

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO**

**Dissipadores Térmicos de Placas Paralelas
com Influxo de Topo**

Autor: **Valter Cesar de Souza**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

07/2005

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Dissipadores Térmicos de Placas Paralelas com Influxo de Topo

Autor: **Valter Cesar de Souza**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Flúidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

So89d Souza, Valter Cesar de
Dissipadores térmicos de placas paralelas com influxo de
topo / Valter César de Souza.--Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Controle de temperatura – Estudos experimentais. 2.
Simulação (Computadores). 3. Aparelhos e materiais
eletrônicos – Controle de temperatura. 4. Aparelhos e materiais
eletrônicos - Resfriamento. 5. Controle de temperatura. 6.
Otimização matemática. I. Altemani, Carlos Alberto Carrasco.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Impinging flow parallel plates heat sinks

Palavras-chave em Inglês: Heat sinks, Parallel plates, Top inlet and side exit,
Experimental data, Numerical simulations, Optimization

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Genésio José Menon, Jurandir Itizo Yanagihara, Jorge Isaias
Llagostera Beltran e Marcelo Moreira Ganzarolli

Data da defesa: 27/07/2005

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

TESE DE DOUTORADO

Dissipadores Térmicos de Placas Paralelas com Influxo de Topo

Autor: **Valter Cesar de Souza**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

A Banca Examinadora aprovou esta Tese composta pelos membros abaixo:

Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani
FEM - UNICAMP

Prof. Dr. Genésio José Menon
IEM – UNIFEI

Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara
POLI – USP

Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran
FEM - UNICAMP

Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
FEM - UNICAMP

Campinas, 27 de julho de 2005.

Dedicatória

Dedico este trabalho:

à *Silvia*, minha gata, que me acompanha nessa árdua trajetória de aprendiz de cientista;

à minha filha *Eduarda*, por me presentear com seu sorriso simpático e meigo ;

a meu filho *Caio*, Leão por natureza, que desde cedo nasceu para reinar;

a minha mãe *Conceição*, braço forte da família com seu pensamento jovem e determinante;

ao meu amigo *Gilmar*, companheiro de todas as tarefas;

ao meu filho irmão *Waldir* e a minha filha irmã *Vanessa*, que constitui a base da família Souza & Souza;

à memória de meu pai, *Antonio*, que sempre me apoiou no caminho da ciência e tão cedo se foi...

Agradecimentos

Esta pesquisa não poderia ser terminada sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me conduziu com sabedoria e paciência.

A todos os professores e companheiros de curso, que ajudaram de forma direta ou indireta na construção desta Tese.

Obrigado a todos.

Pastor.

Uma longa caminhada começa com o primeiro passo.

Resumo

Souza, Valter Cesar, *Dissipadores Térmicos de Placas Paralelas com Influxo de Topo*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005, 76 p. Tese (Doutorado).

Os dissipadores térmicos de placas paralelas com entrada de topo e saída lateral constituem uma alternativa para intensificar a remoção da potência elétrica dissipada em microprocessadores. Neste trabalho, três dissipadores térmicos de placas paralelas foram construídos e testados com escoamento variável de ar sob condições de entrada de topo e saída lateral. Os resultados experimentais foram comparados com correlações da literatura e com resultados de simulações numéricas tridimensionais. Após a validação com os resultados experimentais, o modelo numérico foi utilizado num procedimento para obter o número de aletas do dissipador para a máxima troca térmica convectiva. Dois casos foram considerados, um deles baseado numa velocidade média do ar constante na entrada do dissipador, e o outro, numa relação linear da curva de operação de um ventilador.

Palavras Chave

dissipadores térmicos, placas paralelas, entrada de topo e saída lateral, resultados experimentais, simulações numéricas, otimização.

Abstract

Souza, Valter Cesar, *Impinging Flow Parallel Plates Heat Sinks*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005, 76 p. Tese (Doutorado).

The parallel plates heat sinks with top inlet and side exit constitute an enhanced heat transfer alternative for the local removal of electric power dissipation in microprocessors. In the present work, three parallel plates heat sinks were built and tested with variable airflow under the conditions of top inlet and side exit. The experimental results were compared with correlations from the literature and with results from three-dimensional numerical simulations. After the validation with the experimental results, the numeric model was used in an optimization procedure to obtain the heat sink number of fins for the maximum convective heat transfer. Two cases were considered, one based on a constant average inlet air velocity, and the other, on an assumed linear fan curve.

Keywords

heat sinks, parallel plates, top inlet and side exit, experimental data, numerical simulations, optimization.

Índice

Lista de Figuras	iii
Lista de Tabelas	v
Nomenclatura	vi
1. Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objetivo.....	2
1.3 Estrutura do Trabalho.....	2
2 Revisão Bibliográfica.....	4
2.1 Trabalhos Considerados	4
2.2 Considerações Finais – Revisão Bibliográfica.....	13
3 Análise Experimental	14
3.1 Montagem Experimental	14
3.1.1 Caixa Plenum	15
3.1.2 Dissipadores Térmicos	17
3.1.3 Conjunto de Aquecimento.....	19
3.1.4 Termopares.....	21
3.2 Procedimento Experimental e Instrumentação.....	22
3.3 Análise de Incerteza	23
3.4 Considerações Finais – Análise Experimental	24

4	Análise Teórica.....	25
4.1	Equações de Transporte.....	25
4.2	Modelo de Turbulência	26
4.3	Domínio Numérico.....	27
4.4	Condições de Contorno	28
4.5	Método Numérico	29
4.5.1	Malha.....	29
4.5.2	Critério de Convergência	30
4.6	Otimização do Número de Aletas	31
4.6.1	Caso A.....	32
4.6.2	Caso B.....	34
4.7	Considerações Finais – Análise Teórica	34
5	Resultados e Discussões.....	35
5.1	Queda de Pressão.....	35
5.2	Convecção Térmica.....	42
5.3	Distribuição de Velocidade, Pressão e Temperatura.....	48
5.4	Otimização do Número de Aletas	52
5.4.1	Caso A.....	52
5.4.2	Caso B	54
5.5	Considerações Finais – Resultados e Discussões.....	54
6	Conclusões e Sugestões.....	55
	Referências Bibliográficas.....	57
	Anexo A	63
A1	Equações de Redução	63
A2	Análise de Perdas Térmicas.....	71

Lista de Figuras

2.1 Aleta com Entalhe Central.....	8
2.2 Placas e Pinos.....	9
2.3 Placas Oblíquas.....	9
3.1 Esquema da Montagem Experimental.....	15
3.2 Caixa Plenum	16
3.3 Bocal com Anteparo.....	16
3.4 Placa de Entrada e Visualização.....	16
3.5 Placa de Entrada	16
3.6 Base do Dissipador com suas Ranhuras	17
3.7 Dissipador III.....	17
3.8 Dissipador I	18
3.9 Dissipador II	18
3.10 Conjunto de Aquecimento.....	19
3.11 Conjunto com Dissipador.....	19
3.12 Distâncias dos Resistores	20
3.13 Aquecedor Principal	20
3.14 Posições dos Resistores.....	20
3.15 Aquecedor de Proteção.....	20
3.16 Posicionamento dos Termopares.....	21

4.1 Domínio Numérico.....	27
4.2 Estudo da Independência de Malha para o Dissipador III com $Re = 1044$	30
5.1 Queda de Pressão – Dissipador I.....	37
5.2 Queda de Pressão – Dissipador II.....	39
5.3 Queda de Pressão – Dissipador III	41
5.4 Convecção Térmica – Dissipador I	43
5.5 Convecção Térmica – Dissipador II	45
5.6 Convecção Térmica – Dissipador III.....	47
5.7 Domínio Numérico – Dissipador III.....	48
5.8 Distribuição de Velocidade no Plano $x = 3,5\text{mm}$	49
5.9 Distribuição de Pressão no Plano $x = 3,5\text{mm}$	50
5.10 Distribuição de Temperatura no Plano $z = 75\text{mm}$	51

Lista de Tabelas

3.1 Coordenadas para as Posições dos Termopares	21
3.2 Incertezas das Medidas Experimentais.....	23
3.3 Incertezas dos Resultados Experimentais.....	24
4.1 Dimensões do Domínio Numérico.....	27
4.2 Condições de Contorno para Entrada, Saída e Plano de Simetria.....	28
4.3 Valores de Resíduo de Referência.....	31
4.4 Propriedades do Ar e do Alumínio.....	32
4.5 Características dos Dissipadores	32
5.1 Queda de Pressão – Dissipador I.....	36
5.2 Queda de Pressão – Dissipador II.....	38
5.3 Queda de Pressão – Dissipador III	40
5.4 Transferência Convectiva de Calor – Dissipador I.....	42
5.5 Transferência Convectiva de Calor – Dissipador II	44
5.6 Transferência Convectiva de Calor – Dissipador III.....	46
5.7 Resultados – Dissipadores I, II e III	53
5.8 Resultados – Dissipadores I, II e III Otimizados	53
5.9 Resultados do caso B.....	54

Nomenclatura

Letras Latinas

A_b	– Área do bocal, $A_b = \pi(\phi_b/2)^2$	[m ²]
A_{acr}	– Área de contato placa de acrílico, $A_{acr} = s_{acr}w_{acr}$	[m ²]
A_{cav}	– Área da abertura da cavidade, $A_{cav} = Lw_f$	[m ²]
$A_{dis_F_exp}$	– Área frontal exposta da base do dissipador, $A_{dis_F_exp} = w_f y_{fe}$	[m ²]
$A_{dis_F_iso}$	– Área frontal isolada da base do dissipador, $A_{dis_F_iso} = w_f y_{fi}$	[m ²]
A_{dis_Lat}	– Área lateral da base do dissipador, $A_{dis_Lat} = w_l y_l$	[m ²]
A_F	– Área da seção do fio de cobre, $A_F = \pi R_F^2$	[m]
A_h	– Área lateral do aquecedor principal, $A_h = 4y_h(w_h + 2s_{iso_Lat})$	[m ²]
A_{iso_Lat}	– Área isolada da aleta lateral, $A_{iso_Lat} = Ly_{iso_Lat}$	[m ²]
A_{sil}	– Área da seção do silicone, $A_{sil} = y_{sil}w_{sil}$	[m ²]
A_T	– Área da seção do fio de termopar, $A_T = \pi R_T^2$	[m]
cp	– Calor específico	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
F	– Fundo de escala, (= 40,4 mm Álcool)	[mm Álcool]
h	– Coeficiente convectivo médio	[Wm ⁻² K ⁻¹]
H	– Altura da aleta	[mm]
I	– Corrente elétrica	[mA ou A]
k_{acr}	– Condutividade térmica do acrílico, (= 0,184 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
k_{ar}	– Condutividade térmica do ar, (=0,026 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]

K_b	– Constante de escoamento do bocal, (= 0,99)	
$k_{Constantan}$	– Condutividade térmica do constantan, (= 23 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
k_{Cu}	– Condutividade térmica do fio de cobre, (= 401 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
k_{Fe}	– Condutividade térmica do ferro, (= 80,2 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
k_{iso}	– Condutividade térmica da borracha macia, (= 0,13 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
k_{sil}	– Condutividade térmica do silicone, (= 0,11 Wm ⁻¹ K ⁻¹)	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
L	– Comprimento da aleta, (=50 mm)	[mm]
L_{acr}	– Comprimento da placa acrílica, (= 75 mm)	[mm]
n	– Número de aletas	
\dot{m}	– Vazão mássica	[kgs ⁻¹]
P	– Pressão	[Pa]
P_1	– Pressão câmara 1	[Pa]
P_2	– Pressão câmara 2	[Pa]
P_{acr}	– Perímetro da seção da aleta de acrílico, $P_{acr} = 2(s_{acr} + w_{acr})$	[m]
P_{amb}	– Pressão ambiente	[Pa]
P_F	– Perímetro do fio de cobre, $P_F = 2\pi R_F$	[m]
P_{ot}	– Potência elétrica fornecida	[W]
Pr_L	– Número de Prandlt laminar, (= 0,7)	
Pr_T	– Número de Prandlt turbulento, (= 0,9)	
P_T	– Perímetro do fio de termopar, $P_T = 2\pi R_T$	[m]
Q	– Vazão volumétrica	[m ³ s ⁻¹]
q_{conv}	– Troca térmica convectiva	[W]
R	– Constante ar, (=287 J kg ⁻¹ K ⁻¹)	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
R_{Cu}	– Resistência ôhmica, (= 0,165 ohms)	[ohms]
Re	– Número de Reynolds, $Re = \rho_{ar} \bar{V} 4LS / [\mu_L 2(L + S)]$	
R_F	– Raio do fio de cobre, (= 0,25 mm)	[mm]
R_T	– Raio do fio do termopar, (= 0,125 mm)	[mm]
S	– Espaçamento entre aletas	[mm]

s_{acr}	– Espessura da parede de acrílico, (= 10 mm)	[mm]
S_{fator_forma}	– Fator de forma	[mm]
$s_{iso_Frontal}$	– Espessura do isolante parte frontal, (= 3,4 mm)	[mm]
s_{iso_Lat}	– Espessura do isolante parte lateral, (= 10 mm)	[mm]
s_{sil}	– Espessura média da camada de silicone, (= 1 mm)	[mm]
T	– Temperatura	[°C]
T_{amb}	– Temperatura ambiente	[K]
T_b	– Temperatura na base do dissipador	[°C]
T_e	– Temperatura do ar na entrada da caixa plenum	[°C]
T_h	– Temperatura do aquecedor principal	[°C]
u^+	– Coordenada interna, $u^+ = u / (\tau_w / \rho_{ar})^{1/2}$	
u, v, w	– Componentes do vetor velocidade	[ms ⁻¹]
\bar{V}	– Velocidade média de entrada no canal, $\bar{V} = \dot{m} / [\rho_{ar} ((n-1)LS)]$	[ms ⁻¹]
w_{acr}	– Comprimento de contato, (= 50 mm)	[mm]
w_f	– Comprimento frontal da base	[mm]
w_h	– Comprimento do aquecedor principal, (= 50 mm)	[mm]
w_l	– Comprimento lateral da base do dissipador, (= 50 mm)	[mm]
w_{sil}	– Comprimento de contato silicone, (= 50 mm)	[mm]
y_{fe}	– Altura frontal exposta da base do dissipador, (= 5 mm)	[mm]
y_{fi}	– Altura frontal isolada da base do dissipador, (= 5 mm)	[mm]
y_h	– Altura do aquecedor principal, (= 20 mm)	[mm]
y_{iso_Lat}	– Altura isolada da aleta lateral, $y_{iso_Lat} = H - 10$	[mm]
y_l	– Altura lateral da base do dissipador, (= 10 mm)	[mm]
y_{sil}	– Altura média da camada de silicone, (= 10 mm)	[mm]

Letras Gregas

ΔT	– Variação de temperatura	[°C]
ΔP	– Queda de pressão	[mm Álcool]
ε_{ap}	– Emissividade aparente, (= 0,89)	
ϕ_b	– Diâmetro do bocal, (= 17 mm)	[mm]
φ	– Tensão elétrica	[V ou mV]
μ_L	– Viscosidade dinâmica	[Nsm ⁻²]
μ_T	– Viscosidade turbulenta	[Nsm ⁻²]
ρ	– Massa específica	[kgm ⁻³]
$\rho_{\text{água}}$	– Massa específica da água	[kgm ⁻³]
ρ_{ar}	– Massa específica do ar, $\rho_{\text{ar}} = P_{\text{amb}} / (T_{\text{amb}} R)$	[kgm ⁻³]
ν	– Viscosidade cinemática	[m ² s ⁻¹]
σ	– Constante de Stefan-Boltzmann, (= 5,67 x 10 ⁻⁸ Wm ⁻² K ⁻⁴)	[Wm ⁻² K ⁻⁴]
τ_w	– Tensão de Cisalhamento	[Pa]

Siglas

ASME	American Society of Mechanical Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
COPT	Coefficient of Performance Thermal
EEP	Electrical and Electronic Packing
EES	Engineering Equation Solver
HTD	Heat Transfer Division
IMAPS	International Microelectronics And Packaging Society
ISPS	International Systems Packaging Symposium

LVEL	L, menor distância da parede, VE, velocidade local, e L, viscosidade dinâmica.
NIST	National Institute of Standards and Technology
PHOENICS	Parabolic Hyperbolic or Elliptic Numerical Integration Code Series
SIMPLE	Semi IMPLICIT Linked Equation
SIMPLEST	Semi IMPLICIT Linked Equation Shortened
SISE	Side Inlet Side Exit
TISE	Top Inlet Side Exit
CHAM	Concentration Heat And Momentum

Capítulo 1

1 Introdução

A capacidade de processamento dos microcomputadores tem aumentado com uma dissipação crescente de potência elétrica no seu interior. O ar atmosférico é o fluido mais conveniente para o controle térmico, mas devido às suas propriedades, requer frequentemente o uso de dispositivos de intensificação de troca de calor. Os dissipadores térmicos são os mais usados e o seu projeto térmico deve ser cada vez mais cuidadoso. A construção tradicional emprega placas paralelas e um escoamento de ar alinhado com a base do dissipador. Numa configuração mais recente, o escoamento de ar entra pelo topo do dissipador, sendo desviado para as suas duas saídas laterais à medida que se aproxima da base. A convecção térmica neste caso é maior que na configuração do escoamento paralelo à sua base, Sathe et al. (1995).

1.1 Motivação

Uma das primeiras investigações experimentais de dissipadores do tipo placas paralelas com influxo de topo foi o trabalho de Sparrow et al. (1985). Eles utilizaram a técnica de sublimação de naftaleno no ar para simular a troca convectiva de calor do escoamento entre duas placas paralelas isotérmicas. Obtiveram como resultados a variação do número de Sherwood e do coeficiente de queda de pressão em função da vazão de ar e do espaçamento entre as placas paralelas.

Utilizando técnicas de CFD e medidas experimentais feitas em um canal único Biber (1997) apresentou duas correlações adimensionais, uma para um coeficiente de queda de pressão e outra para o número de Nusselt médio, considerando um dissipador com influxo de topo.

Um trabalho mais sofisticado em termos experimentais utilizando um canal único foi feito nas investigações de Holahan et al. (1999), que apresentou uma distribuição de medidas de temperatura e de pressão estática na superfície das placas, comparando-os com resultados de simulação numérica. Este trabalho não apresentou resultados da queda de pressão ou da troca convectiva de calor.

A abordagem utilizada nestas pesquisas motivou o desenvolvimento de um trabalho visando à obtenção de medidas confiáveis em laboratório utilizando dissipadores térmicos completos e não apenas um canal entre duas placas.

1.2 Objetivo

O presente trabalho foi desenvolvido com o objetivo de efetuar uma análise numérica e experimental de dissipadores térmicos de placas paralelas com influxo de topo. Com este propósito foram efetuadas medidas em laboratório utilizando três dissipadores térmicos completos confeccionados artesanalmente. Os resultados das medidas experimentais com os dissipadores foram comparados com as predições de correlações e simulações numéricas.

1.3 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está organizado em seis capítulos. No capítulo dois são descritas algumas pesquisas relacionadas com o tema central da tese, apresentando a evolução do tema de forma selecionada. O capítulo três apresenta a descrição da montagem experimental, a instrumentação utilizada, o procedimento experimental e as incertezas associadas às medidas e aos resultados experimentais. No capítulo quatro são apresentadas às equações de transporte resolvidas, o modelo numérico, e os casos considerados na otimização. No capítulo cinco estão apresentados

os resultados experimentais, de correlações e de simulação numérica para a queda de pressão e a troca térmica convectiva para os dissipadores. São apresentados também os resultados da otimização efetuada. O capítulo seis apresenta algumas conclusões obtidas da pesquisa realizada e algumas sugestões para futuros trabalhos. As equações de redução e detalhes da análise de perdas térmicas aplicadas neste trabalho estão apresentadas no anexo A.

Capítulo 2

2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são descritos alguns trabalhos relacionados com o tema central da tese, a análise térmica de dissipadores de placas paralelas com influxo de topo. O objetivo é mostrar a evolução do tema de forma selecionada.

