato entre a superfície aletada e a placa aquecedora.

Os fios aquecedores foram posicionados nos rasgos horizontais em padrão zigue-zague, com os canais verticais para acomodar a curva de 180° do fio no final de cada percurso horizontal. Adicionalmente, para favorecer a condução de calor, os espaços vazios entre a placa aquecedora e a superfície aletada e entre o fio e as ranhuras, foram preenchidos com uma camada de pasta térmica condutora, Implastec.

Apenas um circuito aquecedor foi empregado para o conjunto 1 com resistência elétrica nominal de 72,5 ohms, enquanto que para o conjunto 2, dois circuitos aquecedores independentes foram usados devido a sua maior dimensão. Com o intuito de se obter a condição de temperatura uniforme na placa do conjunto 2, calor foi transmitido da placa aquecedora à superfície aletada de uma maneira não uniforme. A resistência elétrica nominal dos dois aquecedores eram de 76,3 e 111,6

ohms.

A potência era fornecida ao circuito elétrico por meio de fios de cobre, calibre AWG 20, que eram soldados aos fios aquecedores de constantan. Por conveniência, a conexão desses fios foi realizada na parte posterior da placa aquecedora. Assim dois furos passantes de 1,0 mm de diâmetro foram confeccionados na placa do conjunto 1 e quatro no segundo conjunto para facilitar a travessia do fio de constantan da parte anterior para a posterior da placa aquecedora. As conexões soldadas foram isoladas com fita isolante e pressionadas contra a placa aquecedora para evitar o superaquecimento das conexões. O manuseio dos fios de cobre poderia transmitir tensões aos delicados fios aquecedores. Para se evitar este problema, os fios de cobre eram fixados a parafusos de latão colocados na parte posterior da placa aquecedora e foram denominados de "parafusos âncora", conforme mostram as figuras 2.5 e 2.6.

Para permitir a passagem dos termopares fixados à superfície aletada foram feitos sete e oito furos de diâmetro igual 1,0 mm para, respectivamente o conjunto 1 e o 2. Mais dois e quatros orifícios, para o conjunto 1 e 2, de 4,76 mm de diâmetro foram confeccionados para acomodar os parafusos de fixação da placa aquecedora à superfície aletada. Na extremidade livre, porcas e arruelas eram suavemente apertadas para permitir a acomodação das duas superfícies. Somente 10,0

mm de comprimento dos parafusos ficavam livres sendo cobertos pelo isolamento traseiro. A placa aquecedora do conjunto 1 pode ser observada na figura 2.5 enquanto que a placa do conjunto 2 pode ser vista na figura 2.6.

Isolamento Traseiro

Com o intuito de minimizar as perdas de calor indesejáveis, uma camada de lã-de-vidro de espessura de 101,0 mm para o conjunto 1 e de 110,0 mm para o conjunto 2, acomodada em uma caixa de papelão foi afixada na superfície externa de cada placa aquecedora. Por dentro da "caixa" com lã-de-vidro os fios de termopares e os de cobre da ligação do aquecedor passavam, sendo que uma abertura foi feita na caixa para permitir a saída dos mesmos. Como pode ser visto nas figuras 2.7 e 2.8 para os conjuntos 1 e 2, a parte superior e inferior do bloco de lã-de-vidro foram conformados especialmente para cobrir as respectivas extremidades da base da superfície aletada. Portanto, somente a superfície com as aletas ficavam em contato com o ar.

2.2.3 - Antepara

Conforme já mencionado, em muitas situações reais,

aletas operam na presença de obstruções, quer sejam paredes ou estruturas de equipamentos, que podem canalizar ou impedir o fluxo de ar e influir na natureza da troca de radiação com o ambiente. Objetivando-se, assim, simular uma condição real de operação, empregou-se uma antepara que se constituiu na segunda superfície principal das seções de testes. Duas placas de características térmicas diferentes foram fabricadas para se verificar a influência das mesmas na transferência de calor das aletas para o ambiente.

A primeira antepara, constituiu-se de uma placa de celoron, escolhida devido as suas características isolantes, com espessura de 2,0 mm e dimensões de 50,0 x 96,0 mm para o conjunto 1 e 150,0 x 96,0 mm para o conjunto 2. A face interna da antepara, que "enxerga" as aletas, foi forrada com uma folha de alumínio polida de 0,05 mm de espessura para se obter uma superfície hidrodinamicamente suave e refletora de radiação. Posteriormente, pintou-se a antepara com uma tinta negra para se verificar o efeito na radiação de uma superfície absorvedora. A tinta empregada era Nextel-Velvet Coating, preta, da Companhia 3-M. Externamente fixou-se a placa de celoron, para se evitar perdas indesejáveis de calor, uma chapa de poliestireno expandido (Isopor) de 10,0 mm de espessura.

A segunda antepara foi fabricada a partir de uma chapa

de folha de flandres com espessura de 0,6 mm dobrada em U nas laterais para permitir a acomodação entre os suportes laterais. Ambas as faces foram pintadas, com a mesma tinta empregada na outra antepara, para aumentar a emissividade da superfície.

O tamanho exato do canal dependia da folga pretendida entre a extremidade das aletas e a antepara. Variou-se esta folga parametricamente, como será explicado brevemente.

Instalação dos Termopares

As temperaturas das anteparas foram monitoradas pela leitura de três termopares distribuídos através nas mesmas. Os termopares e o procedimento de sua montagem são os mesmos descritos na seção 2.2.1. Furos de 1,0 mm de diâmetro e profundidade de 11,0 mm foram confeccionados para acomodação dos fios, posicionados diretamente atrás do papel alumínio que cobria as anteparas, de modo que as junções dos termopares realmente estivessem tocando o papel. O mesmo número de termopares foi empregado para as duas anteparas metálicas. Empregou-se, neste caso, um adesivo térmico à base de epoxi, Omegabond 101 da Omega Eng., para fixá-los à superfície, pois não foi possível furar a chapa devido à sua pequena espessura.

As figuras 2.9 e 2.10 apresentam as dimensões das anteparas isoladas dos conjuntos 1 e 2 e as figuras 2.11 e 2.12 as anteparas metálicas empregadas nos dois conjuntos, bem como o posicionamento dos termopares nas mesmas.

2.2.4 - Suportes Laterais

Duas superfícies laterais compostas de placas de celeron foram fabricadas para completar a geometria do canal, sustentar a seção de testes e evitar o escoamento transversal de fluido ao longo das laterais do conjunto. Possuindo espessura de 2,0 mm, foram revestidas externamente com chapas de "isopor" de 10,0 mm de espessura e dimensões de 215,0 x 50,0 mm para o conjunto 1 e de 235,0 x 150,0 mm para o segundo conjunto. As paredes laterais internas dos suportes, que delimitavam o canal de escoamento do fluido, foram revestidas com folhas de alumínio polidas de 0,05 mm de espessura para refletir a radiação proveniente das aletas e fornecer superfícies hidrodinamicamente suaves.

Para fixação dos fios de nylon de sustentação da seção de testes, dois furos de 3,0 mm de diâmetro foram feitos nas duas extremidades superiores dos suportes dos dois conjuntos. Para fixação dos suportes às seções de testes por meio de parafusos de latão, o conjunto 1 recebeu, em cada suporte, um

furo de diâmetro igual a 4,76 mm, enquanto que o conjunto 2, dois furos de mesma dimensão, em cada suporte. Na figura 2.13 é apresentada em duas vistas o suporte lateral do conjunto 1 e na figura 2.14 a mesma apresentação para o conjunto 2.

2.3- Montagem das Seções de Testes

Como a montagem das seções de testes é idêntica para os dois conjuntos, apenas uma delas será descrita. A operação de montagem era iniciada pela fixação da placa aquecedora, com os fios aquecedores já posicionados nos rasgos, à superfície aletada por meio de parafusos de latão. Posteriormente, o bloco de isolamento de lã-de-vidro era posto na parte traseira da placa aquecedora após a soldagem dos fios de cobre aos de constantan da resistência aquecedora. Soldava-se, então, os fios de termopar aos conectores e finalmente os suportes laterais eram aparafusados ao conjunto superfície aletada-placa aquecedora. A antepara era posicionada entre os suportes, mas sem estabelecer sua distância em relação a extremidade da aleta que era feito antes de cada corrida e será comentada no capítulo 3, a seguir.

Neste ponto a seção de testes estava pronta para ser montada na estrutura de sustentação e pode ser melhor compreendida observando-se a figura 2.15, que mostra uma vista

superior do conjunto montado.

2.4 - Estrutura de Sustentação

A estrutura de sustentação empregada foi a mesma para os dois conjuntos de testes. Para tal, foi dimensionada para acomodar as mesmas sem, contudo, obstruir o escoamento do fluido nas redondezas do canal. Construída em perfis de aço Endusa, onde a seção de teste estava posicionada dentro de seus limites e permitindo a elevação dos conjuntos sobre o solo de maneira controlada, a uma altura aproximada de 1,0 m. Todas as duas seções de testes foram suspensas por meio de fios de nylon presos a quatro conjuntos coroa-sem-fim localizados na extremidade superior da estrutura que permitiam, quando o dispositivo era suspenso, ajustes para se estabelecer a sua correta orientação. A figura 2.16.a) apresenta as dimensões da estrutura e a 2.16.b) mostra em detalhe o mecanismo coroa-sem-fim.

Optou-se pela suspensão dos conjuntos para se evitar perdas de calor indesejáveis que existiriam caso as seções de testes estivessem apoiadas em estruturas rígidas. Também estavam afixadas à estrutura o banho de gelo e os conectores para os termopares. Lateralmente, um fio de arame foi colocado, preso às extremidades superior e inferior da

estrutura, para acomodar os termopares para controle de temperatura do ar ambiente.

2.5- Circuito de Controle de Potência e Instrumentação

Os experimentos envolveram a determinação da taxa de transferência de calor em regime permanente do conjunto de aletas para diversos valores da diferença de temperatura entre a placa e o ambiente. Como já explicado, o aquecimento das superfícies aletadas foi realizado através da passagem de corrente nos fios de resistência elétrica acomodados em rasgos na placa aquecedora. Assim, a instrumentação necessária para o experimento incluía meios de se fornecer a potência elétrica e medir as temperaturas sentidas pelos termopares, daí esta seção descrever o circuito elétrico construído para controlar e medir a potência fornecida aos circuitos aquecedores.

Aproveita-se, também, para detalhar as conexões usadas na medição das forças eletromotrizes geradas pelos termopares. Apesar de duas seções de testes terem sido empregadas, a descrição que se segue focalizará somente uma das seções, pois os circuitos de medida e de potência construídos para cada conjunto eram idênticos.

2.5.1 - Circuito de Controle de Potência

A fonte de potência elétrica usada era a disponível da rede de instalações de 110 V c.a.. Contudo, durante o curso dos experimentos era necessário aplicar diferentes voltagens aos fios aquecedores para se alcançar os diversos níveis de diferença de temperatura entre as aletas e o ambiente. O arranjo usado para se obter tal configuração é ilustrado na figura 2.17, esquematicamente, onde também é detalhada a instrumentação para medição da potência fornecida.

Cada circuito de aquecimento da placa aquecedora (um para o conjunto 1 e dois para o segundo conjunto) foi controlado por um auto-transformador variável AUJE, modelo M-1102 com variação de 0 a 110 V, 2 amperes e 60 Hz. A queda de voltagem em cada aquecedor era medida com o auxílio de fios conectados a junção dos fios de cobre com os de constantan, da resistência aquecedora. A corrente que passava em cada circuito era medida em termos de uma queda de voltagem através de uma resistência calibrada de 0,1 ohms. Um seletor de canais foi empregado para selecionar a voltagem a ser medida em um multímetro digital Fluke, modelo 8000A.

2.5.2 - Circuito de Medição da Temperatura

Como comentado anteriormente, as temperaturas eram medidas usando-se termopares de cromel-constantan, tipo E AWG 36, revestidos de teflon (diâmetro de 0,127 mm ou 0,005 pol). A curva de calibração empregada para converter voltagem em temperatura será apresentada no capítulo 4. A figura 2.18 apresenta, de forma esquemática, o circuito de medição usado. Por simplicidade, apenas uma seção de testes será representada, pois ambos os conjuntos eram igualmente instrumentados com termopares.

No geral, para o conjunto 1 (comprimento longitudinal de 50,0 mm), nove temperaturas eram medidas na superfície aletada, duas para o ambiente, três na antepara e duas para referência de gelo, enquanto que para o conjunto 2 (comprimento longitudinal de 150,0 mm) tinha-se respectivamente, dez na superfície aletada, duas para o ambiente, três na antepara e duas para a referência.

Para o conjunto 1, os termopares da superfície aletada, do ar e de uma referência foram soldados na metade fêmea de um conector DB-25, de 25 pinos e os da antepara e da outra referência em outra metade de um conector DB-15, de 15 pinos. No conjunto 2, os termopares de uma referência, da superfície

aletada e um do ar foram conectados da mesma forma em um DB-25, enquanto que o outro do ar, da antepara e da segunda referência em um conector DB-15. Nas metades macho dos conectores, 32 fios para o conjunto 1, e 34 fios para o segundo conjunto, todos de cobre AWG 22 foram soldados, ligando os termopares a uma chave seletora. Esta chave selecionava qual termopar seria conectado ao microvoltímetro, digital ECB modelo 4500 com escala de 0 a 39999 μV , precisão de $\pm 0,01\%$ do valor do sinal.

Os conectores eram isolados em uma caixa de poliestireno expandido para reduzir suas respostas as flutuações de temperatura do laboratório e os fios de cobre, que eram muito longos devido a distância entre os conectores e as chaves seletoras, foram revestidos externamente com folhas de alumínio para reduzir as interferências eletromagnéticas que poderiam resultar em leituras erradas no microvoltímetro.

