

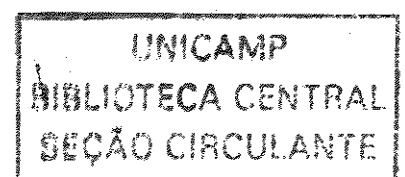
ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Cristina Autuori
Tomazeti E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 23 / 08 / 2002.
Carlos Altemani
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Perda de Carga e Resistência Convectiva de Dissipadores de Calor Considerando Regiões de Folga

Autor: Cristina Autuori Tomazeti

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Perda de Carga e Resistência Convectiva de Dissipadores de Calor Considerando Regiões de Folga

Autor: Cristina Autuori Tomazeti

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências da Engenharia Mecânica.

Campinas, 2002

S.P. – Brasil

UNIDADE	BC
Nº CHAMADA	T/UNICAMP
	T561p
V	EX
TOMBO BC/	56403
PROC.	16-124103
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	
Nº CPD	

CM00190992-2

bib id 704529

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

T591p Tomazeti, Cristina Autuori
Perda de carga e resistência convectiva de dissipadores de calor considerando regiões de folga / Cristina Autuori Tomazeti.--Campinas, SP: [s.n.], 2002.

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

1. Calor - Condução. 2. Calor convecção. 3. Pressão. 4. Sistemas eletrônicas. I. Altemani, Carlos Alberto Carrasco. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

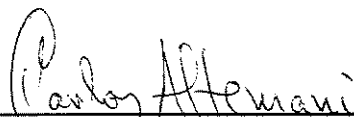
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Perda de Carga e Resistência Convectiva de Dissipadores de
Calor Considerando Regiões de Folga**

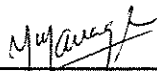
Autor: **Cristina Autuori Tomazeti**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**



Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente

Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarelli

Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 23 de Agosto de 2002

416886617

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altemani pela orientação, dedicação e paciência sempre presentes durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores e amigos Luciano Fernando dos Santos Rossi e Silvio Luiz de Mello Junqueira pelo incentivo e confiança, e em especial ao Prof. Admilson Teixeira Franco por ter sido o “ponto de partida” e pelo apoio nos momentos difíceis.

Aos meus irmãos Elias, Pê, Tiane, Eduardo e Hellen pelo carinho, incentivo e compreensão.

Aos amigos Ana Bolena, André Valente, Mariana Passos e Ricardo Tosin pelo companheirismo e apoio.

A todos os professores e colegas do DE.

Aos funcionários e técnicos do DE e da CIFEM.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais Maria e Carlos e a Neuza.

Resumo

TOMAZETI, Cristina Autuori. *Perda de Carga e Resistência Convectiva de Dissipadores de Calor Considerando Regiões de Folga*, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2002, 161p.

Um modelo compacto foi utilizado para prever a perda de carga e a resistência térmica convectiva de dissipadores de calor com aletas retas. Eles foram montados num duto retangular nas configurações sem folga, com folga lateral, de topo ou folga combinada. As predições do modelo compacto foram comparadas com medidas experimentais. Foi efetuada uma montagem experimental onde foram ensaiados três dissipadores com escoamento forçado de ar. A seção do duto retangular foi ajustada de forma a permitir as regiões de folga. Nas configurações com folga, parte do escoamento de ar escoava através dos canais formados pelas aletas e o restante sofre desvios para as regiões de folga. Em cada um desses ramos paralelos do escoamento, a perda de carga é a mesma e pode ser determinada através do método compacto utilizado. Este método foi baseado em correlações apropriadas para diversos mecanismos de perda de carga e gera um sistema de equações algébricas não lineares. Este sistema foi resolvido através de um método iterativo de solução, baseado no algoritmo *SIMPLE*. Os resultados obtidos com o modelo compacto foram comparados com os testes experimentais efetuados neste trabalho e com dados a literatura. Conhecendo o escoamento através dos canais aletados do dissipador, o modelo utilizado pode calcular a sua resistência convectiva com correlações de transferência de calor. Esse valor foi comparado com medidas experimentais efetuadas num dissipador de alumínio. Nestes testes, um aquecedor elétrico foi colado na face inferior da base do dissipador. O aquecedor era menor que a base e por isso a sua resistência térmica até a face convectiva era composta por uma parcela condutiva e outra de espalhamento. Com base em trabalhos da literatura, valores estimados desta resistência foram calculados e comparados com as medidas experimentais.

Palavras-chave: Dissipadores de calor, Regiões de Folga, Perda de Carga, Resistência convectiva.

Abstract

A compact model to predict the pressure drop and convective thermal resistance of finned heat sinks was used. Configurations without bypass area, with lateral bypass and combined bypass were considered. Comparisons between solutions obtained from compact model with those from experimental procedures, using three heat sinks under forced airflow, were performed. The duct transversal area was set in a way to observe the bypass regions. In configurations with bypass part of the air flows between the fins and the remaining air flow goes through the bypass regions. The pressure drop, which is constant in this case, can be determined via the compact model, based on correlations represented by a non-linear algebraic equations system solved by using SIMPLE algorithm. Experimental results presented in this work were compared with both compact model and the literature. Knowing the airflow through the finned of the heat sink, the presented model can calculate its convective resistance using correlations of heat transference. This value was compared with effected experimental measures in an aluminum heat sink. In those tests, an electric heater was glue in the inferior face of the base of the heat sink. The heater was shorter than the base, therefore its thermal resistance in the convective face was composed by two parcels, one due to conduction and the other related to spreading. Values of this thermal resistance based on literature, were calculated and compared with experimental data.

Key words: Heat sink, Bypass, Head loss, Convective thermal resistance.

Índice

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	viii
Nomenclatura	x
1. Introdução	1
2. Revisão da Literatura	4
2.1 Estudo da Perda de Carga e Resistência Térmica em Dissipadores de Calor	4
2.2 Resistência Térmica da Base do Dissipador	9
3. Análise Teórica	11
3.1 Introdução	11
3.2 Modelo Compacto do Escoamento	11
3.2.1 Circuito de Resistências Equivalente	12
3.2.2 Equacionamento do Circuito de Resistências Equivalente	15
3.2.3 Obtenção das Vazões Volumétricas	18
3.2.4 Obtenção das Perdas de Carga	22
3.2.4.1 Perda de Carga Devido aos Efeitos de Entrada e Viscosos	22
3.2.4.2 Perda de Carga Devido à Expansão de Área	28
3.2.4.3 Perda de Carga Devido aos Efeitos de Estagnação e Separação do Escoamento	29
3.3 Resistência Convectiva do Dissipador	31
3.3.1 Determinação do Coeficiente Convectivo Médio de Transferência de Calor	32
3.3.2 Troca Convectiva das Aletas	33
3.3.3 Determinação da Eficiência Térmica do Dissipador	37

3.4 Resistência Térmica da Base	39
3.4.1 Solução Numérica Para o Campo de Temperaturas da Base	42
3.4.2 Solução Aproximada Para a Resistência Global da Base	43
3.5 Conclusão do Capítulo	47
4. Método Computacional de Solução	48
4.1 Introdução	48
4.2 Modelo Computacional	48
4.2.1 Modelo Computacional Para Folga Lateral	49
4.2.2 Modelo Computacional Para Folga de Topo	55
4.2.3 Modelo Computacional Para Folga Combinada	63
4.3 Conclusão do Capítulo	68
5. Análise Experimental	69
5.1 Introdução	69
5.2 Descrição da Montagem Experimental	69
5.2.1 Descrição Geral	69
5.2.2 Dissipadores	74
5.2.3 Duto Retangular	75
5.2.4. Bocal	76
5.2.5 Termopares	76
5.3 Instrumentação	77
5.4 Procedimento Experimental	78
5.5 Análise de Incerteza das Medidas	80
5.6 Conclusão do Capítulo	81
6. Resultados e Discussão	82
6.1 Introdução	82
6.2 Resultados Obtidos Para Perda de Carga	82
6.2.1 Resultados Para a Configuração Sem Folga	82
6.2.2 Resultados Para a Configuração Com Folga Lateral	91

6.2.3 Resultados Para a Configuração Com Folga de Topo	
6.2.4 Resultados Para a Configuração Com Folga Combinada	97
6.2.5 Comparação Entre os Resultados Teóricos Para as Configurações Apresentadas	102
6.3 Resultados Obtidos Para a Resistência Convectiva do Dissipador	106
6.3.1 Resultados Para a Configuração Sem Folga	109
6.3.2 Resultados Para a Configuração Com Folga Lateral	110
6.3.3 Resultados Para a Configuração Com Folga de Topo	112
6.3.4 Resultados Para a Configuração Com Folga Combinada	114
6.3.5 Comparação Entre os Resultados Teóricos Para as Configurações Apresentadas	116
6.4 Resultados Obtidos Para a Resistência Térmica da Base do Dissipador	118
6.4.1 Determinação da Espessura Ótima	119
6.4.2 Avaliação do Caráter Isotérmico da Superfície Convectiva	119
6.4.3 Resultados Obtidos Através da Solução Aproximada Para a Resistência da Base	123
6.4.4 Resultados Experimentais e Teóricos da Resistência Global da Base do Dissipador	124
6.5 Comparação dos Resultados Obtidos com os da Literatura	125
6.6 Conclusão do Capítulo	127
	141
7. Conclusões e Sugestões Para os Próximos Trabalhos	142
7.1 Conclusões	142
7.2 Sugestões Para os Próximos Trabalhos	143
Referências Bibliográficas	144
Apêndice A – Análise de Incerteza Pelo Método das Perturbações Sequenciais	150
Apêndice B – Análise das Perdas Térmicas nas Medidas Experimentais	152
Apêndice C – Estimativa da Resistência Global Experimental da Base do Dissipador	160

Lista de Figuras

1.1 – Possíveis configurações para a montagem de dissipadores de calor	2
3.1 – Escoamento do fluido através de um dissipador em um duto retangular	12
3.2 – Circuito de Resistências Equivalente	14
3.3 – Configurações básicas: a) Confinado; b) Com folga lateral; c) Com folga de topo; d) Com folga combinada	18
3.4 - Configuração com folga combinada	20
3.5 – Duto de parede isotérmica para o cálculo do fluxo de calor	33
3.6 – Modelo esquemático de um dissipador de calor	40
3.7 – Comportamento das resistências de espalhamento e condutiva	40
3.8 – Modelo aproximado da base de seção quadrada	41
4.1 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga lateral	49
4.2 – Solução iterativa para os processos de vazão e perda de carga na configuração com folga lateral	50
4.3 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga lateral	54
4.4 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga de topo	55
4.5 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga de topo	62
4.6 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga combinada	63
4.7 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga combinada	67
5.1 – Montagem experimental (dimensões em mm)	70
5.2 – Circuito do escoamento do ar	71