2.1 Trabalhos Considerados

O dissipador tipo placas paralelas com influxo de topo constitui uma alternativa para a remoção da potência elétrica dissipada nos processadores de microcomputadores a partir da década de 90. O interesse dos pesquisadores em engenharia térmica no estudo deste tipo de configuração foi impulsionado pelo aumento da capacidade de processamento dos microprocessadores, requerendo projetos de dissipadores cada vez mais eficientes para garantir a temperatura de operação numa faixa confiável.

Uma das primeiras investigações experimentais de dissipadores do tipo placas paralelas com influxo de ar pelo topo nos regimes laminar e turbulento foi o trabalho de Sparrow et al. (1985). Os resultados apresentados foram um coeficiente de queda de pressão e valores médios e locais do número de Sherwood em função da vazão de ar e do espaçamento entre duas

placas paralelas. Eles foram obtidos utilizando a técnica de sublimação de naftaleno no ar, para simular a troca térmica convectiva do escoamento entre duas placas isotérmicas quadradas com 100 mm de aresta com quatro espaçamentos diferentes (1,2 mm; 1,5 mm; 1,9 mm e 2,4 mm), para três configurações distintas (sem obstrução, com obstrução de topo e com obstrução lateral).

Na literatura, a configuração com influxo de topo foi denominada TISE (*Top Inlet Side Exit*), enquanto a configuração com influxo lateral foi designada SISE (*Side Inlet Side Exit*). Uma comparação do desempenho dessas duas configurações foi realizada por Sathe et al. (1995), através de simulações numéricas validadas com resultados experimentais. Eles concluíram que a configuração TISE apresenta um melhor desempenho térmico que a configuração tipo SISE.

As investigações experimentais consomem um tempo significativo do projeto de um dissipador de calor. Para minimizar este tempo em laboratório Kang e Holahan (1995) propuseram uma abordagem com investigações experimentais, simulações e correlações. Inicia-se utilizando correlações na escolha de um conjunto inicial de geometrias de dissipadores. Em seguida aplicam-se simulações numéricas no direcionamento a obter-se um subconjunto de geometrias. Depois avança na confecção de um número reduzido de dissipadores para efetivamente obterem-se as medidas experimentais em laboratório. Esta metodologia foi formalizada no trabalho de Biber e Belady (1997).

As medidas principais feitas em laboratório com os dissipadores correspondem a uma característica térmica normalmente associada ao número Nusselt ou à resistência térmica, definida como a razão entre a variação de temperatura pela potência dissipada, e a uma característica hidrodinâmica representada pela queda de pressão. Com esses resultados normalmente busca-se a elaboração de um modelo que corresponda bem às medidas experimentais. Nesta linha estão os trabalhos de Kang e Holahan (1995), Holahan et al. (1996), Biber (1997), Saini e Webb (2002). Os modelos apresentados por estes trabalhos são apropriados para estudos paramétricos.

Considerando um escoamento laminar entre as aletas, Holahan et al. (1996) desenvolveram um modelo analítico para calcular o desempenho térmico e a queda de pressão para um dissipador de calor de placas paralelas com influxo de topo. Os resultados do modelo foram comparados com resultados experimentais e de simulações.

No ano seguinte, Biber (1997) apresentou duas correlações adimensionais, uma para um coeficiente de queda de pressão e outra para um número de Nusselt médio. Essas correlações apresentaram um desvio de 24% para queda de pressão e 16% para troca térmica quando comparadas com seus próprios resultados experimentais.

Uma proposta de melhoria das correlações Biber (1997) ocorreu no trabalho de Saini e Webb (2002), que propuseram também um modelo analítico para a configuração SISE. Medidas experimentais do desempenho hidrodinâmico e térmico foram efetuadas utilizando dois dissipadores de calor de alumínio de placas paralelas, um para cada configuração de escoamento. Os resultados dos testes experimentais foram comparados com os modelos propostos. O modelo para o escoamento tipo SISE apresentou um desvio de 8% para a troca térmica e de 20% para a queda de pressão, enquanto que para o modelo TISE ocorreu um desvio de 22% para a queda de pressão e de 11% para a troca térmica.

Medidas experimentais feitas em laboratório também foram utilizadas para validar modelos numéricos. Nestes trabalhos, a característica térmica pode estar associada à resistência térmica, a um número Nusselt ou uma distribuição de temperatura, e a característica hidrodinâmica, associada à queda de pressão ou a uma distribuição de pressão. Nesta linha estão os trabalhos Sathe et al. (1997), Tanaka et al. (1997), Holahan et al. (1999), Sasao et al. (2001). Os modelos apresentados por estes trabalhos são apropriados para uma análise detalhada da condição hidrodinâmica e térmica do projeto de dissipadores de calor.

O trabalho de Sathe et al. (1997) apresentou um estudo do dissipador de calor utilizado no computador IBM 4381. Ele consistia de uma base de cerâmica com aletas de liga alumínio-cobre.

Foi apresentada uma análise numérica da transferência de calor, da queda de pressão e da temperatura na base do dissipador e nas aletas. Os resultados numéricos foram comparados com valores obtidos experimentalmente. Este estudo ilustrou a utilidade da análise de CFD no projeto térmico de dissipadores.

Utilizando o método de elementos finitos e o modelo de turbulência $k - \varepsilon$, Tanaka et al. (1997) compararam qualitativamente os resultados numéricos do campo de velocidades com resultados de visualização experimental. Além disso, distribuições de temperatura do resultado computacional apresentaram um desvio de 20 a 30% em comparação com os dados experimentais.

Na pesquisa de Holahan et al. (1999) foram efetuadas medidas experimentais e simulações numéricas do comportamento térmico e hidrodinâmico associados a um canal de um dissipador na configuração TISE. As medidas foram efetuadas no espaço entre duas placas paralelas separadas por 1 mm e com influxo de topo, mas com obstrução parcial de 40 % da seção de entrada. As placas das aletas tinham 50 mm de altura e 100 mm de largura e foram instrumentadas com sensores de pressão e de temperatura. As medidas experimentais de temperatura e de pressão estática na superfície das placas foram comparadas com resultados de simulação numérica.

Uma abordagem semelhante ao trabalho anterior foi feita por Sasao et al. (2001). Neste trabalho foi utilizada uma técnica de substituição de todos os canais do conjunto aletado por um único canal equivalente. Os resultados do modelo desenvolvido neste trabalho foram comparados com dados experimentais, apresentando desvios de 15% para a troca térmica e de 20% para a queda de pressão.

A configuração TISE foi objeto de estudo de vários trabalhos analíticos, numéricos e experimentais, porém os resultados de queda de pressão ou térmicos não foram apresentados de uma forma homogênea. Uma tentativa de padronização da queda de pressão foi apresentada no

trabalho de Biber e Belady (1997). Eles propuseram uma metodologia para a avaliação da queda de pressão para um dissipador tipo SISE, considerando apenas o efeito do dissipador, eliminando o efeito extra da estrutura onde ele é montado.

Atualmente os pesquisadores estão testando novas disposições ou geometrias alternativas de aletas para a configuração com influxo de topo. Nesta linha estão os trabalhos de Sathe e Sammakia (2004), Yu et al. (2005) e Lin et al. (2005).

Com o intuito de diminuir a queda de pressão em uma configuração TISE os pesquisadores Sathe e Sammakia (2004) propuseram uma modificação nas aletas de um dissipador de calor de placas paralelas. Confeccionando as aletas com um entalhe central na parte superior, como apresentado na Figura 2.1. Uma investigação numérica do desempenho deste dissipador foi conduzida e verificada por dados experimentais. Os efeitos da espessura da aleta, da forma do entalhe central e da largura do bocal de entrada de ar sobre a transferência de calor e a queda de pressão foram investigados. O estudo mostrou que o entalhe central apresenta-se como uma alternativa para a placa sem entalhe, por diminuir a queda de pressão sem sacrificar a troca térmica.

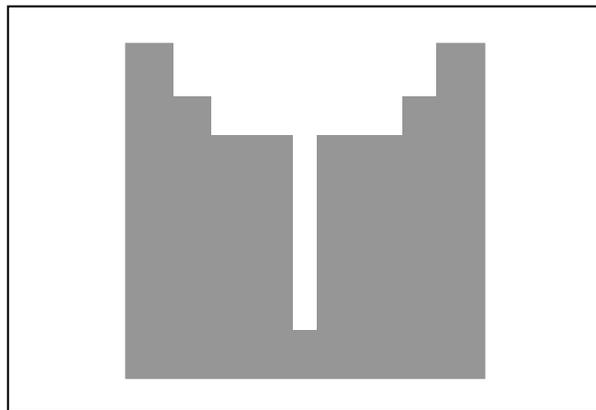


Figura 2.1 – Aleta com Entalhe Central

Uma associação de aletas tipo placa e pino num dissipador, mostrado na Figura 2.2, foi investigada por Yu et al. (2005). Eles compararam o desempenho térmico entre dois dissipadores de placas paralelas com e sem pinos entre as placas, através de simulações numéricas e medidas experimentais. Os resultados obtidos indicaram que a resistência térmica de um dissipador de placas paralelas com pinos era aproximadamente 30% menor do que de um dissipador sem pinos para uma mesma vazão.

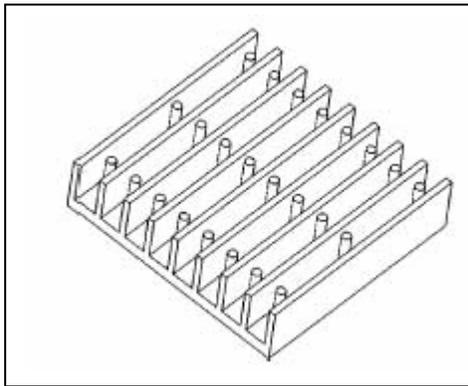


Figura 2.2 – Placas e Pinos.

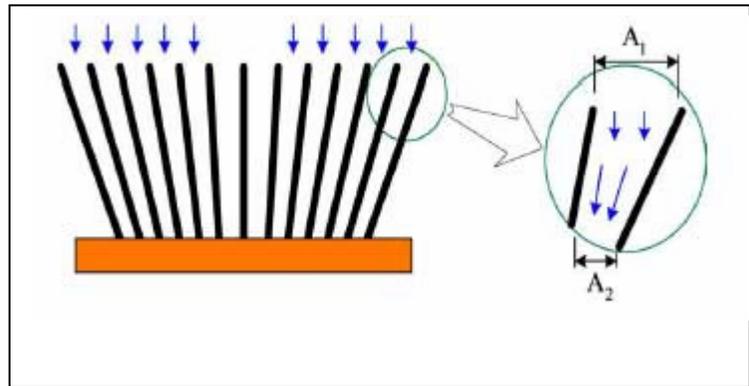


Figura 2.3 – Placas Oblíquas.

O trabalho de Lin et al. (2005) comparou o desempenho de dois dissipadores, um com placas oblíquas, e outro com placas paralelas verticais. Para a configuração com placas verticais, a área da seção transversal ao escoamento permanece sempre constante. Entretanto, quando o número das aletas aumenta, a resistência ao escoamento cresce consideravelmente, apesar do aumento da área de transferência de calor. Na tentativa de reduzir este bloqueio indesejado ao escoamento de ar, as aletas planares oblíquas foram utilizadas em um dissipador de calor, apresentado na Figura 2.3. Os resultados experimentais indicaram um desempenho melhor do que no caso das aletas na disposição vertical. Esta melhoria foi justificada pelo fato que além de um aumento de área de troca convectiva de calor, o escoamento incidente sofre uma aceleração no espaço entre as aletas.

Nos trabalhos apresentados, verifica-se que em média os resultados dos diversos modelos de solução apresentam desvios menores que 30% para comportamento térmico e hidrodinâmico quando comparados com resultados experimentais. Apesar disso, vários trabalhos foram

desenvolvidos no sentido de otimizar os dissipadores de calor, com base em objetivos distintos como a menor massa, a menor resistência térmica ou a menor geração de entropia.

Segundo Chapman (1997) um dissipador de calor deve ser projetado especificamente para cada tipo de aplicação. Um projeto otimizado é importante, pois baixa significativamente o custo do produto final e diminui o tempo de sua chegada ao mercado. A seguir serão apresentadas algumas pesquisas que tiveram como tema a otimização de dissipadores de calor.

O trabalho de Mansuria e Kamath (1994) considerou dissipadores de calor com três geometrias diferentes de aletas: pino, placa e disco. A otimização para cada tipo de aleta foi feita através de simulações numéricas. As restrições para o problema da otimização foram o volume ocupado pelo dissipador de calor e as vazões suportadas pelo ventilador axial utilizado. Os resultados das simulações numéricas indicaram que a geometria das aletas em forma de disco apresentou uma maior taxa de transferência de calor. Eles verificaram também que o escoamento de ar no modo de injeção gera uma resistência térmica menor do que no modo de sucção através das aletas.

Uma otimização paramétrica foi efetuada no trabalho de Lee (1995). Um dissipador de placas paralelas com configuração tipo SISE foi otimizado utilizando um modelo analítico para o seu desempenho térmico. Os parâmetros de análise foram a altura das aletas, o espaçamento entre elas e a velocidade de entrada, verificando os seus efeitos sobre a resistência térmica. Um trabalho mais sofisticado de otimização paramétrica, empregando simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) com o modelo de turbulência $k\epsilon$ foi apresentado por Maveety e Jung (2000). Eles investigaram um dissipador de base quadrada com aletas tipo pino quadrado e influxo de topo de um jato de ar. Os parâmetros analisados foram a altura e a espessura dos pinos, e para o jato de ar o diâmetro e a altura. As variáveis otimizadas foram a resistência térmica e o coeficiente de queda de pressão. Este estudo ilustrou a utilidade de simulações numéricas no projeto e otimização de dissipadores térmicos.

Uma otimização matemática foi aplicada nos trabalhos de Kondo et al. (1998), Craig et al. (1999), De Kock e Visser (2000, 2002, 2004).

Kondo et al. (1998) estudaram dissipadores de placas paralelas na configuração tipo TISE utilizando um algoritmo de otimização multivariável descrito por Stoecker (1971). O procedimento para a determinação da resistência térmica e da queda de pressão foi baseado na divisão do dissipador em zonas, sendo que para cada zona foi aplicado um modelo de correlações semi-empíricas. Para testar a validade das predições do modelo, medidas experimentais e simulações numéricas foram executadas. O modelo desenvolvido apresentou um desvio de 25% para a resistência térmica e 20% para a queda de pressão quando comparado com os resultados experimentais. O modelo apresentou resultados mais próximos das medidas experimentais que as predições dadas pelas simulações numéricas. Na otimização efetuada foram considerados dezesseis parâmetros de projeto, incluindo a espessura e altura da aleta, o espaçamento entre as aletas, e as dimensões do orifício do jato de ar. Uma proposta de melhoria do modelo zonal foi feita no trabalho de Zhipeng e Muzychka (2004, Partes I e II) para determinar a resistência térmica e a queda de pressão no regime laminar do escoamento entre as placas. As predições do modelo concordaram com os resultados experimentais com desvios de 20%.

A minimização da massa de um dissipador de calor utilizando CFD e otimização matemática foi o foco do trabalho de Craig et al. (1999). Neste estudo, o código comercial de CFD, STAR-CD, foi utilizado com o método de otimização DYNAMIC-Q. As variáveis de projeto consideradas foram a altura, o comprimento e a espessura das aletas, a velocidade de entrada, e a espessura da base do dissipador. O método DYNAMIC-Q também foi utilizado por De Kock e Visser (2000, 2002 e 2004) em uma otimização multi-parâmetros, juntamente com o software de simulação Qfin. Estes trabalhos ilustraram como os parâmetros considerados influenciam a massa do dissipador de calor e como as técnicas matemáticas de otimização podem ser usadas para projetar dissipadores térmicos.

Uma otimização minimizando a geração total de entropia foi utilizada por Culham e Muzychka (2001). Neste trabalho foi apresentado um procedimento que permite otimizar simultaneamente diversos parâmetros de projeto de dissipadores de calor, com o objetivo de minimizar a geração da entropia associada à transferência de calor e à queda de pressão no escoamento. Foram considerados todos os parâmetros de projeto relevantes para os dissipadores de calor, incluindo parâmetros geométricos, propriedades do material e as condições do escoamento no seu interior. Foi utilizada uma curva de operação de um ventilador no procedimento de otimização, fornecendo uma ligação entre os parâmetros de projeto otimizados e o ponto de operação do sistema dissipador-ventilador.

Na mesma linha está o trabalho de Shih e Liu (2004), que apresentaram a otimização do dissipador de calor usado no processador AMD Thunderbird de 1GHz. Foi verificado que o número e a razão de aspecto das aletas foram os fatores mais importantes para o desempenho térmico do dissipador. Em consequência da otimização efetuada, os autores indicaram que o desempenho térmico do dissipador pode ser melhorado, bem como o seu tamanho e massa podem ser reduzidos.

O trabalho de Iyengar e Bar-Cohen (2003) avança na análise de geração de entropia considerando toda a cadeia produtiva de um dissipador de calor. Foi desenvolvido um coeficiente de análise do desempenho térmico (COPT) para dissipadores de calor, que tem como objetivo fornecer uma técnica viável para combinar a minimização da massa e a geração de entropia. O COPT relaciona a taxa de troca térmica do dissipador de calor com a potência de bombeamento de um ventilador e com o trabalho termodinâmico requerido para manufaturar e montar o dissipador de calor. A metodologia proposta de otimização maximiza a potência dissipada, identifica uma relação ótima da alocação de recursos, fornecendo a distribuição mais favorável dos recursos energéticos existentes, desde a manufatura do dissipador de calor até a sua operação.

2.2 Considerações Finais – Revisão Bibliográfica

Os trabalhos citados nesta revisão apresentam um panorama das pesquisas realizadas com dissipadores térmicos, servindo como suporte para o desenvolvimento desta Tese. Na abordagem da maioria das pesquisas não foi utilizado um dissipador de calor completo, estudou-se apenas um canal entre duas aletas de um dissipador. O presente trabalho fez uso desta técnica na parte numérica, porém na parte experimental foram utilizados dissipadores completos. As medidas experimentais com três dissipadores de calor distintos foram utilizadas para validar um modelo numérico. Este modelo foi utilizado em uma otimização univariável, que teve como parâmetro o número de aletas de um dissipador, buscando o número ótimo de aletas para maximizar a troca térmica convectiva. Foram considerados dois casos: o primeiro baseado numa velocidade média especificada na entrada dos canais aletados e o segundo caso fez uso de uma curva de operação de um ventilador.

Capítulo 3

3 Análise Experimental

Neste capítulo são descritos a montagem experimental, a instrumentação, o procedimento experimental e a análise de incerteza utilizada.

3.1 Montagem Experimental

Os resultados experimentais apresentados neste trabalho foram obtidos em laboratório com a montagem esquematizada na Figura 3.1. Ela continha uma caixa plenum, confeccionada em madeira, contendo dois compartimentos. Na parede de separação dos compartimentos foi montado um bocal medidor de vazão.

Nos testes, um escoamento de ar era forçado no modo de sucção em circuito aberto passando pela caixa plenum sendo descarregado fora do laboratório. A sucção era feita por um ventilador a jusante da caixa. A vazão era regulada por uma válvula na conexão entre a caixa e o ventilador.

Um dissipador térmico era posicionado no primeiro compartimento da caixa, a montante do bocal, de modo que o escoamento de ar fosse dirigido normal à sua base. A entrada de ar ocorria através de uma abertura em uma placa de acrílico.