2.6 - Ambiente de Testes

O local utilizado para os experimentos foi dimensionado para fornecer um ambiente tranquilo, livre de movimentos de correntes de ar que poderiam afetar as características de transferência de calor e de escoamento das seções de testes analisadas. Para que um ambiente infinito pudesse ser modelado, este deveria ter um volume significativamente maior que o das seções de testes. Estes objetivos foram conseguidos através da

instalação de todo o dispositivo em uma sala com dimensões internas de 4,40x3,00x2,75 m (comprimento x largura x altura), situada longe de paredes exteriores, repleta de objetos com grande capacidade térmica, auxiliando na obtenção de uma boa estabilidade térmica. Durante os experimentos realizados a maior variação de temperatura da sala em período de 10 horas foi de 0,3 ° C.

A sala não possuía condutos de ventilação passando em suas paredes, nem era permitida a entrada de pessoas durante os testes, exceto quando o dispositivo necessitava de mudança ou o gelo usado para referência necessitava de troca.

Dois termopares tipo E, cromel e constantan, estavam presos a estrutura distantes 12,0 mm da seção de testes. Foram montados em um fio de arame posicionados a 50,0 mm acima e abaixo das seções de testes. Estes termopares, revestidos nas junções com papel alumínio para se evitar efeitos de radiação, foram empregados para determinar a temperatura do ar na sala de testes indicando a existência de estratificações de temperaturas indesejáveis no ambiente.

Toda a instrumentação, comentada nas duas seções precedentes, estava situada em uma sala adjacente. Medições da umidade relativa, temperatura do laboratório e da pressão

barométrica foram tomadas para cada corrida.

Figura 2.1 - Vista explodida da seção de testes.

Figura 2.2 - Vista geral do dispositivo experimental.

Figura 2.3 - Duas vistas da superfície aletada $L=50,0\text{ mm}$ a) frontal e b) superior (dimensões em milímetros).

Figura 2.4 - Duas vistas da superfície aletada $L = 150,0$ mm a) superior e b) frontal (dimensões em milímetros).

Figura 2.5 - Duas vistas da placa aquecedora L = 50,0 mm a) lateral e b) superior (dimensões em milímetros).

Figura 2.6 - Duas vistas da placa aquecedora $L = 150,0$ mm. a) superior e b) lateral (dimensões em milímetros).

Figura 2.7 - Duas vistas do isolamento traseiro $L = 50,0$ mm a) frontal e b) lateral (dimensões em milímetros).

Figura 2.8 - Duas vistas do isolamento traseiro $L=150,0$ mm a) lateral e b) frontal (dimensões em milímetros).

Figura 2.9 - Duas vistas da antepara isolada $L = 50,0$ mm a) superior e

b) lateral (dimensões em milímetros).

Figura 2.10 - Duas vistas da antepara isolada $L = 150,0\text{mm}$) lateral e b) superior
(dimensões em milímetros).

Figura 2.11 - Duas vistas da antepara metálica $L = 50,0 \text{ mm}$ a) lateral e b) frontal (dimensões em milímetros).

Figura 2.12 - Duas vistas da antepara metálica $L=150,0$ mm a) frontal e b) lateral (dimensões em milímetros).

Figura 2.13 - Duas vistas do suporte lateral $L = 50,0\text{ mm}$ a) frontal e b) lateral
(dimensões em milímetros).

Figura 2.14 - Duas vistas do suporte lateral L=150,0 mm a) lateral e b) frontal (dimensões em milímetros).

Figura 2.15 - Vista geral da seção de testes.

Figura 2.16 - a) Vistas lateral e frontal da estrutura de elevação
b) Detalhe do mecanismo de elevação (dimensões em milímetros).

b)

a)

Figura 2.16 - a) Vistas lateral e frontal da estrutura de sustentação e
b) Detalhe do mecanismo de elevação (dimensões em milímetros).

Figura 2.17 - Diagrama esquemático do circuito de controle e medida de potência.

Figura 2.18 - Diagrama esquemático do circuito de medida de temperatura.

Capítulo 3 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 - Introdução

O presente capítulo descreve os procedimentos experimentais usados para se obter os dados das corridas de transferência de calor com exatidão e repetibilidade. Os vários procedimentos a serem detalhados incluem, (a) montagem e desmontagem das seções de testes na estrutura, (b) redução da altura das aletas; (c) ajuste da folga entre a extremidade das aletas e a antepara e o intercâmbio das anteparas. Como todos os procedimentos são iguais para os dois conjuntos somente uma descrição será dada.

3.2 - Montagem e Desmontagem das Seções de Testes na Estrutura

Após a montagem das seções de testes, descrita na seção 2.3, os conjuntos estavam aptos a serem posicionados na estrutura e as seguintes etapas foram seguidas para este fim.

i) Apoiava-se o dispositivo sobre uma chapa dentro da estrutura de sustentação.

ii) Os quatro fios de nylon, ligados aos mecanismos coroa-sem-fim, eram fixados as extremidades laterais superiores dos suportes.

iii) A chapa de apoio era retirada e o conjunto era suspenso até a altura de 1,0 m do solo.

iv) Procedia-se ao nivelamento do conjunto com auxílio de dois marcadores de nível tipo bolha.

v) Conectava-se o terminal dos fios de termopar e o circuito de potência.

vi) Testes preliminares para verificação do funcionamento dos circuitos de alimentação e controle e da medição dos termopares eram feitos.

Neste ponto, o dispositivo estava pronto para os experimentos necessitando apenas do ajuste da folga entre a antepara e a extremidade das aletas, que será descrito brevemente. Para a desmontagem, as etapas eram as seguintes.

i) Desconectavam-se os terminais dos fios de termopar e potência.

ii) Colocava-se a chapa de apoio sob o dispositivo.

iii) Cuidadosamente, abaixava-se o dispositivo pelo manuseio do mecanismo coroa-sem-fim até a seção de testes estar apoiada sobre a chapa.

iv) Cortava-se os fios de nylon junto a fixação nos suportes laterais da seção de testes.

O dispositivo estava, então, liberado da estrutura de sustentação.

3.3 - Redução da Altura das Aletas

Os seguintes passos foram realizados até a operação de usinagem associada à redução de altura das aletas. Os procedimentos iniciais são os mesmos para retirada do dispositivo da estrutura, detalhado na seção anterior.

i) Com um cortador de fios eram retirados os termopares da extremidade das aletas.

ii) Os fios de termopares da base da superfície aletada

eram desconectados.

iii) Retirava-se os suportes laterais e a antepara.

iv) O isolamento traseiro e a placa aquecedora eram cautelosamente separados da superfície aletada para evitar tensões excessivas aos fios aquecedores.

Neste momento, a superfície aletada estava pronta para a operação de usinagem. Os termopares cimentados na sua base não eram retirados. Os detalhes da usinagem já foram descritos, na seção 2.2.1 . As próximas etapas descrevem a remontagem do dispositivo após o término da usinagem .

v) Novos orifícios eram feitos na extremidade das aletas para acomodação dos termopares com novas junções.

vi) Polimento e posterior limpeza da peça por meio de jatos de ar.

A partir daí, seguem-se os mesmos procedimentos descritos nas seções 2.3, para montagem das seções de testes, e 3.2, para colocação dos conjuntos na estrutura. Na figura 3.1.a) observa-se esquematicamente a redução da altura das aletas.

3.4 - Ajuste da Folga e Troca das Anteparas

Inicialmente para os dois conjuntos de testes, e para cada altura de aleta, eram realizadas as corridas sem o emprego da antepara. Estas corridas se constituíram em padrões de referência para posterior comparação com os casos com antepara.

Após estas corridas sem a antepara, colocava-se a antepara entre os suportes laterais em frente à superfície aletada. A antepara era posicionada através da medição da distância até a extremidade das aletas, empregando-se um paquímetro. As quatro folgas usadas eram com a antepara tocando a extremidade das aletas (folga nula), com 25%, 50% e 100% da altura das aletas, e podem ser vistas, esquematicamente, na figura 3.1.b).

Realizava-se a troca da antepara isolada pela metálica após o término de uma série de experimentos com a primeira. Retirava-se então, cuidadosamente, os três termopares empregados e colocava-se na antepara metálica através da colagem dos mesmos, como citado na seção 2.2.3. Finalmente, posicionava-se a antepara metálica, por meio do mesmo procedimento descrito no parágrafo anterior, entre os suportes laterais.

3.5 - Corrida para Dados de Transferência de Calor

A presente seção descreve os procedimentos utilizados para as corridas de dados para transferência de calor.

Dependendo do conjunto de testes a ser empregado no experimento em particular, uma ou duas voltagens deveriam ser ajustadas nos autotransformadores. A relação entre os ajustes de voltagem dos circuitos elétricos, que forneciam a desejada uniformidade de temperatura nas aletas e a diferença de temperaturas entre as aletas e o ambiente, eram conhecidas por experiência anterior adquirida em corridas teste.

Uma vez ajustadas as voltagens desejadas, a potência era fornecida aos circuitos aquecedores até se alcançar a condição de regime permanente, monitorada pela verificação dos termopares localizados nas aletas. Em geral, entre 2:30 e 3:30 horas eram suficientes para se atingir o regime permanente. Após alcançado este tempo, dava-se uma margem de 15 minutos e as temperaturas do fluido, da aleta e da antepara e as voltagens e correntes do aquecedor eram lidas e anotadas. Daí, uma nova voltagem, sempre crescente, era aplicada para a próxima corrida. Então ao se alcançar o regime permanente, repetia-se o processo anteriormente descrito.

Uma característica importante que permitiu a realização de uma média de quatro corridas durante um dia, era que a temperatura do laboratório permanecia estável com variações de no máximo $0,3^{\circ}\text{C}$ por dia. A efetividade do procedimento experimental adotado pode ser atestada pelo fato de que em todos os experimentos efetuados, o desvio máximo de uniformidade de temperatura, na sala de testes, em relação a diferença de temperatura entre a aleta e o ar variou de 0 a 0,7% para o conjunto 1 e de 0 a 0,45% para o segundo conjunto.

Seis corridas com diferentes diferenças de temperatura para cada espaçamento eram realizadas, empregando-se duas anteparas com características diferentes, totalizando 48 corridas para cada seção de testes. Como para cada seção de testes três alturas de aletas foram empregadas, somando 144 corridas para cada seção de testes, totalizando 288 experimentos. Contabilizando-se os casos sem antepara e a placa plana vertical chega-se a 334 experimentos realizados. A tabela 3.1 apresenta todas as configurações estudadas.

Tabela 3.1 - Dimensões das aletas estudadas

L (mm)	H (mm)	c (mm)	L (mm)
50,0	30,0	s/a	150,0
50,0	30,0	0	150,0
50,0	30,0	7,5	150,0
50,0	30,0	15,0	150,0
50,0	30,0	30,0	150,0
50,0	20,0	s/a	150,0
50,0	20,0	0	150,0
50,0	20,0	5,0	150,0
50,0	20,0	10,0	150,0
50,0	20,0	20,0	150,0
50,0	10,0	s/a	150,0
50,0	10,0	0	150,0
50,0	10,0	2,5	150,0
50,0	10,0	5,0	150,0
50,0	10,0	10,0	150,0

Obs.: s/a : sem antepara

a)

b)

Figura 3.1 - Diagrama esquemático da a) redução da altura das aletas e b) variação da folga entre a extremidade das aletas e a antepara.

Capítulo 4 - REDUÇÃO DE DADOS

O objetivo da redução de dados era o de calcular, a partir das informações medidas, os parâmetros adimensionais que foram usados na apresentação dos resultados experimentais, além de fornecer informações que eram empregadas para verificar se os experimentos estavam em níveis aceitáveis de uniformidade de temperatura da superfície aletada. Como mencionado anteriormente, as quantidades experimentais medidas englobavam a corrente e queda de voltagem nos circuitos aquecedores, a força eletromotriz gerada nos termopares e a pressão barométrica. Estes dados eram processados para fornecer a taxa de transferência de calor e as temperaturas da superfície aletada, do ar e da antepara. O coeficiente de transferência de calor foi avaliado a partir da potência fornecida e das temperaturas

do ar e das aletas. As várias quantidades adimensionais usadas para caracterizar os resultados, tais como os Números de Nusselt, Rayleigh e Prandtl foram calculadas e serão descritas em breve. Como a temperatura é a grandeza que aparece em todos os resultados, o método de sua determinação será comentado em primeiro lugar.

4.1 - Determinação das Temperaturas

As temperaturas da superfície aletada, ar e antepara foram calculadas a partir da força eletromotriz gerada pelos termopares, usando a seguinte equação de calibração.

$$T = - 0,128 + 17,195 e_i - 0,251 e_i^2 \quad (4.1)$$

Onde T é a temperatura em °C e e_i é a diferença entre a fem gerada pelo termopar e a do termopar de referência, dada em mV. A equação (4.1) foi obtida a partir de uma prévia calibração realizada no Laboratório de Termociências do DEM da PUC-RJ.

As temperaturas médias das superfícies aletadas foram determinadas pela média das temperaturas sentidas pelos 9

termopares para o conjunto 1, e 10 termopares para o conjunto 2 instaladas nas mesmas. A temperatura do fluido de trabalho, o ar, foi obtida pela média das temperaturas determinadas pelos dois termopares posicionados verticalmente na sala de testes. A temperatura das anteparas, T_s , foi conseguida pela média das temperaturas sentidas pelos três termopares lá instalados.

Uma vez determinada as temperaturas do ar e das superfícies aletadas, os níveis de estratificação da temperatura do ar e as não uniformidades de temperatura nas aletas foram calculadas em relação à diferença média de temperatura entre as aletas e o ar. A não uniformidade da temperatura das superfícies aletadas foi definida por,

$$\delta T_p = \left[\frac{0,5 (T_{\max} - T_{\min})}{(T_p - T_a)} \right] \times 100 \quad (4.2)$$

onde $T_{\max}$ e $T_{\min}$ são, respectivamente, as leituras de temperatura máxima e mínima da superfície aletada. Analogamente, a estratificação da temperatura do ar δT_a foi calculada pela mesma equação (4.2) onde $T_{\max}$ e $T_{\min}$ representam as temperaturas máxima e mínima do ar, medidas na sala de testes. As diferenças de temperaturas medidas nos experimentos realizados variaram de 7,0 °C a 140,0 °C.