5.3 – Conjunto térmico	72
5.4 – Montagem do conjunto térmico (dimensões em mm)	72
5.5 – Montagem do conjunto térmico no duto (dimensões em mm): a) Vista frontal; b) Vista lateral	73
5.6 – Dissipadores utilizados nos testes experimentais (dimensões em mm): a) Acrílico, b) Acrílico e c) Alumínio	75
5.7 – Duto retangular (dimensões em mm)	76
5.8 – Esquema para leitura de várias temperaturas com termopares	77
5.9 – Método para obtenção da perda de carga no dissipador	79
6.1 – Perda de carga do dissipador A1 sem folga	84
6.2 – Perda de carga do dissipador A2 sem folga	84
6.3 – Perda de carga do dissipador A3 sem folga	85
6.4 – Perda de carga dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	87
6.5 – Perda de carga devido ao atrito dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	87
6.6 – Velocidade média nos canais aletados em função da velocidade de aproximação	88
6.7 – Coeficiente de expansão (K_e) dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	88
6.8 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A1 sem folga	90
6.9 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A2 sem folga	90
6.10 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A3 sem folga	91
6.11 – Perda de carga do dissipador A1 com folga lateral	92
6.12 – Perda de carga do dissipador A2 com folga lateral	93
6.13 – Perda de carga do dissipador A3 com folga lateral	93
6.14 – Perda de carga dos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	94
6.15 – Perda de carga associada ao Re na região lateral para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	96
6.16 – Perda de carga do dissipador A1 com folga de topo	98
6.17 – Perda de carga do dissipador A3 com folga de topo	98
6.18 – Perda de carga dos dissipadores A1 e A3 com folga de topo	99
6.19 – Perda de carga do dissipador A1 com folga combinada	104
6.20 – Perda de carga do dissipador A3 com folga combinada	104
6.21 – Perda de carga dos dissipadores A1 e A3 com folga combinada	105

6.22 – Comparação da perda de carga para as configurações estudadas do dissipador A1	107
6.23 – Comparação da vazão de entrada nos canais entre as aletas para as configurações estudadas do dissipador A1	108
6.24 – Resistência convectiva do dissipador A3 sem folga	111
6.25 – Resistência convectiva em função do número de Reynolds do canal para o dissipador A3 sem folga	112
6.26 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga lateral	114
6.27 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga de topo	116
6.28 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga combinada	117
6.29 – Resistência convectiva do dissipador A3 para as diferentes configurações	118
6.30 – Tamanho ideal de malha para o modelo	119
6.31 – Temperatura e espessura da base para diversos números de Biot	120
6.32 – Temperatura e razão de raios para diversos números de Biot	120
6.33 – Espessura crítica e razão de raios para diversos números de Biot	121
6.34 – Perfil de temperatura da base do dissipador para $Bi = 0,1$ e espessura adimensional: (a) 0,1; (b) 0,74 e (c) 1,5	122
6.35 – Variação da temperatura na superfície convectiva da base para espessura adimensional: (a) 0,1; (b) 0,74 e (c) 1,5	123
6.36 – Resistência máxima de espalhamento em função da espessura para diversos números de Biot e $R_a = 2,0$	124
6.37 – Resistência condutiva em função da espessura	124
6.38 – Resistência global da base em função da espessura	125
6.39 – Resistência global em função da temperatura do aquecedor	126
6.40 – Configuração e dissipador testado por Catharina Biber e Christian Belady	127
6.41 – Resultados obtidos para o dissipador B	129
6.42 – Resultados obtidos para o dissipador C	129
6.43 – Resultados obtidos para o dissipador D	130
6.44 – Resultados obtidos para o dissipador E	130
6.45 – Configuração e dissipador testado por Knight	131
6.46 – Resistência convectiva em função do número de canais aletados	132
6.47 – Vazão mássica nos canais em função do número de canais aletados	132

6.48 – Posicionamento do manômetro digital para medida experimental de perda de carga	133
6.49 – Perda de carga para o modelo na configuração sem folga	134
6.50 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)	135
6.51 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)	136
6.52 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_l = 25,5 \text{ mm}$)	137
6.53 – Resistência convectiva para o modelo na configuração sem folga	138
6.54 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)	139
6.55 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)	140
6.56 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_l = 25,5 \text{ mm}$)	141
B1 – Vista lateral em corte da montagem do dissipador no duto retangular	152
B2 – Aleta simétrica de ponta adiabática	153
B3 – Vista superior da montagem do dissipador no duto	155
B4 – Circuito térmico equivalente na região entre a base e o meio externo	158
C1 – Circuito térmico para a estimativa da resistência global da base	160

Lista de Tabelas

6.1 – Características construtivas dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	83
6.2 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	85
6.3 – Valores da razão de áreas (σ) e razão de aspecto (α) para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	89
6.4– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga	89
6.5 – Características construtivas dos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	91
6.6 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	94
6.7 – Valores experimentais e do modelo para a vazão nos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	95
6.8– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral	95
6.9 – Características construtivas dos dissipadores A1 e A3 com folga de topo	97
6.10 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1 e A3 com folga de topo	100
6.11 – Valores experimentais e do modelo para a vazão nos dissipadores A1 e A3 com folga de topo	100
6.12– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1 e A3 com folga de topo	101
6.13 – Características construtivas dos dissipadores A1 e A3 com folga combinada	102

6.14 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga combinada	103
6.15 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga combinada	103
6.16– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1 e A3 com folga combinada	106
6.17– Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 sem folga	110
6.18– Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 sem folga	111
6.19 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga lateral	113
6.20 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga lateral	113
6.21 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga de topo	115
6.22 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga de topo	115
6.23 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga combinada	116
6.24 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga combinada	117
6.25 – Resistência global da base calculada e experimental	126
6.26– Dissipadores apresentados por Catharina Biber e Christian Belady	128
6.27–Resultados obtidos através dos dissipadores da 6.26	128
6.28–Características do modelo experimental do dissipador apresentado por Knight	131
6.29–Resultados obtidos através do dissipador apresentado por Knight	132
6.30–Características geométricas do dissipador analisado por Butterbaugh & Kang	133
6.31–Perda de carga para a configuração sem folga	134
6.32– Perda de carga para a configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)	135
6.33– Perda de carga para a configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)	136
6.34– Perda de carga para a configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_l = 25,5 \text{ mm}$)	137
6.35–Resistência convectiva para a configuração sem folga	138

6.36– Resistência convectiva para a configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)	139
6.37 – Resistência convectiva para a configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)	140
6.38 – Resistência convectiva para a configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_l = 25,5 \text{ mm}$)	141

Nomenclatura

a) Letras minúsculas

c_p	Calor específico $[J / kgK]$
f	Fator de atrito
k	Condutividade térmica $[W / mK]$
l	Comprimento
n	Número de vãos
n_a	Numero de aletas
n_f	Eficiência térmica da aleta
n_s	Eficiência térmica do dissipador
h	Coefficiente de transferência de calor $[W / m.K]$
h	Altura do dissipador $[m]$
h_T	Altura do duto $[m]$
q	Taxa de transferência de calor $[W]$
q''	Fluxo de calor $[W / m^2]$
r	Coordenada radial $[m]$
s	Espaçamento $[m]$
t	Espessura da base $[m]$
t_f	Espessura da aleta $[m]$
x	Coordenada de posição na direção x

z	Coordenada axial $[m]$
w	Largura do duto $[m]$
w_b	Largura do dissipador $[m]$

primeiro subscrito

app	Aparente
B	Base
c	Crítico
d	Desenvolvido
f	Refere-se ao fluido
h	Fonte
j	Refere-se à região entre as aletas
l	Refere-se à região lateral
m	Médio
T	Total
t	Refere-se à região de topo

segundo subscrito

p	Refere-se à parede da aleta
-----	-----------------------------

b) Letras maiúsculas

A	Área $[m^2]$
A	Parâmetro para a determinação do f_{app} em escoamento turbulento
B	Parâmetro para a determinação do f_{app} em escoamento turbulento
Bi	Número de Biot

D_h	Diâmetro hidráulico
D_{eq}	Diâmetro equivalente
F	Fator de sub-relaxação
J_0	Função de Bessel de classe zero
J_1	Função de Bessel de primeira classe
K	Coeficiente para a determinação da queda de pressão no dissipador
K	Constante do bocal
P	Pressão dinâmica ou estática $[Pa]$
R	Raio $[m]$
R	Coordenada radial adimensional
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura $[K]$
U	Velocidade
Z	Coordenada axial adimensional

primeiro subscrito

a	Conjunto de aletas
b	Refere-se à base do conjunto aletado
b	Bocal
c	De contração
di	Dinâmica
e	De expansão
f	Relacionado ao atrito viscoso
h	Refere-se à fonte térmica
j	Caminho pelas aletas
l	Caminho de desvio lateral
$máx$	Máximo

ot	Ótimo
p	Refere-se a parede da aleta
s	Superfície aletada
t	Caminho de desvio de topo
T	Total
∞	Fluido

segundo subscrito

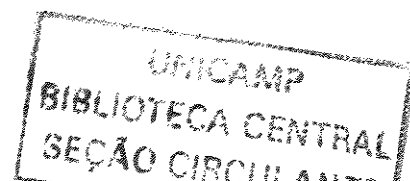
b	À jusante do conjunto de aletas
e	Expansão
f	Atrito viscoso
i	Entrada
o	Saída
s	À montante do conjunto de aletas

terceiro subscrito

l	Lateral
t	Topo

c) Letras gregas

θ	Temperatura adimensional
Φ	Resistência térmica
λ	Parâmetro utilizado por Lee na determinação da resistência de espalhamento
Ψ	Função utilizada por Lee na determinação da resistência de espalhamento
τ	Espessura adimensional da base



ε	Razão de raios R_h / R_b
ζ	Coordenada axial adimensional, Z / R_b
γ	Coordenada radial adimensional, R / R_b
λ_n	n-ésimo autovalor
Ψ	Função utilizada por Lee na determinação da resistência de espalhamento
Δ	Variação
α	Razão de aspecto dos canais entre as aletas
σ	Razão de áreas de escoamento
ϕ	Variável de correção na determinação do fator de atrito aparente f_{app}
ρ	Massa específica $[kg / m^3]$
μ	Viscosidade dinâmica $[kg / sm]$

primeiro subscrito

e	Espalhamento
c	Refere-se à condução
m	Médio
$máx$	Máximo
o	refere-se ao ponto de coordenadas $Z = 0$ e $R = 0$
P	Pressão
v	Refere-se à convecção

segundo subscrito

m	Médio
$máx$	máximo

Capítulo 1

Introdução

Com o aumento da capacidade de processamento dos dispositivos da microeletrônica, bem como com a redução substancial do seu tamanho, o controle térmico transforma-se em um dos elementos mais importantes do projeto de um produto eletrônico. A confiabilidade do desempenho e a expectativa de vida do equipamento eletrônico possuem relações inversas à temperatura do equipamento. Desta forma, o desempenho e a durabilidade podem ser aumentados através do controle de temperatura.

Os dissipadores de calor são largamente utilizados para transferir energia térmica de sistemas eletrônicos utilizando como fluido de resfriamento o ar atmosférico. Os dissipadores de calor são montados em placas de circuito para fornecer uma área de troca de calor maior que a área de sua base e permitem, desta forma, o controle térmico de componentes que produzem fluxo elevado de calor. Com isso, o comportamento fluido-dinâmico e térmico desses dissipadores deve ser analisado cuidadosamente a fim de se obter um controle térmico adequado de componentes e circuitos eletrônicos.

Muitas vezes os dissipadores de calor são montados em sistemas eletrônicos de forma não totalmente confinada, como indicado na Fig. 1.1. Nestes casos, ocorrerem regiões de folga tanto na lateral como no topo ou ainda a combinações das duas. Nestas configurações, parte do escoamento de ar sofre desvio pelas regiões de folga. Este efeito indesejado tem como consequência uma perda significativa do desempenho térmico do dissipador. A análise cuidadosa das influências dessas regiões de folga é muito importante quando se deseja avaliar ou prever o

desempenho térmico real de um dissipador de calor. O objetivo principal deste trabalho foi estudar o escoamento em dissipadores de calor com aletas de seção retangular, analisando a influência de regiões de desvio.