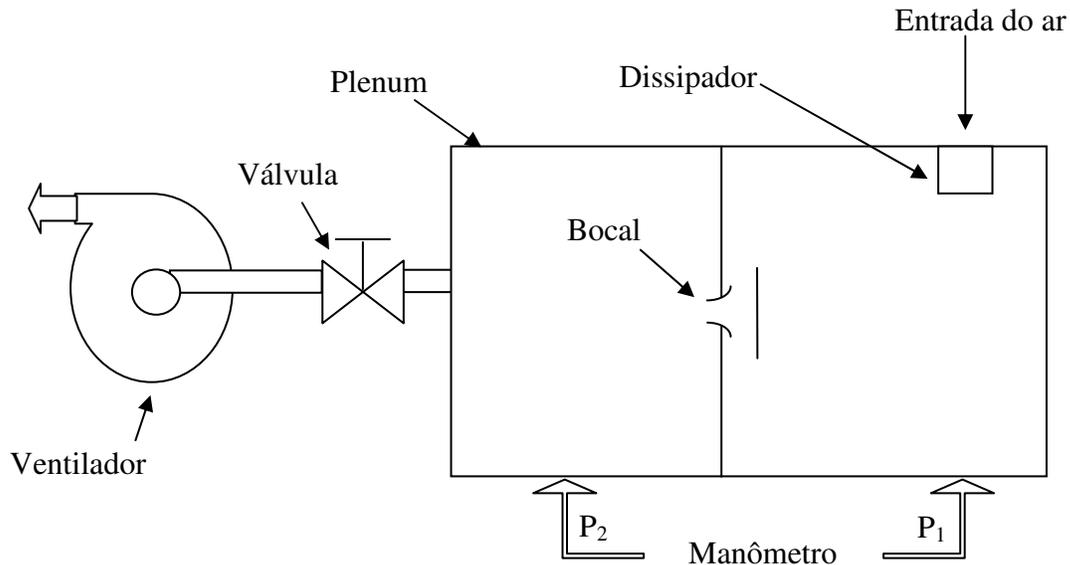


Figura 3.1 – Esquema da Montagem Experimental.

3.1.1 Caixa Plenum

A caixa plenum foi confeccionada com chapas de compensado de espessura de 15 mm com 60 cm de altura, por 72 cm largura e 110 cm de comprimento. Ela foi colocada sobre uma bancada, como mostrado na Figura 3.2.

Ela era composta por duas câmaras separadas por uma parede divisória na qual foi instalado um bocal medidor de vazão. O bocal foi confeccionado em PVC com 17 mm de diâmetro interno, de acordo com a norma ISO 5167. O coeficiente de escoamento adotado foi de 0,99. Um anteparo com 20 cm de diâmetro foi instalado 10 cm a montante do bocal, como indicado na Figura 3.3, evitando possíveis caminhos preferenciais do escoamento de ar que poderiam alterar a calibração do bocal.



Figura 3.2 – Caixa Plenum.

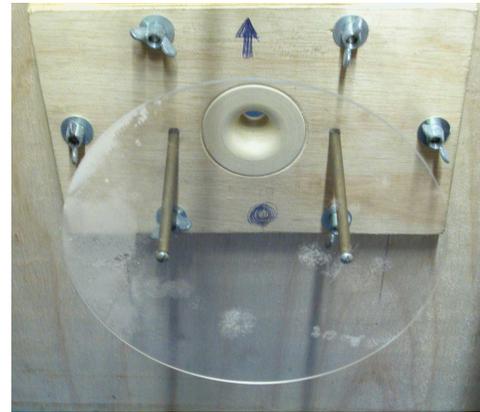


Figura 3.3 – Bocal com Anteparo.

A Figura 3.4 mostra a parte superior da caixa plenum com duas placas de acrílico. A primeira placa (6,5 mm x 440 mm x 320 mm), entre as duas câmaras, possibilitava a observação interna da caixa plenum. A segunda, chamada de placa de entrada (15 mm x 200 mm x 200 mm), foi fixada na parte superior da primeira câmara por oito parafusos e vedada com um anel de borracha. Em sua parte central esta placa possuía uma abertura quadrada de 50 mm de lado que permitia a entrada de ar na caixa plenum. Quatro hastes com rosca de latão com diâmetro de 5 mm foram fixadas na parte inferior dessa placa, como indicado na Figura 3.5. As hastes serviram de suporte para o dissipador e o conjunto de aquecimento, que será descrito na seção 3.1.3.

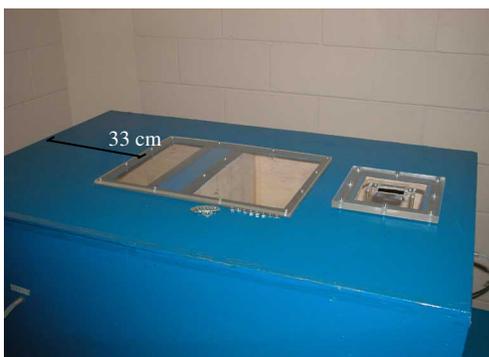


Figura 3.4 – Placa de Entrada e Visualização.

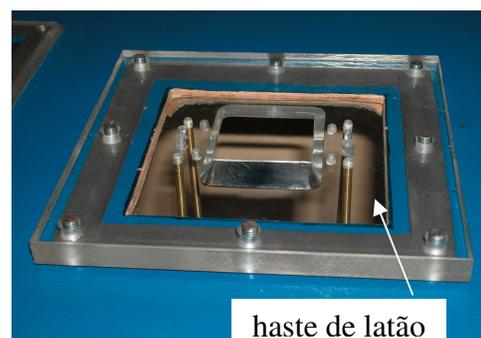


Figura 3.5 – Placa de Entrada.

3.1.2 Dissipadores Térmicos

Três dissipadores térmicos foram construídos na oficina mecânica do Departamento de Energia e utilizados nos testes experimentais deste trabalho. Devido à dificuldade de se fabricar os dissipadores numa única peça, eles foram divididos em duas partes: a base e as aletas, ambas feitas de alumínio. Esta técnica construtiva foi utilizada anteriormente no trabalho de Tomazeti (2002) e foi baseado no trabalho de Lee e Soule (1997). Neste trabalho, a temperatura e a resistência térmica de um dissipador construído desta forma foram praticamente as mesmas daquelas de uma construção maciça, obtida por extrusão ou fundição.

As bases dos dissipadores foram obtidas por corte e fresamento de uma placa de 10 mm de espessura. Duas delas tinham dimensões laterais de 48 mm por 50 mm e a terceira, 49 mm por 50 mm. Numa das faces da base foram fresados sulcos de 1 mm de largura e 3 mm de profundidade, como mostrado na Figura 3.6. As aletas, com 1 mm de espessura, foram introduzidas e coladas nesses sulcos com uma mistura de resina epóxi (araldite) misturada com óxido de zinco para melhorar o contato térmico entre a base e as aletas. Duas aletas foram coladas com a mesma mistura nas extremidades dos dissipadores sem a necessidade de ranhuras, como indicado na Figura 3.7.



Figura 3.6 – Base do Dissipador com suas Ranhuras.

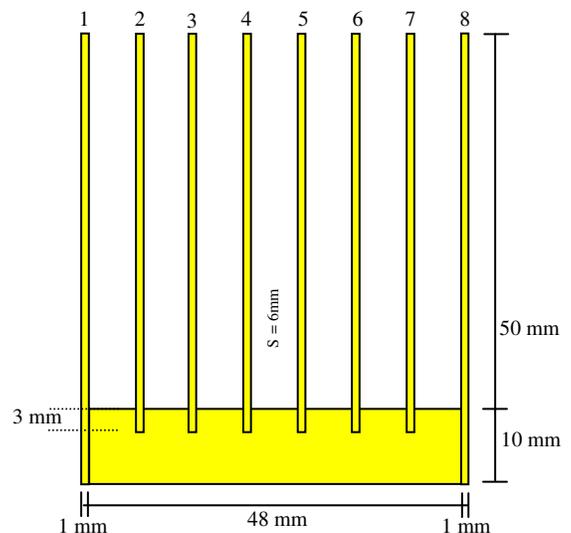


Figura 3.7 – Dissipador III

As aletas foram obtidas por corte em guilhotina de uma chapa de alumínio com 1 mm de espessura. Elas foram coladas individualmente em cada dissipador, tomando o cuidado para remover excessos de cola com um pano umedecido com álcool, evitando desalinhamentos e bolhas de ar, visando o melhor contato térmico entre as partes.

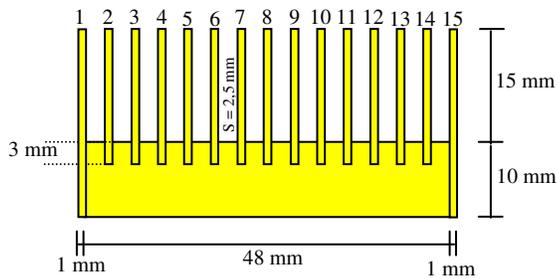


Figura 3.8 – Dissipador I.

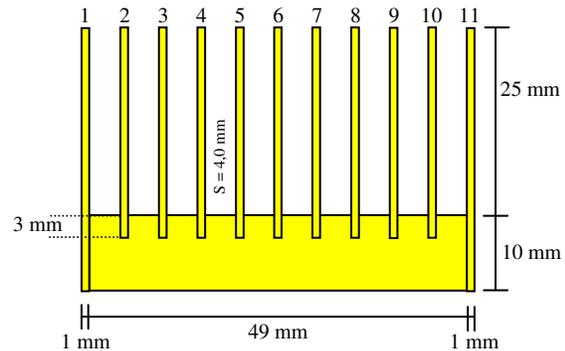


Figura 3.9 – Dissipador II.

Devido ao processo de cura da cola epóxi, a mistura de cola e óxido de zinco tinha de ser refeita repetidas vezes no processo de colagem das aletas nas bases. Visando homogeneizar o processo de colagem, foi utilizada sempre uma mesma proporção de mistura, que consistia em partes iguais de endurecedor, de adesivo e de óxido de zinco.

Todas as aletas tinham 50 mm de largura. A altura das aletas nas ranhuras era igual à sua altura no dissipador somada aos 3 mm de profundidade dos sulcos. Para as duas aletas laterais foram somados os 10 mm da espessura das bases.

Os três dissipadores construídos foram denominados I, II e III na ordem crescente da altura das aletas. Elas eram respectivamente iguais a 15 mm, 25 mm e 50 mm, como indicado nas vistas em corte das Figuras 3.7, 3.8 e 3.9. Estas figuras mostram também o número de aletas de cada dissipador e o espaçamento entre elas.

3.1.3 Conjunto de Aquecimento

O conjunto de aquecimento dos dissipadores térmicos era formado por um aquecedor principal e um aquecedor de proteção, que foram envolvidos por uma camada isolante de 10 mm de borracha, como indicado na Figura 3.11. O aquecedor principal era separado do aquecedor de proteção por uma placa quadrada de madeira com 50 mm de aresta e 5 mm de espessura, como mostrado na Figura 3.10. Esta separação permitia a manutenção da mesma temperatura nos dois aquecedores durante os testes experimentais, evitando perdas condutivas pela base inferior do aquecedor principal.

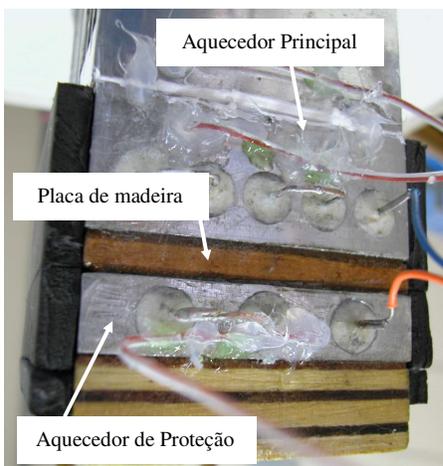


Figura 3.10 – Conjunto de Aquecimento.

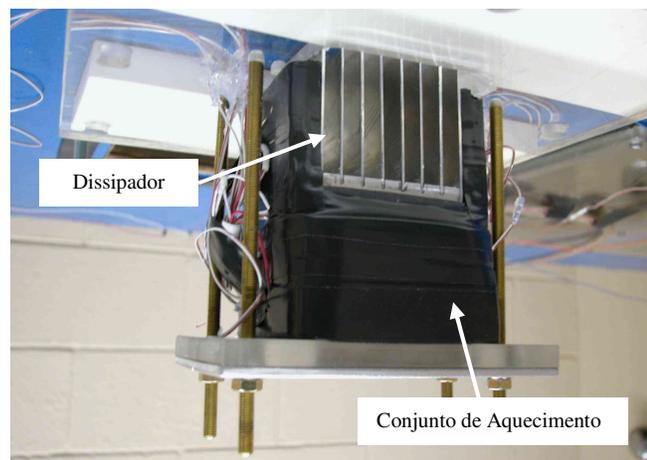


Figura 3.11 – Conjunto com Dissipador.

O aquecedor principal foi confeccionado numa placa de alumínio de dimensões (20 mm x 50 mm x 50 mm) com 5 furos passantes, como indicado na Figura 3.12, onde foram introduzidos resistores elétricos cilíndricos de 10 W, como mostrado na Figura 3.13. Para assegurar uma temperatura uniforme na face superior do aquecedor principal foi utilizada a espessura de 20 mm. Este valor foi verificado através de simulações numéricas utilizando o pacote computacional Phoenics, considerando todas as faces do aquecedor principal adiabáticas, exceto a face superior, na qual se admitiu uma faixa de variação do coeficiente convectivo de 100 a 1000 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Os resultados obtidos indicaram uma variação máxima de temperatura na face superior abaixo de 0,2°C.

Para que a potência elétrica dissipada nos cinco resistores fosse direcionada para a base do dissipador, foi utilizado um segundo aquecedor térmico denominado aquecedor de proteção, com a finalidade de criar uma condição de contorno adiabática para a base inferior do aquecedor principal.

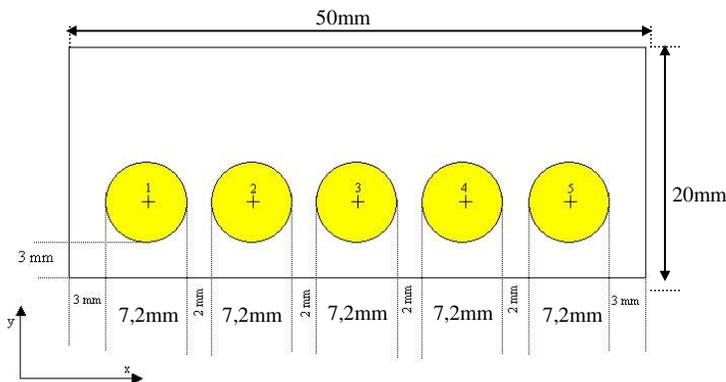


Figura 3.12 – Distâncias dos Resistores.



Figura 3.13 – Aquecedor Principal.

O aquecedor de proteção foi confeccionado em uma placa de alumínio (10 mm x 50 mm x 50 mm) com três furos passantes (Figura 3.14), preenchidos também com resistores elétricos cilíndricos de 10 W, como mostrado na Figura 3.15.

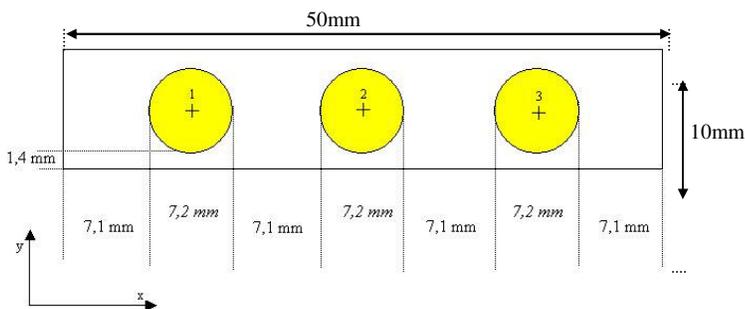


Figura 3.14 – Posições dos Resistores

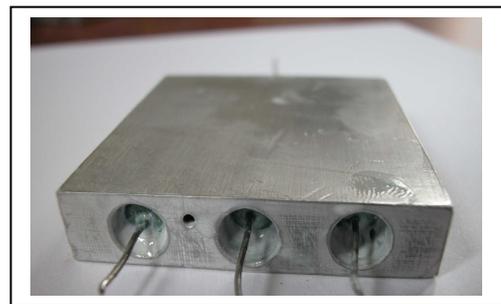


Figura 3.15 – Aquecedor de Proteção.

As placas do aquecedor principal e de proteção foram obtidas por operações de corte de serra, fresamento e furação na oficina mecânica, a partir de um bloco de alumínio. O espaço de folga ao colocar os resistores foi preenchido com resina epóxi (Araldite ®) misturado com óxido de zinco.

3.1.4 Termopares

As temperaturas foram medidas utilizando 10 termopares: dois na base do dissipador, dois no aquecedor principal, dois no aquecedor de proteção, dois na placa de entrada e dois ao lado do conjunto de aquecimento, no primeiro compartimento da caixa plenum. Os termopares eram do tipo J, com fios de 0,25 mm de diâmetro, confeccionados no laboratório por solda a fusão em ambiente de argônio. A temperatura de referência foi obtida por um banho de água e gelo.

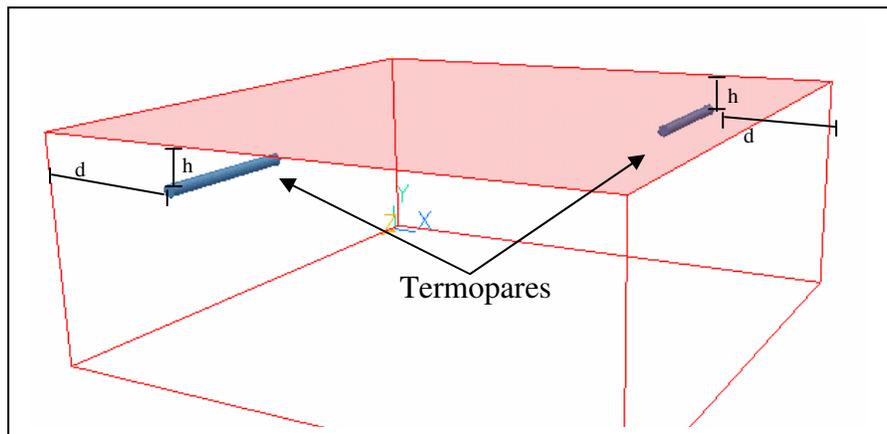


Figura 3.16 – Posicionamento dos Termopares.

No aquecedor principal, no aquecedor de proteção e na base do dissipador, os termopares foram instalados no interior de orifícios de 1,2 mm de diâmetro e 12,5 mm de profundidade. O posicionamento é indicado na Figura 3.16, com as dimensões dadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Coordenadas para as Posições dos Termopares.

Descrição	h (mm)	d (mm)
Base do Dissipador	3,8	11,9
Aquecedor Principal	2,8	11,9
Aquecedor de Proteção	2,8	17,3

3.2 Procedimento Experimental e Instrumentação

Nos testes experimentais, o escoamento de ar no modo de sucção em circuito aberto era forçado por um ventilador de 0,75 KW de potência (*Leroy-Somer tipo LS80L1, FRA*). A vazão de ar era regulada através de uma válvula tipo gaveta, para uma variação de pressão previamente estabelecida. A medida da vazão era realizada de maneira indireta, através da variação da pressão (P1-P2) ocorrida quando o fluxo de ar passava pelo bocal. Para a medida da variação de pressão utilizava-se um manômetro inclinado (*Merian, modelo 40HE35, USA*) preenchido com água. A diferença de pressão do escoamento de ar através do dissipador era obtida por um transdutor de pressão de capacitância variável (*Omega tipo DR, modelo CT06907, USA*), medindo a diferença entre a pressão do laboratório e aquela no primeiro compartimento da caixa plenum.

O conjunto de aquecimento era alimentado por fontes DC de potência elétrica (*HP modelo 6296A, USA*) independentes. As potências dissipadas eram acompanhadas e medidas por um multímetro (*HP modelo 3478A, USA*), através da leitura da corrente e da tensão DC em cada circuito. A potência do aquecedor principal era ajustada para manter a temperatura da base do dissipador em torno de 20 °C acima da temperatura ambiente. A potência do aquecedor de proteção era ajustada para atingir a mesma temperatura do aquecedor principal para ser obtida uma condição adiabática para a base do aquecedor principal.

As temperaturas eram medidas através de termopares selecionados por uma chave seletora (*Omega OSW3-20, USA*) e as suas tensões eram medidas pelo multímetro (*HP modelo 3478A, USA*), para posterior conversão a graus Celsius. Para obter as propriedades do ar mediu-se a pressão ambiente através de um barômetro digital (*Sodmex, BRA*) e a temperatura ambiente por um termômetro de bulbo de mercúrio (*Inco Therm, BRA*).

O tempo de operação para atingir o regime permanente era em torno de 3 horas, com coleta de dados e ajustes a cada 30 minutos. Para cada dissipador foram feitos seis conjuntos de medidas, com 5 vazões diferentes e uma repetição, para verificar a replicação de uma das medidas.