4.2 - Propriedades do Ar

As propriedades do ar foram avaliadas na temperatura média de película T_f , que foi definida como a média aritmética das temperaturas médias da superfície aletada e do ar. Então,

$$T_f = 0,5 (T_p + T_a) \quad (4.3)$$

Era necessário, para redução dos dados experimentais, o conhecimento das seguintes propriedades do ar : condutividade térmica K , calor específico a pressão constante C_p , viscosidade dinâmica μ , densidade ρ e coeficiente de expansão volumétrica β . As correlações usadas para representar as dependências de K , C_p , μ e ρ em relação à temperatura do ar foram obtidas de [15]. A representação da condutividade térmica e da viscosidade dinâmica apresentam desvios padrão de respectivamente $1,622 \times 10^{-4}$ W /m K e $8,511 \times 10^{-8}$ N s/m².

Para se determinar o valor do coeficiente de expansão volumétrica, β , assumiu-se que o ar se comportava como gás ideal, dentro da faixa das condições experimentais, de acordo com a expressão

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (4.4)$$

A seguir são mostradas as expressões empregadas para as propriedades e suas faixas de validade.

- Condutividade Térmica (K)

O valor de K em W /m K, foi determinado de [15] como:

$$K = 1,3003035 \times 10^{-3} + 9,3676581 \times 10^{-5} T_f - 4,4424691 \times 10^{-8} T_f^2 + 2,3171580 \times 10^{-11} T_f^3 - 6,5997572 \times 10^{-15} T_f^4 \quad (4.5)$$

Onde T_f em K, varia de 200 a 1500 K.

- Calor Específico a pressão Constante (C_p)

O valor de C_p em cal/g K foi obtido de [15] como

$$C_p = 1045,356 - 0,3161783 T_f + 7,08381 \times 10^{-4} T_f^2 - 2,7052 \times 10^{-7} T_f^3 \quad (4.6)$$

Onde T_f em K, varia de 260 a 610 K.

- Viscosidade Dinâmica (μ)

O valor de μ em N s/m^2 foi obtido de [15] como

$$\mu = 2,2879728 \times 10^{-6} + 6,2597929 \times 10^{-8} T_f - 3,139564 \times 10^{-11} T_f^2 + 8,1503801 \times 10^{-15} T_f^3 \quad (4.7)$$

Onde T_f em K, varia de 200 a 1500 K.

- Densidade (ρ)

O valor de ρ em Kg/m^3 foi retirado de [15] como

$$\rho = 352,989 \left[\frac{1}{T_f} \right] \quad (4.8)$$

Onde T_f em K varia de 200 a 1500 K.

4.3 - Cálculo dos Números de Nusselt e Rayleigh

Os números de Nusselt médios para as superfícies aletadas foram calculados baseados no espaçamento entre aletas s ,

$$Nu_s = \frac{h_s}{K} \quad (4.9)$$

O coeficiente de transferência de calor médio h foi definido como

$$h = \frac{Q}{A (T_p - T_a)} \quad (4.10)$$

Substituindo-se o valor de h da equação (4.10) na (4.9) chega-se ao Número de Nusselt usado,

$$Nu_s = \frac{Q_s}{A K (T_p - T_a)} \quad (4.11)$$

onde,

A = área da placa base (m^2)

K = condutividade térmica do fluido ($W / m K$)

Q = Potência fornecida as superfícies aletadas (W),
definida como a diferença entre a potência elétrica gerada
pelos aquecedores e as perdas de calor por convecção para o
ambiente, determinada pela seguinte equação

$$Q = V I - Q_{\text{perdas}} \quad (4.12)$$

I = corrente que passa nos aquecedores (A)

Q_{perdas} = perdas de calor por convecção para o ambiente, definidas no apêndice A (W)

s = espaçamento entre aletas (m)

T_a = temperatura média do ar ($^{\circ}\text{C}$)

T_p = temperatura média da superfície aletada ($^{\circ}\text{C}$)

V = queda de tensão dos aquecedores (V)

O coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt, acima definidos, refletem diretamente a taxa de troca térmica do conjunto aletado por unidade de diferença de temperatura aleta-ambiente, uma vez que não foram utilizados comprimentos que variassem com a geometria da aleta. O espaçamento entre aletas e a área da placa base, foram usadas como dimensões características, e desta forma mudanças em h e Nu de uma geometria para outra indicam diferenças reais na taxa de transferência de calor por unidade de temperatura, isto é, $Q/(T_p - T_a)$.

Na execução dos experimentos, a variável independente era a diferença de temperatura ($T_p - T_a$), daí, o emprego de uma versão adimensional desta diferença que é definida como o

Número de Rayleigh do canal, baseado no espaçamento s , para apresentação dos resultados experimentais

$$Ra_s (s/L) = Gr_s Pr (s/L) \quad (4.13)$$

Gr_s é o Número de Grashof, definido como

$$Gr_s = \frac{g \beta \rho^2 (T_p - T_a) s^3}{\mu^2} \quad (4.14)$$

onde,

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

β = coeficiente de expansão volumétrica do ar (K^{-1})

ρ = densidade do ar (Kg/m^3)

μ = viscosidade dinâmica do ar ($N s/m^2$)

Na equação (4.13), Pr é o Número de Prandtl $\mu C_p / K$

onde

K = condutividade térmica do ar ($W /m K$)

C_p = calor específico a pressão constante do ar ($J/Kg K$)

Pode ser observado que, novamente, a dimensão característica destas equações foi o espaçamento constante entre aletas s .

4.4 - Cálculo das Perdas de Calor

As perdas de calor Q_{perdas} , foram calculadas baseadas em um modelo de transmissão de calor unidimensional (ver apêndice A) que foram descontadas, como já mencionado anteriormente, da potência elétrica fornecida pelos circuitos aquecedores.

4.5 - Cálculo da Transferência de Calor por Radiação

A componente de transferência de calor por radiação Q_r do modo combinado foi calculada numericamente e será apresentada, detalhadamente no apêndice B.

4.6 - Amostra de Cálculo

Um programa de computador seguindo os procedimentos detalhados neste capítulo foi desenvolvido para reduzir os

dados experimentais. Nesta seção uma corrida de cálculos, ilustrando um procedimento de redução de dados típico, será apresentada. Escolheu-se para tal fim, o conjunto 2, de comprimento longitudinal igual a 150,0 mm, como um exemplo bem representativo de todo o procedimento envolvido.

4.6.1 - Dados Medidos

Leituras dos termopares na superfície aletada

Termopar	Fem (mV)
1	5,449
2	5,431
3	5,409
4	5,407
5	5,406
6	5,381
7	5,357
8	5,341
9	5,317
10	5,419

Leitura dos termopares no ar

Termopar	Fem (mV)
11	0,011
12	0,001

Leitura dos termopares na antepara

Termopar	Fem (mV)
13	3,465
14	3,311
15	2,322

Leitura das referências no gelo

Termopar	Fem (mV)
16	-1,318
17	-1,318

Voltagem e voltagem shunt dos aquecedores

Aquecedor #	Voltagem (V)	Voltagem shunt (mV)
1	23,90	30,22
2	44,70	39,80

Altura das aletas $H = 10,0 \text{ mm}$

Espaço entre aletas $s = 9,0 \text{ mm}$

Folga entre a extremidade da aleta e a antepara $c = 0$

Área da placa base $A = 0,0144 \text{ m}^2$

4.6.2 - Determinação das Temperaturas das Aletas, Ar e Antepara

Para o primeiro termopar:

$$T = -0,128 + 17,195 [5,449 - (-1,318)] - 0,2581 [5,449 - (-1,318)]^2 \quad (4.1)$$

$$T = 104,42^\circ \text{ C}$$

Substituindo todas as fems na equação (4.1) tem-se

Termopar	Temperatura (°C)
1	104,42
2	104,16
3	103,86
4	103,84
5	103,82
6	103,48
7	103,15
8	102,93
9	102,60
10	104,00
11	22,27
12	22,10
13	76,21
14	73,94
15	59,04

Temperatura média da superfície aletada

$$T_p = \frac{(104,4 + 104,1 + 103,8 + 103,8 + 103,8 + 103,4 + 103,1 + 102,9 + 102,6 + 104,0)}{10}$$

$$T_p = 103,60 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Temperatura média do ar

$$T_a = (22,27 + 22,10) / 2 = 22,19 ^\circ \text{C}$$

Temperatura média da antepara

$$T_s = (76,21 + 73,94 + 59,04) / 3 = 69,73 ^\circ \text{C}$$

Diferença de temperatura entre as aletas e o ambiente

$$\Delta T = T_p - T_a = 103,63 - 22,19 = 81,44 ^\circ \text{C}$$

Estratificação de temperatura da superfície aletada

$$T_{\max} = 104,42 ^\circ \text{C}$$

$$T_{\min} = 102,60 ^\circ \text{C}$$

$$\delta T_p = 0,5 \left[\frac{(104,42 - 102,60)}{(103,63 - 22,19)} \right] 100 = 1,12 \% \quad (4.2)$$

Estratificação da temperatura do ar

$$T_{\max} = 22,27 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{\min} = 22,10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_a = \left[\frac{(22,27 - 22,10)}{(103,63 - 22,19)} \right] 100 = 0,10 \% \quad (4.2)$$

Temperatura de película

$$T_f = 0,5 (103,63 + 22,19) = 62,91 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.3)$$

$$T_f \text{ (K)} = 273,15 + 62,91 = 336,06 \text{ K}$$

4.6.3 - Propriedades do Ar

- Coeficiente de expansão volumétrica

$$\beta = \frac{1}{336,06} \quad (4.4)$$

$$\beta = 2,976 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Condutividade térmica

$$K = 1,3003035 \times 10^{-3} + 9,367658 \times 10^{-5} (336,06) - 4,442469 \times 10^{-8} (336,06)^2 + \\ + 2,3171580 \times 10^{-11} (336,06)^3 - 6,5997572 \times 10^{-15} (336,06)^4 \quad (4.5)$$

$$K = 2,856 \times 10^{-2} \text{ W /m K}$$

- Calor específico a pressão constante

$$C_p = 145,356 - 0,3161783 (336,06) + 7,08381 \times 10^{-4} (336,06)^2 - \\ - 2,7052 \times 10^{-7} (336,06)^3 = \quad (4.6)$$

$$C_p = 0,241 \text{ cal/g K} = 1008,84 \text{ J/Kg K}$$

- Viscosidade dinâmica

$$\mu = 2,2879728 \times 10^{-6} + 6,2597929 \times 10^{-8} (336,06) - \\ - 3,1319564 \times 10^{-11} (336,06)^2 + 8,150381 \times 10^{-15} (336,06)^3 \quad (4.7)$$

$$\mu = 2,01 \times 10^{-5} \text{ N s/m}^2$$

- Densidade

$$\rho = 352,989 (1 / 336,06) = 1,050 \text{ Kg/m}^3 \quad (4.8)$$

4.6.4 - Determinação da Potência Elétrica de Entrada

Corrente através dos aquecedores

$$I_1 = 30,22 \times 10^{-3} / 0,1 = 0,302 \text{ A}$$

$$I_2 = 39,80 \times 10^{-3} / 0,1 = 0,398 \text{ A}$$

Potência elétrica para cada aquecedor

$$P = V i$$

$$P_1 = 23,90 \times 0,302 = 7,22 \text{ W}$$

$$P_2 = 44,70 \times 0,398 = 17,79 \text{ W}$$

Potência total fornecida

$$P_1 + P_2 = 7,22 + 17,79 = 25,01 \text{ W}$$

4.6.5 - Perdas de Calor

$$Q_{\text{perdas}} = 7,28 \text{ W}$$

4.6.6 - Potência Fornecida às Superfícies Aletadas

$$Q = V I - Q_{\text{perdas}} = 25,01 - 7,28 = 17,73 \text{ W} \quad (4.12)$$

4.6.7 - Números de Nusselt e Rayleigh

Coeficiente médio de transferência de calor

$$h = 17,73 / 0.0144 (103,63 - 22,19) = 15,12 \text{ W /m}^2\text{K} \quad (4.10)$$

Número de Nusselt

$$Nu_s = 9,0 \times 10^{-3} 15,12 / 2,856 \times 10^{-2} = 4,76 \quad (4.9)$$

Número de Prandtl

$$Pr = 2,01 \times 10^{-5} 1008,84 / 2,856 \times 10^{-2} = 0,71$$

Número de Grashof

$$Gr_s = \frac{9,8 \cdot 2,976 \times 10^{-3} (1,050)^2 (103,63 - 22,19) (9,0 \times 10^{-3})^3}{(2,01 \times 10^{-5})^2} \quad (4.14)$$

$$Gr_s = 4.725,1$$

Número de Rayleigh para o canal

$$Ra_s (s/L) = 4.725,1 \cdot 0,71 \cdot (9,0 \times 10^{-3} / 0,15) = 201,29 \quad (4.13)$$

4.6.8 - Cálculo da Transferência de Calor por Radiação

$$Q_r = 4,241 \text{ W}$$

Capítulo 5 - ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1 - Introdução

Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados obtidos com a montagem experimental e os procedimentos descritos anteriormente. A apresentação se concentrará nos resultados de transferência de calor combinados, isto é, convecção natural e radiação, uma vez que esta é a quantidade principal de interesse do ponto de vista de aplicações de engenharia.

Os efeitos sobre as características de transferência de calor das superfícies aletadas negras, causados pela presença de uma antepara, são analisadas parametricamente. Também são apresentadas as contribuições individuais de cada modo de transferência de calor para a taxa total de troca, assim como resultados de temperaturas das anteparas e o desempenho térmico de algumas configurações com aletas cinzas. Resultados para a placa plana vertical foram obtidos para fins de comparação.