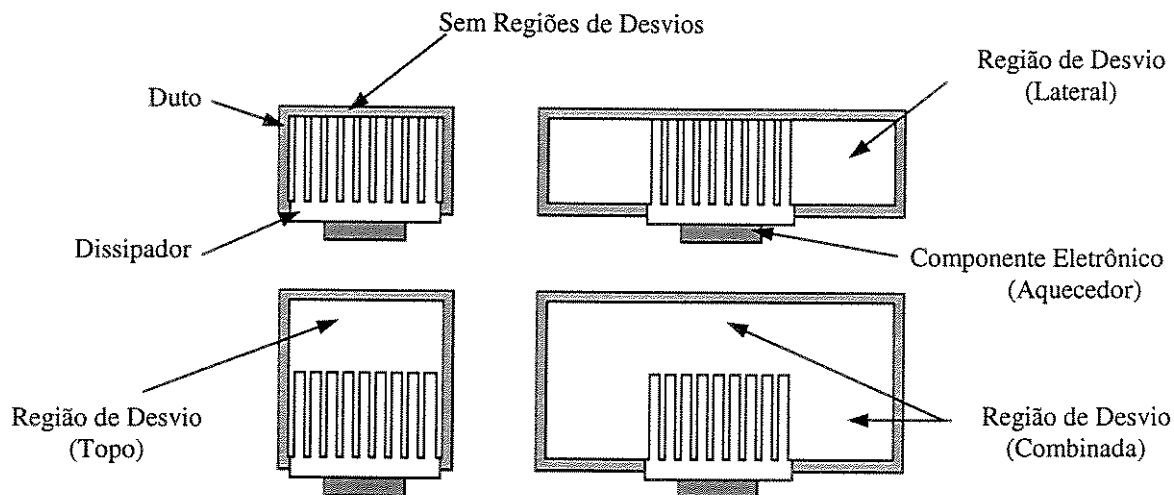


Figura 1.1 – Possíveis configurações para a montagem de dissipadores de calor

Normalmente, por sua disponibilidade e conveniência, o ar atmosférico é utilizado em convecção forçada como fluido de resfriamento. Quando o ar passa através dos canais aletados ou das regiões de folga, ocorre uma perda de carga devido a diversos mecanismos presentes no escoamento. Para cada mecanismo de perda de carga do escoamento, é possível adotar uma correlação apropriada, de forma a avaliar a perda de carga total do escoamento. No capítulo 3 será analisado o comportamento fluido-dinâmico e térmico em dissipadores de calor nas configurações mostradas na Fig. 1.1. Para estimar a perda de carga do escoamento de ar e a sua troca de calor com o dissipador, foi adotado um modelo compacto utilizando correlações empíricas e teóricas disponíveis na literatura. O modelo compacto adotado equivale a um circuito de resistências elétricas semelhante àquele apresentado por Butterbaugh & Kang [2]. Ainda no capítulo 3, será realizada uma análise da resistência global da base do dissipador, correspondente à soma das resistências condutiva e de espalhamento. Esta análise é importante porque as correlações para determinar a perda térmica utilizadas no modelo compacto assumem uma distribuição uniforme de temperatura na base do dissipador. Como frequentemente acontece em

situações reais, a análise foi efetuada com uma base maior que a superfície do aquecedor, sendo então necessário verificar as condições que permitem essa uniformidade de temperatura.

Na existência de regiões de folga, a distribuição da vazão entre os canais aletados e nas regiões de folga deve ser determinada. O modelo compacto adotado será um sistema de equações algébricas não-lineares com essa finalidade. Esse sistema foi resolvido através de um método iterativo baseado no algoritmo *SIMPLE* (Patankar [21]). Este procedimento será detalhado no capítulo 4. O conjunto de equações poderia ser resolvido através de métodos já descritos na literatura. Contudo, o procedimento de solução utilizado neste trabalho representa uma inovação adotada devido a sua simplicidade e rapidez de convergência.

Devido às simplificações utilizadas no modelo compacto (como será descrito no capítulo 3), é apropriado comparar os resultados teóricos obtidos com resultados experimentais. Para tal, foi efetuada uma montagem experimental a fim de medir a perda de carga e a resistência térmica de um dissipador de calor nas configurações indicadas na Fig. 1.1. A descrição da montagem experimental, bem como do procedimento adotado para a obtenção das medidas serão feitas no capítulo 5.

A comparação entre os resultados experimentais e aqueles obtidos através do modelo compacto adotado serão feitas no capítulo 6. Também neste capítulo será possível verificar a influência das regiões de desvio na perda de carga e, consequentemente, na resistência térmica, bem como a adequação do modelo compacto adotado.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

Devido ao amplo uso de dissipadores aletados para o controle térmico de componentes, sistemas e equipamentos eletrônicos, há muitas referências na literatura relacionadas ao seu desempenho térmico nas mais diversas configurações. Apesar disso, o tema continua atual, como pode ser observado em qualquer pesquisa bibliográfica, mesmo no caso mais simples, de um dissipador com aletas retas de seção constante. O foco principal deste estudo foi a avaliação de um modelo compacto baseado em correlações de perda de carga e transferência de calor. Essa avaliação foi alicerçada em medidas experimentais efetuadas neste trabalho, além de algumas comparações com dados da literatura. O dissipador de aletas retas utilizado neste trabalho foi montado num duto de seção retangular, tanto numa configuração confinada quanto com folgas lateral, de topo ou combinada. O método de resolução das equações do modelo compacto também foi inovado neste trabalho através de um procedimento iterativo baseado no algoritmo *SIMPLE* de Patankar [21].

2.1 Estudo da Perda de Carga e Resistência Térmica em Dissipadores de Calor

O modelo compacto adotado foi muito semelhante àquele descrito no trabalho de Butterbaugh e Kang [2] devido a sua natureza física e completeza. Naquele trabalho foi analisado o escoamento de ar através de um dissipador com aletas retas em um canal retangular. Foram efetuadas medidas da resistência térmica e da perda de carga em diversas configurações e desenvolvida uma analogia entre um circuito elétrico de resistências e a queda de pressão do escoamento. As resistências do circuito equivalente foram associadas às resistências do

escoamento através do dissipador. Dessa forma, a solução do circuito de resistências fornece as vazões através de cada ramo do escoamento e a queda de pressão associada ao dissipador. Naquele trabalho foram apresentadas correlações apenas para a perda de carga em regime laminar de escoamento. Embora ele contenha medidas experimentais da resistência térmica, nenhuma correlação térmica foi incluída no modelo apresentado. Todas as medidas de resistência térmica foram associadas a uma única curva de queda de pressão do escoamento.

Uma extensão deste trabalho foi apresentada por Reis [37], incluindo correlações válidas para escoamento em regime turbulento, bem como correlações térmicas. As equações algébricas resultantes do modelo compacto desenvolvido neste caso foram resolvidas pelo método de Gauss-Jordan ou pelo método definido como “Steepest Descent”, mais lento, porém com menor possibilidade de divergência. Estes dois são métodos diretos de solução numérica e devido à natureza não-linear das equações do modelo compacto, eles tinham de ser aplicados diversas vezes ao sistema. Cada solução intermediária servia para corrigir os coeficientes do sistema de equações e o processo era repetido até a solução final. Os resultados obtidos através deste modelo foram comparados de forma satisfatória com resultados da literatura. Não foram, entretanto, obtidas medidas experimentais que permitiriam uma análise mais detalhada dos resultados do modelo compacto.

Embora dois trabalhos anteriores sejam a base principal do presente trabalho, diversos outros da literatura serviram para complementar os conceitos e ter um panorama da área.

O escoamento em dissipadores situados em um canal retangular que permitia folga de topo foi estudado por Lau & Mahajan [25]. Eles mediram a perda de carga e as resistências térmicas em dissipadores com diferentes números de aletas para uma faixa de vazão mássica de 0,01 a 0,1 kg/s. Foi observado que a adição da região de folga no topo promovia menor perda de carga e maior resistência térmica do conjunto.

Lee et al. [31] estudaram cinco conjuntos aletados em uma configuração que permitia regiões de desvio pela lateral e pelo topo. Eles utilizaram um modelo de eficiência de aleta para determinar a taxa convectiva global de transferência de calor. Os resultados teóricos obtidos

indicaram que a presença de regiões de desvio altera significativamente o desempenho térmico do dissipador.

Um outro um modelo compacto para determinar a velocidade média do escoamento nos canais aletados considerando o efeito do desvio do escoamento foi apresentado por Seri Lee [3]. Este modelo é mais simples que àquele adotado neste trabalho, pois não considera a vazão de fuga dos canais aletados para a região de topo quando ela existe.

Um dos primeiros trabalhos experimentais avaliando os efeitos de desvio do escoamento foi apresentado por Wirtz & Chen [32]. Os coeficientes globais de transferência de calor estimados pelos autores através de testes experimentais foram próximos daqueles obtidos através de correlações para o escoamento desenvolvido entre placas paralelas. Nos testes efetuados, foi observado que cerca de 60% do fluido do escoamento desviava para as regiões de folga, tendo com consequência a diminuição do desempenho térmico do dissipador em aproximadamente 50%.

O efeito do desvio de escoamento na perda de carga foi analisado por Biber & Belady [23] através de medidas experimentais, de simulação numérica e da utilização de um modelo compacto baseado em correlações empíricas e teóricas. Os resultados foram obtidos sob condições de escoamento em regime laminar. Todos os testes foram efetuados com cinco dissipadores distintos montados em um duto de seção retangular. Em todos os testes as folgas laterais e de topo foram iguais a um espaçamento entre as aletas de cada dissipador. As comparações entre as medidas experimentais de perda de carga e as previsões indicaram variações desde uma concordância praticamente perfeita até diferenças superiores a 100%. O trabalho apresenta uma discussão para avaliar em que parte do projeto de dissipadores de calor cada técnica de solução pode ser melhor empregada. A adoção de um modelo compacto, baseado em correlações empíricas e teóricas, pode ser feita na fase inicial do projeto, a simulação numérica seria utilizada com o objetivo de refinar os resultados encontrados na fase inicial enquanto que na fase final do projeto seriam realizados os testes experimentais.

Um método para otimização de projetos de dissipadores foi estudado por Azar e MacLeod [6]. Os autores traçaram um gráfico da performance térmica do ar, próximo a canais aletados, em termos da espessura da aleta e parâmetros de espaço dentro do canal e utilizaram a equação de *Poiseuille* para descrever a velocidade de escoamento com queda de pressão. O método de otimização utilizado por eles assume que a queda de pressão através da aleta é conhecida.

O tamanho e o número de canais de resfriamento em escoamentos completamente desenvolvidos em canais aletados foram analisados por Knight [4]. Segundo o autor, a resistência térmica adimensional é uma função do número de canais, do número de Prandtl do fluido, da razão do comprimento e largura da aleta, da razão da espessura das aletas por canal, de um comprimento ótimo da aleta (ou eficiência) e da pressão e trabalho adimensionais, incorporadas à máxima perda de carga e a potência de bombeamento do fluido, respectivamente.

Knight et al. [30] analisaram a resistência térmica de três conjuntos aletados de dimensões externas idênticas, porém com cinco, oito e onze aletas. Um projeto ótimo predizia um número ideal de oito aletas para o dissipador com as mesmas dimensões externas. Nos testes, os autores impuseram diferentes vazões nos canais entre as aletas de forma a promover a mesma perda de carga para os três dissipadores. Eles determinaram que a resistência térmica para o dissipador com cinco aletas foi 19% maior que a resistência do dissipador com o número ideal de aletas, enquanto que para o dissipador com onze aletas foi de 11% maior. As perdas de carga também foram analisadas mostrando resultados experimentais 10% superiores ao determinados teoricamente.