3.3 Análise de Incerteza

Para a determinação da propagação de incertezas foi utilizado o software comercial EES (*Engineering Equation Solver*) que segue a norma técnica 1297 do NIST (*National Institute of Standards and Technology*) descritas por Taylor e Kuyatt (1994). Assumindo que as medidas individuais são aleatórias e não correlacionadas, a incerteza pode ser calculada pela Equação 3.1, onde U_R representa a incerteza da variável R .

$$U_R = \sqrt{\sum_i \left[\frac{\partial R}{\partial x_i} \right]^2 U_{x_i}^2} \quad (3.1)$$

Para as incertezas dos instrumentos foram consultados manuais e catálogos, para as propriedades do ar e da água foi considerado 1%. Foram estimadas as incertezas da vazão volumétrica, do número de Reynolds, da queda de pressão no dissipador, da taxa de transferência de calor convectiva. A Tabela 3.2 apresenta as incertezas das medidas experimentais, estimadas com um intervalo de confiança de 95%, enquanto a Tabela 3.3 mostra os resultados obtidos da propagação das incertezas.

Tabela 3.2 – Incertezas das Medidas Experimentais.

	Variáveis	Incerteza Experimental
1	Manômetro Inclinado	6 Pa
2	Transdutor de Pressão	3 Pa
3	Pressão Barométrica	100 Pa
4	Temperatura Termopar	0,2 °C
5	Termômetro de Bulbo de Mercúrio	0,2 °C
6	Propriedades do ar	1 %
7	Propriedades da água	1 %

Tabela 3.3 – Incertezas dos Resultados Experimentais.

	Variáveis	Incerteza Experimental
1	Vazão Volumétrica	3 %
2	Número de Reynolds	3 %
3	Queda de Pressão no Dissipador	3 Pa
4	Taxa de Transferência Convectiva de Calor	6 %

3.4 Considerações Finais – Análise Experimental

As descrições da montagem experimental, da instrumentação utilizada e dos procedimentos de tomada das medidas foram apresentadas neste capítulo. Por motivos de segurança trabalhou-se com uma baixa temperatura, corrente elétrica e potência. Os resultados experimentais foram utilizados para validar um modelo numérico proposto e descrito no capítulo seguinte.

Capítulo 4

4 Análise Teórica

Neste capítulo introduzem-se as equações de transporte, o modelo de turbulência, o domínio numérico, as condições de contorno, o método numérico, a verificação da independência de malha e o critério de convergência para o modelo numérico. Apresentam-se também os casos considerados na otimização.

4.1 Equações de Transporte

Utilizando as equações médias temporais de Reynolds, o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq e do número de Prandtl turbulento, tem-se para as equações de conservação com notação indicial, considerando massa específica constante, e regime permanente.

□ Continuidade

$$\frac{\partial(U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

□ Quantidade de movimento

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_L + \mu_T) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.2)$$

□ Energia

$$\rho U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_L}{Pr_L} \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (4.3)$$

As cinco equações de transporte apresentadas contêm seis incógnitas [u, v, w, p, T, μ_T]. Este sistema de equações necessita ainda de um modelo para a viscosidade turbulenta.

4.2 Modelo de Turbulência

Utilizou-se para o fechamento do sistema de equações o modelo algébrico denominado LVEL, desenvolvido por Agonafer et al. (1993), utilizando-se a lei de parede de Spalding (1961). Admitiu-se o escoamento em regime turbulento para $Re > 1500$, este valor tem como base o trabalho de Sparrow et al. (1985), para valores menores de Reynolds o escoamento foi considerado laminar. Para calcular a viscosidade turbulenta o modelo fez-se uso da menor distância do ponto de cálculo à parede, da velocidade local e da viscosidade dinâmica. Detalhe do algoritmo de cálculo pode ser consultado em Spalding (1994). Neste modelo a viscosidade turbulenta foi calculada pela Equação 4.4, com as constantes $k = 0,417$ e $E = 8,6$.

$$\mu_T = \frac{k\mu_L}{E} \left[e^{ku^+} - 1 - \frac{(ku^+)^1}{1!} - \frac{(ku^+)^2}{2!} - \frac{(ku^+)^3}{3!} \right] \quad (4.4)$$

4.3 Domínio Numérico

Admitiu-se a hipótese de simetria do escoamento nos canais do conjunto aletado, tornando possível a utilização do domínio numérico indicado na Figura 4.1, com as dimensões dadas na Tabela 4.1. Este domínio englobou um quarto de um canal entre duas aletas de meia espessura, assumindo-se dois planos de simetria no seu interior.

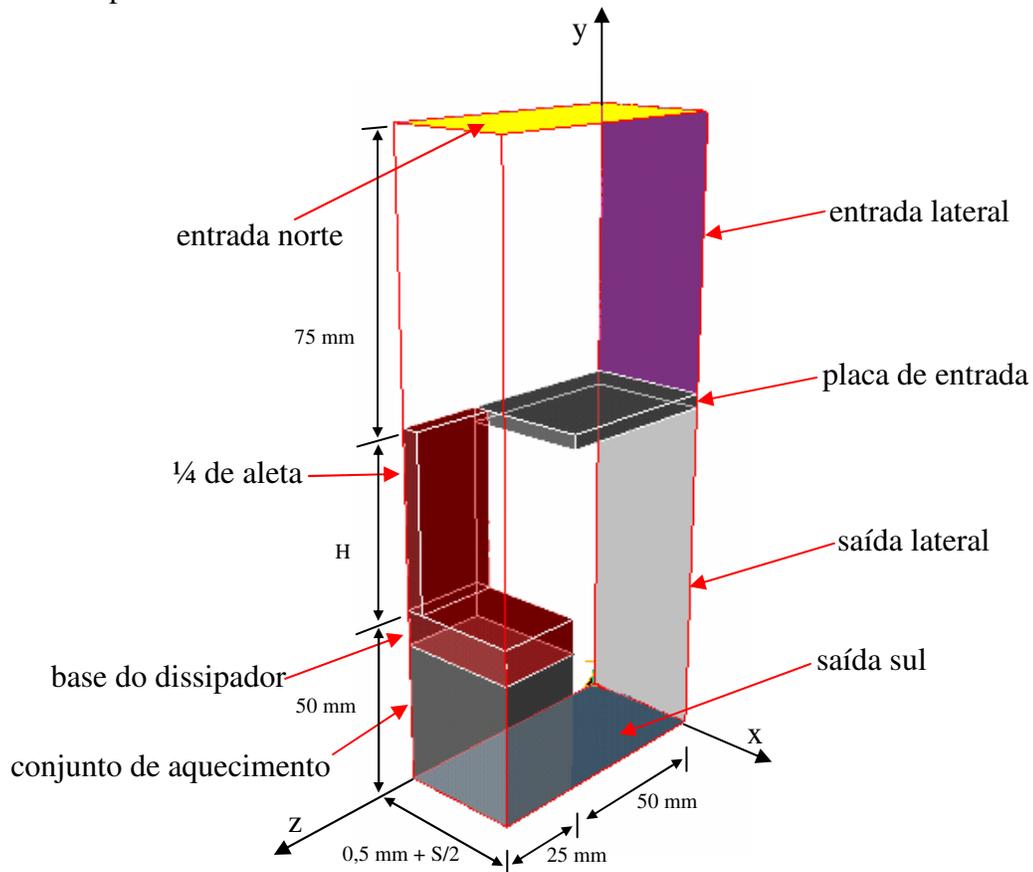


Figura 4.1 – Domínio Numérico.

Tabela 4.1 – Dimensões do Domínio Numérico.

Descrição	x (mm)	y (mm)	z (mm)			
Domínio Numérico	$0,5 + S/2$	$50 + H + 75$	75	Dissipador	S(mm)	H(mm)
Conjunto de Aquecimento	$0,5 + S/2$	40	25			
Base do Dissipador	$0,5 + S/2$	10	25	I	2,5	15
Placa de Entrada	$0,5 + S/2$	1	50	II	4,0	25
Aleta	0,5	H	25	III	6,0	50

4.4 Condições de Contorno

Considerando-se o domínio numérico indicado na Figura 4.1, admitiram-se as seguintes condições de contorno. Na direção x, simetria para as duas fronteiras. Na direção y, na fronteira norte assumiu-se uma velocidade uniforme de entrada e na fronteira sul, considerou-se a seção de saída. Na direção z admitiu-se simetria na face positiva, enquanto que na face negativa foram consideradas três regiões distintas, indicadas na Figura 4.1, envolvendo a entrada lateral, a parede da placa de entrada e a saída lateral. Na Tabela 4.2 são apresentadas as condições de contorno.

Tabela 4.2 – Condições de Contorno para Entrada, Saída e Plano de Simetria.

Entrada	Saída	Plano de Simetria
<p>Norte</p> $u = w = 0 \text{ m/s}$ $v = \bar{V}$ $T = T_{in}$	<p>Sul</p> $\frac{\partial \phi}{\partial y} = 0 \rightarrow$ localmente parabólico $\phi = u, v, w, T$ $P = \text{fixa} \rightarrow$ valor de referência	<p>Leste/Oeste</p> $\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0 \rightarrow$ localmente parabólico $\phi = u, v, w, T, P$
<p>Lateral</p> $u = v = 0 \text{ m/s}$ $w \approx 0 \text{ m/s}$ $T = T_{in}$	<p>Lateral</p> $\frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \rightarrow$ localmente parabólico $\phi = u, v, w, T$ $P = \text{fixa} \rightarrow$ valor de referência	<p>Frontal</p> $\frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \rightarrow$ localmente parabólico $\phi = u, v, w, T, P$

O domínio numérico ainda possui quatro blocos sólidos impermeáveis: aleta, placa de entrada, conjunto de aquecimento e base do dissipador. A aleta de alumínio e a placa de entrada (acrílico) foram consideradas como sólidos condutores, o conjunto de aquecimento e a base do dissipador foram considerados sólidos adiabáticos com a temperatura da face norte do dissipador prescrita ($T = T_b$).

4.5 Método Numérico

O conjunto de equações diferenciais do modelo matemático proposto foi resolvido utilizando o software comercial Phoenics. Este código foi implementado com base no método dos volumes finitos, Patankar (1980). A principal característica do método dos volumes finitos é satisfazer as equações de conservação para cada volume de controle em que o domínio numérico foi subdividido.

O esquema de interpolação utilizado foi o híbrido, Spalding (1972). Este esquema é uma combinação entre os esquemas de diferenças centrais e o *upwind*. Para o acoplamento dos campos de velocidade e pressão o Phoenics utiliza uma variante do algoritmo SIMPLE, Patankar e Spalding (1972), denominado de SIMPLEST desenvolvido por Spalding (1980).

4.5.1 Malha

Neste trabalho empregou-se uma malha estruturada, com elementos hexaédricos (paralelepípedos). A verificação da independência de malha utilizou como parâmetro a troca térmica convectiva (q_{conv}) do conjunto aletado, dada pela equação 4.5. Onde n representa o número de aletas e q_{base} a troca térmica da base do dissipador. Esta troca térmica foi obtida por leitura do arquivo de saída (*Result*) do Phoenics, sem a necessidade de se criar uma rotina especial de cálculo.

$$q_{conv} = 4 q_{base} (n - 1) \quad (4.5)$$

A Figura 4.2 mostra um estudo de malha com o dissipador III para o caso $Re = 1044$. Um valor independente da malha foi atingido com 55.000 volumes de controle, mas com uma malha de 25.000 volumes ocorre um desvio de 1,5%, o que é aceitável. A malha final utilizada para obter os resultados numéricos deste trabalho foi de 34650 volumes de controle (25x42x33). As regiões a 0,1 mm das proximidades de superfícies sólidas foram refinadas utilizando 5 volumes

de controle, o intuito deste refino foi capturar os efeitos de parede. O tempo médio de processamento para cada simulação numérica foi em torno de 3 minutos, utilizando um microcomputador equipado com processador Pentium 4 com 2Ghz e 512MB de RAM.

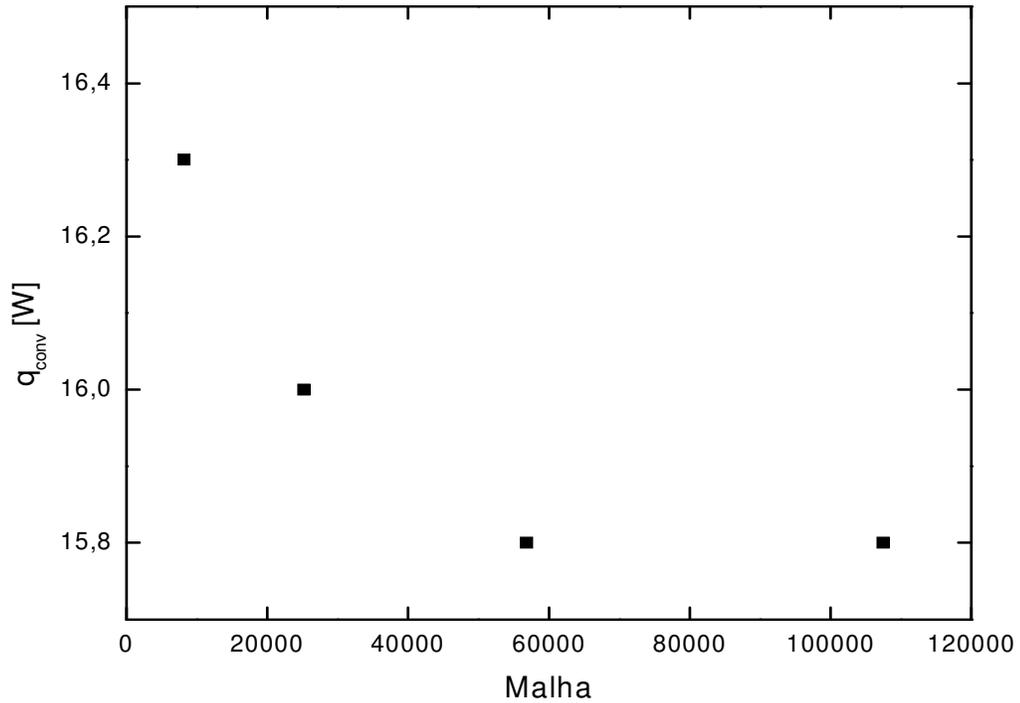


Figura 4.2 – Estudo da Independência de Malha para o Dissipador III com $Re = 1044$.

4.5.2 Critério de Convergência

Considerou-se convergida uma solução de uma equação de conservação para uma variável dependente ϕ quando a razão entre a somatória dos resíduos das células de todo domínio numérico e o resíduo de referência (ResRef) era menor que um.

$$\frac{\sum |\text{Resíduo}(\phi)|}{\text{ResRef}} < 1 \quad (4.6)$$

O resíduo de referência foi estimado para as equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, como sendo 0,1% de seus respectivos influxos. A Tabela 4.3 apresenta os resíduos de referência utilizados.

Tabela 4.3 – Valores de Resíduo de Referência.

Equação	Unidade	Taxa	ResRef
Continuidade	$[\text{kg s}^{-1}]$	\dot{m}_{in}	$10^{-3} \dot{m}_{in}$
Momento	$[\text{kg s}^{-1}][\text{m s}^{-1}]$	$\dot{m}_{in} \bar{V}_{in}$	$10^{-3} \dot{m}_{in} \bar{V}_{in}$
Energia	$[\text{J s}^{-1}]$	$\dot{m}_{in} cpT_{in}$	$10^{-3} \dot{m}_{in} cpT_{in}$

4.6 Otimização do Número de Aletas

Uma pergunta natural que surgiu foi: qual o número de aletas que maximiza a troca térmica convectiva? Para um aumento do número de aletas tem-se um aumento da área de troca térmica com respectiva redução de área de entrada de ar, por outro lado diminuir o número de aletas significa reduzir a área de troca térmica. Logo, chega-se a um problema de otimização, na busca de um número ótimo de aletas que possibilite maximizar a troca convectiva de calor com o balanceamento entre as áreas de entrada de ar e troca térmica. Com este intuito nesta seção são apresentados os dois casos considerados de otimização do número de aletas, um caso utilizou a velocidade média de entrada nos canais constante com a variação do número de aletas do conjunto aletado e o outro caso fez uso de uma curva de operação de um ventilador.

4.6.1 Caso A

Otimização do número de aletas (n) dos três conjuntos aletados utilizados neste trabalho para obter uma máxima troca térmica convectiva. Com as propriedades do ar e alumínio dadas pela Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Propriedades do Ar e do Alumínio.

Massa específica do ar [*]	ρ_{ar}	1,12	kg m^{-3}
Viscosidade do ar [*]	μ_{ar}	$1,85 \times 10^{-5}$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
Calor específico do ar ^{**}	cp_{ar}	1005	$\text{J kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$
Massa específica do alumínio ^{**}	ρ_{Al}	2700	kg m^{-3}
Condutividade térmica do alumínio ^{**}	k_{Al}	237	$\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$

* Equação de redução no Anexo A.

** Banco de propriedades do Phoenix.

As características dos dissipadores são dadas na Tabela 4.5. Considerou-se a temperatura da base do dissipador a 45 °C, a temperatura de entrada do fluido a 25 °C e a velocidade média de entrada nos canais do dissipador variando numa faixa de 1 a 6 m/s.

Tabela 4.5 – Características dos Dissipadores.

Comprimento da Base	50 mm
Largura da Base	50 mm
Espessura da Aleta	1 mm
Largura da Aleta	50 mm
Altura as Aletas do Dissipador I	15 mm
Altura as Aletas do Dissipador II	25 mm
Altura as Aletas do Dissipador III	50 mm
Material	Alumínio

Nesta otimização busca-se maximizar a troca térmica convectiva (q_{conv}) pelo conjunto aletado, a formulação matemática desta função objetiva é dada pela Equação 4.7.

$$\text{Função objetiva} = \text{Max } q_{conv}(n) \quad (4.7)$$

O parâmetro de análise foi o número de aletas podendo variar de 2 a 50 aletas, para determinar o número de aletas (n) que maximiza a troca convectiva de calor, iguala-se a zero a derivada da função objetiva.

$$F(n) = \frac{dq_{conv}}{dn} = 0 \quad (4.8)$$

Com isso, busca-se um zero de função. Neste trabalho foi utilizada a rotina de busca BCONF obtida na biblioteca do Fortran (IMSL-1994). Utiliza o método de Newton, com avaliação numérica das derivadas, a equação de recorrência é dada pela equação 4.9.

$$n_{novo} = n_{velho} - F(n_{velho})/F'(n_{velho}) \quad (4.9)$$

Com:

$$F(n) = \frac{q_{conv}(n + \delta) - q_{conv}(n - \delta)}{2\delta} \quad e \quad F'(n) = \frac{q_{conv}(n + \delta) - 2q_{conv}(n) + q_{conv}(n - \delta)}{\delta^2} \quad (4.10)$$

Para agilizar o algoritmo de busca, quando era necessário avaliar q_{conv} para um valor n não inteiro, o algoritmo utilizado interpolava linearmente valores de q_{conv} dos vizinhos inteiros de n . Isto viabilizou o uso da rotina, pois mesmo apresentando um número elevado de chamadas para avaliar q_{conv} , efetivamente foi necessário um número reduzido de simulações numéricas.

4.6.2 Caso B

Otimização do número de aletas (n) do Dissipador II para obter a máxima troca térmica convectiva para um sistema dissipador-ventilador. Admitindo para o sistema dissipador-ventilador uma curva de operação dada pela Equação 4.11, onde Q [m^3/s] é vazão volumétrica e n o número de aletas. O detalhamento desta curva é apresentado no Anexo A

$$Q = -9 \times 10^{-8} n^3 + 7 \times 10^{-7} n^2 - 3 \times 10^{-5} n + 0,0072 \quad (4.11)$$

Este caso difere do anterior, pois no A considera a velocidade média de entrada nos canais constante com a variação do número de aletas, já neste caso obedece a curva dada pela Equação 4.11.

4.7 Considerações Finais – Análise Teórica

Neste capítulo foram apresentadas as equações de transporte, o modelo de turbulência, o domínio numérico, as condições de contorno, o método de discretização, a malha e o critério de convergência adotado para o modelo numérico. Também foram apresentados os casos considerados na otimização. Não foi modelado o dissipador na forma completa, utilizou-se a hipótese de simetria do escoamento nos canais do conjunto aletado. Mesmo com esta redução o modelo numérico respondeu muito bem aos dados experimentais, permitindo uma otimização dos dissipadores utilizados para o levantamento dos dados experimentais. Os resultados são apresentados no capítulo a seguir.