5.2 - Parâmetros Adimensionais

Antes de se iniciar a apresentação dos resultados experimentais obtidos, é fundamental que se faça um estudo dos parâmetros adimensionais que governam o problema em questão. Este estudo foi realizado através da adimensionalização das equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia que governam o escoamento tri-dimensional de convecção natural através do canal vertical formado pela superfície aletada e a antepara. Neste procedimento de adimensionalização, baseado nos trabalhos de Karki e Patankar [13] e Sparrow et al. [16], o fluido de trabalho foi considerado como não participante na troca radiativa, ficando as condições de contorno na antepara como responsáveis pela introdução dos parâmetros radiativos no problema. O conjunto de parâmetros adimensionais obtidos nesta análise é apresentado a seguir:

parâmetros geométricos :

L/s , H/s , c/s e w/s

parâmetros convectivos :

Número de Prandtl, $Pr = \mu C_p / K$

Número de Rayleigh, $Ra_s (s/L) = Pr g \beta (T_p - T_a) s^3 / \nu^2 (s/L)$

parâmetros radiativos :

$\phi = T_p / T_a$

$R = \sigma T_a^3 s/K$

Acrescente-se a este conjunto as emissividades da superfície aletada e da antepara e a troca de calor adimensional representada pelo Número de Nusselt, $Nu_s = h s/K$ onde $h = Q / A (T_p - T_a)$, sendo Q a taxa de transferência de calor combinada (convecção natural e radiação) e A a área da placa base das aletas.

Como pode ser observado, o problema em questão depende de dez parâmetros adimensionais, o que torna uma análise paramétrica do mesmo uma tarefa virtualmente impossível. Deve ser ressaltado que caso o problema radiativo não estivesse sendo considerado, a transferência de calor da superfície

aletada protegida pela antepara, representada pelo Número de Nusselt, dependeria apenas de 4 parâmetros adimensionais : H/s , c/s , Pr e $Ra_s(s/L)$. É exatamente a incorporação dos efeitos radiativos que introduz os novos parâmetros ϕ , R , L/s , w/s e emissividades.

Na escolha da dimensão geométrica característica que viria a fornecer os parâmetros adimensionais acima, optou-se pelo uso de uma grandeza que se mantivesse fixa para todos os experimentos realizados. Esta dimensão foi o espaçamento entre aletas, s , constante em todos os experimentos. Desta forma, variações no Número de Rayleigh, $Ra_s(s/L)$, ou no Número de Nusselt, Nu_s , representam realmente variações na diferença de temperatura aletas/ambiente, $T_p - T_a$, e na troca de calor por unidade de diferença de temperatura, $Q / (T_p - T_a)$. Esta prática facilita a interpretação dos resultados. A utilização da área da placa base das aletas, A , na definição do coeficiente de troca de calor facilita a comparação do desempenho de aletas de diferentes alturas porém, de mesmo comprimento longitudinal.

Uma análise cuidadosa dos parâmetros adimensionais apresentados mostra que, para um valor constante do espaçamento s (como é o caso do presente trabalho), não é possível variar-se o Número de Rayleigh, $Ra_s(s/L)$, sem, ao mesmo tempo, variar-se o adimensional ϕ . Isto só seria possível caso fosse viável alterar (e controlar) o nível de temperatura ambiente da

sala de testes, T_a . Como essa alternativa é inviável experimentalmente, conclui-se que não foi possível isolar-se os efeitos sobre Nu_s de ϕ e Ra_s (s/L).

Os resultados numéricos apresentados por Sparrow et al, [16] para o canal vertical sem aletas mostram, no entanto, que a influência do parâmetro ϕ sobre Nu_s é pequena (menor que 5%) para as faixas de temperatura comumente encontradas em aplicações típicas de resfriamento de componentes eletrônicos. Assim, nos resultados que serão apresentados a seguir ϕ não aparece como parâmetro, como consequência de sua pequena influência. O parâmetro R é mantido igual a 0,5, visto que a temperatura ambiente se manteve aproximadamente constante. O parâmetro w/s , também foi mantido constante e igual a 10,67. O Número de Prandtl do ar manteve-se na faixa de 0,70 a 0,715 para todos os experimentos.

5.3 - Placa Plana Vertical

Com o objetivo de validar a montagem, o procedimento experimental e as rotinas de redução de dados, foram realizados experimentos com a configuração de placa plana vertical com superfície negra. Os resultados obtidos estão apresentados na figura 5.1. Nesta figura, o Número de Nusselt baseado no

comprimento longitudinal L , Nu_L , é apresentado como função do Número de Rayleigh também baseado no comprimento longitudinal, Ra_L . Os pontos marcados com triângulos representam os resultados combinados de convecção natural e radiação. As cruzes na figura representam os valores de Nusselt convectivos obtidos através da subtração da contribuição radiativa σT_a^4 . Para efeito de comparação, são também apresentados resultados analíticos obtidos por soluções de similaridade [17]. Como não foi encontrado na literatura nenhum trabalho apresentando resultados combinados de convecção natural e radiação para a placa plana vertical, a verificação possível de ser realizada dos resultados do presente trabalho deve utilizar os resultados de convecção natural pura. Pode ser verificado que a concordância entre os resultados é muito boa. Deve ser ressaltado, que caso um valor para a emissividade da placa inferior a 1 tivesse sido utilizado, a concordância com os resultados da correlação teria sido perfeita. Como o valor da emissividade não foi medido neste trabalho, optou-se por considerar este valor igual a 1.

Os resultados da figura 5.1 mostram que a contribuição radiativa para a troca de calor total é da ordem de 50 a 60% para a faixa de Número de Rayleigh investigada. Pode ser observado também o desvio da tradicional dependência para convecção natural em placas planas do Número de Nusselt com a potência $1/4$ do Número de Rayleigh devido ao efeito da radiação.

5.4 - Casos Base: Aletas sem Antepara

A configuração natural para ser utilizada como caso base para estudo do efeito da presença de anteparas é a superfície aletada sem antepara. Estes resultados são apresentados nas figuras 5.2 e 5.3, respectivamente, para aletas com comprimentos longitudinais iguais a 50 e 150 mm ($L/s = 5,56$ e $16,67$). Nestas figuras, o Número de Nusselt combinado (convecção natural e radiação) baseado no espaçamento entre aletas, s , é apresentado como função do Número de Rayleigh, $Ra_s (s/L)$, para dois valores de razões de aspecto $s/H = 0,45$ e $0,90$. As aletas são negras. Para fins de comparação as figuras apresentam também os resultados combinados de convecção natural e radiação para a placa plana vertical apresentadas anteriormente na figura 5.1, porém re-escritas em forma de Nu_s e $Ra_s (s/L)$.

Uma observação da figura 5.2 mostra que, como era esperado, a utilização de aletas aumenta a taxa de troca de calor da placa base e, que quanto maior a altura da aleta (menor s/H) maior a taxa de troca. No entanto, a magnitude destes aumentos é surpreendentemente baixa se levar-mos em conta o aumento de área de troca de calor proporcionado pelas aletas. De fato, as aletas com $s/H = 0,90$, possuem uma área de troca de cerca de 166% superior à área da placa plana produzindo um aumento na transmissão de calor de apenas 35% em média. Para as aletas com $s/H = 0,45$ o aumento na área de troca

em relação à placa plana é de 333% com um aumento na transferência de calor de cerca de 120%.

Para as aletas com comprimento longitudinal $L = 150$ mm ($L/s = 16,67$), figura 5.3, a magnitude dos aumentos em relação à placa plana é ainda menos significativa. Para aletas com $s/H = 0,90$, um aumento de cerca de 166% produz um acréscimo na taxa de troca em torno dos 35%, enquanto para $s/H = 0,45$ um incremento na área de 333% produz aumentos de apenas 100% na transferência de calor.

Comparando as duas configurações aletadas vê-se que para $L = 50$ mm um aumento na área de troca de 62,5% produziu um incremento em Nu_s em torno de 75%, enquanto para $L = 150$ mm o mesmo aumento percentual de área produz cerca de 45% de acréscimo em Nu_s (ou taxa de troca de calor).

Para explicar este comportamento, deve-se notar que a troca de calor da placa vertical ou das superfícies aletadas é formada por uma parcela de convecção natural e outra de radiação. O aumento na área de troca proporcionado pelas aletas não produz um incremento correspondente na transmissão de calor por radiação com o ambiente devido ao bloqueio parcial da radiação produzido pela presença de aletas adjacentes. Este bloqueio é tanto maior quanto maior for a altura das aletas. Do

ponto de vista de convecção natural a presença de aletas induz o ar a escoar verticalmente através de um canal formado pelas aletas e a base, aberto lateralmente. A interação entre as camadas limites térmicas das três superfícies verticais produz um efeito de saturação térmica do fluido que diminui a taxa de transferência de calor. Este efeito, ausente no caso de placa plana vertical, será tanto mais acentuado quanto maiores forem o comprimento e a altura das aletas.

5.5 - Aletas com Antepara

Será apresentado a seguir o principal resultado deste trabalho: o efeito nas características de transferência de calor da presença de anteparas posicionadas próximo às superfícies aletadas.

Como foi descrito na seção 2.2.3, dois tipos de anteparas com características térmicas distintas foram investigadas. Para facilitar a apresentação dos resultados, estas anteparas serão denominadas de antepara tipo I e tipo II de acordo com as seguintes características:

tipo I: antepara isolada com superfície interna negra,

tipo II: antepara metálica com as superfícies interna e externa negras.

Antes da apresentação dos resultados experimentais obtidos, será feita uma descrição qualitativa dos mecanismos que controlam a transferência de calor na configuração estudada no presente trabalho. Esta descrição proporcionará um melhor entendimento dos resultados apresentados.

O fluxo de calor da superfície aletada é transferido para o ambiente por convecção natural e radiação. A transferência de calor por convecção natural se dá nas superfícies aletadas devido ao escoamento gerado no canal vertical formado entre as aletas e a antepara. Este escoamento é acionado por um desbalanceamento entre as pressões hidrostáticas dentro e fora do canal, devido ao aquecimento do fluido. Quando a folga aleta/antepara é diferente de zero, parte do fluido escoará por entre as aletas e parte através do espaço formado entre a extremidade das aletas e a antepara. A distribuição da vazão de fluido entre estes dois caminhos dependerá das magnitudes relativas das resistências oferecidas ao escoamento. Para pequenas folgas, a maior parte da vazão escoará entre as aletas, enquanto que para folgas maiores o escoamento se dará preferencialmente na folga aleta/antepara.

O escoamento de fluido em convecção natural sobre a superfície aletada com a presença da antepara é fundamentalmente diferente da situação quando a antepara está ausente. No primeiro caso, o escoamento tem as características

de um escoamento forçado, enquanto o segundo assemelha-se ao escoamento de camada limite sobre uma placa plana vertical. Os aumentos na troca de calor decorrentes do escoamento do tipo forçado podem ser, no entanto, atenuados ou até eliminados pela ocorrência da saturação térmica característica de escoamento em canais e ausente nos escoamentos do tipo placa plana vertical.

Parte do calor total transferido por radiação é trocado diretamente com o ambiente através das aberturas superior e inferior do canal. A outra parte é absorvida pela antepara que, por sua vez, transfere parte do calor para o fluido por convecção natural e parte diretamente para o ambiente por radiação através das aberturas superior e inferior.

Da discussão dos parágrafos anteriores, observa-se que a presença da antepara influencia a transferência de calor da superfície aletada através de vários efeitos combinados: reduz a troca de calor direta por radiação com o ambiente, proporciona um empuxo adicional ao escoamento dentro do canal devido ao aquecimento da antepara, oferece resistência extra ao escoamento e produz um escoamento do tipo forçado sobre as aletas.

A magnitude relativa dos parâmetros adimensionais que governam o problema para cada caso em questão determinará quais

destes efeitos eram predominantes sobre o desempenho térmico da superfície aletada.

Os resultados para anteparas do tipo I são mostradas nas figuras 5.4 a 5.7. Nestas figuras, o Número de Nusselt combinado, Nu_s , é apresentado como função do Número de Rayleigh do canal, $Ra_s(s/L)$, para diversos valores adimensionais da folga aleta/antepara, c/H , e para os dois valores da razão de aspecto s/H .

Uma observação geral destas figuras mostra que a presença das anteparas sempre produz uma diminuição na taxa de transferência de calor combinada. Reduções da ordem de 50% foram encontradas para o caso de folga nula, para $s/H = 0,90$ e $L/s = 16,67$ (figura 5.7). Uma característica comum aos resultados apresentados nestas figuras é a dependência monotônica da taxa de transferência de calor combinada com a folga adimensional, c/H . Assim, para folga nula obtém-se o maior decréscimo da transferência de calor e, a medida que a folga é aumentada, os resultados aproximam-se da configuração base sem antepara.

Estes resultados estão de acordo com a descrição feita anteriormente sobre os mecanismos de troca de calor na configuração com antepara. Para o caso de folga nula, os vários

efeitos descritos se combinam produzindo uma redução na transferência de calor. De fato, neste caso de folga nula o escoamento é obrigado a passar pela folga entre as aletas experimentando grande resistência, além de um efeito considerável de saturação térmica e um severo bloqueio de radiação para o ambiente. O empuxo adicional proporcionado pelo aquecimento da antepara aparentemente é insuficiente para superar os outros efeitos.

A medida que a folga aleta/antepara é aumentada um novo caminho para o fluido se abre, diminuindo a resistência ao escoamento, ao mesmo tempo que o bloqueio da radiação também é reduzido. Os resultados mostram que a combinação dos efeitos mencionados nunca chega a produzir taxas de transferência de calor combinadas superiores ao caso base sem antepara.

Uma observação interessante pode ser feita com relação à magnitude do decréscimo da transferência de calor combinada, em relação ao caso base, devido à presença da antepara. Para o caso de aletas com $s/H = 0,45$ (figuras 5.4 e 5.5), a presença da antepara com folga nula produz um decréscimo médio de cerca de 17% para a aleta com maior comprimento longitudinal ($L/s = 16,67$), e de cerca de 25% para a aleta de menor comprimento. Esta tendência é revertida para o caso de aletas com razão de aspecto $s/H = 0,90$ (figuras 5.6 e 5.7). Realmente, decréscimos médios da ordem de 40% são observados para as aletas de maior

comprimento longitudinal , $L/s = 16,67$,enquanto reduções em torno dos 30% são observados para as de menor comprimento ($L/s = 5.56$).