Através de resultados numéricos, Obinelo [33] observou que a perda de carga através do dissipador, montado no duto de forma a permitir regiões de desvios, pode ocorrer devido à resistência ao fluxo provocada pelo próprio dissipador (este efeito ocorre a montante e a jusante do dissipador); devido ao desenvolvimento da camada limite no interior dos canais e das regiões de folga e em consequência do atrito viscoso gerado em todas as paredes do dissipador, sendo esta última perda de carga a que apresenta o menor valor. Ele observou que a queda de pressão

através do dissipador é proporcional ao fator de atrito aparente das paredes e inversamente proporcional ao quadrado do desvio do fluxo.

A influência do número de aletas, da velocidade de entrada no duto e do tamanho das regiões de desvios no desempenho térmico do dissipador foi investigada por Prstic et al. [34]. Os autores determinaram numericamente o desvio do fluido para diferentes números de aletas e para diferentes espessuras. Mantendo uma velocidade fixa de entrada no duto, foram determinados uma espessura ótima para um volume e geometria de dissipador ideal.

O espaçamento ideal entre as aletas foi analisado por Ake [35]. Segundo o autor, o melhor espaçamento ocorre quando a espessura da camada limite formada entre os canais aletados durante o escoamento cresce até a metade da largura do canal.

Métodos para calcular a perda de carga e a transferência de calor em canais retangulares para dissipadores de calor com aletas verticais, bem como a resistência de espalhamento, com o objetivo de prever o desempenho térmico do dissipador de calor foram descritos por Biber [36].

Culham e Muzychka [7] apresentaram um procedimento para a otimização de parâmetros de projeto de dissipadores térmicos baseada na mínima geração de entropia associada à transferência de calor e à dissipação viscosa. Eles mostraram características importantes para projeto de aletas (incluindo parâmetros geométricos). Neste estudo, dissipações de calor, propriedades do material e condições do escoamento foram otimizadas para proporcionar a mínima geração de entropia na aleta utilizando a menor temperatura operacional. Para análise e otimização de parâmetros de transferência de calor em placas planas, Culham e Muzychka [7] fazem uso de aproximações feitas por Bejan [11], que relacionou efeito viscoso e transporte de massa com performance térmica. Os autores também apresentaram uma nova aproximação para incorporar a convecção forçada através da especificação da curva do soprador.

2.2 Resistência Térmica da Base do Dissipador

Hingorani et al. [12] estudaram o dimensionamento da base do conjunto aletado, para um determinado tamanho de fonte aquecida, com o objetivo de minimizar a resistência global à transferência de calor e traçaram curvas relacionando o número de Biot, espessura da base e a relação R_b / R_h . A espessura ótima da base, bem como o seu dimensionamento podem ser determinados conhecendo-se a distribuição de temperatura da base, provocada pela fonte térmica. Essa distribuição informa o quanto do fluxo de calor chega as aletas e está fortemente relacionada ao somatório das resistências de espalhamento térmico e condutivo na base. Os autores utilizaram soluções numéricas em coordenadas cilíndricas e esféricas, estudadas por Kaddami e Abuaf [13], para determinar o campo de temperatura do modelo. Utilizando um sistema no qual sejam suficientes duas coordenadas, pode-se reduzir consideravelmente a complexidade da equação de distribuição de temperatura. Segundo os autores, o trabalho realizado por Kaddami e Abuaf [13] mostra que a metade da dimensão principal da fonte e da base de geometria quadrada pode ser determinada através da equivalência das áreas e estudada utilizando coordenadas cilíndricas. Este estudo mostra também que a taxa de transferência de calor é uma função da espessura da base, do número de Biot e da relação R_b / R_h . Números de Biot baixos resultam grande espalhamento térmico, baixo coeficiente de transferência de calor e temperatura mais uniforme na base. O estudo mostrou que o aumento da espessura da base, ou um acréscimo de material gera um maior espalhamento térmico diminuindo a resistência convectiva, contudo, provoca aumento na resistência condutiva. Eles concluíram que, para Biot inferior a 1,26, existe uma espessura crítica, com valor próximo a 0,7 ($Z_c = 0,74$ para $R_b / R_h = 2$ e $Bi = 0,1$), associada a menor resistência global e fracamente influenciada pelo número de Biot.

A resistência de espalhamento da base do conjunto aletado também foi analisada por Nelson e Sayers [5]. Os autores compararam a variação da temperatura adimensional utilizando sistemas planar com duas coordenadas, axi-simétrico e com três coordenadas. Naquele trabalho, foram traçados gráficos dos resultados obtidos em sistemas 2-D e 3-D para várias razões de aspecto e concluíram que problemas tridimensionais que possuam base com espessura relativamente pequena ou resistência externa baixa podem ser resolvidos através de aproximações

bidimensionais. Para modelos que possuam razões de aspecto próximos da unidade, o sistema axi-simétrico é o mais recomendado.

Capítulo 3

Análise Teórica

3.1 Introdução

Neste capítulo será apresentado o modelo compacto utilizado para estimar a perda de carga do escoamento de ar e a sua troca de calor com um dissipador térmico constituído por aletas retas de seção retangular. O dissipador está montado rente a uma parede de um duto retangular onde ocorre um escoamento de ar com vazão conhecida. Entre as extremidades do dissipador e as superfícies internas do duto podem existir folgas de topo ou laterais. Será apresentado também um modelo da resistência térmica de espalhamento entre a base do dissipador e um aquecedor de dimensões menores colado nela.

3.2 Modelo Compacto do Escoamento

As características de perda de carga e de troca convectiva de calor de um escoamento de ar em torno de um dissipador térmico constituído por aletas retas retangulares foram obtidas utilizando um modelo compacto. Este modelo associa um circuito de resistências elétricas ao escoamento, de modo análogo àquele apresentado por Butterbaugh & Kang [2]. A sua utilização depende de correlações para estimar as perdas de carga e a troca convectiva de calor do escoamento de ar na passagem pelo dissipador.

3.2.1 Circuito de Resistências Equivalente

Para desenvolver o modelo, foi considerado um escoamento de ar através de um dissipador montado em um duto retangular, como indicado na Fig. 3.1. Uma parte do escoamento atravessa os canais entre as aletas e o restante passa pelos desvios das regiões de folga lateral e de topo, como mostrado nessa figura. Em cada um desses ramos paralelos, a perda de carga do escoamento na passagem pelo dissipador é a mesma. Ela pode ser determinada através da soma dos mecanismos existentes no escoamento ao longo de cada ramo. Para cada mecanismo foi adotada uma correlação apropriada para determinar a perda de carga em função da velocidade média do escoamento na seção considerada.

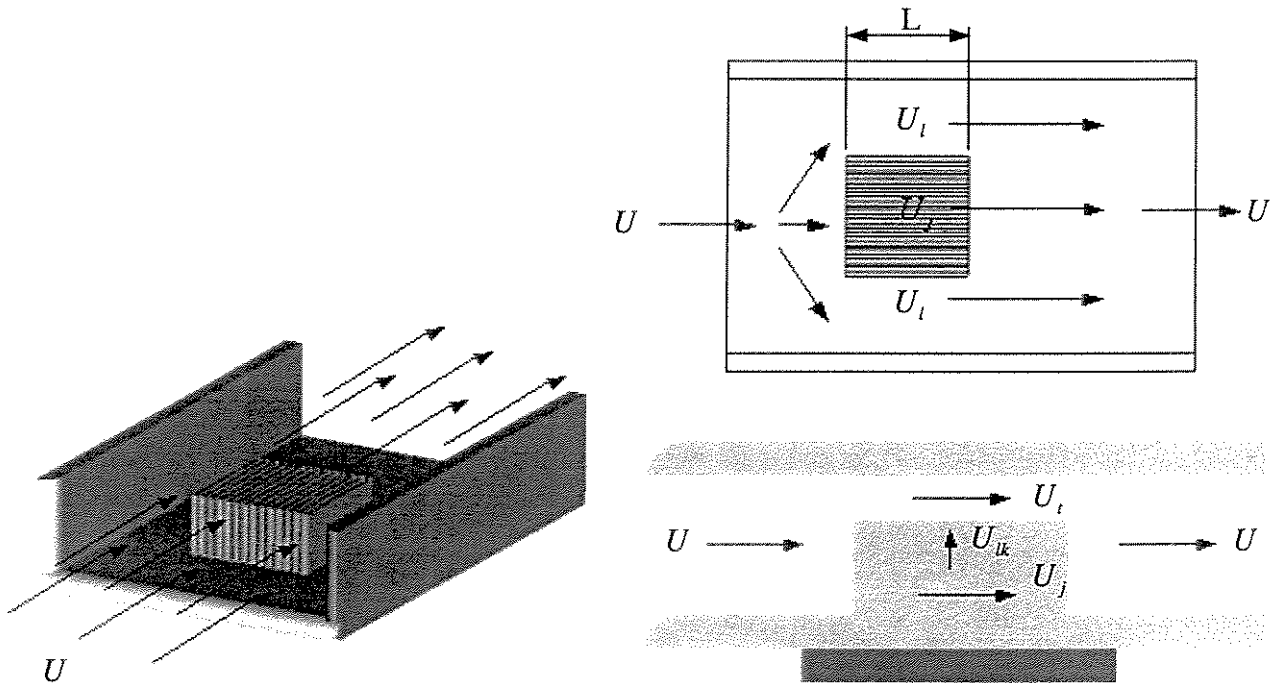


Figura 3.1 – Escoamento fluido através de um dissipador em um duto retangular

A Fig. 3.2 representa o circuito de resistências equivalente ao circuito de perda de carga utilizado no modelo compacto. Nele, (ΔP) indica a perda de carga, (U) a velocidade média do escoamento no duto retangular (velocidade de aproximação) e (Q) a vazão mássica. As parcelas da perda de carga em cada caminho do escoamento de ar foram representadas através de dois

subscritos, como indicado a seguir. O primeiro subscrito indica o caminho percorrido: (j) nos canais entre as aletas, (t) na folga de topo e (l) na folga lateral. O segundo subscrito representa o mecanismo associado: (e) para a expansão do ar na saída e (f) para o atrito viscoso. Para as vazões, o subscrito (i) representa a vazão na entrada da região considerada, enquanto que (o) representa a vazão na saída. O subscrito (lk) está associado ao escoamento que sai da região dos canais entre as aletas e vai para a região de desvio de topo. No circuito de resistências equivalente ainda foram incorporados dois efeitos adicionais de aumento de pressão. O primeiro associado à estagnação do escoamento a montante do dissipador (ΔP_{js}) , devido à espessura das aletas. O segundo, devido à expansão na região de esteira, a jusante do conjunto de aletas (ΔP_{jb}) , quando o escoamento sai dos canais aletados. Butterbaugh & Kang [2] observaram que tanto (ΔP_{js}) quanto (ΔP_{jb}) correspondem a aumentos de pressão nas áreas frontal e posterior do dissipador e devem ser incorporados ao modelo do circuito equivalente através da sua subtração nos três ramos paralelos do escoamento. Subtraindo seus valores nos três ramos paralelos do escoamento, essas diferenças anulam-se nos canais entre as aletas e são tratadas como quedas de pressão nas regiões de desvios laterais e de topo.

As perdas de carga associadas aos efeitos de entrada do escoamento no duto foram estimadas com o coeficiente de atrito aparente (f_{app}) , através de correlações apresentadas posteriormente. Este coeficiente combina os efeitos de variação da tensão de cisalhamento e do perfil de velocidades na região de entrada do escoamento no duto. Dessa forma, apenas o efeito de saída do escoamento necessita ser adicionado, através de um coeficiente de expansão (K_e) , para obter a perda de carga total. Tradicionalmente, por razões conservativas, um coeficiente de entrada ou contração (K_c) tem sido adicionado para avaliar esta perda de carga. Com este procedimento, entretanto, a variação do perfil de velocidades no duto é levada em conta duas vezes, como apontado por Phillips [19] e por Kays [20].