Capítulo 5

5 Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais, de simulações numéricas e de correlações para a queda de pressão e a troca térmica convectiva para os dissipadores I, II e III. Também são apresentados os resultados da otimização efetuada para esses dissipadores buscando o número ótimo de aletas.

5.1 Queda de Pressão

Os resultados experimentais da queda de pressão do escoamento de ar na montagem foram obtidos através da diferença entre a pressão ambiente e a pressão na primeira câmara da caixa plenum. Este procedimento foi baseado no trabalho de Sparrow et al. (1985). Eles foram comparados em cada caso com os resultados das simulações numéricas e da correlação de Biber (1997). A queda de pressão no modelo numérico foi obtida através da diferença do valor médio da pressão nas seções de entrada e saída do domínio numérico.

Os resultados da queda de pressão para o dissipador I são apresentados na Tabela 5.1. Para as simulações numéricas não foi necessário à utilização de um modelo de turbulência uma vez que para todos os testes $Re < 1500$. O número de Reynolds foi baseado nas dimensões da entrada dos canais do conjunto aletado, $Re = \rho_{ar} \bar{V} 4LS / (\mu_L 2(L+S))$. Para as propriedades do ar, a viscosidade foi avaliada na temperatura de entrada e a massa específica foi avaliada na temperatura de entrada e na pressão ambiente.

Tabela 5.1 – Queda de Pressão – Dissipador I.

Teste	Vazão volumétrica [m ³ s ⁻¹]	Massa específica do ar [kg m ⁻³]	Viscosidade do ar [Pa s]	Velocidade de entrada [m s ⁻¹]	Re []	Queda de pressão [Pa]		
						Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	1,1160	1,846E-05	1,91	496	19,5	18,9	12,3
2	4,5E-03	1,1152	1,847E-05	2,57	664	33,1	32,8	20,6
3	5,8E-03	1,1140	1,844E-05	3,31	858	52,2	52,8	32,1
4	7,6E-03	1,1132	1,845E-05	4,36	1127	88,1	89,2	51,9
5	9,9E-03	1,1156	1,846E-05	5,65	1462	145,5	147,4	81,9
6	9,9E-03	1,1093	1,845E-05	5,66	1459	146,1	147,3	81,9

Comparando os resultados numéricos com os dados experimentais desta tabela, verificam-se desvios de 1% a 3%, enquanto a correlação de Biber (1997) apresentou desvios de 37% a 44% com as medidas experimentais. Estes resultados indicam que o modelo numérico reproduziu as medidas experimentais do dissipador I.

A Figura 5.1 apresenta graficamente os dados da Tabela 5.1 e inclui as incertezas das medidas experimentais, apresentadas no Capítulo 3. Todos os resultados numéricos estão dentro do intervalo de incerteza das medidas experimentais. A correlação de Biber (1997) apresenta resultados subestimados para queda de pressão. Este comportamento já era esperado uma vez que a correlação de Biber (1997) não leva em conta os efeitos de entrada e saída do escoamento nos canais do dissipador. A curva pontilhada mostra que a queda de pressão experimental possui uma relação quadrática com a vazão, que pode ser expressa por $\Delta P_1 = 3,6 - 113,5Q + 1,5 \times 10^6 Q^2$.

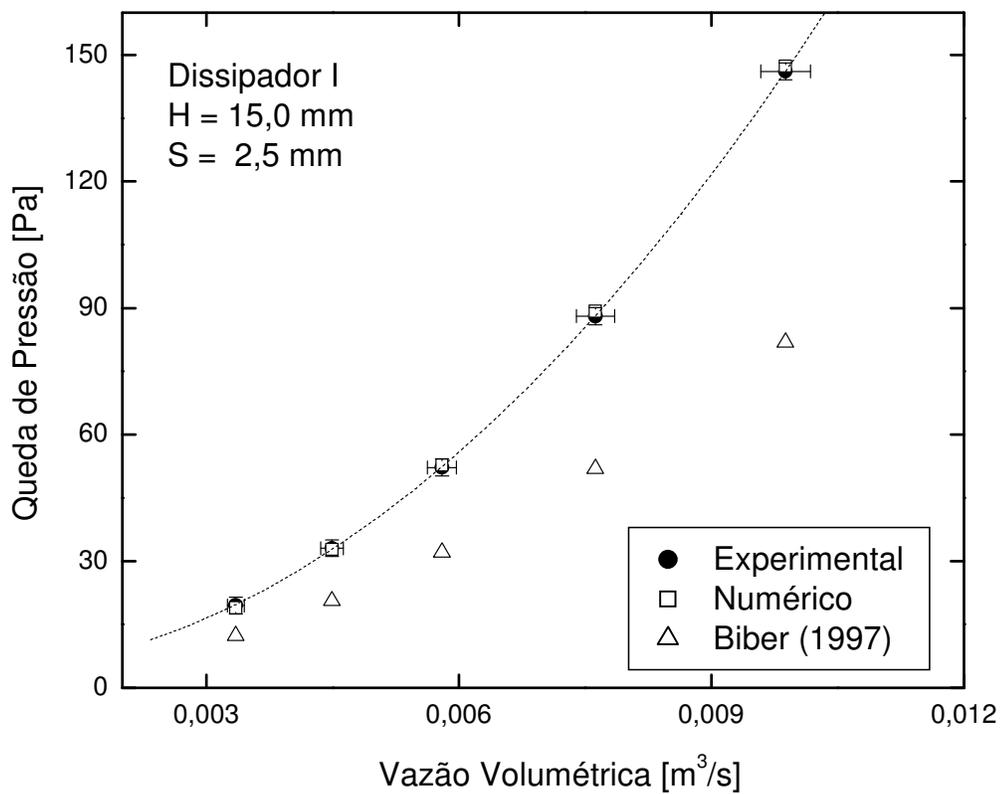


Figura 5.1 – Queda de Pressão – Dissipador I.

A Tabela 5.2 apresenta os resultados da queda de pressão do escoamento para o dissipador II. Os testes 4, 5 e 6 apresentaram $Re > 1500$, requerendo a utilização de um modelo de turbulência nas simulações numéricas, o modelo utilizado neste trabalho foi o LVEL.

Tabela 5.2 – Queda de Pressão – Dissipador II.

Teste	Vazão volumétrica [$m^3 s^{-1}$]	Massa específica do ar [$kg m^{-3}$]	Viscosidade do ar [$Pa s$]	Velocidade de entrada [$m s^{-1}$]	Re []	Queda de pressão [Pa]		
						Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	1,1321	1,832E-05	1,66	709	7,8	6,9	3,5
2	4,5E-03	1,1301	1,834E-05	2,23	949	12,8	12,0	5,9
3	5,8E-03	1,1293	1,834E-05	2,88	1223	19,8	19,4	9,3
4	7,6E-03	1,1321	1,833E-05	3,78	1611	34,3	34,4	15,0
5	7,6E-03	1,1270	1,835E-05	3,79	1605	34,3	34,4	15,0
6	1,0E-02	1,1347	1,827E-05	5,06	2169	61,5	61,2	25,0

Comparando com os resultados experimentais da queda de pressão para o dissipador II, as simulações numéricas apresentaram desvios menores que 12% e a correlação de Biber (1997) apresentou desvios de 54% a 59%. Os resultados das simulações numéricas apresentaram neste caso desvios percentuais maiores do que aqueles para o dissipador I, mas em termos absolutos o desvio máximo foi de 1 Pa para os dois dissipadores.

A Figura 5.2 apresenta os resultados da queda de pressão para o dissipador II na forma gráfica. Os resultados numéricos mesmo tendo desvios de até 12% em relação aos experimentais, estão dentro da faixa de incerteza das medidas experimentais. Como esperado, os resultados da correlação subestimaram os resultados experimentais. Novamente, a queda de pressão medida em função da vazão obedece a uma relação quadrática, expressa neste caso por $\Delta P_{II} = 3,7 - 941,9Q + 656586,6Q^2$.

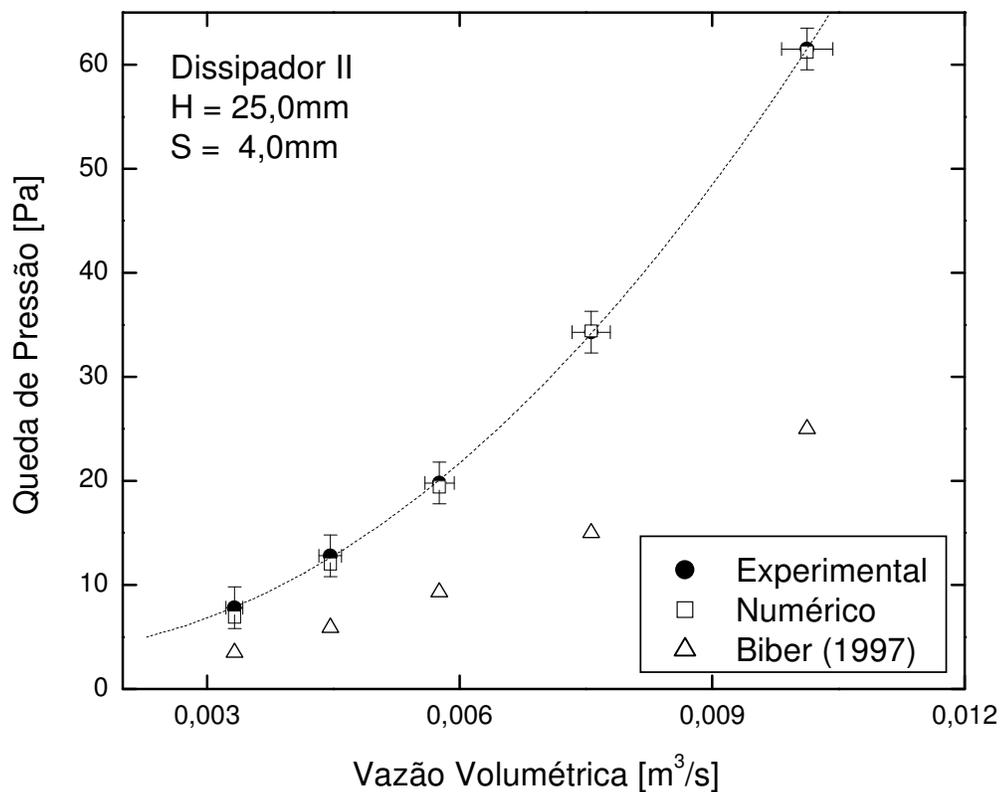


Figura 5.2 – Queda de Pressão – Dissipador II.

A Tabela 5.3 apresenta os resultados da queda de pressão para o dissipador III. Os testes 4, 5 e 6 apresentaram $Re > 1500$, requerem um tratamento de escoamento turbulento nas simulações numéricas.

Tabela 5.3 – Queda de Pressão – Dissipador III.

Teste	Vazão volumétrica [$m^3 s^{-1}$]	Massa específica do ar [$kg m^{-3}$]	Viscosidade do ar [$Pa.s$]	Velocidade de entrada [$m s^{-1}$]	Re []	Queda de Pressão [Pa]		
						Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	1,1279	1,837E-05	1,59	1044	4,8	3,8	0,9
2	4,5E-03	1,1363	1,826E-05	2,12	1413	7,7	6,1	1,6
3	4,5E-03	1,1263	1,836E-05	2,13	1400	8,1	6,7	1,7
4	5,8E-03	1,1231	1,837E-05	2,75	1802	11,8	11,2	2,4
5	7,6E-03	1,1301	1,833E-05	3,60	2382	20,0	19,3	3,9
6	1,0E-02	1,1274	1,834E-05	4,81	3168	35,0	34,6	6,4

Os resultados numéricos apresentaram desvios menores que 25% quando comparados aos dados experimentais, enquanto que para a correlação esses desvios variaram entre 79% e 81%. Os desvios absolutos dos resultados numéricos ficaram limitados a 2 Pa das medidas experimentais, sendo menores que as incertezas dos resultados experimentais que foram de 3 Pa. Neste caso também, os resultados da correlação subestimaram os resultados experimentais, como indicado na Figura 5.3. O comportamento experimental da queda de pressão em relação à vazão obedece a uma relação quadrática dada por $\Delta P_{III} = 1,9 - 305,7Q + 354716,9Q^2$.

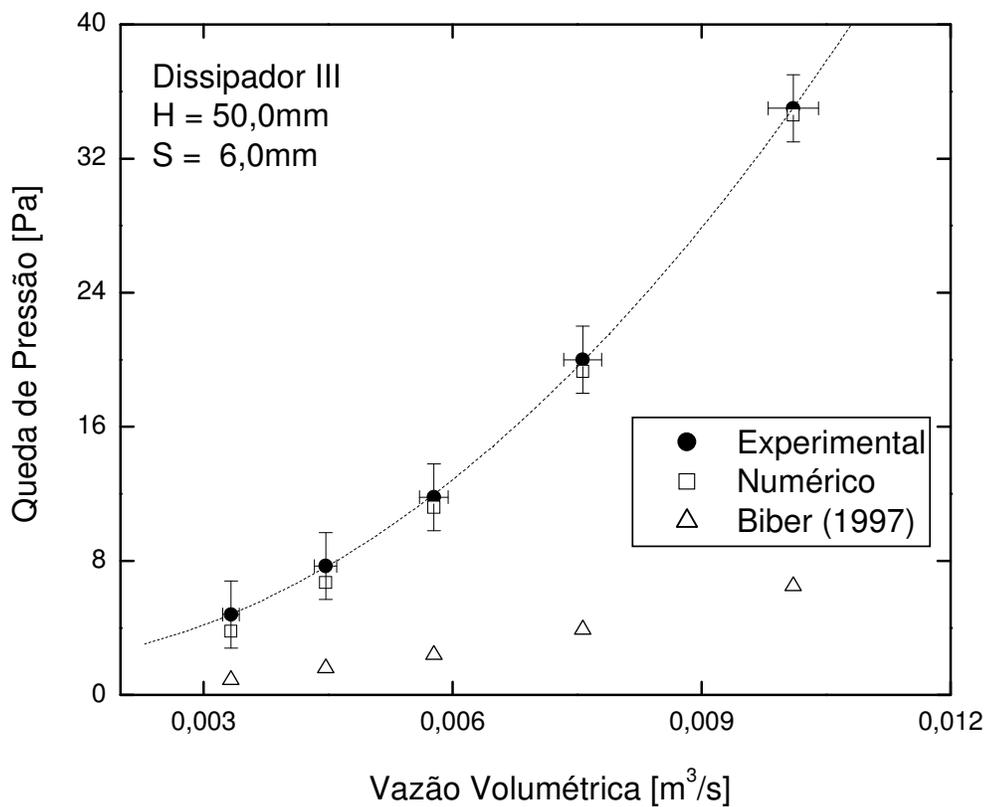


Figura 5.3 – Queda de Pressão – Dissipador III.

Para os três dissipadores testados, as medidas experimentais foram bem representadas pelas simulações numéricas, apresentando um desvio médio de 6%. Na literatura consultada, esse desvio normalmente fica em uma faixa de 20% a 30%.

5.2 Convecção Térmica

A transferência convectiva de calor foi determinada de maneira indireta, subtraindo da potência elétrica total fornecida ao aquecedor principal a soma das perdas térmicas estimadas. A soma das perdas térmicas equivaleu em média a 10% da potência fornecida. A perda mais significativa foi pelas laterais do aquecedor principal, que corresponderam em média a 40% do total das perdas e a menor, foi a perda condutiva pelos fios de alimentação de potência elétrica e pelos fios dos termopares, que corresponderam em média a 4% do total das perdas térmicas. Detalhes adicionais da análise de perdas térmicas estão apresentados no Anexo A.

A Tabela 5.4 apresenta os resultados da transferência convectiva de calor (q_{conv}) para o dissipador I. Verifica-se que o número de Reynolds de todos os testes foi menor que 1500, indicando um escoamento laminar nos canais entre as aletas. A diferença média entre as temperaturas da base do dissipador e do ar na entrada do dissipador foi de 20°C. Comparando os resultados da simulação numérica com os resultados experimentais o desvio variou de 1% a 3%, enquanto a correlação de Biber (1997) apresentou desvios variando de 29% a 42% com as medidas experimentais.

Tabela 5.4 – Transferência Convectiva de Calor – Dissipador I.

Teste	Vazão volumétrica [$m^3 s^{-1}$]	Temperatura [°C]		Re []	q_{conv} [W]		
		entrada	base		Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	24,4	44,5	496	19,1	19,2	27,1
2	4,5E-03	24,6	44,6	664	22,3	22,1	31,3
3	5,8E-03	24,0	44,0	858	25,5	24,9	35,3
4	7,6E-03	24,2	44,0	1127	29,7	28,9	39,6
5	9,9E-03	24,5	44,4	1462	34,6	34,1	44,5
6	9,9E-03	24,3	44,4	1459	34,6	34,2	44,9

A Figura 5.4 apresenta a troca convectiva de calor (q_{conv}) do dissipador I em função da vazão volumétrica do ar, incluindo as incertezas estimadas das medidas experimentais. Os resultados numéricos estão todos dentro do intervalo de incerteza das medidas experimentais e os resultados da correlação de Biber (1997) sobreestimaram os resultados experimentais. Nota-se, entretanto que as previsões desta correlação apresentaram um desvio sistemático quase uniforme, em torno de 9,7 W, acima dos resultados experimentais e das simulações numéricas.

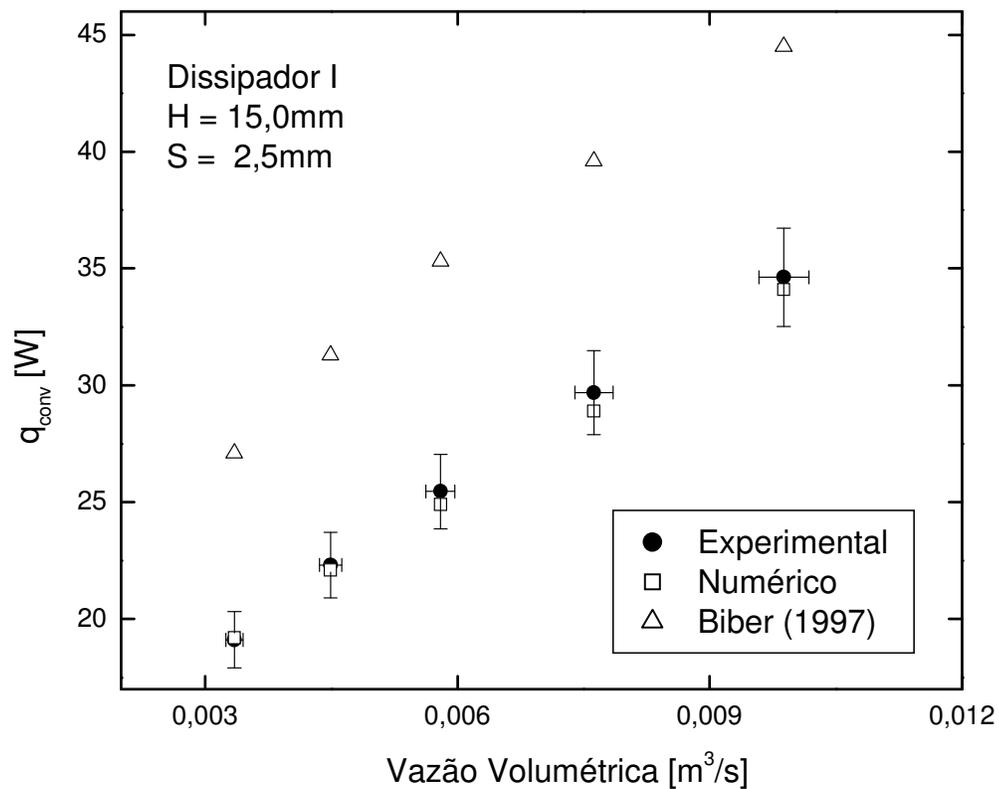


Figura 5.4 – Convecção Térmica – Dissipador I.