Uma explicação para este comportamento pode ser obtida através de uma análise dos níveis de temperatura atingidos pela antepara nos dois casos. Para auxiliar esta análise as figuras 5.8 e 5.9 foram preparadas. Nestas figuras, a temperatura da antepara, adimensionalizada pela temperatura da superfície das aletas e do ambiente, é apresentada como função da folga adimensional para os dois tipos de antepara utilizados. As figuras 5.8 e 5.9 representam, respectivamente, as configurações com $s/H = 0,45$ e $0,90$ para Números de Rayleigh típicos e para os valores de L/s indicados na legenda.

Comparando-se os gráficos a) e b) da figura 5.8 para o caso de folga nula, verifica-se que a temperatura da antepara do tipo I é superior para o caso de aletas com maior comprimento longitudinal ($L/s = 16,67$). Este maior aquecimento é creditado ao maior bloqueio da radiação produzido pela antepara para o caso de aletas de maior altura ($s/H = 0,45$) e comprimento longitudinal. Para aletas de menor altura, $s/H = 0,90$, (figura 5.9) a temperatura da antepara com folga nula é praticamente a mesma para os dois comprimentos longitudinais das aletas, provavelmente devido ao menor bloqueio da radiação produzido por estas aletas de maior s/H (menor altura).

As figuras 5.10 a 5.13 apresentam resultados obtidos com a utilização de anteparas do tipo II, ou seja, antepara metálica com as superfícies interna e externa negras.

Como pode ser observado nas figuras a presença da antepara tipo II ainda produz um efeito no sentido de reduzir a taxa de troca de calor combinada do caso base, isto é, aletas sem antepara. A magnitude desta redução, no entanto, é bastante reduzida quando comparada aos resultados obtidos com a antepara do tipo I. Este comportamento se deve a área adicional de troca de calor (por convecção natural e radiação) com o ambiente oferecida pela superfície externa deste tipo de antepara. Os resultados indicam que este efeito supera a perda de empuxo adicional produzido pela elevação da temperatura da superfície interna da antepara, que neste caso não atinge os níveis da antepara do tipo I, como pode ser observado nas figuras 5.8 e 5.9.

Os mesmos resultados experimentais apresentados nas figuras 5.4 a 5.7 e 5.10 a 5.13 são re-apresentados nas figuras 5.14 e 5.15. Esta nova apresentação foi preparada com o intuito de enfatizar a dependência da taxa de troca de calor combinada das superfícies aletadas com a folga aleta/antepara. Nestas figuras o Número de Nusselt, Nu_s , é apresentado como função da folga adimensional c/H para parâmetros representativos e para os dois tipos de antepara. Para efeito

de referência o valor do Número de Nusselt para o caso base sem antepara é representado na ordenada direita de cada gráfico.

Pode-se observar nas figuras a tendência dos valores do Número de Nusselt para a antepara do tipo I de assintoticamente atingirem o valor do caso base a medida que a folga aumenta. Esta tendência é bem mais atenuada para a antepara do tipo II.

Os resultados obtidos no presente trabalho mostram uma redução na taxa de transferência de calor combinada das aletas devido a presença das anteparas. Estas conclusões contrastam com os resultados apresentados por Cengel e Zing [14]. Este trabalho é, aparentemente, a única referência disponível na literatura que trata do problema de transferência de calor combinada para aletas verticais com antepara. Os citados autores apresentam aumentos da ordem de 30% na troca de calor devido a utilização de anteparas. Estes resultados, entretanto, devem ser vistos com cautela pois, como será mostrado a seguir referem-se a uma situação particular.

O trabalho de Cengel e Zing utiliza aletas verticais disponíveis no mercado destinadas ao resfriamento de transistores de potência. Por esta razão, possuem uma região central sem aletas apropriadas ao alojamento do componente eletrônico. Durante os experimentos, apenas uma temperatura da

superfície do transistor era monitorada. Os aumentos na transferência de calor reportados foram baseados na diminuição desta temperatura localizada. Desta forma acredita-se que a presença da antepara combinada com a ausência de aletas na região central induzia a um escoamento preferencial por esta região com a conseqüente diminuição da temperatura do componente eletrônico. Além deste fato, a parte posterior da superfície aletada (superfície sem aletas) não era nos experimentos isolada termicamente, podendo trocar calor livremente por convecção natural e radiação com o ambiente. Desta forma os efeitos na superfície aletada decorrente da presença da antepara eram mascarados. Dados sobre as características térmicas da antepara não foram mencionados.

Pelos fatos expostos, acredita-se que os resultados apresentados por Cengel e Zing não sejam representativos da superfície aletada investigada no presente trabalho.

Como suporte para as conclusões aqui apresentadas referentes à diminuição da troca de calor devido a presença da antepara, pode-se mencionar o trabalho de Sparrow e Vemuri [18] para aletas cilíndricas com antepara e Sparrow et al. [16] para placa vertical com antepara. Em ambos os casos, a presença da antepara diminui a taxa de transferência de calor combinado como no presente trabalho.

5.6 - Relação entre as Parcelas Radiativas e Convectivas

Com o objetivo de possibilitar a avaliação da contribuição de cada mecanismo de troca de calor para a taxa total de troca, foi desenvolvido um modelo analítico para o cálculo da parcela radiativa. Este modelo, é apresentado no apêndice B. Apesar da necessidade da adoção de hipóteses simplificadoras, acredita-se que os resultados obtidos possam servir como uma indicação da participação de cada modo de troca de calor.

As figuras 5.16 e 5.17 apresentam resultados para casos típicos. Nestas figuras a relação entre os Números de Nusselt convectivo, Nu_{sconv} , e combinado, Nu_s , é apresentada como função do Número de Rayleigh para diversos valores da folga aleta/antepara. Para cálculo do Número de Nusselt convectivo utilizou-se a taxa de troca de calor total descontada da parcela radiativa calculada com os procedimentos descritos no apêndice B.

Para o caso de folga nula, ambas as figuras mostram que a parcela convectiva é predominante, sendo responsável por cerca de 70% do total da taxa de transferência de calor. Este comportamento é razoável pois para a condição de folga nula existe um grande bloqueio da radiação. Quando a folga é

aumentada a contribuição radiativa cresce significativamente, especialmente, para baixos valores de Ra_s (s/L). Aumentos adicionais no valor da folga permitem uma recuperação da componente convectiva em virtude da diminuição das resistências ao escoamento e ao pequeno aumento da parcela radiativa.

5.7 - Superfícies Aletadas Cinzas

Para avaliar o efeito da presença de anteparas sobre as características de transferência de calor de superfícies aletadas cinzas, foram realizadas alguns experimentos exploratórios. Devido à escassez de tempo, estes experimentos não tiveram uma pretensão de representar um estudo paramétrico completo. De qualquer forma, as informações obtidas permitem uma avaliação de características importantes.

Nestes experimentos as aletas eram fabricadas de alumínio levemente polido como descrito na seção 2.2.1. Um único tipo de antepara foi utilizado nos experimentos. Esta antepara era de material isolante recoberto internamente com papel aluminizado. Estima-se que a emissividade das superfícies das aletas e da antepara era da ordem de 0,1.

Os resultados para as superfícies aletadas e anteparas

cinzas são apresentadas nas figuras 5.18 a 5.21. Nestas figuras, o Número de Nusselt combinado, Nu_s , é apresentado como função do Número de Rayleigh, $Ra_s(s/L)$, para diversos valores adimensionais da folga aleta/antepara, c/H , e para os dois valores da razão de aspecto s/H .

Uma observação geral destas figuras mostra que, quando $s/H = 0,30$ e $L/s = 5,56$ (comprimento longitudinal de 50,0 mm) a presença da antepara produziu um incremento na taxa de transferência de calor combinado, de cerca de 5%, para qualquer valor da folga adimensional em comparação à configuração sem antepara (figura 5.18). Nas outras configurações investigadas o acréscimo na taxa de troca só foi conseguido para altos valores do Número de Rayleigh.

Uma explicação para este comportamento é devido ao fato de que para estas superfícies, de baixa emissividade, a participação da parcela radiativa na taxa de troca de calor combinada é pequena, em torno de no máximo 20%. Conseqüentemente a transferência de calor por convecção natural é dominante.

Quanto maior a altura das aletas ($s/H = 0,30$), mais elevada é a resistência ao escoamento. A presença da antepara nas proximidades força o escoamento do fluido por entre as

aletas acarretando um acréscimo na taxa de troca de calor. Para o menor comprimento longitudinal ($L/s = 5,56$) não ocorre a saturação térmica do ar, enquanto que para as de maior comprimento longitudinal, $L/s = 16,67$, este fenômeno acontece para baixos valores do Número de Rayleigh, Ra_s (s/L).

Aletas com menor altura ($s/H = 0,45$) não oferecem resistência tão elevada ao escoamento, possibilitando um escoamento significativo no espaço entre as aletas. A presença da antepara não altera substancialmente este escoamento, conseqüentemente afetando pouco as taxas de transferência de calor por convecção natural e radiação.

—□— Nu correlação -x- Nu exp. convectivo --▲-- Nu exp. combinado

Figura 5.1 – Números de Nusselt para placa plana vertical
baseados no comprimento longitudinal L

Figura 5.2 - Números de Nusselt para placas sem anteparo, com superfícies negras e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.3 - Números de Nusselt para placas sem aletas sem entepora, com superfícies negras e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.4 - Números de Nusselt para aletas com anteparo do tipo I, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.5 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.6 - Números de Nusselt para aletas com anteparo do tipo I, $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.7 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo I, $s/H = 0,90$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.8 - Variação da temperatura da antepara adimensional em relação a folga adimensional, C , para $S = 0,45$, a) $Ra_s (s/L) = 4,0 \times 10^1$ e b) $Ra_s (s/L) = 2,0 \times 10^2$

Figura 5.9 - Variação da temperatura da antepara adimensional em relação a folga adimensional, C , para $S = 0,90$, a) $Ra_s (\varepsilon/L) = 5,0 \times 10^1$ e b) $Ra_s (\varepsilon/L) = 2,0 \times 10^2$

Figura 5.10 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.11 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.12 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.13 - Números de Nusselt para aletas com antepara do tipo II, $s/H = 0,90$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.14 - Efeito da variação da folga adimensional, C , no Número de Nusselt para $S = 0,45$, a) $Ra_s (s/L) = 4,0 \times 10^1$ e b) $Ra_s (s/L) = 2,0 \times 10^2$

Figura 5.15 - Efeito da variação da folga adimensional, C , no Número de Nusselt para a) $S = 0,45$ e $Ra_s (s/L) = 6,5 \times 10^2$ e b) $S = 0,90$ e $Ra_s (s/L) = 5,0 \times 10^1$

Figura 5.16 - Relação entre os Números de Nusselt convectivo e combinado para $s/H = 0,90$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm e antepara tipo I)

Figura 5.18 - Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e $s/H = 0,30$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.19 - Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e c/nao, $s/H = 0,30$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Figura 5.20 - Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e
 clnza, $s/H = 0,45$ e $L/s = 5,56$ ($L = 50$ mm)

Figura 5.21 - Números de Nusselt para aletas com antepara isolada e
 clnza, $s/H = 0,45$ e $L/s = 16,67$ ($L = 150$ mm)

Capítulo 6 - CONCLUSÕES

O presente trabalho investigou as características de transferência de calor por convecção natural e radiação de superfícies aletadas verticais. Em particular, foi dada ênfase ao estudo da influência sobre o desempenho térmico das superfícies aletadas decorrente da existência de uma antepara vertical, não aquecida, nas proximidades destas superfícies. Nesta configuração as aletas e a antepara formam um canal vertical através do qual o ar escoava por convecção natural.

Uma análise adimensional revelou que o problema em estudo depende de dez parâmetros adimensionais. Estes

parâmetros podem ser agrupados em :

- 1- parâmetros que caracterizam a geometria das aletas e a folga aleta/antepara ,
- 2 - parâmetros que controlam a transferência de calor radiativa e convectiva.

As características térmicas da antepara foram também investigadas através da utilização de duas anteparas: uma não condutora de calor e outra condutora, ambas de alta emissividade.

Uma pesquisa bibliográfica realizada na literatura revelou a inexistência de trabalhos que investigassem a transferência de calor combinada (convecção natural e radiação) para esta configuração, o que confere um caráter original ao presente trabalho.

A principal conclusão obtida da análise dos resultados experimentais, revela que a presença da antepara nas proximidades de superfícies aletadas negras sempre reduz a taxa de troca de calor destas superfícies em relação à configuração sem antepara. A magnitude desta redução atinge valores máximos para folga aletas/antepara nula , decrescendo monotonicamente

até atingir o valor limite da configuração sem antepara. Esta redução de desempenho das aletas é creditada ao bloqueio da componente radiativa da transferência de calor e a saturação térmica do ar escoando no canal.

Foi verificado que as características térmicas das anteparas influenciam significativamente a troca de calor das aletas. Anteparas fabricadas de material bom condutor de calor e com alta emissividade apresentam melhor desempenho.

Um estudo analítico da transferência de calor radiativo realizado, permitiu separar as componentes radiativa e convectiva da taxa total de troca de calor. Foi verificado que para situações de folga aleta/antepara nula, a parcela convectiva é dominante. Para outros valores da folga, a contribuição radiativa é aproximadamente da mesma ordem de grandeza da convectiva, para valores do Número de Rayleigh intermediários e elevados, sendo dominante para baixos valores deste adimensional.

Alguns experimentos exploratórios foram realizados com superfícies aletadas e anteparas de baixa emissividade. Para algumas condições de operação foram verificados incrementos na troca de calor em relação à configuração de superfície aletada sem antepara.

Como foi mencionado, o problema estudado depende de dez parâmetros adimensionais, o que impossibilitou uma análise paramétrica detalhada. Desta forma, recomenda-se que outras combinações destes parâmetros sejam investigadas para completar o presente estudo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1) Kraus, A.D. e Bar-Cohen, A., "Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment", McGraw-Hill, NY, 1983, pg.6.
- 2) Starner, K.E. e McManus, H.N., "An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Arrays", ASME Journal of Heat Transfer, vol.85, 1963, pg. 273-278.
- 3) Welling, J.R. e Wooldridge, C.B., "Free Convection Heat Transfer Coefficients From Rectangular Vertical Fins", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 87, 1965, pg. 439-444.
- 4) Aihara, T., " Natural Convection Air Cooling", International Symposium on Cooling Technology for Electronic Equipment,

Honolulu, HI, mar 1987, pg. 17- 21.