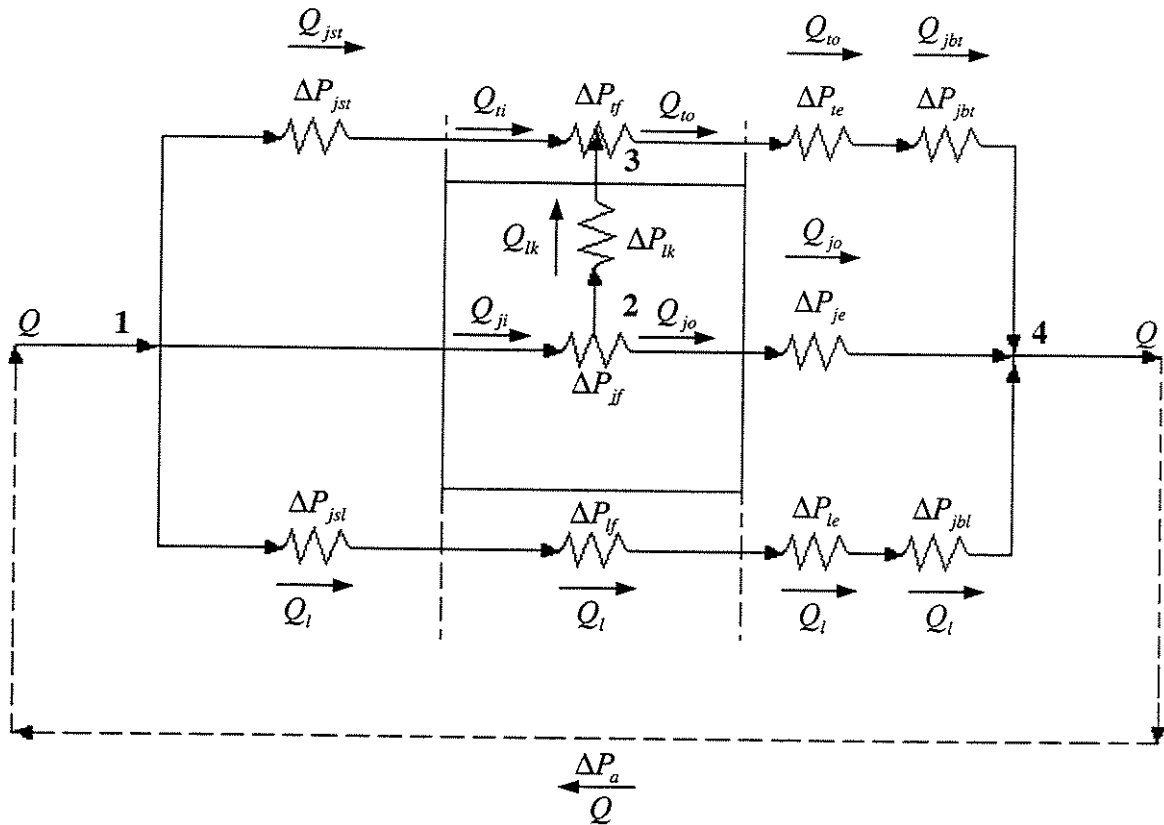


Figura 3.2 –Circuito de Resistências Equivalente

Na Fig. 3.2, a diferença de pressão entre os pontos 1 e 4 é a mesma para qualquer um dos ramos no circuito e corresponde à perda de carga ΔP_a é resultado da soma das parcelas de queda de pressão devido ao atrito viscoso do ar nas paredes do canal e do duto e sua expansão da saída.

$$\Delta P_a = \Delta P_{1-2-4} = \Delta P_{1-4} = \Delta P_{1-3-4} \quad (3.1)$$

As diferenças de pressão (ΔP_{js}) e (ΔP_{jb}) são as mesmas nos ramos laterais e de topo indicados na Fig. 3.2:

$$\Delta P_{jst} = \Delta P_{jst} = \Delta P_{js} \quad (3.2a)$$

$$\Delta P_{jbt} = \Delta P_{jbt} = \Delta P_{jb} \quad (3.2b)$$

3.2.2 Equacionamento do Circuito de Resistências Equivalente

As vazões e as perdas de carga do equacionamento do circuito de resistências equivalente apresentado na Fig. 3.2 deverão ser determinadas em função da velocidade de aproximação do escoamento (U).

$$\Delta P = \Delta P(U) \qquad Q = Q(U) \qquad (3.3)$$

O circuito será analisado considerando a conservação de massa em cada nó e a igualdade de diferença de pressão entre dois nós através de caminhos alternativos. Em cada nó do circuito equivalente, a soma algébrica das vazões deve ser nula:

$$\sum_1^n Q_j = 0 \qquad (3.4)$$

Por convenção, são consideradas positivas as vazões que chegam em um nó e negativas as que saem dele. Aplicando esta condição aos três primeiros nós do circuito da Fig. 3.2:

$$\text{Nó 1} \qquad Q - Q_{ni} - Q_{ji} - Q_i = 0 \qquad (3.5)$$

$$\text{Nó 2} \qquad Q_{ji} - Q_{lk} - Q_{jo} = 0 \qquad (3.6)$$

$$\text{Nó 3} \qquad Q_{ni} + Q_{lk} - Q_{to} = 0 \qquad (3.7)$$

Note que a soma destas equações fornece a relação equivalente para o nó 4, que então não precisa ser explicitado.

Considerando os três ramos paralelos no circuito da Fig. 3.2:

$$\Delta P_j = \Delta P_i = \Delta P_l = \Delta P_a \qquad (3.8)$$

Deste modo, a perda de carga do dissipador pode ser obtida através da soma das parcelas em cada ramo paralelo do escoamento fluido.

$$\text{Percurso 1-2-4} \quad \Delta P_{jf} + \Delta P_{je} - \Delta P_a = 0 \quad (3.9)$$

$$\text{Percurso 1-3-4} \quad \Delta P_{js} + \Delta P_{jf} + \Delta P_{te} + \Delta P_{jb} - \Delta P_a = 0 \quad (3.10)$$

$$\text{Percurso 1-4} \quad \Delta P_{js} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} + \Delta P_{jb} - \Delta P_a = 0 \quad (3.11)$$

Aplicando a continuidade na seção de entrada e saída do dissipador:

$$Q_{js} - Q_{ji} = 0 \quad (3.12)$$

$$Q_{jo} - Q_{jb} = 0 \quad (3.13)$$

As Eq. (3.5) a (3.7) e (3.9) a (3.13) constituem um sistema cuja solução fornece a perda de carga total no dissipador:

$$\begin{cases} Q - Q_{ni} - Q_{ji} - Q_l = 0 \\ Q_{ji} - Q_{lk} - Q_{jo} = 0 \\ Q_{ni} + Q_{lk} - Q_{to} = 0 \\ \Delta P_{jf} + \Delta P_{je} - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{js} + \Delta P_{jf} + \Delta P_{te} + \Delta P_{jb} - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{js} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} + \Delta P_{jb} - \Delta P_a = 0 \\ Q_{js} - Q_{ji} = 0 \\ Q_{jo} - Q_{jb} = 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

Como existe a possibilidade de escape do ar dos canais aletados para a região de topo ou vice-versa, tanto as perdas de carga nos canais entre as aletas quanto na região de topo dependem de suas vazões de entrada (Q_{ji} , Q_{ti}) e de saída (Q_{jo} , Q_{to}):

$$\Delta P_{jf} = f(Q_{ji}, Q_{jo}) \quad (3.15)$$

$$\Delta P_{tf} = f(Q_{ti}, Q_{to}) \quad (3.16)$$

Estas perdas de carga foram calculadas inicialmente considerando os valores obtidos com cada uma das vazões em todo o comprimento de dissipador. Em seguida, na primeira metade dos canais entre as aletas e da região do topo, elas foram igualadas à metade dos valores calculados com as vazões de entrada, enquanto que na segunda metade elas foram calculadas como a metade dos valores calculados com as vazões na saída.

3.2.3 Obtenção das Vazões Volumétricas

Para determinar as vazões em todos os ramos do circuito equivalente, é necessário explicitar as várias regiões por onde ocorre o escoamento fluido e como ele é dividido dentro do duto. A Fig. 3.3 mostra as quatro configurações diferentes para o posicionamento simétrico do dissipador no interior duto, bem como os diversos caminhos para o escoamento do fluido.

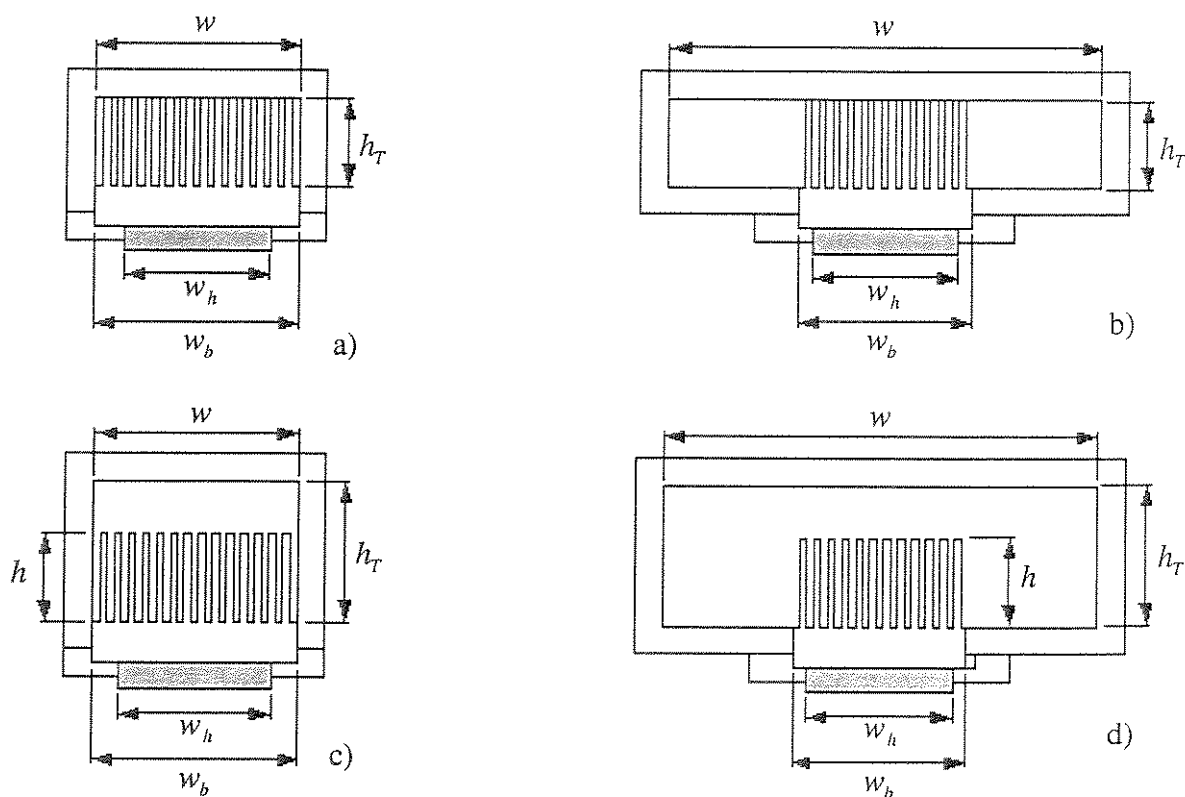


Figura 3.3 – Configurações básicas: a) Confinado; b) Com folga lateral; c) Com folga de topo; d) Com folga combinada