A tabela 5.5 apresenta os resultados para a transferência convectiva de calor para o dissipador II. Os casos 4, 5 e 6 como apresentam $Re > 1500$ implicando na necessidade da simulação do escoamento em regime turbulento, utilizando para isso o modelo LVEL.

Tabela 5.5 – Transferência Convectiva de Calor – Dissipador II.

Teste	Vazão volumétrica [$m^3 s^{-1}$]	Temperatura [°C]		Re []	q_{conv} [W]		
		entrada	base		Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	21,4	41,4	709	17,4	17,5	23,2
2	4,5E-03	21,9	41,9	949	20,8	20,4	26,7
3	5,8E-03	21,8	41,7	1223	23,6	23,0	29,8
4	7,6E-03	22,1	42,2	1605	27,6	27,2	33,7
5	7,6E-03	21,7	41,8	1611	27,6	27,4	33,7
6	1,0E-02	20,4	40,2	2169	31,8	31,0	37,2

Comparando com resultados experimentais, os resultados numéricos apresentaram um desvio de 1% a 3%, enquanto a correlação apresentou um desvio de 17% a 33%. Nestes testes, a correlação de Biber (1997) melhorou os seus resultados em relação aos obtidos para o dissipador I, enquanto que a simulação numérica apresentou a mesma faixa de desvios do dissipador I.

Os resultados da troca térmica convectiva para o dissipador II são apresentados na forma gráfica na Figura 5.5. Aqui, como no caso anterior, verifica-se que os resultados da correlação de Biber (1997) sobreestimaram os resultados experimentais também de forma sistemática, com um valor próximo de 6,1 W neste caso. Todos os resultados numéricos estão dentro da faixa de incerteza dos resultados experimentais.

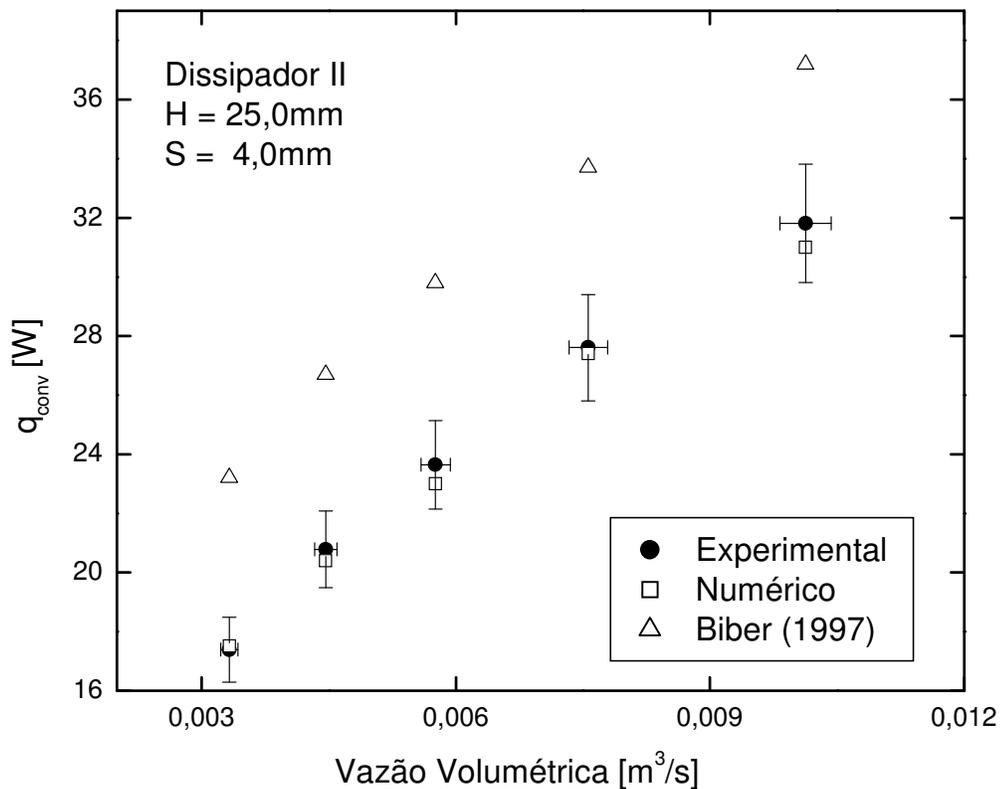


Figura 5.5 – Convecção Térmica – Dissipador II.

Na Tabela 5.6 são apresentados os resultados da troca térmica convectiva para o dissipador III. Os testes 4, 5 e 6 foram tratados numericamente no regime de escoamento turbulento. Em termos de desvios das medidas experimentais, os resultados das simulações numéricas variaram de 1% a 2% enquanto a correlação apresentou desvios de 27% a 39%.

Tabela 5.6 – Transferência Convectiva de Calor – Dissipador III.

Teste	Vazão volumétrica [$m^3 s^{-1}$]	Temperatura [°C]		Re []	q_{conv} [W]		
		entrada	base		Dado Experimental	Simulação Numérica	Correlação de Biber
1	3,3E-03	22,5	42,3	1044	15,7	15,8	21,8
2	4,5E-03	20,3	40,0	1413	18,2	17,8	24,7
3	4,5E-03	22,3	42,3	1400	18,7	18,5	25,2
4	5,8E-03	22,5	42,3	1802	21,1	20,8	27,8
5	7,6E-03	21,6	41,5	2382	24,0	23,8	31,2
6	1,0E-02	22	42,0	3168	27,7	27,3	35,0

A Figura 5.6 evidencia que os resultados da correlação de Biber (1997) sobreestimaram os resultados experimentais de forma praticamente sistemática, igual a 6,8 W em média neste caso. Todos os resultados numéricos estão dentro do intervalo de incerteza dos resultados experimentais, como nos casos dos dissipadores I e II.

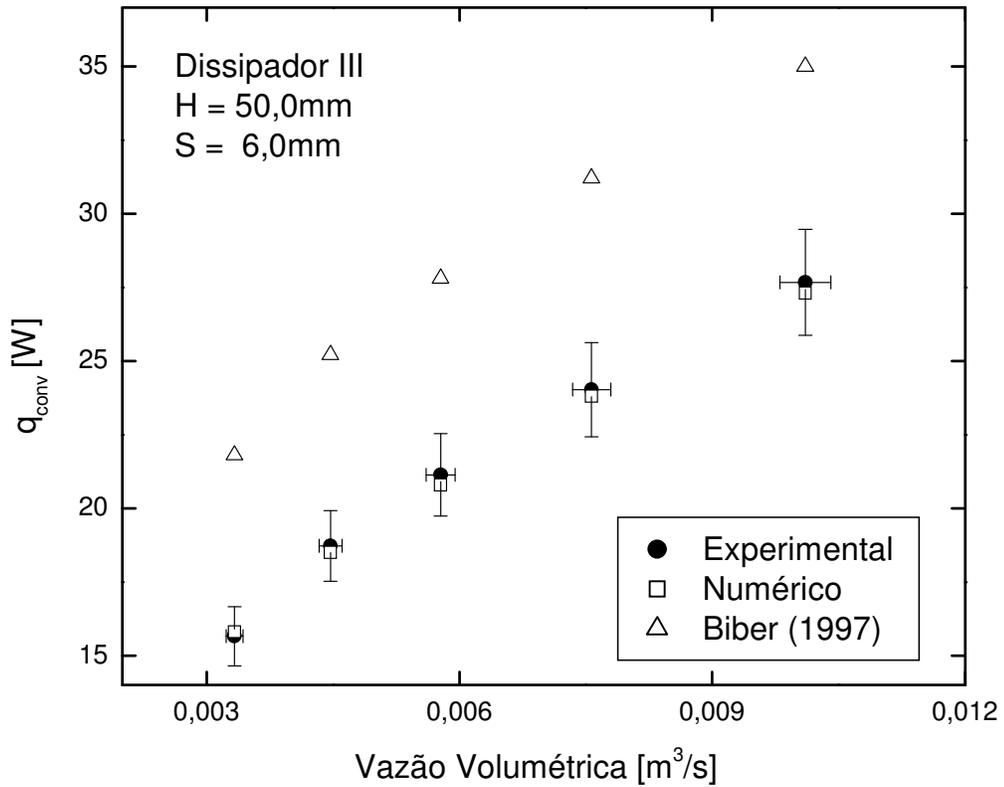


Figura 5.6 – Convecção Térmica – Dissipador III.

Os resultados para a troca térmica convectiva apresentaram características semelhantes para os três dissipadores testadas. As simulações apresentaram um desvio médio de 2%, enquanto as previsões da correlação de Biber (1997) tiveram um desvio médio de 31% quando comparadas com os resultados experimentais. Todos os resultados gerados pela correlação sobreestimaram a troca térmica, enquanto que as simulações numéricas praticamente reproduziram os resultados experimentais.

5.3 Distribuição de Velocidade, Pressão e Temperatura

Utilizando o domínio numérico esquematizado na Figura 5.7, já mostrado no Capítulo 4. São apresentadas as distribuições de velocidade, pressão e temperatura para o dissipador III, para o teste com $Re = 3168$. O domínio numérico apresenta uma região contendo $\frac{1}{4}$ de um canal do dissipador III, uma região acima do canal chamada região de entrada, e uma região de saída do canal.

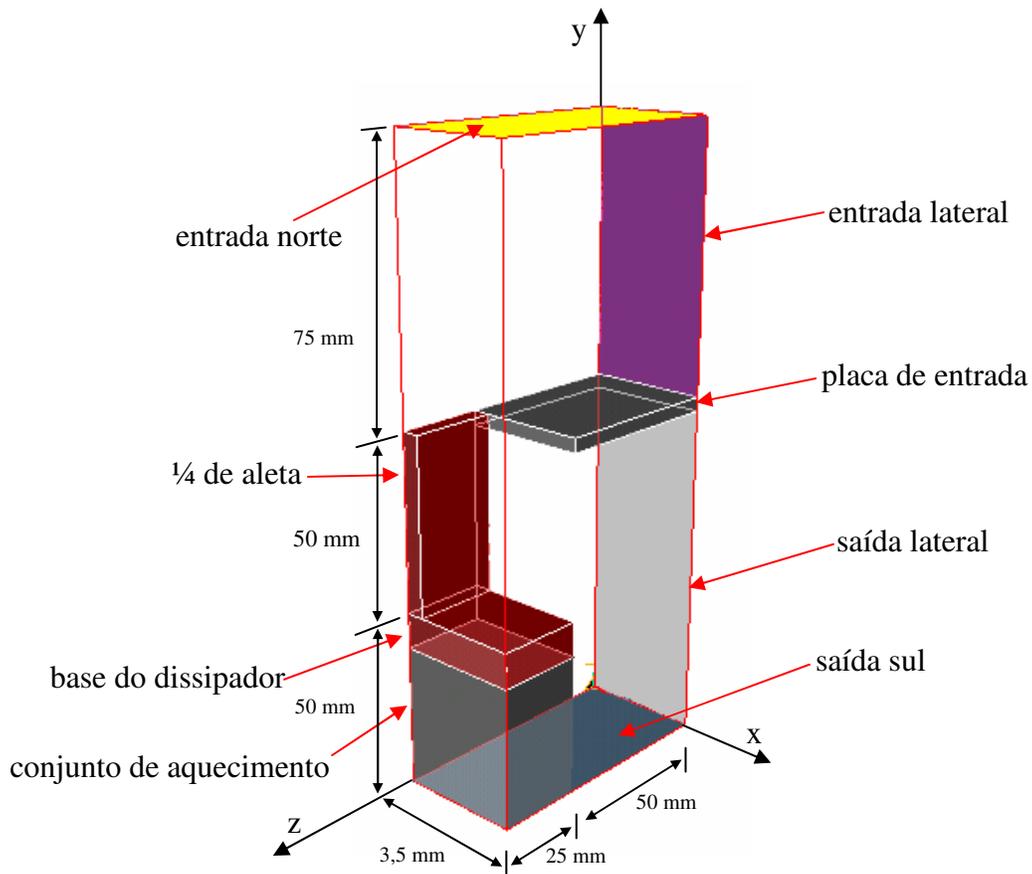


Figura 5.7 – Domínio Numérico – Dissipador III.

A distribuição de velocidade é indicada na Figura 5.8 para o plano $x = 3,5\text{mm}$. Observa-se que o escoamento após passar pelo canal não cobre toda a região de saída, isso acarreta a formação de zonas de recirculação arrastando fluido para dentro do domínio.

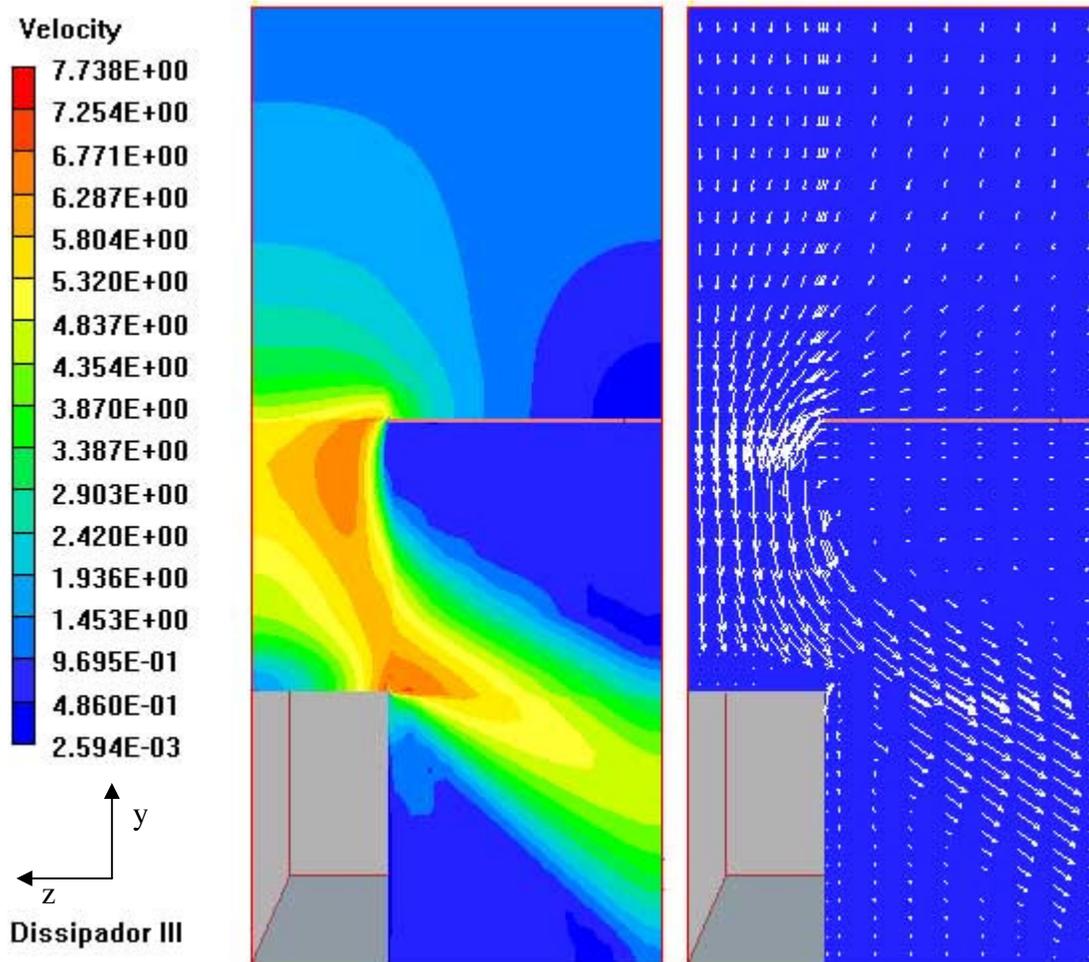


Figura 5.8 – Distribuição de Velocidade no Plano $x = 3,5\text{mm}$.

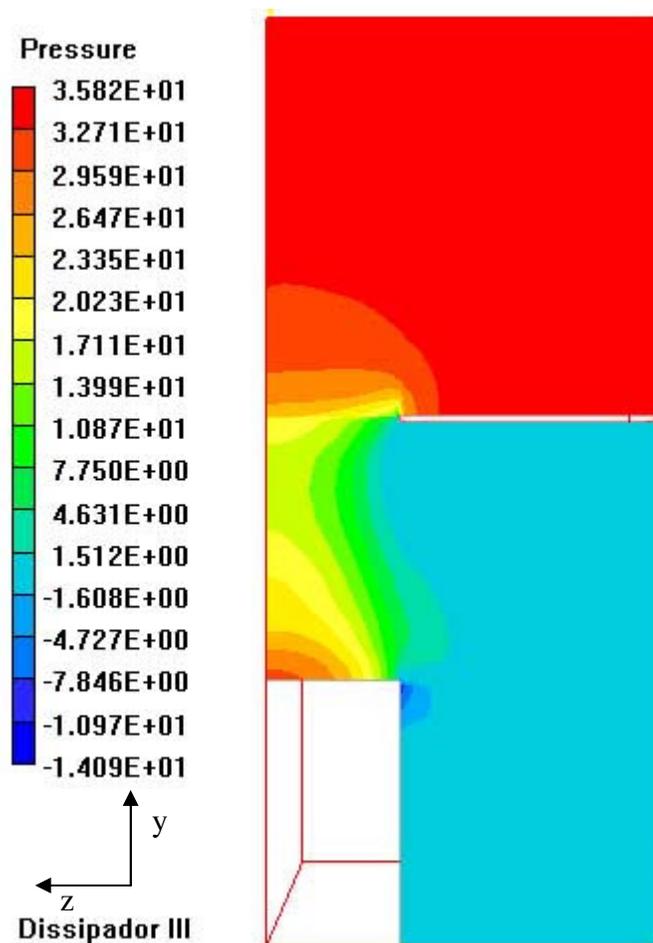


Figura 5.9 – Distribuição de Pressão no Plano $x = 3,5\text{mm}$.

O domínio numérico abrange além do canal entre as aletas uma região de entrada e outra de saída para reproduzir uma situação compatível com aquela das medidas experimentais. A Figura 5.9 mostra a distribuição de pressão para o plano $x = 3,5\text{ mm}$. Nela observam-se detalhes da queda de pressão do escoamento ao passar pelo canal. Verifica-se que o escoamento após passar pelo canal tem sua pressão praticamente uniforme, fato que contribui para a hipótese adotada de pressão uniforme na saída do domínio numérico.

A Figura 5.10 mostra a distribuição de temperatura no plano $z = 75$ mm. Verifica-se a formação de uma camada limite térmica, com isso boa parte do fluido não sofre variação em sua temperatura ao entrar no canal. Isto possibilita uma redução do espaçamento entre aletas para conseguir uma troca térmica mais intensa com o aumento da área de troca térmica. O mesmo acontece para os dissipadores I e II.

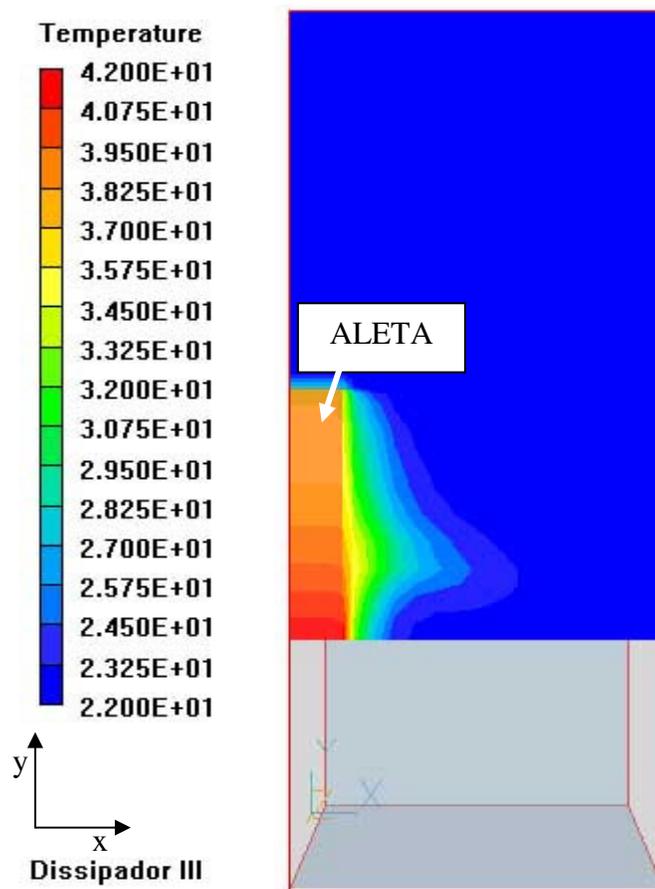


Figura 5.10 – Distribuição de Temperatura no Plano $z = 75$ mm.