5) Fitzroy, N.D., "Optimum Spacing of Fins Cooled by Free Convection ", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 93, 1971, pg. 462-463.

6) Levy, E.K., "Optimum Plate Spacings for Laminar Natural Convection Heat Transfer From Parallel Vertical Isothermal Flat Plates", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 93, 1971, pg. 463-465.

7) Bar-Cohen, A., "Fin Thickness for an Optimized Natural Convection Array of Rectangular Fins", ASME Journal of Heat Transfer, vol.101, 1979, pg. 564-566.

8) Sparrow, E.M., Baliga, B.R. e Patankar, S.V., "Forced Convection Heat Transfer on a Shrouded Fin Array with and without Tip Clearance", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 100, 1978, pg.572-579.

9) Sparrow, E.M. e Hsu,C.F., "Analytically Determined Fin Tip Heat Transfer Coefficients", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 103, 1981, pg. 18-25.

10) Sparrow, E.M. e Kadle, D.S., "Effect of Tip-to-Shroud Clearance on Turbulent Heat Transfer from a Shrouded Longitudinal Fin Array", ASME Journal of Heat Transfer, vol. 108, 1986, pg. 519-524.

- 11) Acharya, S. e Patankar, S.V., "Laminar Mixed Convection in a Shrouded Fin Array", ASME Journal of Heat Transfer, vol.103, 1981, pg. 559-565.
- 12) Zhang, Z. e Patankar, S.V., "Influence of Buoyancy on the Vertical Flow and Heat Transfer in a Shrouded Fin Array", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 27, 1984, pg. 137-140.
- 13) Karki, K.C. e Patankar, S.V., "Cooling of a Vertical Shrouded Fin Array by Natural Convection : A Numerical Study", Fundamentals of Natural Convection/Electronic Equipment Cooling - ASME HTD-vol. 32, 1984, pg. 32-40.
- 14) Cengel, Y.A. e Zing, P.T.L., "Enhancement of Natural Convection Heat Transfer from Heat Sinks by Shrouding", Proceedings of the Second ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, vol. 3, 1987, pg. 451-457.
- 15) General Electric Company, Heat Transfer and Fluid Flow Data Book, NY, 1982, pg.2-6.
- 16) Sparrow, E.M., Shah, S. e Prakash, C., "Natural Convection in a Vertical Channel: I - Interacting Convection and Radiation. II - The Vertical Plate with and without Shrouding", Numerical Heat Transfer, vol.3, 1980, pg. 297-314.
- 17) Kraus, A.D. e Bar-Cohen, A., "Thermal Analysis and Control

of Electronic Equipment", McGraw-Hill, NY, 1983, pg. 147.

18) Sparrow, E.M. e Vemuri, S.B., "Natural Convection/Radiation Heat Transfer from Highly Populated Pin Fin Arrays", ASME Journal of Heat Transfer, vol.107, 1985, pg. 190-197.

19) Holman, J.P., Heat Transfer, 4a edição, McGraw-Hill, NY, 1976, pg. 319.

20) Seely, J.H. e Chu, R.C., "Heat Transfer in Microeletronic Equipment - A Practical Guide", 1a edição, Marcel Dekker Inc, NY, 1972, pg. 89.

21) Churchill S.W. e Chu, H.H.S., "Correlations Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 18, 1975, pg. 1049-1053.

22) Holman, J.P. , Transferência de Calor, 1a edição, McGraw-Hill, SP, 1983, pg. 611.

23) Touloukian, Y.S., Powell, R.W., Ho, C.Y. e Klemens, P.G., "Thermophysical Properties of Matter-Thermal Conductivity of Nonmetallic Solids", IFI/Plenum, NY, 1970, vol. 2.

24) Kraus, A.D. e Bar-Cohen, A.V., Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw-Hill, NY, 1983, pg. 81.

- 25) Rapri, P., Manual do Frio, 8a edição, Ed. Hemus, SP, 1985, pg. 188.
- 26) Omega Engineering Inc. , Temperature Measurement Handbook and Encyclopedia, 1985, pg. T-37.
- 27) Kreith, F., Princípios da Transmissão de Calor, 3a edição, Ed. Edgard Blücher ltda, SP, 1977, pg. 516.
- 28) Sparrow, E.M. e Cess, R.D., Radiation Heat Transfer, revised edition, Hemisphere, Washington, 1978, pg. 300-303.
- 29) Hotel, H.C. e Sarofin, A.F., Radiative Heat Transfer, 1a edição, McGraw-Hill, NY, 1967, pg. 59-61.
- 30) Moffat, R.J., "Contributions to The Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis", Journal of Fluids Engineering, vol. 104, 1982, pg. 250-260.
- 31) Kline, S.J. e McClintock, F.A., "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, vol. 75, 1953, pg. 3-8.
- 32) Moffat, R.J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results", Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 1, 1988, pg. 3-17.

APÊNDICE A

CÁLCULO DAS PERDAS DE CALOR

As perdas de calor por condução e convecção das seções de testes foram estimadas pelos procedimentos que serão descritos a seguir. O objetivo destes cálculos era o de se determinar a necessidade de corrigir a potência elétrica de entrada para a placa aquecedora para se determinar os Números de Nusselt combinados médios (convecção natural e radiação).

Foram consideradas as perdas de calor através das superfícies do dispositivo experimental expostas ao ambiente,

isto é, as partes externas do isolamento traseiro e dos suportes laterais, dos fios de termopares e dos parafusos de fixação de latão. Ressalta-se que o procedimento de cálculo é o mesmo para os dois conjuntos de testes usados. Um modelo de transferência de calor uni-dimensional foi usado e será apresentado. Como exemplo, um cálculo das perdas de calor para uma corrida de dados típica será mostrado no fim deste apêndice.

A.1 - Perda de Calor Através do Isolamento Traseiro

As perdas de calor através do isolamento traseiro foram calculadas usando-se o modelo de condução de calor uni-dimensional para determinação da temperatura da parede e de convecção natural para o cálculo das perdas para o ambiente.

Para uma estimativa das perdas dividiu-se as três superfícies expostas ao ambiente do isolamento traseiro em cinco zonas: duas na parte superior, uma na extremidade traseira e mais duas na parte inferior, como indica a figura A.1.a. As respectivas dimensões, empregadas nos cálculos, para os dois conjuntos de testes são apresentados na tabela A.1.

Inicialmente, estimou-se o fluxo de calor total perdido

para o ambiente, para cada uma das superfícies envolvidas, através da expressão,

$$Q_{sn} = \frac{(T_p - T_a) A_n}{\left[\frac{\Delta x}{K_{lv}} + \frac{1}{h} \right]} \quad (A.1)$$

onde,

Q_{sn} = perda de calor pela superfície n (W)

A_n = área da secção transversal da superfície n (m^2)

h = coeficiente de troca de calor externo ($W / m^2 K$)

Δx = espessura do isolante (m)

K_{lv} = condutividade térmica da lã-de-vidro ($W / m K$)

T_p = temperatura da superfície aletada ($^{\circ}C$)

T_a = temperatura do ar ($^{\circ}C$)

Para se determinar a temperatura da parede de cada superfície, necessária para o cálculo do coeficiente de troca de calor h , empregou-se a expressão (A.2)

$$Q_{sn} = \frac{T_p - T'_n}{\frac{\Delta x}{K_{lv} A_n}} \quad (A.2)$$

onde T_n = temperatura da superfície n ($^{\circ}\text{C}$).

De posse da temperatura da superfície n determinava-se, então, a perda de calor desta superfície para o ambiente por convecção aplicando-se diretamente a equação de troca de calor convectiva definida por,

$$Q_{cvn} = h_n A_n (T_n - T_a) \quad (\text{A.3})$$

onde

Q_{cvn} = perda de calor por convecção pela superfície n (W).

h_n = coeficiente de troca de calor da superfície n ($\text{W/m}^2 \text{ K}$), definido de acordo com sua orientação por [19],

Placa plana vertical

$$h_n = 1,42 [\Delta T / L]^{0,25} \quad (\text{A.4})$$

Placa plana horizontal aquecida por cima

$$h_n = 1,32 [\Delta T / L]^{0,25} \quad (\text{A.5})$$

Placa plana horizontal aquecida por baixo

$$h_n = 0,61 \left[\Delta T / L^2 \right]^{0,2} \quad (A.6)$$

A.2 - Perdas de Calor pelos Suportes Laterais

Empregou-se o mesmo procedimento citado na seção anterior. Dividiu-se os suportes laterais em três zonas distintas como mostra a figura A.1.b, com as respectivas dimensões usadas apresentadas na tabela A.1.

A.3 - Perda de Calor Através dos Fios de Termopar

Os termopares fixados à superfície aletada eram constituídos de nove pares de fios de cromel e constantan revestidos externamente com teflon para o conjunto 1 e dez pares para o segundo conjunto. Para simplificar os cálculos, cada grupo de fios foi modelado como um cilindro único com alma de metal possuindo área de seção transversal igual a soma das áreas dos fios que formavam o grupo, com revestimento cuja área da seção transversal era equivalente à do teflon que isolava os fios. As dimensões dos modelos serão determinadas a seguir.

A.3.1 - Modelo para os Fios de Termopar

Os termopares eram pares de fios de cromel e constantan com diâmetro de 0,127 mm (0,005 pol) revestidos com teflon de 0,0762 mm (0,003 pol) de espessura, em número de nove para o conjunto 1 e dez para o conjunto 2. A área da seção transversal da alma de metal do modelo equivalente à dos termopares, foi calculada por

$$A_{t1} = 9 \left[\pi (1,270 \times 10^{-4})^2 \right] / 4 = 1,140 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

para o conjunto 1 e, abaixo para o conjunto 2

$$A_{t2} = 10 \left[\pi (1,270 \times 10^{-4})^2 \right] / 4 = 1,267 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

O diâmetro externo do isolamento, o mesmo para os dois

conjuntos, é

$$D_i = 1,270 \times 10^{-4} + 2 (7,620 \times 10^{-5}) = 2,794 \times 10^{-4} \text{ m}$$

A área da seção transversal do modelo para o isolamento é, para o conjunto 1

$$A_{ti1} = 9 \pi \left[(2,794 \times 10^{-4})^2 - (1,270 \times 10^{-4})^2 \right] / 4 = 4,378 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

e para o conjunto 2

$$A_{ti2} = 10 \pi \left[(2,794 \times 10^{-4})^2 - (1,270 \times 10^{-4})^2 \right] / 4 = 4,864 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

O diâmetro para a alma de metal do cilindro é, então,

$$D_{t1} = (4 A_{t1} / \pi)^{1/2} = 3,81 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$D_{t2} = (4 A_{t2} / \pi)^{1/2} = 4,016 \times 10^{-4} \text{ m}$$

respectivamente para os conjuntos 1 e 2. O diâmetro externo do isolamento do modelo para os dois conjuntos é

$$D_{ti1} = (4 A_{ti1} / \pi + d_{t1}^2)^{0,5} = 8,382 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$D_{ti2} = (4 A_{ti2} / \pi + d_{t2}^2)^{0,5} = 8,835 \times 10^{-4} \text{ m}$$

A.3.2 - Modelo de Aleta para o Grupo de Termopares

Uma vez determinadas as dimensões do modelo, mostradas esquematicamente na figura A.2.a), as perdas de calor podem ser calculadas. Estas perdas foram estimadas empregando-se a análise uni-dimensional de aletas com comprimento infinito, dada pela expressão [20],

$$Q_{fio} = (T_p - T_a) \sqrt{h P K_a A} \quad (A.7)$$

onde P é o perímetro da aleta, K_a é a condutividade térmica do material da aleta, A a área da seção transversal e h o coeficiente de transferência de calor externo estimado para

um cilindro horizontal em convecção natural por [21],

$$Nu_d^{1/2} = 0,60 + 0,387 \left\{ \frac{Gr_d Pr}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6} \quad (A.8)$$

onde tanto Nu_d e Gr_d são baseados no diâmetro do cilindro. Assumiu-se que o cilindro estivesse a temperatura das aletas T_p e possuísse diâmetro igual ao diâmetro externo do isolamento do modelo dos fios. A resistência à condução do isolamento de teflon foi incorporada no coeficiente de transferência de calor efetivo

$$h_{ef} = [(r_{iso} / K_t) \ln (r_{iso} / r_w) + 1/h]^{-1} \quad (A.9)$$

onde r_{iso} e r_w são, respectivamente, o raio do isolamento de teflon e o raio da alma de metal do fio, e K_t a condutividade térmica do teflon.

A.4 - Perda de Calor Através dos Parafusos de Fixação

O conjunto 1 possuía dois parafusos de fixação de latão, enquanto que o conjunto 2 tinha quatro parafusos. Todos possuíam o mesmo diâmetro, 0,476 mm (3/16 pol). Seguiu-se o mesmo procedimento da seção anterior, qual seja, cada grupo de parafusos foi modelado como um cilindro único possuindo área da seção transversal igual a soma das áreas dos parafusos. A área da seção transversal equivalente para o conjunto 1 é

$$A_{t1} = 2 [\pi (4,763 \times 10^{-3})^2] / 4 = 3,564 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

e para o conjunto 2

$$A_{t2} = 4 [\pi (4,763 \times 10^{-3})^2] / 4 = 7,127 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Dai, o diâmetro dos modelos

$$\text{para o conjunto 1 } D_{t1} = (4 A_{t1} / \pi)^{0,5} = 6,736 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{para o conjunto 2 } D_{t2} = (4 A_{t2} / \pi)^{0,5} = 9,526 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Conseguidas as dimensões do modelo, mostrada

esquemáticamente na figura A.2.b), as perdas de calor eram obtidas usando-se a mesma formulação empregada para os fios de termopar, da seção anterior. Definiu-se o coeficiente efetivo de troca de calor como

$$h_{ef} = \left\{ \left[\frac{1}{(A_t h)} \right] + \left[\frac{l_1}{(A_t K_1)} \right] \right\}^{-1} \quad (A.10)$$

onde A_t é a área da seção transversal do modelo, l_1 o comprimento dos parafusos e K_1 a condutividade térmica do latão.