As vazões mássicas seguem-se:

$$Q = \rho U A \quad (3.17)$$

$$Q_j = \rho U_j A_j \quad (3.18)$$

$$Q_t = \rho U_t A_t \quad (3.19)$$

$$Q_l = \rho U_l A_l \quad (3.20)$$

$$Q_{lk} = \rho U_{lk} A_{lk} \quad (3.21)$$

$$Q_{js} = \rho U_{js} A_{js} \quad (3.22)$$

$$Q_{jb} = \rho U_{jb} A_{jb} \quad (3.23)$$

onde A_j , A_t , A_l são as áreas frontais de escoamento fluido nas região entre as aletas, de topo e lateral, respectivamente. O desvio do escoamento dos canais entre as aletas para a região de topo ocorre através da área A_{lk} . As áreas A_{js} e A_{jb} são iguais, correspondendo à região frontal do dissipador. Para o cálculo das áreas de escoamento do modelo com folga combinada, (Fig. 3.3d), foram utilizadas as seguintes expressões:

$$A = w h_T \quad (3.24)$$

$$A_j = n(s_j h) \quad (3.25)$$

$$A_t = (w - 2s_t) + s_t s_l \quad (3.26)$$

$$A_l = (h_T - s_t) + 0,5(s_t s_l) \quad (3.27)$$

$$A_{lk} = n(s_j L) \quad (3.28)$$

$$A_{js} = w_b h \quad (3.29)$$

$$A_{jb} = w_b h \quad (3.30)$$

onde (n) e (L) representam o número de vãos entre as aletas e comprimento do dissipador, respectivamente, (s_j) é o espaçamento entre as aletas, (s_t) é a largura da folga de topo e (s_l) é a largura da folga lateral (Fig. 3.4).

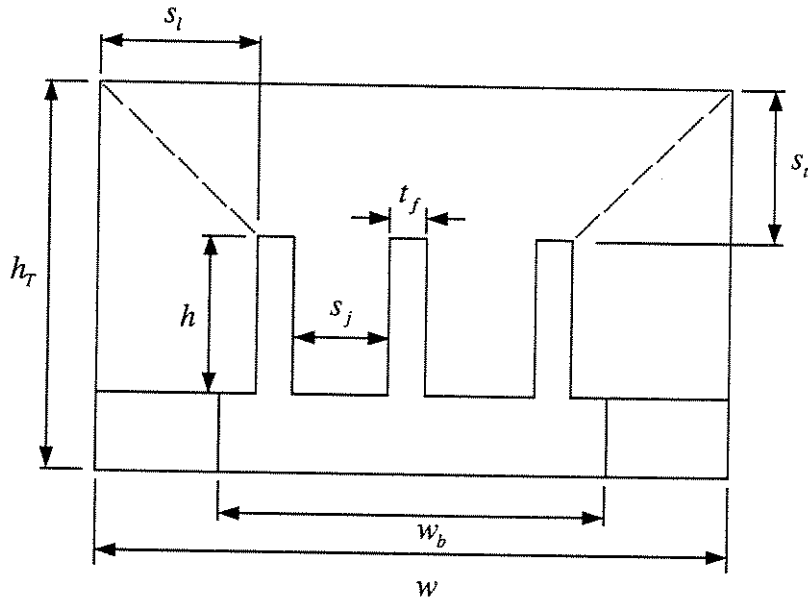


Figura 3.4 – Configuração com folga combinada

Na configuração de folga combinada, indicada na Fig. 3.3 (d), os espaçamentos entre as aletas e as larguras das regiões de folga foram calculados da seguinte forma:

$$s_j = \frac{w_b - n_a t_f}{(n_a - 1)} \quad (3.31a)$$

$$s_t = h_T - h \quad (3.31b)$$

$$s_l = \frac{w - (n_a t_f + n s_j)}{2} \quad (3.31c)$$

onde (n_a) representa o número de aletas.

Na configuração com folga de topo, Fig. 3.3 (c), as áreas de folga de topo, da região entre as aletas e da região de escape são determinadas da seguinte forma:

$$A_t = w_b s_t \quad (3.32)$$

$$A_j = n(s_j h) \quad (3.33)$$

$$A_{lk} = n(s_j L) \quad (3.34)$$

onde

$$s_j = \frac{w_b - n_a t_f}{n_a + 1} \quad (3.35a)$$

$$s_t = h_T - h \quad (3.35b)$$

Na configuração com folga lateral, Fig. 3.3 (b), as áreas de folga lateral e da região entre as aletas foram calculadas da seguinte maneira:

$$A_l = s_l h \quad (3.36a)$$

$$A_j = n(s_j h) \quad (3.36b)$$

onde

$$s_j = \frac{w_b - n_a t_f}{n_a - 1} \quad (3.36c)$$

$$s_l = \frac{w - (n_a t_f + n s_j)}{2} \quad (3.36d)$$

3.2.4 Obtenção das Perdas de Carga

Nesta seção serão analisados os mecanismos responsáveis pela perda de carga nas configurações mostradas na Fig. 3.3 e as diferenças de pressão associadas aos efeitos de estagnação na entrada do dissipador e de expansão na região de esteira.

3.3.4.1 Perda de Carga Devido aos Efeitos de Entrada e Viscosos

A perda de carga associada aos efeitos combinados de entrada e viscosos pode ser calculada da seguinte forma:

$$\Delta P_{if} = \frac{1}{2} \left(4 f_{app} \frac{l}{D_{h_j}} \right) \rho U_m^2 \quad (3.37)$$

onde f_{app} é o fator de atrito aparente, D_h o diâmetro hidráulico do canal e U_m , a velocidade média do escoamento nos canais onde o escoamento ocorre.

Para o cálculo do fator de atrito aparente Shah et al. [17] apresentam uma expressão, válida para escoamento laminar com perfil de velocidades uniforme na entrada, para dutos de seção circular:

$$f_{app} = \left[\frac{3,435}{(x^*)^{1/2}} + \frac{16 + 1,25(4x^*)^{-1} - 3,435(x^*)^{-1/2}}{1 + 2,1 \cdot 10^{-4} (x^*)^{-2}} \right] \frac{1}{Re} \quad (3.38)$$

onde a distância adimensional é dada por:

$$x^* = \frac{x / D_h}{Re} \quad (3.39)$$

Quando a seção do duto é retangular e o seu perfil de velocidades é desenvolvido, Jones [18] sugere a utilização de um diâmetro hidráulico equivalente, para ser usado no cálculo da Eq.(3.39). O diâmetro laminar equivalente é determinado da seguinte forma:

$$D_{eq} = \phi D_h \quad (3.40a)$$

A função de correção é dada por:

$$\phi = \frac{2}{3} + \frac{11}{24} \alpha (2 - \alpha) \quad (3.40b)$$

onde α indica a razão de aspecto, definida pela razão entre a menor e a maior aresta da seção retangular ($\alpha \leq 1$).

O fator de atrito aparente da Eq. (3.38) foi então modificado por Reis [37] para o cálculo de f_{app} em escoamento laminar desenvolvido no duto de seção retangular:

$$f_{app} = \left[\frac{3,435}{(x^*)^{1/2}} + \frac{16\phi^{-1} + 1,25(4x^*)^{-1} - 3,435(x^*)^{-1/2}}{1 + 2,1 \cdot 10^{-4}(x^*)^{-2}} \right] \frac{1}{\text{Re}} \quad (3.41)$$

Os resultados desta expressão foram comparados por Reis [37] com resultados da literatura (Shah & Bhatti [17]), apresentando excelente concordância.

Quando o escoamento é turbulento em dutos circulares, Phillips [19] recomenda que o fator de atrito aparente seja calculado pela equação:

$$f_{app} = A Re^B \quad (3.42)$$

onde

$$A = 0,0929 + \frac{1,01612}{l_f / D_h} \quad (3.43)$$

$$B = -0,268 - \frac{0,31930}{l_f / D_h} \quad (3.44)$$

A Eq. (3.42) é recomendada para uma faixa do número de Reynolds ($2.300 < Re < 30.000$). Quando empregada para dutos de seção retangular, Phillips [19] recomenda o uso do conceito de diâmetro laminar equivalente:

$$f_{app} = A(\phi Re)^B \quad (3.45)$$

Quando existe folga de topo ou combinada, parte do ar que entra no dissipador sofre desvio para a região de topo. Neste percurso foi considerada uma perda de carga por atrito viscoso, num comprimento igual à metade da altura da aleta:

$$\Delta P_{lk} = \frac{1}{2} \left(4 f_{app} \frac{0,5 h}{D_h} \right) \rho U_{lk}^2 \quad (3.46)$$

As Eqs. (3.41) e (3.45) foram utilizadas para obter o fator de atrito aparente das várias configurações do conjunto aletado (Fig. 3.3). Em cada configuração foram calculados os diâmetros hidráulicos associados às passagens do escoamento de ar.

Quando o escoamento é confinado ou quando a configuração possui somente região de desvio lateral, Fig. 3.3 (a) e (b) respectivamente, o diâmetro hidráulico dos canais entre as aletas foi obtido por

$$D_{hj} = \frac{4h s_j}{2(h + s_j)} \quad (3.47)$$

Quando há folga de topo ou combinada, Fig. 3.3 (c) e (d), respectivamente, os canais entre as aletas não possuem a parede superior. O diâmetro hidráulico nestes canais foi calculado da seguinte maneira:

$$D_{hj} = \frac{4h s_j}{2h + s_j} \quad (3.48)$$

O diâmetro hidráulico foi associado às regiões de folga da seguinte maneira. Quando há apenas folga de topo, o diâmetro hidráulico dessa região foi

$$D_{ht} = \frac{4w_b s_t}{2s_t + w + n_a t_f} \quad (3.49)$$

Quando há somente folga lateral e o dissipador está centrado no duto, o diâmetro hidráulico pode ser expresso como:

$$D_{hl} = \frac{4s_l h}{2(s_l + h)} \quad (3.50)$$

Para a configuração com folga combinada, a divisão de áreas foi feita como indicado pelas linhas tracejadas da Fig. 3.4. O diâmetro hidráulico da região de topo para esta configuração foi calculado da seguinte forma:

$$D_{ht} = \frac{4[(w - 2s_l) + s_l s_l]}{(w + n_a t_f)} \quad (3.51)$$

Para a folga lateral,

$$D_{hl} = \frac{4[(h_T - s_l) + 0,5(s_l s_l)]}{(h_T + h + s_l)} \quad (3.52)$$

O diâmetro hidráulico associado ao escoamento de fuga dos canais aletados para a região de topo foi determinado por

$$D_{hik} = \frac{4s_j L}{2L} \quad (3.53)$$

As razões de aspecto dos canais entre as aletas e das regiões de folga foram definidas para cada configuração. Para os canais entre as aletas a razão de aspecto foi calculada da seguinte forma:

$$\alpha_j = \frac{s_j}{h} \leq 1 \quad (3.54)$$

Para a folga lateral, a razão de aspecto foi representada por

$$\alpha_l = \frac{0,5[w - (n_a t_f + n s_j)]}{h_T} \leq 1 \quad (3.55a)$$

ou

$$\alpha_l = \frac{h_T}{0,5[w - (n_a t_f + n s_j)]} \leq 1 \quad (3.55b)$$

Para a configuração com folga de topo apenas, a razão de aspecto foi obtida por

$$\alpha_t = \frac{(h_T - h)}{w} \leq 1 \quad (3.56a)$$

ou

$$\alpha_t = \frac{w}{(h_T - h)} \leq 1 \quad (3.56b)$$

Para a configuração com folga combinada a razão de aspecto do topo foi obtida por