Se por um lado reduzir o espaçamento entre as aletas aumenta a área de troca térmica com respectiva redução de área de entrada de ar, por outro aumentar o espaçamento significa reduzir a área de troca térmica. Logo, chega-se a um problema de otimização, na busca de um número ótimo de aletas que possibilite maximizar a troca convectiva de calor.

5.4 Otimização do Número de Aletas

O modelo numérico validado com os resultados experimentais foi utilizado para efetuar uma otimização do número de aletas buscando a maior troca térmica convectiva para os conjuntos aletados utilizados nos testes experimentais.

5.4.1 Caso A

Neste caso considerou-se em cada simulação a velocidade média de entrada nos canais constante com a variação do número de aletas para a otimização de um determinado dissipador. A temperatura da base do dissipador estava a 45°C e a temperatura de entrada do fluido a 25°C. A velocidade média de entrada nos canais do dissipador variando numa faixa de 1 a 6 m/s. Com as propriedades do ar e alumínio dadas pela Tabela 4.4. As características dos dissipadores foram apresentadas na Tabela 4.5.

A Tabela 5.7 mostra os resultados da otimização do número de aletas (n) dos três conjuntos aletados utilizados neste trabalho para obter a máxima troca térmica convectiva (q_{conv_max}). Nela aparece para cada configuração admitida a velocidade média de entrada nos canais do dissipador, a altura das aletas, o número de aletas inicial, a troca térmica convectiva conseguida com o número inicial de aletas, o número de simulações numéricas utilizada para efetuar a otimização, o número de chamadas para avaliar a troca térmica convectiva ($q_{conv}(n)$), o número ótimo de aletas e a troca térmica convectiva máxima (q_{conv_max}).

A simulação numérica foi feita apenas para um número inteiro de aletas, quando era necessário avaliar q_{conv} para um valor n não inteiro, o algoritmo utilizado interpolava linearmente valores de q_{conv} dos vizinhos inteiros de n . Utilizando esta técnica foram feitas em média sete simulações numéricas para cada configuração. A rotina solicitou um número bem maior de avaliações de $q_{conv}(n)$, em média 120 chamadas. Isto mostra a vantagem de utilizar a técnica de

interpolação dos vizinhos inteiros de n para avaliar a troca convectiva de calor para um n não inteiro.

Tabela 5.7 – Resultados – Dissipadores I, II e III.

Configuração	Velocidade de entrada (m s^{-1})	Altura H (mm)	n inicial	q_{conv} inicial [W]	Número simulações numéricas	Número avaliações q_{conv}	n ótimo	$q_{conv,max}$ [W]
1	1	15	15	15	7	157	27	20
2	3			24	6	90	30	40
3	6			36	7	63	32	63
4	1	25	11	13	6	56	22	24
5	3			24	8	191	26	52
6	6			34	8	132	30	81
7	1	50	8	13	8	143	17	25
8	3			22	6	135	22	54
9	6			30	6	108	26	85

A otimização indica que a troca térmica convectiva pode ter um aumento significativo em comparação com o conjunto inicial dos dissipadores utilizados nos experimentos em laboratório. Admitindo que o novo conjunto de dissipadores passe a ter o número ótimo de aletas obtido com a velocidade de 3m/s, obtiveram-se como resultados a Tabela 5.8. Este novo conjunto de dissipadores com o número de aletas otimizado indica uma melhora significativa em termos de troca térmica convectiva de 52%, 101% e 131% respectivamente para os dissipadores I, II e III.

Tabela 5.8 – Resultados – Dissipadores I, II e III Otimizados.

Configuração	Velocidade de entrada (m s^{-1})	Altura H (mm)	n inicial	q_{conv} inicial [W]	n ótimo	$q_{conv,max}$ [W]
1	1	15	15	15	30	17
2	3			24		40
3	6			36		62
4	1	25	11	13	26	22
5	3			24		52
6	6			34		77
7	1	50	8	13	22	23
8	3			22		54
9	6			30		80

5.4.2 Caso B

Neste caso foi considerada a otimização do número de aletas (n) do dissipador II para obter a máxima troca térmica convectiva assumindo uma curva de operação do sistema dissipador-ventilador apresentada no Capítulo 4, dada pela Equação 4.11.

A Tabela 5.9 apresenta o resultado para o número ótimo de aletas do dissipador II. Verifica-se que o número ótimo de aletas foi 29, com 11 simulações numéricas, 29 chamadas para avaliar q_{conv} e a troca térmica convectiva máxima foi de 68W. Caso não fosse aplicada a otimização, com as onze aletas do dissipador II a troca térmica convectiva seria de 28W, o que indica que a otimização ocasionou um aumento significativo desse valor.

Tabela 5.9 – Resultados do caso B.

Altura H (mm)	n ótimo	Número simulações	Número avaliações q_{conv}	q_{conv_max} [W]
25	29	11	59	68

5.5 Considerações Finais – Resultados e Discussões

O processo de otimização pode atender a várias funções objetiva cuja escolha está relacionada a condições particulares de cada aplicação de interesse. Neste trabalho foi estudada a maximização da troca térmica convectiva, mostrando a utilidade do modelo numérico para obter uma resposta do comportamento de uma determinada geometria, sem a necessidade da construção de um protótipo em laboratório.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões

Essa investigação teve como intuito a análise numérica e experimental de dissipadores térmicos de placas paralelas com influxo de topo. Resultados experimentais de troca de calor e da queda de pressão foram comparados com resultados de simulações numéricas e de correlações do trabalho de Biber (1997).

Os resultados para a queda de pressão apresentaram em média 6% de desvio entre o modelo numérico e os dados experimentais enquanto que para a correlação de Biber (1997) esses desvios ficaram em torno de 60%. O comportamento das medidas experimentais da queda de pressão nos três dissipadores apresentou uma relação quadrática com a vazão.

Para a troca térmica convectiva as predições da correlação de Biber (1997) sobreestimaram de forma sistemática quase uniforme os resultados experimentais, com um desvio médio de 31%. O modelo numérico apresentou um desvio médio de 2% em relação aos dados experimentais, mostrando que a aplicação da hipótese de simetria do escoamento nos canais do conjunto aletado foi adequada para os casos testados.

A otimização dos dissipadores utilizados nos experimentos, considerando uma velocidade de entrada nos canais independente do número de aletas, indicou uma melhora significativa de 95% em média no valor obtido para a troca térmica convectiva. Para a otimização com a utilização de uma curva de operação para o dissipador II os resultados indicaram um aumento em sua troca térmica convectiva de 143%.

A técnica experimental adotada foi importante para explorar e obter medidas confiáveis de laboratório utilizando dissipadores térmicos completos e não apenas um canal entre duas placas paralelas.

A simulação numérica apresentou-se como uma excelente alternativa de projeto por sua flexibilidade para estudar configurações diversas sem a necessidade de construção de protótipos em laboratório.

Como sugestões propõe-se, o desenvolvimento de um modelo numérico que considere o dissipador completo, uma montagem experimental que possibilite levantar as distribuições de velocidade, pressão e temperatura e a construção de um aplicativo que integre correlações, simulações numéricas e técnicas de otimização em uma única ferramenta computacional.

Referências Bibliográficas

Agonafer D., Liao G-Li, Spalding, D. B. The LVEL turbulence model for conjugate heat transfer at low Reynolds numbers. *ASME International Mechanical Congress and Exposition*, Atlanta, 1993.

Biber, C. R., Belady, C. L. Pressure drop prediction for heat sinks: What is the best method? *Proceedings of Interpack'97*, ASME EEP, 1997, vol. 19-2, pp. 1829-1835.

Biber, C. R. Pressure drop and heat transfer in an isothermal channel with impinging flow. *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology*, December 1997, vol. 20, n° 4, pp. 458-462.

Chapman, C. L. Selecting the optimum heat sink design. *EDN*, Oct 16 1997, vol. 42, n° 20A, pp. 51-52.

Craig, K. J., De Kock, D. J., Gauche, P. Minimization of heat sink mass using CFD and mathematical optimization. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, September 1999, vol. 121, n° 3, pp. 143-147.

Culham, J. R., Muzychka, Y. S. Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, June 2001, vol. 24, n° 2, pp. 159-165.

- De Kock, D. J., Visser, J. A. Minimization of heat sink mass using mathematical optimization. *Advanced Computational Methods in Heat Transfer VI*, 2000, pp. 553-562.
- De Kock, D. J., Visser, J. A. Optimization of heat sink mass using the DYNAMIC-Q numerical optimization method. *Communications in Numerical Methods in Engineering*, October 2002, vol. 18, n° 10, pp. 721-727.
- De Kock, D. J., Visser, J. A. Trade-off design of extruded heat sinks using mathematical optimization. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, September 2004, vol. 126, n° 3, pp. 333-341.
- Holahan, M. F., Kang, S. S., Bar-Cohen, A. Flowstream based analytical model for design of parallel plate heatsinks. *ASME Proceedings of the 31st National Heat Transfer Conference, HTD*, August 1996, vol. 329, n° 7, pp. 63-71.
- Holahan, M. F., Kang, S. S., Bar-Cohen, A. Flow and heat transfer in a parallel plate heat sink with top inlet and side exit of air. *ISPS, San Diego, CA, IMAPS*, Jan. 11-13 1999, pp. 77-82.
- IMSL, *IMSL MATH/LIBRARY User's Manual*. Version 3.0, Visual Numerics, Inc., Houston, Texas, 1994.
- Iyengar, M., Bar-Cohen, A. Least-energy optimization of forced convection plate-fin heat sinks. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, March 2003, vol. 26, n° 1, pp. 62-70.
- Kang, S. S., Holahan, M. F. Impingement heat sinks for air cooled high power electronic modules. *ASME Proceedings of the 30th National Heat Transfer Conference, HTD*, 1995, vol. 303, n° 1, pp. 139-146.

- Kondo, Y., Behnia, M., Nakayama, W., Matsushima, H. Optimization of finned heat sinks for impingement cooling of electronic packages. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, Sep. 1998, vol. 120, n° 3, pp. 259-266.
- Lee, S. Optimum design and selection of heat sinks. *Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, 1995, pp. 48-54.
- Lee, S., Soule, C. A. Effect to Base-to-fin joint thermal resistance on fabricated heat sinks. *Proceedings of Interpack'97, ASME EEP*, 1997, vol. 19-2, pp. 1843-1848.
- Lin, S. C., Chuang, F. S., Chou, C. A. Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, June 2005, vol. 29, n° 5, pp. 591-600.
- Mansuria, M. S., Kamath, V. Design optimization of a high-performance heat-sink/fan assembly. *ASME-HTD, Heat Transfer in Electronic Systems*, 1994, vol. 292, pp. 95-103.
- Maveety, J. G., Jung, H. H. Design of an optimal pin fin heat sink with air impingement cooling. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2000, vol. 27, n° 2, pp. 229-240.
- Patankar, S. V., Spalding, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 1972, vol. 5, pp. 1787-1806.
- Patankar, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Ed. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.

- Saini, M., and Webb, R. L. Validation of models for air cooled plane fin heat sinks used in computer cooling. *Thermo Mechanical Phenomena in Electronic Systems - Proceedings of the Intersociety Conference*, 2002, pp. 243-250.
- Sasao, K., Honma, M., Nishihara, A., Atarashi, T. Numerical analysis of impinging air flow and heat transfer in plate fin type heat sinks. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, September 2001, vol. 123, n° 3, pp. 315-318.
- Sathe, S. B., Sammakia, B. G., Wong, A. C., Mahaney, H. V. A numerical study of a high performance air cooled impingement heat sink. *Proceedings 30th 1995 National Heat Transfer Conference*, Portland, OR, USA, Aug. 1995, vol. 1, pp. 43-54.
- Sathe, S., Kelkar, K. M., Karki, K. C., Tai, C., Lamb, C., Patankar, S. V. Numerical prediction of flow and heat transfer in an impingement heat sink. *Journal of Electronic Packaging*, 1997, vol. 119, n° 1, pp. 58-63.
- Sathe, S. B., Sammakia, B. G. An analytical study of the optimized performance of an impingement heat sink. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, December 2004, vol. 126, n° 4, pp. 528-534.
- Shih, C. J., Liu, G. C. Optimal design methodology of plate fin heat sinks for electronic cooling using entropy generation strategy. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, September 2004, vol. 27, n° 3, pp. 551-559.
- Spalding, D. B. A single formula for the law of the wall. *Journal Applied Mechanics*, September 1961, vol.28, pp.455-457.

Spalding, D. B. A novel finite-difference formulation for differential expressions involving both first and second derivatives. *Int. Journal Numerical Methods in Engineering*, 1972, vol 4, p. 551.

Spalding, D. B. Mathematical modelling of fluid-mechanics, heat-transfer and chemical-reaction processes. *CFDU Report HTS/80/1*, Imperial College, London, 1980.

Spalding, D. B. *The PHOENICS Encyclopedia*. CHAM Ltd, London, UK, 1994.

Sparrow, E. M., Stryker, P. C., Altemani, C. A. C. Heat transfer and pressure drop in flow passages that are open along their lateral edges. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1985, vol. 28, n° 4, pp. 731-740.

Sparrow, E. M., Cess, R. D. *Radiation Heat Transfer*. Brooks/Cole Publishing Company, California, 1996.

Stoecker, W. F. *Design of Thermal Systems*. New York, McGraw-Hill, 1971.

Tanaka, T., Matsushima, H., Ueki, A., Atarashi, T. Numerical simulation of impingement air cooling from LSI packages with large plate fins by the penalty finite element method. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, Mar. 1997, vol. 119, n° 1, pp. 73-77.

Taylor, B. N., Kuyatt, C. E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. *National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297*, 1994.

Tomazeti, C. A. *Perda de Carga e Resistência Convectiva de Dissipadores de Calor Considerando Regiões de Folga*. Campinas: Departamento de Energia, Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 2002, 161 p. Dissertação (Mestrado).

Yu, X., Feng, J., Feng, Q., Wang, Q. Development of a plate pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, February 2005, vol. 25, n° 2-3, pp. 173-182.

Zhipeng D., Muzychka, Y. S. Impingement air cooled plate fin heat sinks. Part I - Pressure drop model. *Thermal and Thermo mechanical Phenomena in Electronic Systems*. June 2004, vol.1, pp. 429-435.

Zhipeng D., Muzychka, Y. S. Impingement air cooled plate fin heat sinks. Part II - Thermal resistance model. *Thermal and Thermo mechanical Phenomena in Electronic Systems*, 2004 . June 2004, vol.1, pp. 436-443.

Anexo A

Neste anexo são apresentadas as equações de redução das medidas experimentais, das correlações de Biber (1997), da curva de operação do dissipador-ventilador e a análise de perdas térmicas aplicadas neste trabalho.

A1 Equações de Redução

Esta seção aborda a redução das medidas experimentais, considerando as seguintes variáveis do experimento: temperatura, queda de pressão, massa específica da água e do ar, viscosidade do ar, vazão mássica, número de Reynolds, potência elétrica. Apresenta também as correlações de Biber (1997) e a curva de operação dissipador-ventilador.

A1.1 Temperatura

As tensões termoelétricas dos termopares tipo J utilizados na montagem experimental eram obtidas em mV no multímetro digital mencionado no Capítulo 3. A tensão lida no termopar localizado no banho de gelo era então subtraída das leituras de cada termopar da montagem, fornecendo uma tensão indicada por φ em mV , correspondente àquele termopar. A conversão para a temperatura $^{\circ}C$ era feita através de uma correlação obtida dos valores de uma tabela do tipo de termopar utilizado para a faixa de $0^{\circ}C$ a $60^{\circ}C$, apresentada a seguir.

$$T = 1,13 \times 10^{-2} \varphi^3 - 2,19 \times 10^{-1} \varphi^2 + 1,98 \times 10^1 \varphi + 4,44 \times 10^{-3} \quad (A.1)$$

A1.2 Queda de Pressão

A queda de pressão foi obtida com o transdutor de pressão, mencionado no Capítulo 3, de capacitância variável, que foi calibrado no laboratório através de medidas estáticas com um manômetro inclinado. Este transdutor permite uma calibração do fundo de escala de forma contínua na faixa de 0,5 a 6 polegadas de uma coluna de água. O seu sinal de saída padrão é na forma de uma corrente elétrica variando entre 4 mA a 20 mA entre os valores mínimo e máximo de diferença de pressão para a qual ele pode ser calibrado. Na calibração efetuada, foram estabelecidos os valores de zero mm de álcool para o valor mínimo e 40,4 mm de álcool para o fundo de escala. Com estes dois pontos foi feita uma interpolação linear para os valores intermediários de queda de pressão, resultando na Equação A.2 com a corrente elétrica (I) dada em mA. O valor de F nesta equação é igual a 40,4 mm de álcool.

$$\Delta P = F(0,0625 I - 0,25) \quad (\text{A.2})$$

O valor da corrente elétrica (I) foi obtido de maneira indireta através da medida da tensão (φ) em mV e a utilização de um resistor de 248,5 Ω , com isso obteve-se a corrente elétrica (I) pela Equação A.3.

$$I = \varphi / 248,5 \quad (\text{A.3})$$

A1.3 Massa Específica

A massa específica da água em função da temperatura foi obtida por uma correlação quadrática apresentada a seguir, válida na faixa de 10 °C a 30 °C. O seu valor era utilizado para avaliar a diferença de pressão nos manômetros.

$$\rho_{\text{água}} = -5,347 \times 10^{-3} T^2 + 8,073 \times 10^{-3} T + 1000,2 \quad (\text{A.4})$$

A massa específica do ar em função da temperatura e pressão ambiente foi avaliada com a equação de gases ideais dada a seguir. O seu valor foi utilizado para avaliar o número de Reynolds, vazão volumétrica e velocidade média de entrada nos canais do dissipador. Na Equação A.5, R é a constante do ar ($R = 287 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$), a pressão ambiente (P_{amb}) foi medida por um barômetro digital e a temperatura ambiente (T_{amb}) foi medida com um termômetro de bulbo de mercúrio.

$$\rho_{ar} = \frac{P_{amb}}{T_{amb}R} \quad (\text{A.5})$$

A1.4 Viscosidade

A viscosidade dinâmica (μ_L) do ar em função da temperatura na faixa de 10 °C a 60 °C foi obtida pela seguinte correlação linear, sendo utilizada na avaliação do número de Reynolds.

$$\mu_L = 4,683 \times 10^{-8} T + 1,731 \times 10^{-5} \quad (\text{A.6})$$

A1.5 Vazão Mássica

A vazão mássica (\dot{m}) do ar foi obtida de maneira indireta através da variação de pressão do escoamento ao passar pelo bocal instalado na caixa plenum, como descrito no Capítulo 3. Com a Equação A.7 a vazão foi obtida.

$$\dot{m} = A_b K_b \sqrt{2\rho_{ar}(P_1 - P_2)} \quad (\text{A.7})$$

Com o diâmetro do bocal ($\phi = 17 \text{ mm}$) calculou-se sua área dado por $A_b = \pi(\phi/2)^2$. O coeficiente de escoamento (K_b) adotado foi de 0,99. A massa específica do ar (ρ_{ar}) foi calculada pela Equação A.5 e a variação de pressão entre as câmaras ($P_1 - P_2$) na caixa plenum foi medida com um manômetro inclinado.