A.5 - Cálculo da Perda de Calor de uma Corrida de Dados Típica

Os procedimentos descritos nas seções anteriores serão, agora, empregados para se determinar as perdas de calor das seções de testes em uma corrida de dados típica. Os valores usados são os mesmos apresentados na seção 4.5.

Temperetura média da superfície aletada

$$T_p = 103,60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura média do ar

$$T_a = 22,19 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Propriedades do ar

$$K = 2,856 \times 10^{-2} \text{ W m/K}$$

$$\mu = 2,01 \times 10^{-5} \text{ N s/m}^2$$

$$\rho = 1,050 \text{ Kg/m}^3$$

$$\beta = 2,976 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$\nu = 1,914 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0,71$$

Condutividade térmica da lã-de-vidro [22]

$$K_{lv} = 0,038 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do Teflon [23]

$$K_t = 0,230 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do Celeron [24]

$$K_c = 0,048 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do poliestireno expandido [25]

$$K_i = 0,0326 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do Cromel [26]

$$K_{cr} = 12 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do Constantan [26]

$$K_{ct} = 23 \text{ W/m K}$$

Condutividade térmica do Latão [27]

$$K_l = 130 \text{ W/m K}$$

A.5.1 - Perdas de Calor pelo Isolamento Traseiro

$$Q_{s1} = \frac{(103,60 - 22,19) 0,0154}{0,12 / 0,038 + 0,2} = 0,373 \text{ W} \quad (\text{A.1})$$

$$T_2 = 103,60 - 0,3735 \cdot 0,120 / 0,038 \cdot 0,0154 = 27,05 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{A.2})$$

$$T_{m1} = T_p + T_2 / 2 = 103,60 + 27,05 / 2 = 65,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{s2} = \frac{(27,05 - 22,19) 9,12 \times 10^{-3}}{(0,08/2 \cdot 0,078 + 0,2)} = 0,341 \text{ W} \quad (\text{A.1})$$

$$T_1 = 65,34 - (0,314 \cdot 0,08/0,038 \cdot 9,12 \times 10^{-3} \cdot 2) = 29,07 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{A.2})$$

$$h_1 = 1,32 (81,44 / 0,096)^{0,25} = 7,124 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{A.5})$$

$$Q_{cv1} = 7,124 \times 0,025 \times 0,096 \times 81,44 = 1,392 \text{ W} \quad (\text{A.3})$$

$$h_2 = 3,841 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{A.5})$$

$$Q_{cv2} = 0,241 \text{ W} \quad (A.3)$$

$$h_3 = 1,42 \left((27,05 - 22,19) / 0,16 \right)^{0,25} = 3,334 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A.4)$$

$$Q_{cv3} = 0,249 \text{ W} \quad (A.3)$$

$$h_4 = 0,61 \left((29,07 - 22,19) / 0,096^2 \right) = 2,291 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A.6)$$

$$Q_{cv4} = 0,143 \text{ W}$$

$$h_5 = 3,755 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A.6)$$

$$Q_{cv5} = 0,734 \text{ W}$$

A.5.2 - Perdas de Calor pelos Suportes Laterais

$$Q_{s3} = 1,114 \text{ W} \quad (A.1)$$

$$T_3 = 97,44 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.2})$$

$$T_4 = 51,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_6 = 1,42 \cdot ((51,89 - 22,19) / 0,15)^{0,25} = 5,327 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.4})$$

$$Q_{cv6} = 2,369 \text{ W}$$

$$T_{m2} = 97,44 + 22,19 / 2 = 59,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{s4} = 1,058 \text{ W}$$

$$T_5 = 37,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 4,479 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.4})$$

$$Q_{cv7} = 1,896 \text{ W}$$

$$Q_{s5} = 0,319 \text{ W}$$

$$T_6 = 26,93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_8 = 3,367 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.4})$$

$$Q_{cv8} = 0,676 \text{ W}$$

A.5.3 - Perdas de Calor pelos Termopares

Para o fio de constantan

$$Gr_d = \frac{g \beta \Delta T (D_{ti2})^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \times 2,976 \times 10^{-3} \times 81,44 \times (8,835 \times 10^{-4})^3}{(1,914 \times 10^{-5})^2}$$

$$Gr = 4,06$$

$$\left(\frac{h D_{ti2}}{K} \right)^{0,5} = 0,60 + 0,387 \left\{ \frac{4,06^{0,71}}{[1 + (0,559/0,71)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6} \quad (A.8)$$

$$h = 31,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{ef} = \left[\left(\frac{4,418 \times 10^{-4}}{23} \right) \ln \left(\frac{4,418 \times 10^{-4}}{2,008 \times 10^{-4}} \right) + \left(\frac{1}{31,25} \right) \right]^{-1} \quad (A.9)$$

$$h_{ef} = 31,24 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_{ct} = (81,44) \sqrt{23 \cdot 31,24 \cdot \pi \cdot 8,835 \times 10^{-4} \cdot 9,938 \times 10^{-7}} \quad (A.7)$$

$$Q_{ct} = 8,0 \times 10^{-2} \text{ W}$$

O mesmo procedimento se aplica ao fio de cromel e o resultado é

$$Q_{cr} = 5,8 \times 10^{-2} \text{ W}$$

A.5.4 - Perdas de Calor pelos Parafusos de Fixação

$$Gr_d = \frac{9,8 \cdot 2,976 \times 10^{-3} \cdot 81,44 \cdot (9,526 \times 10^{-3})^3}{(1,914 \times 10^{-5})^2} = 5083,2$$

$$\left(\frac{h D_{t2}}{K} \right)^{0,5} = 0,60 + 0,387 \left\{ \frac{5083,2 \cdot 0,71}{[1 + (0,559/0,71)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6} \quad (A.4)$$

$$h = 10,36 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{ef} = \left\{ \left[\frac{1}{(7,127 \times 10^{-5} \cdot 10,36)} \right] + \left[\frac{0,015}{(7,127 \times 10^{-5} \cdot 130)} \right] \right\}^{-1}$$

$$h_{ef} = 7,37 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_{lt} = 81,44 \sqrt{130 \cdot 7,37 \times 10^{-4} \cdot \pi \cdot 7,127 \times 10^{-5} \cdot 9,526 \times 10^{-3}}$$

$$Q_{lt} = 3,7 \times 10^{-2} \text{ W}$$

A.5.5 - Perdas de Calor Total

$$\begin{aligned} Q_{\text{perdas}} = & Q_{\text{cv1}} + Q_{\text{cv2}} + Q_{\text{cv3}} + Q_{\text{cv4}} + Q_{\text{cv5}} + Q_{\text{cv6}} + \\ & + Q_{\text{cv7}} + Q_{\text{cv8}} + Q_{\text{ct}} + Q_{\text{cr}} + Q_{\text{lt}} = \end{aligned}$$

$$Q_{\text{perdas}} = 7,275 \text{ W}$$

Tabela A.1

Dimensões empregadas no modelo de perda de calor

L = 50,0 mm	dimensão	L = 150 mm
0,111	L_1 (m)	0,120
0,060	L_2 (m)	0,160
0,085	L_3 (m)	0,095
0,080	L_4 (m)	0,090
$2,40 \times 10^{-3}$	A_1 (m ²)	$2,40 \times 10^{-3}$
$8,16 \times 10^{-3}$	A_2 (m ²)	$9,12 \times 10^{-3}$
$5,76 \times 10^{-3}$	A_3 (m ²)	0,01536
$2,5 \times 10^{-3}$	A_6 (m ²)	$7,50 \times 10^{-3}$

b)

Figura A.1 - Diagrama esquemático do modelo por zonas de transferência de calor por condução e convecção.

a)

b)

Figura A.2 - Dimensões dos modelos para termopar e parafuso (dimensões em m)

APÊNDICE B

ANÁLISE DA TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO

Do ponto de vista de aplicação de engenharia, a taxa de transferência de calor combinada (convecção natural e radiação) da superfície aletada é a quantidade de principal interesse. Esta taxa foi determinada experimentalmente no presente estudo. Contudo, para fornecer uma melhor perspectiva dos resultados é desejável se determinar a contribuição individual da convecção natural e radiação na taxa total de transferência de calor .

A subdivisão da taxa total de troca de calor combinada em suas componentes convectiva e radiativa é feita pela

Para se verificar a influência das superfícies de troca de calor por radiação empregou-se duas superfícies diferentes, quais sejam: na primeira todas as superfícies são altamente refletoras com baixa emissividade e na segunda totalmente absorvedora, i.e., corpo negro.

As hipóteses feitas para modelagem da troca de calor radiativa da superfície aletada com o ambiente são, para as superfícies refletoras (1) todas as superfícies do conjunto aletado e da antepara são cinzas e opacas, (2) todas as superfícies são isotérmicas, sendo a temperatura da superfície aletada e da antepara igual a média das temperaturas de cada superfície, ou seja, T_p e T_s , (3) a radiação vinda das redondezas é radiação de corpo negro na temperatura T_a , (4) o fluido de trabalho é não participante e (5) a radiação é difusa e com radiosidade constante.

Para as superfícies negras, (1) todas as superfícies do conjunto aletado e da antepara são negras. As hipóteses (2), (3) e (4) são idênticas à do modelo anterior.

A validade dos resultados obtidos pelo uso destes modelos na representação da troca radiativa do conjunto aletado com o ambiente depende em quanto as hipóteses são satisfeitas

dentro das condições experimentais. A única possível violação da condição isotérmica advém do fato que há uma queda de temperatura ao longo da altura das aletas. A magnitude desta queda depende de fatores tais como comprimento, espessura e espaçamento entre as aletas. Assim, para se verificar a hipótese de superfície isotérmica foram medidas as temperaturas na extremidade das aletas, descrito na seção 2.2.1. Como citado anteriormente, as não uniformidades da temperatura da superfície aletada em relação a diferença de temperatura aleta-ambiente são tipicamente menores que 5%. Assim, os modelos empregados superestimam as trocas de radiação. Agora, sob estas condições a troca radiativa pode ser formulada.

Formulação da Troca Radiativa

Para sistematizar o cálculo da radiação que deixa as aletas é vantajoso enxergar um invólucro imaginário em torno de toda superfície aletada e da antepara, como mostrado esquematicamente na figura B.1. As dimensões do invólucro são as mesmas da superfície aletada e da antepara com altura igual a folga aleta/antepara. A partir de agora, o termo invólucro se refere ao envelope imaginário. A troca de radiação líquida entre a aleta e o ambiente é equivalente a troca entre as várias superfícies expostas das aletas e o invólucro.

Considere, agora, o invólucro formado por todas as superfícies radiativas da superfície aletada, antepara e o envelope, visto esquematicamente na figura B.2. Em conexão com esta figura, nota-se que o invólucro e as várias superfícies denominadas $A_1, \dots, A_i, \dots, A_m$ estão realmente posicionadas no espaço tridimensional, embora por conveniência estejam formando um invólucro bidimensional. A área A_e que representa o invólucro é mostrada como uma única superfície, mas representa as várias superfícies que o formam.

Em termos da notação apresentada na figura B.2, a radiação líquida saindo do conjunto aletado para o invólucro $\hat{\sigma}$, para o modelo de radiação cinza

$$B_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^m B_j F_{ai-aj} \quad 1 \leq i \leq n \quad (B.1)$$

$$Q_r = \sum_{j=1}^m \frac{\varepsilon_i (\sigma T_i^4 - B_i) A_i}{(1 - \varepsilon_i)} \quad 1 \leq i \leq n \quad (B.2)$$

onde

B_i = radiosidade da superfície i , definida como a taxa na qual a energia radiante deixa a superfície por unidade de área (W/m^2).

ε_i = emissividade da superfície ($\varepsilon_i = 0,1$)

T_i = temperatura da superfície (K)

F_{ai-aj} = fator de forma

Q_r = taxa de transferência de calor líquida por radiação

(W)

Para as superfícies negras

$$Q_r = \sigma \theta^4 A_i \sum_{j=1}^m F_{ai-aj} \quad (B.3)$$

onde

$$\theta^4 = (T_p^4 - T_a^4)$$

A quantidade dos fatores de forma $\sum F_{ai-aj}$ deve ser inicialmente avaliada, sendo feito para cada geometria, cada altura de aleta e para cada folga empregada.

Determinação de $\sum F_{ai-aj}$

Embora a formulação da troca radiativa possa parecer simples devido aos modelos empregados, a determinação real da magnitude desta troca é uma tarefa extremamente complicada. Cálculos extensivos são necessários para se obter o

valor numérico da quantidade $\sum F_{ai-aj}$, que representa uma medida da fração de energia radiante que deixa a área A_i e alcança A_j . Devido a complexidade da geometria e a multiplicidade de configurações geométricas a avaliação desta quantidade é trabalhosa. Daí, tentativas foram feitas para se obter uma estimativa desta quantidade.

Neste processo de se coletar as diversas contribuições dos fatores de forma na troca radiante, algumas destas partes contribuintes foram inevitavelmente desconsideradas. A razão para esta omissão é, principalmente, a dificuldade na determinação de todos os fatores de forma envolvidos. Assim o valor final de $\sum F_{ai-aj}$ sempre será menor ou, no mínimo, igual ao valor real.

Um exame da figura B.1 mostra as superfícies envolvidas na determinação dos fatores de forma, quais sejam

- i) Base da aleta (A_1 e A_2)
- ii) Laterais das aletas (A_3)
- iii) Extremidades laterais das aletas (A_4)
- iv) Extremidades superior das aletas (A_5)
- v) Antepara (A_6)

Identificadas as superfícies envolvidas nas trocas de calor por radiação pode-se determinar, entre as mesmas, as trocas correspondentes, que foram divididas em seis grupos:

- i) Base e laterais das aletas
- ii) Base da aleta e antepara
- iii) Entre duas laterais das aletas
- iv) Laterais das aletas e antepara
- v) Extremidade superior da aleta e antepara
- vi) Entre as cinco superfícies citadas anteriormente e o ambiente.