$$\alpha_t = \frac{(h_T - h)}{0,5[w + (n_a t_f + n s_j)]} \leq 1 \quad (3.57a)$$

ou

$$\alpha_t = \frac{0,5[w + (n_a t_f + n s_j)]}{(h_T - h)} \leq 1 \quad (3.57b)$$

Para a folga lateral,

$$\alpha_l = \frac{[w - (n_a t_f + n s_j)]}{(h_T + h)} \leq 1 \quad (3.58a)$$

ou

$$\alpha_l = \frac{(h_T + h)}{[w - (n_a t_f + n s_j)]} \leq 1 \quad (3.58b)$$

Para o escoamento de fuga dos canais aletados para a folga de topo a razão de aspecto utilizada foi

$$\alpha_{lk} = \frac{s_j}{L} \quad (3.59)$$

3.2.4.2 Perda de Carga Devido à Expansão de Área

O escoamento confinado nos canais aletados sofre uma expansão na saída do dissipador. Essa expansão causa uma perda de carga do escoamento expressa por

$$\Delta P_{je} = \rho K_e \frac{U_m^2}{2} \quad (3.60)$$

onde U_m é a velocidade média na saída dos canais entre as aletas e K_e é o coeficiente de expansão. Partindo de valores apresentados por Kays [15], Reis [37] elaborou funções polinomiais interpoladoras a fim de avaliar K_e para escoamentos laminar e turbulento em dutos de seção retangular com razão de aspecto arbitraria ($0 \leq \alpha \leq 1$). Para escoamento laminar:

$$K_e = (1 - \alpha)(1 - 2,4\sigma + \sigma^2) + \alpha(1 - 2,8\sigma + \sigma^2) \quad (3.61)$$

Para escoamento turbulento:

$$K_e = (1 - \alpha)(1 - 2,083\sigma + 1,005\sigma^2) + \alpha(1 - 2,125\sigma + 0,976\sigma^2) \quad (3.62)$$

Nas Eq. (3.61) e (3.62), (σ) representa a razão entre a menor e a maior área de escoamento no processo de expansão. Assim, na saída dos canais aletados:

$$\sigma_j = \frac{s_j n}{s_j n + n_a t_f} \quad (3.63)$$

onde n indica o número de vãos, n_a representa o número de aletas e s_j , o espaçamento entre as aletas.

Quando existem regiões de folga, a razão de áreas pode ser calculada através das velocidades médias, considerando a continuidade do escoamento incompressível. Para a região de folga de topo:

$$\sigma_t = \frac{A_t}{A} = \frac{U}{U_t} \quad (3.64)$$

Para a região de desvio lateral:

$$\sigma_l = \frac{A_l}{A} = \frac{U}{U_l} \quad (3.65)$$

3.2.4.3 Perda de Carga Devido aos Efeitos de Estagnação e Separação do escoamento

Quando existem regiões de folga, o dissipador atua como um obstáculo (poroso) ao escoamento no duto. Desse modo, ocorrem dois efeitos de aumento de pressão do escoamento, um deles a montante e o outro a jusante do dissipador. A montante, esse efeito é causado pela estagnação do ar e a jusante, por um efeito de esteira do escoamento. Butterbaugh & Kang [2] definiram um modelo para estes aumentos de pressão. Considerando um cubo posicionado com uma face transversal a um escoamento uniforme, eles verificaram que o maior aumento de pressão estática ocorre no centro da face a montante. Seu valor é obtido de forma semelhante à pressão dinâmica do escoamento:

$$P_{di} = \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (3.66)$$

O escoamento que entra nos canais aletados do dissipador possui, na seção frontal logo a montante, uma velocidade média (U_{js}), obtida por

$$U_{js} = \frac{U_{ji}(n s_j h)}{w_b h} \quad (3.67a)$$

Essa velocidade possui uma pressão dinâmica:

$$P_{di_j} = \frac{1}{2} \rho U_{js}^2 \quad (3.67b)$$

Deste modo, a elevação da pressão a montante do dissipador estará limitada a

$$P_{di} = \frac{1}{2} \rho (U^2 - U_{js}^2) \quad (3.67c)$$

Simulações numéricas efetuadas por Butterbaugh & Kang [2] revelaram um aumento médio da pressão na face a montante de aproximadamente $0,80 P_{di}$ para corpos bidimensionais e tridimensionais. Deste modo, a elevação de pressão logo a montante do dissipador foi estimada em

$$0,80(P_{di} - P_{di_j}) = 0,80 \left(\frac{1}{2} \rho U^2 - \frac{1}{2} \rho U_{js}^2 \right) \quad (3.68)$$

Resultando em

$$\Delta P_{js} = 0,40 \rho (U^2 - U_{js}^2) \quad (3.69)$$

Analogamente, o escoamento que sai dos canais aletados possui, em uma seção frontal logo a jusante do dissipador, uma velocidade média (U_{jb}) calculada por

$$U_{jb} = \frac{U_{jo} (n s_j h)}{w_b h} \quad (3.70a)$$

O escoamento mistura-se então com as vazões que ocorrem nas folgas de topo e lateral, atingindo novamente a velocidade de aproximação (U), a jusante do duto. O aumento de pressão associado a este processo foi estimado por

$$\Delta P_{jb} = C \frac{\rho}{2} (U^2 - U_{jb}^2) \quad (3.70b)$$

onde C indica um coeficiente médio estimado através de simulações numéricas por Butterbaugh & Kang [2]. Os valores recomendados foram 0,2 quando existe somente folga lateral ou de topo e 0,1 para folga combinada.

3.3 Resistência Convectiva do Dissipador

Para a determinar a resistência térmica do dissipador foram adotadas correlações para o cálculo do coeficiente convectivo médio de transferência de calor e para a eficiência térmica do dissipador. A resistência convectiva foi determinada através de

$$\Phi_v = \frac{(T_b - T_i)}{q_r} \quad (3.71)$$

onde q_r indica a taxa de transferência de calor por convecção para o escoamento de ar. A temperatura na base do dissipador foi indicada por (T_b), enquanto que a temperatura do escoamento de ar a montante do dissipador é igual a (T_i).

3.3.1 Determinação do Coeficiente Convectivo Médio de Transferência de Calor

O coeficiente convectivo médio de transferência de calor na região de entrada de um duto retangular foi obtido através de

$$h_m = \frac{Nu_m k_f}{Dh_j} \quad (3.72)$$

Para a determinar o valor de Nu_m em escoamento laminar na região de entrada de dutos retangulares com temperatura uniforme de parede, foi utilizada a correlação apresentada por Sparrow [24] baseada na temperatura de entrada do ar:

$$Nu_{m_r} = \frac{0,664 Gz^{1/2}}{Pr^{1/6}} \left[1 + 7,3 \left(\frac{Pr}{Gz} \right)^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3.73)$$

Nesta equação, (Gz) representa o número de Graetz, definido como:

$$Gz = \frac{Re Pr}{L / Dh_j} \quad (3.74)$$

A Eq. (3.73) é válida para $Pr \approx 1$ e o número de Reynolds baseia-se no diâmetro hidráulico do canal.

Para um escoamento turbulento e completamente desenvolvido, foi selecionada a equação de Gnielinski, válida para $2.300 \leq Re \leq 5.10^6$ e $0,5 \leq Pr \leq 2.10^3$:

$$Nu_\infty = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{0,67} - 1)} \quad (3.75)$$

onde f é o fator de atrito para escoamento turbulento completamente desenvolvido.

A Eq. (3.75) pode ser utilizada para dutos de seção retangular, considerando o diâmetro hidráulico como dimensão característica dos números de Nusselt e de Reynolds. Considerando agora a região de entrada no escoamento turbulento, Shah & Bhatti [17] apresentam uma correlação associada a $Pr \approx 0,7$ e com entrada abrupta do escoamento:

$$Nu_m = Nu_\infty \left[1 + \frac{2,4254}{(L/Dh_f)^{0,676}} \right] \quad (3.76)$$

Esta correlação foi utilizada com a Eq. (3.75) modificada pela utilização de f_{app} no lugar do coeficiente de atrito do escoamento desenvolvido na equação de Gnielinski.

3.3.2 Troca Convectiva das Aletas

A taxa de transferência de calor por convecção do dissipador para o escoamento está relacionada com a geometria do dissipador e dos canais aletados e com as características do escoamento, tais como a velocidade média no interior dos canais, a temperatura de entrada e as propriedades de transporte.

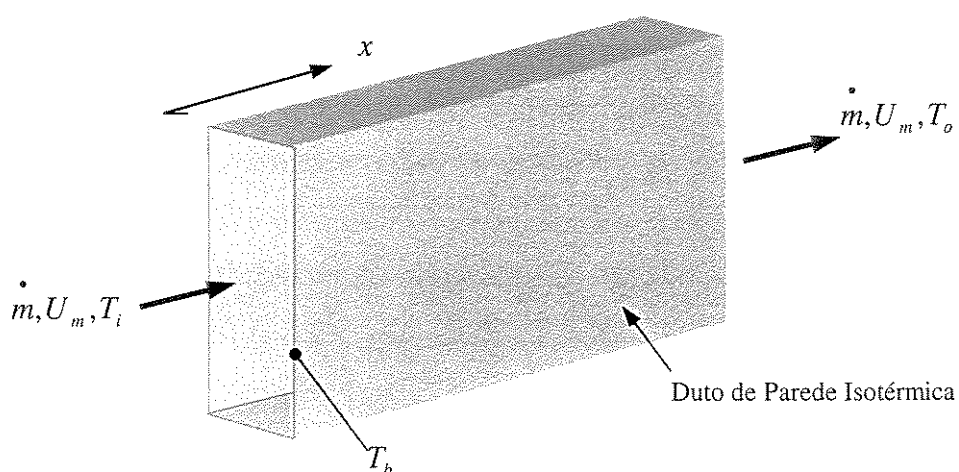


Figura 3.5 – Duto de parede isotérmica para o cálculo do fluxo de calor

Considerando a mesma vazão em todos os canais aletados, a análise da troca de calor pode ser feita em um único canal, como mostrado na Fig. 3.5. Nele, o ar entra a uma temperatura T_i e sai a uma temperatura T_o . A temperatura T_b representa a temperatura da base, considerada uniforme. A vazão mássica em um canal é representada por $\dot{m}$. O escoamento é orientado através da coordenada x na direção longitudinal do canal aletado. Para um comprimento infinitesimal tem-se que o fluxo de calor transferido para o meio é dado por

$$dq_x = h_x dA_s (T_b - T_{m,x}) \quad (3.77)$$

onde h_x é o coeficiente local de transferência e dA_s é a área infinitesimal para a troca de calor. A temperatura $T_{m,x}$ é a temperatura de mistura do ar, calculada da seguinte forma:

$$T_{m,x} = \frac{1}{A_j U_m} \int U_x T_x dA_j \quad (3.78)$$

onde A_j é a área da seção transversal do canal, U_x e T_x representam, respectivamente, a velocidade e temperatura pontuais na coordenadas x .