A1.6 Número de Reynolds

O número de Reynolds foi obtido pela Equação A.8, baseado na seção de entrada dos canais do conjunto aletado. A massa específica (ρ_{ar}) do ar foi calculada com a Equação A.5, a viscosidade dinâmica (μ_L) do ar foi obtida da Equação A.6, o diâmetro hidráulico foi baseado nas dimensões de entrada do canal do conjunto aletado definido por $Dh = 4(LS)/[2(L + S)]$ e a velocidade média de entrada dada por $\bar{V} = \dot{m}/[\rho_{ar}((n-1)LS)]$.

$$Re = \frac{\rho_{ar} \bar{V} Dh}{\mu_L} \quad (A.8)$$

A1.7 Potência Elétrica

O conjunto de aquecimento foi alimentado por duas fontes DC de potência elétrica independentes. A potência elétrica fornecida ao aquecedor principal tinha a finalidade de manter a temperatura da base do dissipador em torno de 20 °C acima da temperatura ambiente. A potência elétrica fornecida ao aquecedor de proteção era ajustada para atingir a mesma temperatura do aquecedor principal para ser obtida uma condição adiabática para a base inferior do aquecedor principal. As potências elétricas (Pot) fornecidas foram obtidas pela Equação A.9. A tensão (φ) em V para cada circuito foi medida por um multímetro e a corrente elétrica (I) em A foi medida indiretamente através de um shunt, o qual se mediu a tensão (φ_{shunt}) em mV no shunt e utilizou-se a Equação A.10 para obter a corrente (I) em A.

$$Pot = \varphi I \quad (A.9)$$

e

$$I = 0,040733 \varphi_{shunt} \quad (A.10)$$

A1.8 Correlações de Biber (1997)

O trabalho de Biber (1997) apresentou duas correlações adimensionais, uma para o coeficiente de queda de pressão e outra para o número de Nusselt médio. Adaptando essas correlações para o caso particular deste presente trabalho a queda de pressão foi obtida com Equação A.11, enquanto que a troca térmica convectiva foi obtida pela Equação A12.

$$\Delta P_{biber} = \frac{1}{2} \rho_{ar} \bar{V}^2 (L/2H)^2 \left[(8,5x_f^{0,25})^7 + (75x_f^{1,05})^7 \right]^{1/7} \quad (A.11)$$

$$q_{conv\ biber} = \frac{(2H+S)L\Delta T k_{ar}}{2(4HS/2(S+H))} \left[(6,05x_t^{-0,22})^{-3/4} + (0,20x_t^{-1,05})^{-3/4} \right]^{-4/3} \quad (A.12)$$

Os parâmetros adimensionais x_f e x_t são dados por:

$$x_f = \frac{H}{\frac{\rho_{ar}\bar{V}}{\mu_L} \left[\frac{4HS}{2(S+H)} \right]^2} \frac{2H}{L} \quad \text{válido para : } 0,001 < x_f < 2 \quad (A.13)$$

e

$$x_t = \frac{H}{\frac{\rho_{ar}\bar{V}}{\mu_L} \left[\frac{4HS}{2(S+H)} \right]^2} \quad \text{válido para : } 0,001 < x_t < 3 \quad (A.14)$$

A1.9 Curva de Operação Dissipador-Ventilador

Para obter a curva de operação foi admitido um ventilador com uma queda de pressão linear com a vazão volumétrica, dada por $\Delta P [Pa] = -25000Q [m^3/s] + 200$.

Para determinar a curva da queda de pressão do dissipador II para um determinado número de aletas, foi simulada a queda de pressão para duas vazões diferentes. De tal maneira que a curva do ventilador ficasse entre estes dois pontos simulados, como indicado na Figura A.1. Variou-se o número de aletas na faixa de 10 a 40 aletas. A Tabela A.1 apresenta as simulações executadas para gerar os dois pontos da queda de pressão para cada conjunto com n aletas.

Tabela A.1 – Resultados da Queda de Pressão.

Simulação	Número aletas n	Velocidade entrada [m/s]	Vazão [m ³ /s]	Queda pressão [Pa]
1	10	3	0,0060	21
2	10	5	0,0100	54
3	15	3	0,0052	22
4	15	5	0,0087	56
5	20	3	0,0045	25
6	20	5	0,0075	62
7	25	3	0,0037	31
8	25	5	0,0062	71
9	30	3	0,0030	44
10	30	5	0,0050	94
11	35	3	0,0022	75
12	35	5	0,0037	149
13	40	1	0,0005	48
14	40	5	0,0025	292

A Figura A.1 apresenta os resultados da Tabela A.1 e a curva de queda de pressão do ventilador, para gerar os pontos de operação do sistema dissipador-ventilador.

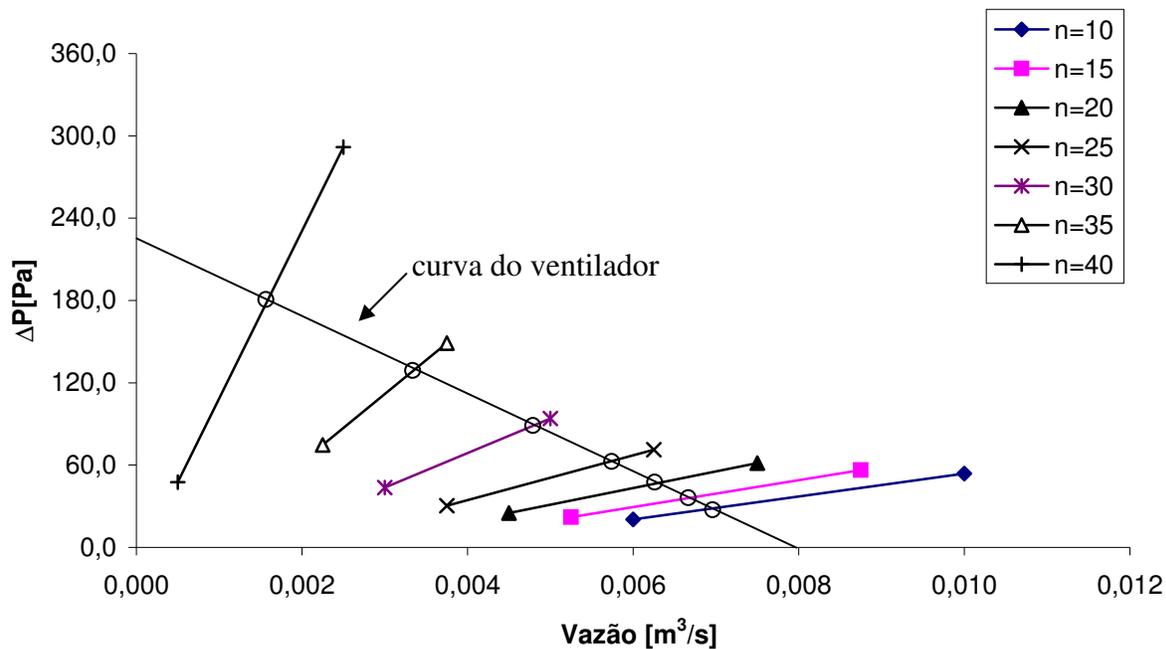


Figura A.1 – Pontos de Operação do Sistema Dissipador-Ventilador.

Para determinar o ponto de operação do sistema dissipador-ventilador para um determinado número de aletas, interpolaram-se linearmente os dois pontos simulados da queda de pressão do dissipador para um determinado número de aletas. O cruzamento desta interpolação com a curva de queda de pressão do ventilador forneceu um ponto de operação do sistema dissipador-ventilador. Esta operação foi repetida sete vezes, gerando os resultados mostrados na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Pontos de Operação do Sistema Dissipador-Ventilador.

Número de aletas <i>n</i>	ΔP [Pa]	$Q = (-\Delta P + 200) / 25000$ [m³/s]
40	162	0,0015
35	120	0,0032
30	85	0,0046
25	60	0,0056
20	45	0,0062
15	35	0,0066
10	27	0,0069

Utilizando os resultados da Tabela A.2, com o número de aletas (n) e vazão volumétrica (Q) foi obtida uma curva de operação para sistema dissipador-ventilador através de um polinômio do terceiro grau, obtendo se a Equação A.15. Esta equação está indicada na Figura A.2.

$$Q = -9 \times 10^{-8} n^3 + 7 \times 10^{-7} n^2 - 3 \times 10^{-5} n + 0,0072 \quad (\text{A.15})$$

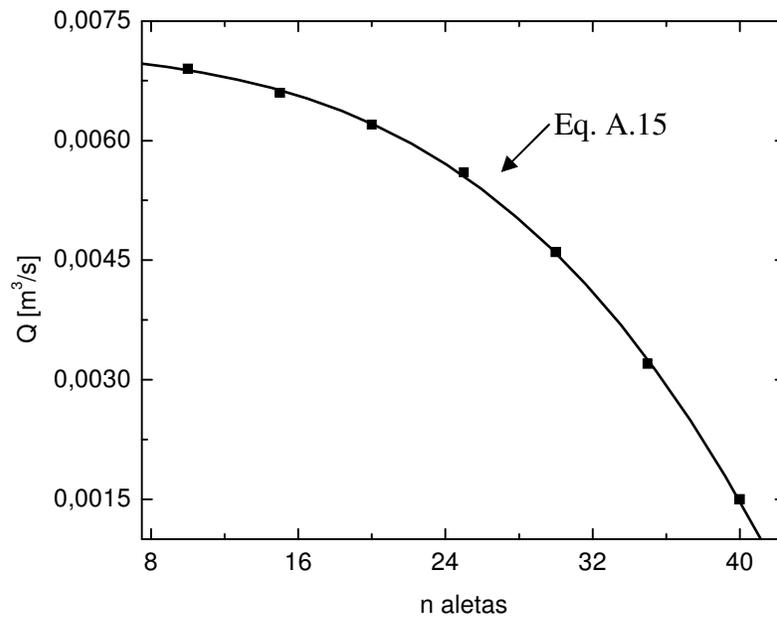


Figura A.2 – Curva de Operação do Sistema Dissipador-Ventilador.

A2 Análise de Perdas Térmicas

A análise de perdas térmicas foi realizada considerando os seguintes itens de perdas: perdas pela placa de entrada, perdas pelas aletas laterais, perdas pela base do dissipador, perdas por radiação, perdas pelo aquecedor principal, perdas pelos fios de conexão e termopares.

A2.1 Placa de Entrada

Estas perdas são devido ao contato térmico da parte superior das duas aletas laterais com a placa de entrada, com indicado na Figura A.3. Foi estimada considerando-se a placa de entrada como uma aleta de acrílico, da forma descrita abaixo:

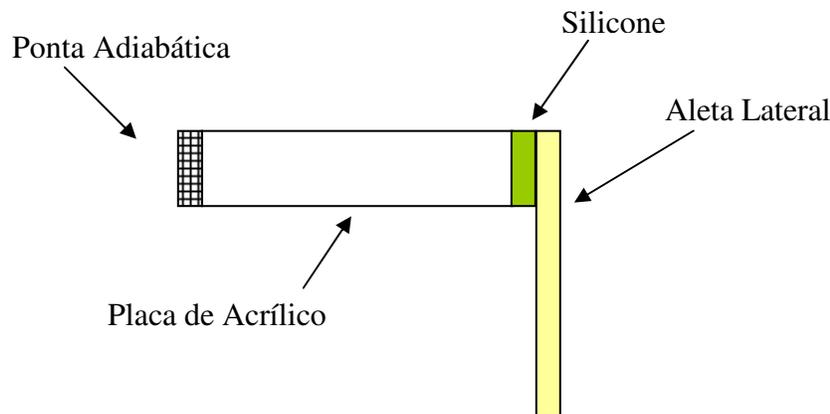


Figura A.3 – Contato da Aleta Lateral com a Placa de Entrada de Acrílico.

Com base na Figura A.3, tem-se para as perdas através da placa de acrílico, com um tratamento de aleta de ponta adiabática foi avaliada pela Equação A.16. Admitiu-se que a temperatura da ponta da aleta lateral estava a mesma temperatura da base do dissipador (T_b) enquanto a temperatura de entrada do ar no dissipador foi indicada T_e . O fluxo de calor ao passar da aleta lateral para a aleta de acrílico encontra uma resistência extra, uma camada de silicone de espessura (s_{sil}) de 1 mm, altura (y_{sil}) de 10 mm, largura (w_{sil}) de 50 mm e condutividade térmica (k_{sil}) de $0,11 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. A aleta de acrílico possui um comprimento (L_{acr}) de 75 mm, uma

espessura (s_{acr}) de 10 mm, uma largura (w_{acr}) de 50 mm e uma condutividade térmica (k_{acr}) de $0,18 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

$$q_{placa_acrílico} = 2 \left[\frac{(T_b - T_e)}{R_{acr}} \right] \quad (\text{A.16})$$

A resistência térmica (R_{acr}) corresponde à soma da resistência condutiva do silicone e da aleta constituída pela placa de acrílico. Adotando-se a solução padrão, tem-se para resistência térmica a Equação A.17, com a área de contato do silicone $A_{sil} = y_{sil} w_{sil}$, a área da seção transversal do acrílico $A_{acr} = s_{acr} w_{acr}$ e o seu perímetro de $P_{acr} = 2(s_{acr} + w_{acr})$.

$$R_{acr} = \frac{s_{sil}}{k_{sil} A_{sil}} + \left(\frac{1}{\sqrt{h P_{acr} k_{acr} A_{acr}} \tanh \left(L_{acr} \sqrt{\frac{h P_{acr}}{k_{acr} A_{acr}}} \right)} \right) \quad (\text{A.17})$$

A2.2 Aletas Laterais

As perdas térmicas através das duas aletas laterais foram estimadas pela Equação A.18, considerando-se a resistência condutiva do material isolante (borracha macia) e a resistência convectiva do ar na caixa plenum. A espessura do isolante térmico (s_{iso_Lat}) utilizado foi de 10 mm, sua altura (y_{iso_Lat}) foi avaliada pela altura de aleta (H) menos a altura da camada de silicone (y_{sil}) de 10 mm, sua largura (L) 50 mm e a área de contato foi avaliada por $A_{iso_Lat} = L y_{iso_Lat}$.

$$q_{aleta_lateral} = 2 \left[\frac{1}{\frac{s_{iso_Lat}}{k_{iso} A_{iso_Lat}} + \frac{1}{h A_{iso_Lat}}} \right] (T_b - T_e) \quad (\text{A.18})$$

A2.3 Base do Dissipador

As perdas através das faces da base do dissipador foram estimadas com a Equação A.19, considerando-se para as duas faces frontais e as duas laterais isoladas a resistência condutiva do material isolante e a resistência convectiva do ar na caixa Plenum, para as duas faces frontais expostas (sem isolamento) da base considerou-se a resistência convectiva.

$$q_{dissipador_base} = 2 \left[\frac{1}{R_{LI}} + \frac{1}{R_{FI}} + \frac{1}{R_{FE}} \right] (T_b - T_e) \quad (A.19)$$

A resistência para as faces laterais isoladas (R_{LI}) do dissipador foi obtida pela Equação A.20, considerou-se a espessura do isolante (s_{iso_Lat}) de 10 mm, sua altura (y_{dis_Lat}) de 10 mm, sua largura (w_{dis_Lat}) de 50 mm e sua área de contato dada por $A_{dis_Lat} = y_{dis_Lat} w_{dis_Lat}$.

$$R_{LI} = \frac{1}{h A_{dis_Lat}} + \frac{s_{iso_Lat}}{k_{iso} A_{dis_Lat}} \quad (A.20)$$

A resistência para as faces frontais isoladas (R_{FI}) do dissipador foi obtida pela Equação A.21, considerou-se a espessura do isolante ($s_{iso_Frontal}$) de 3,4 mm, sua altura (y_{fi}) de 5 mm, sua largura (w_f) de 51 mm para dissipador II e 50 mm para os dissipadores I e III, e sua área de contato dada por $A_{dis_F_iso} = y_{fi} w_f$.

$$R_{FI} = \frac{1}{h A_{dis_F_iso}} + \frac{s_{iso_Frontal}}{k_{iso} A_{dis_F_iso}} \quad (A.21)$$

A resistência para as faces frontais expostas (R_{FE}) do dissipador foi obtida pela Equação A.22, considerou-se sua altura (y_{fe}) de 5 mm e sua área de contato dada por $A_{dis_F_exp} = y_{fe} w_f$.

$$R_{FE} = \frac{1}{h A_{dis_F_exp}} \quad (A.22)$$

A2.4 Perdas por Radiação

As perdas por radiação das superfícies expostas das aletas e base do dissipador foram estimadas pela Equação A.23. A emissividade aparente foi avaliada em 0,89. Este resultado representa um valor aparente determinado através de Sparrow e Cess (1996), onde se considerou a geometria das aletas do dissipador de maior espaçamento e uma emissividade de suas superfícies de alumínio igual a 0,3.

$$q_{radiação} = \varepsilon_{ap} \sigma A_{cav} \left((T_b + 273,15)^4 - (T_e + 273,15)^4 \right) \quad (A.23)$$

A2.5 Aquecedor Principal

As perdas térmicas através das faces laterais isoladas do aquecedor principal foram estimadas pela Equação A.24, considerando-se a resistência condutiva do material isolante e a resistência convectiva do ar na caixa plenum. O aquecedor possuía uma altura (y_h) de 20 mm, uma largura (w_h) de 50 mm, sua área de troca térmica $A_h = 4y_h(w_h + 2s_{iso_Lat})$, o fator de forma (S_{fator_forma}) foi estimado pela Equação A.25.

$$q_{aquecedor_principal} = \left[\frac{(T_h - T_e)}{\frac{1}{A_h h} + \frac{1}{k_{iso} S_{fator_forma}}} \right] \quad (A.24)$$

com

$$S_{fator_forma} = \frac{2 \pi y_h}{0,930 \ln((w_h + 2s_{iso_Lat}) / w_h) - 0,050} \quad (A.25)$$

A2.6 Os Fios de Conexão e Termopares

As perdas térmicas nos dois fios de conexão do aquecedor principal e nos quatro termopares foram avaliadas considerando-os como aletas de comprimento infinito. Para os fios de cobre foi considerado um raio (R_F) de 0,25 mm, seu perímetro dado por $P_F = 2\pi R_F$, sua área dada por $A_F = \pi R_F^2$, sua condutividade k_{Cu} de $401 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Para o ferro e o constantan foi considerado um raio (R_T) de 0,125 mm, o perímetro de $P_T = 2\pi R_T$, a área de $A_T = \pi R_T^2$, suas condutividades térmicas de $k_{Fe} = 80,2 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ e $k_{Cons\ tan\ tan} = 23 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

$$\begin{aligned}
 q_{fio} = & 2(T_h - T_e)\sqrt{hP_F A_F k_{Cu}} + \\
 & 2(T_h - T_e)\left(\sqrt{hP_T A_T k_{Fe}} + \sqrt{hP_T A_T k_{Cons\ tan\ tan}}\right) + \\
 & 2(T_b - T_e)\left(\sqrt{hP_T A_T k_{Fe}} + \sqrt{hP_T A_T k_{Cons\ tan\ tan}}\right)
 \end{aligned} \tag{A.26}$$

A2.7 Efeito Joule

Perdas térmicas pela potência dissipada nos dois fios de cobre que conectam a fonte de potência ao aquecedor principal foi estimada pela Equação A.27. A resistência ôhmica (R_{Cu}) foi avaliada em 0,165 ohms e a corrente elétrica (I) foi avaliada pela Equação A.10.

$$q_{\delta hmico} = 2[R_{Cu} I^2] \tag{A.27}$$

A2.8 Total das Perdas Térmicas

O total das perdas térmicas, estimada pela Equação A.28, foi obtido considerando a soma das perdas: placa de entrada, aletas laterais, base do dissipador, radiação, aquecedor principal, fios de conexão, termopares e efeito joule.

$$q_{total} = q_{placa_acrilica} + q_{aleta_lateral} + q_{dissipador_base} + q_{radiação} + q_{aquecedor_principal} + q_{fios} + q_{ôhmico} \quad (A.28)$$

Para a análise de cada item das perdas térmicas foi necessário considerar um coeficiente médio de transferência de calor convectivo (h). Considerou-se o mesmo valor de coeficiente para todos os itens analisados das perdas térmicas. Foi feita uma avaliação de h numa faixa de 10 a 30 $Wm^{-2}K^{-1}$, obteve-se como resultado uma faixa para perdas térmicas que variou de 8 a 12% da potência fornecida ao aquecedor principal. Com base nesta avaliação admitiu-se para este trabalho um coeficiente de troca térmica convectiva de $20 \pm 10 Wm^{-2}K^{-1}$.

A2.9 Troca Convectiva de Calor

A troca convectiva de calor (q_{conv}) dada pela equação A.29 foi obtida subtraindo da potência (Pot) de alimentação do aquecedor principal o total das perdas térmicas (q_{total}).

$$q_{conv} = Pot - q_{total} \quad (A.29)$$