Um aspecto desta sub-divisão é que o mesmo critério vale para os dois conjuntos, para as três alturas das aletas usadas e para as diversas folgas aleta/antepara. Assim, determinando-se as trocas radiativas para uma configuração, as outras são facilmente executáveis seguindo os mesmos passos, com as modificações necessárias.

Definidas as superfícies de troca, cada um desses seis grupos apresentam configurações geométricas que podem ser sintetizadas usando-se, em alguns casos, as equações disponíveis para certas geometrias básicas e em outras a álgebra dos fatores de forma, onde um fator desconhecido é computado pela adição e subtração de fatores conhecidos para as

configurações relacionadas. As geometrias básicas são mostradas na figura B.3 a) e b) e são

i) Par de retângulos iguais e paralelos situados um sobre o outro.

ii) Par de retângulos que dividem uma aresta comum e cujos planos se encontram em um ângulo $\theta = 90^\circ$.

Estes fatores de forma estão disponíveis em [28], e são dados na forma de expressões algébricas que podem ser avaliadas para um grupo de valores. Na figura B.3 c) e d) são vistas as geometrias cujos fatores de forma serão definidos pela álgebra do fator de forma e são

iii) Par de retângulos perpendiculares que não possuem aresta em comum.

iv) Par de retângulos paralelos situados um sobre o outro.

De posse destas informações, i.e., quais as superfícies que trocam calor e os fatores de forma a serem usados estes serão, a seguir, relacionadas entre si.

1) Retângulos paralelos e iguais

O fator de forma para esta configuração geométrica é conhecido e está disponível na literatura [28], podendo ser aplicado diretamente no cálculo entre as seguintes superfícies: laterais das aletas e a base da aleta / antepara, quando $C=0$ ou seja não existe folga. Este fator de forma, apresentado na figura B.3.a), é dado pela seguinte expressão

$$\begin{aligned}
 F_{a1-a2} \left[\frac{\pi X Y}{2} \right] &= \ln \left[\frac{(1 + X^2)(1 + Y^2)}{1 + X^2 + Y^2} \right]^{0,5} + \\
 &+ \left[Y \sqrt{1 + X^2} \right] \text{TAN}^{-1} \left[\frac{Y}{\sqrt{1 + X^2}} \right] + \\
 &+ \left[X \sqrt{1 + Y^2} \right] \text{TAN}^{-1} \left[\frac{X}{\sqrt{1 + Y^2}} \right] - \\
 &- Y \text{TAN}^{-1} Y - X \text{TAN}^{-1} X
 \end{aligned} \tag{B.4}$$

Onde $X = a/d$ e $Y = b/d$

2) Retângulos perpendiculares com aresta em comum

A expressão para este fator de forma, visto esquematicamente na figura B.3.b), é

$$\begin{aligned}
 F_{a1-a2}(\pi, Y) = & \frac{\sin^2 \theta}{4} \left[\left(\frac{Z}{\sin^2 \theta} - 1 \right) \ln \left(\frac{(1 + X^2)(1 + Y^2)}{1 + Z} \right) + \right. \\
 & + Y^2 \ln \left(\frac{Y^2 (1 + Z)}{(1 + Y^2) Z} \right) + X^2 \ln \left(\frac{X^2 (1 + X^2) \cos 2\theta}{Z (1 + Z) \cos 2\theta} \right) \left. \right] + \\
 & + Y \tan^{-1}(1/Y) + X \tan^{-1}(1/X) - \sqrt{Z} \tan^{-1}(1/\sqrt{Z}) \quad (B.5)
 \end{aligned}$$

$$\text{Onde } X = a/b, \quad Y = d/b \quad \text{e } Z = X^2 + Y^2.$$

Este fator de forma foi empregado para se determinar a relação de troca entre a base/laterais das aletas e estas com a antepara quando $C=0$.

3) Retângulos perpendiculares sem aresta em comum

Esta configuração está presente na geometria estudada no fator de forma entre as laterais da aleta/antepara quando C

$\neq 0$, ou seja existe a folga aleta/antepara. Para se determinar este fator, fez-se necessário empregar a álgebra dos fatores de forma que consiste em se sintetizar novos fatores a partir de outros conhecidos.

Será empregada a configuração de retângulos perpendiculares com aresta em comum a 90° , que é conhecida. Um desenho esquemático pode ser visto na figura B.4.b). Aplicando-se a álgebra do fator de forma,

$$F_{a12-a3} = F_{a1-a3} + F_{a2-a3}$$

$$F_{a1-a3} = F_{a12-a3} - F_{a2-a3} \quad (B.6)$$

Observa-se que os fatores de forma conhecidos estão no lado direito da equação B.6., e possuem a mesma expressão do item 2.

4) Retângulos paralelos de comprimentos diferentes

Para se determinar os fatores de forma entre a antepara/base das aletas e extremidades das aletas/antepara, quando a folga adimensional $C \neq 0$, necessitou-se empregar o Princípio de

Yamauti do teorema da reciprocidade, que diz [29]" a área de troca de calor entre dois pares de superfícies, são iguais quando existe uma correspondência única para todos os grupos de pares posicionados simetricamente aos elementos em duas combinações de superfícies". A figura B.4 a) apresenta esquematicamente a configuração em questão. Daí, para se obter o fator de forma entre as superfícies A_{23} e A_1 .

$$F_{a23-a1} = F_{a2-a1} + F_{a3-a1} \quad (B.7)$$

O fator de forma F_{a2-a1} é conhecido necessitando-se então determinar o fator F_{a3-a1}

$$F_{a23-a14} = F_{a23-a1} + F_{a23-a4}$$

$$F_{a23-a14} = F_{a2-a1} + F_{a3-a1} + F_{a2-a4} + F_{a3-a4}$$

Observa-se que apenas o fator de forma do lado esquerdo da expressão e os F_{a2-a1} e F_{a3-a4} são conhecidos. Por simetria $F_{a1-a3} = F_{a2-a4}$, então,

$$F_{a3-a1} = F_{a23-a14} - F_{a2-a1} - F_{a3-a4} / 2 \quad (B.8)$$

Substituindo-se o valor de F_{a3-a1} , da expressão B.8 em B.7, chega-se ao fator de forma procurado

$$F_{a23-a1} = F_{a23-a14} + F_{a2-a1} - F_{a3-a4} / 2 \quad (B.9)$$

Observa-se, agora, que todos os fatores de forma envolvidos são conhecidos.

Determinados os fatores de forma falta apenas definir a relação de troca de calor entre as aletas e o ambiente. Empregando-se o princípio da conservação da energia, no qual a energia radiante que deixa qualquer superfície i em um invólucro deve chegar nas várias superfícies deste

$$\sum_{j=1}^n F_{Ai - Aj} = 1 \quad (B.10)$$

A avaliação de Q_r é uma tarefa trabalhosa, especialmente devido a magnitude de $\sum F_{ai-aj}$ que deve ser computada separadamente para cada comprimento longitudinal, folga adimensional e altura de aleta de interesse. Como pode ser observado, tentativas foram feitas para se levar em

consideração todas as contribuições das várias superfícies expostas mas, a determinação do somatório para as geometrias necessariamente subestima esta quantidade. Isto significa que o valor de Q_r obtido, das equações B.1 e B.3, pelos valores estimados dos fatores de forma é uma subestimativa do previsto para os dois modelos de transferência de calor por radiação propostos (corpo cinza e corpo negro). Contudo, os modelos propostos superestimam a perda radiativa, pois as superfícies não são totalmente cinzas nem negras e existe uma queda de temperatura ao longo da altura das aletas.

Assim o modelo empregado, em princípio, superestima as perdas de radiação e o valor estimado para os fatores de forma é menor que o valor real. Essas duas influências, no resultado final, estão se opondo e conseqüentemente são compensatórias mutuamente. Daí, acreditar-se que o valor final previsto da troca de radiação é uma aproximação bem próxima do valor real encontrado no presente estudo.

Figura B.1 - Diagrama esquemático das áreas de troca calor por radiação.

Figura B.2 - Representação esquemática de um invólucro formado por superfícies radiativamente ativas.

Figura B.3 - Geometrias cujos fatores de forma foram usados no cálculo da troca de calor por radiação.

a)

b)

Figura B.4 - Geometrias cujos fatores de forma foram calculados usando-se a álgebra dos fatores de forma.

APÊNDICE C

ANÁLISE DAS INCERTEZAS

O objetivo da realização da análise das incertezas era de se estimar os níveis de incerteza na determinação experimental dos Números de Nusselt e Rayleigh. Os níveis obtidos nesta análise foram comparados ao espalhamento apresentado pelos dados experimentais com o intuito de fornecer uma base adequada para comparações futuras dos resultados deste trabalho

Na análise empregada [30], freqüentemente adotada em trabalhos de pesquisa e desenvolvimento e denominada de experiência de "amostra simples", levou-se em consideração apenas a componente aleatória das incertezas experimentais, pois a parte fixa foi considerada desprezível.

Uma fórmula para avaliação da incerteza da variável R como função de um conjunto único de variáveis independentes observadas x_i , foi proposta por Kline e McClintock [31], i.e.,

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (C.1)$$

onde a incerteza em R é definida por

$$\begin{aligned} \delta R = \{ [(\partial R / \partial x_1) \delta x_1]^2 + [(\partial R / \partial x_2) \delta x_2]^2 + \dots \\ + [(\partial R / \partial x_n) \delta x_n]^2 \}^{1/2} \end{aligned} \quad (C.2)$$

Define-se $\partial R / \partial x_i$ como sendo a derivada parcial de R em relação a x_i que é o coeficiente de sensibilidade para o resultado R em correspondência a medida x_i e δx_i é o nível de incerteza associada a variável x_i .

A equação (C.2) se aplica, desde que [32]

- i) Cada x_i deve ser uma variável independente.
- ii) Se realizadas repetidas observações de cada medida, estas devem apresentar distribuições normais ou Gaussianas.
- iii) A incerteza em cada medida será inicialmente expressa nas mesmas probabilidades (20:1).

A incerteza estimada obtida da equação anterior (C.2) é baseada na "Combinação de Probabilidades constantes". Neste método, a incerteza em cada variável de entrada x_i é especificada em probabilidades de 20/1 e o intervalo de incerteza calculado para o resultado R , também é válido para o mesmo valor.

Os valores dos intervalos de incerteza δx_i foram obtidos através da combinação do desvio padrão da incerteza da exatidão dos instrumentos (metade da menor divisão da escala) e da incerteza do transiente, ou seja, dos desvios padrão de um conjunto de repetidas observações do valor de x_i , tal como recomendado por [31]. A escolha das variáveis x_i a serem incluídas no cálculo do nível de incerteza do resultado R , depende do motivo da análise. Se o valor da incerteza calculado é para ser comparado ao espalhamento dos dados experimentais, as variáveis como dimensões das seções de testes e propriedades

do fluido de trabalho não devem ser incluídas, de acordo com [31] e denominada análise de primeira ordem. Por outro lado, para se comentar os dados e compará-los a resultados com soluções numéricas ou analíticas o efeito da incerteza em todas as variáveis que influenciam o resultado R deve ser levado em conta, em concordância com [31] e chamada de análise de enésima ordem.

A tabela C.1, apresentada no fim deste apêndice, mostra um resumo dos resultados da análise de incerteza feitos para uma típica corrida. Os dados desta corrida são os mesmos apresentados no capítulo 4 e no apêndice A. Todas as variáveis usadas no cálculo dos números de Nusselt e Rayleigh são mostradas juntas com seus níveis de incerteza, bem como a contribuição individual percentual de cada variável na incerteza total dos números citados.

As primeiras seis variáveis mostradas nesta tabela foram usadas no cálculo da incerteza dos números de Nusselt e Rayleigh empregados para se comparar com o espalhamento dos dados experimentais, enquanto que para se determinar as incertezas totais destes mesmos parâmetros adimensionais, empregou-se todas as variáveis listadas na tabela C.1.

A análise de primeira ordem indicou que as incertezas máximas dos Números de Nusselt e Rayleigh, baseados no espaçamento entre aletas, foram, respectivamente, de $\pm 2,49 \%$ e $\pm 0,59 \%$. Estes resultados estão de acordo com o espalhamento apresentado pelos dados discutidos anteriormente que indicam que os experimentos estavam sob controle.

A incerteza total máxima do Número de Nusselt, Nu_s , foi de $\pm 6,00 \%$ e para o Número de Rayleigh do canal, Ra_s (s/L) de $\pm 2,00 \%$, que representam um nível de exatidão esperado para os experimentos realizados. Observa-se que as maiores contribuições individuais na incerteza do Número de Nusselt foram devido a voltagem shunt de um dos aquecedores e da temperatura do ar, enquanto que no Número de Rayleigh as maiores contribuições foram devido as temperaturas da superfície aletada e do ar.

Tabela C.1

Resumo dos Resultados da Análise de Incerteza para uma Corrida de Dados Típica

Variável	Valor Nominal	Incerteza variável (%)	Contribuição Individual em δNu (%)	Contribuição Individual em δRa_s (%)
V_1	23,90	0,209	$9,387 \times 10^{-2}$	-
V_2	44,70	0,112	0,124	-
VS_1	30,22	0,296	0,176	-
VS_2	39,80	0,355	0,392	-
T_p	103,63	0,289	0,278	$8,470 \times 10^{-2}$
T_a	22,19	0,343	1,550	$1,009 \times 10^{-2}$
T_s	69,73	0,449	-	-
A	0,0144	$6,18 \times 10^{-2}$	$6,154 \times 10^{-2}$	-
β	$2,978 \times 10^{-3}$	$6,68 \times 10^{-2}$	-	$1,596 \times 10^{-3}$
C_p	0,241	$1,15 \times 10^{-3}$	-	$3,630 \times 10^{-4}$
K	$2,856 \times 10^{-2}$	$5,57 \times 10^{-2}$	0,146	$1,327 \times 10^{-3}$
μ	$2,001 \times 10^{-5}$	$4,95 \times 10^{-4}$	-	$1,183 \times 10^{-3}$
ρ	1,050	0,067	-	$3,192 \times 10^{-3}$
s	$9,0 \times 10^{-3}$	0,555	0,245	$5,416 \times 10^{-3}$
L	0,150	0,001	-	$7,962 \times 10^{-4}$