Em termos da capacidade térmica do fluido tem-se:

$$dq_x = \dot{m} c_p dT_{m,x} \quad (3.79)$$

igualando as Eqs. (3.77) e (3.79) tem-se:

$$dq_x = \dot{m} c_p dT_{m,x} = h_x dA_s (T_b - T_{m,x}) \quad (3.80)$$

somando T_b ao lado esquerdo da Eq.(3.80)

$$-\dot{m}c_p d(T_b - T_{m,x}) = h_x dA_s (T_b - T_{m,x}) \quad (3.81)$$

rearranjando a equação acima e integrando para todo comprimento do dissipador, tem-se:

$$\int_{x=0}^{x=L} -\frac{1}{\dot{m}c_p} h_x A_T = \int_{x=0}^{x=L} \frac{d(T_b - T_{m,x})}{(T_b - T_{m,x})} \quad (3.82)$$

fazendo

$$h_m = \frac{1}{A_j} \int_{x=0}^{x=L} h_x dA_T \quad (3.83)$$

onde h_m é o coeficiente médio de troca de calor ao longo do canal e A_T é a área total de troca de calor em contato com o fluido:

$$\ln\left(\frac{T_b - T_{m,0}}{T_b - T_{m,L}}\right) = -\frac{h_m A_T}{\dot{m}c_p} \quad (3.84)$$

definindo $\Delta T_0 = T_b - T_{m,0}$ e $\Delta T_L = T_b - T_{m,L}$ tem-se:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}\right) = -\frac{h_m A_T}{\dot{m}c_p} \quad (3.85)$$

Na Eq.(3.77), integrando de $x = 0$ até $x = L$:

$$q_T = \dot{m}c_p (T_{m,L} - T_{m,0}) \quad (3.86)$$

substituindo ΔT_0 e ΔT_L :

$$q_T = \dot{m} c_p (T_b - \Delta T_L - T_b + \Delta T_0) \quad (3.87)$$

$$q_T = \dot{m} c_p (\Delta T_0 - \Delta T_L) \quad (3.88)$$

ou

$$q_T = -\frac{h_m A_T}{\ln(\Delta T_L / \Delta T_0)} (\Delta T_0 - \Delta T_L) \quad (3.89)$$

Para utilizar a Eq.(3.89) é necessário conhecer a temperatura do ar na saída ($\Delta T_L = T_b - T_{m,L}$). Reis [37] apresentou um coeficiente médio de troca de calor relacionado com a temperatura de parede (T_b) e com a temperatura de entrada do ar (T_i):

$$q_T = h^* A_T \Delta T_0 \quad (3.90)$$

onde

$$h^* = \frac{\dot{m} c_p}{A_T} \left[1 - \exp \left(-\frac{h_m A_T}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (3.91)$$

Uma vez que Eq. (3.73), utilizada na determinação de Nu_m em escoamentos laminares, reporta-se na temperatura de entrada do ar, h^* pode ser obtido diretamente através do h_m :

$$h^* = h_m = \frac{Nu_m k_f}{Dh_j} \quad (3.92)$$

3.3.3 Determinação da Eficiência Térmica do Dissipador

A eficiência térmica do dissipador está relacionada com a eficiência térmica de cada aleta. A eficiência térmica da aleta (η_f) é dada por:

$$\eta_f = \frac{q_{real}}{q_{ideal}} = \frac{q_p}{q_{T_p}} \quad (3.93)$$

A maior diferença de temperatura ($\Delta T_0 = T_b - T_i$) proporciona o maior potencial convectivo de troca de calor entre a superfície aletada e o meio ambiente (q_p).

$$\eta_f = \frac{q_p}{q_{T_p}} = \frac{q_p}{h^* A_p \Delta T_0} \quad (3.94)$$

onde q_p é o calor transferido pelas paredes da aleta relacionado com a sua eficiência térmica (η_f). A áreas A_p refere-se à parede da aleta.

Desta maneira, no cálculo de q_r supõe-se que a superfície aletada está na mesma temperatura da base. Para a determinação de q_r , tem-se que a condutividade térmica do material não é infinita, o que promove um gradiente de temperatura ao longo do comprimento da aleta. Sendo assim, o calor real transferido por cada canal no volume de controle da Fig. 3.5 é dado por:

$$q_r = q_b + q_p = h^* A_b (T_b - T_i) + h^* A_p (T_b - T_i) \eta_f \quad (3.95)$$

onde q_b é o calor transferido pela base do canal e A_b refere-se à área da base do canal.

Em aletas retas com seção retangular uniforme, Incropera & De Witt [1] apresentam soluções para o cálculo de (η_f) . Para as hipóteses de distribuição unidimensional de temperatura e aletas com extremidade adiabática, tem-se:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mh)}{mh} \quad (3.96)$$

onde

$$m = \left(\frac{2h^*}{k_m t_f} \right)^{1/2} \quad (3.97)$$

Nesta equações, h é altura da aleta, t_f é sua espessura e k_m é a condutividade térmica do material.

Para a área total tem-se:

$$A_T = A_b + A_p \quad (3.98)$$

Desta forma, a troca convectiva entre a superfície aletada e o meio ambiente é dada por

$$q_r = h^* A_T \eta_s (T_b - T_i) \quad (3.99)$$

onde

$$\eta_s = 1 - \frac{A_p}{A_T} (1 - \eta_f) \quad (3.100)$$

3.4 Resistência Térmica da Base

Um dissipador térmico permite menores temperaturas operacionais através do aumento da área de troca de calor. Por isso, a base do dissipador geralmente é maior que o componente que dissipa energia elétrica (aquecedor), como indicado na Fig. 3.6. Neste caso, a espessura adequada da base (t_b) deve proporcionar a menor resistência térmica ao fluxo de calor gerado no aquecedor, de menores dimensões, e conduzido para a superfície convectiva do dissipador. Esta resistência pode ser decomposta em duas parcelas, a resistência de espalhamento e a resistência condutiva. A resistência de espalhamento ocorre quando um fluxo de calor passa de uma área de seção menor para outra de seção maior. Hingorani et al. [12] mostraram que o aumento da espessura da base diminui a resistência de espalhamento, mas aumenta a resistência condutiva. Desta forma, devido às tendências opostas de variação da resistência térmica composta, deve haver uma espessura ótima (t_c) que minimize a soma dos dois efeitos combinados, como indicado na Fig. 3.7. Para simplificar a análise deste problema, considera-se inicialmente que uma das faces da base do dissipador está em contato perfeito com um aquecedor menor e que a face oposta está submetida a uma troca convectiva de calor com o ar a T_∞ e h uniforme, como mostrado na Fig. 3.6. Além dessas duas áreas da base, todas as demais são consideradas adiabáticas. Se a solução deste problema indicar uma temperatura uniforme na face convectiva, então as correlações para aletas, considerando uma temperatura uniforme na sua base, poderão ser utilizadas.

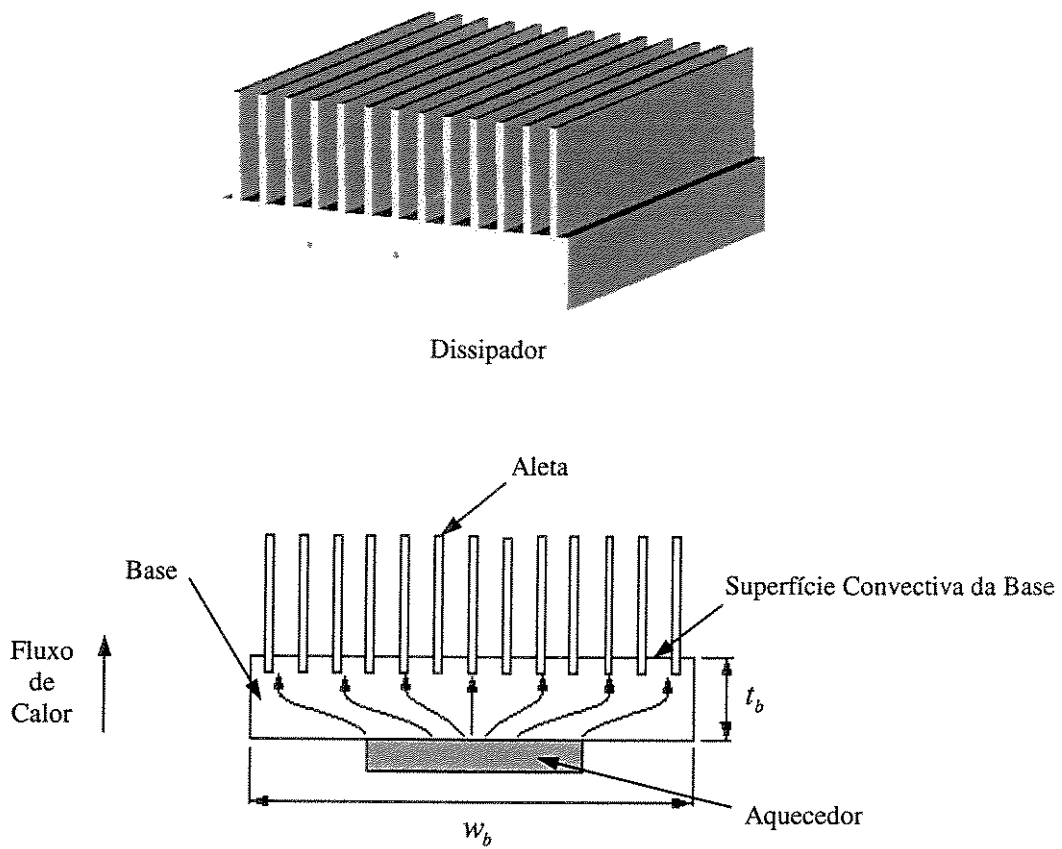


Figura 3.6 – Modelo esquemático de um dissipador de calor

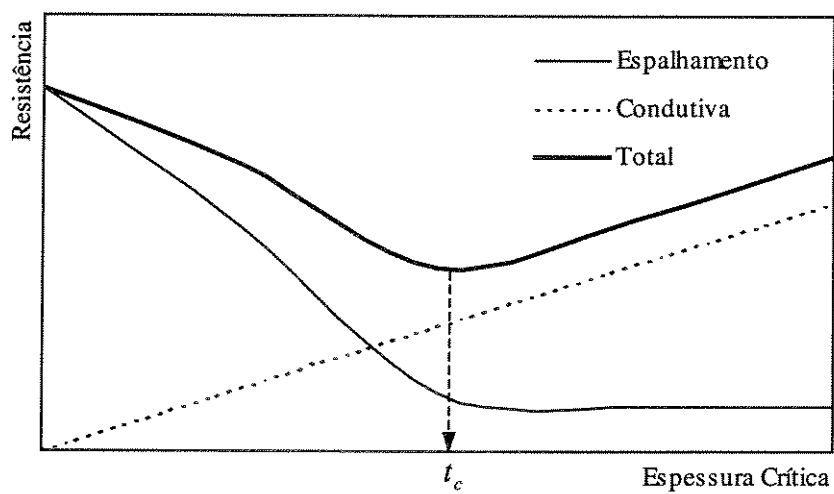


Fig. 3.7 – Comportamento das resistências de espalhamento e condutiva

Kaddami e Abuaf [13] mostraram que para uma mesma espessura da base e áreas convectivas e de aquecimento iguais, uma base de seção quadrada e outra de seção circular, sob condições térmicas idênticas, apresentam diferenças de resistência térmica inferiores a 1%. Esta equivalência é conveniente porque reduz o problema tridimensional da base retangular para um problema bidimensional da base cilíndrica. Assim, a geometria quadrada, indicada na Fig. 3.8 (a), deve ser termicamente equivalente a uma geometria cilíndrica, mostrada na Fig. 3.8 (b), quando:

$$R_h = \frac{w_h}{\sqrt{\pi}}$$

$$R_b = \frac{w_b}{\sqrt{\pi}} \quad (3.101)$$

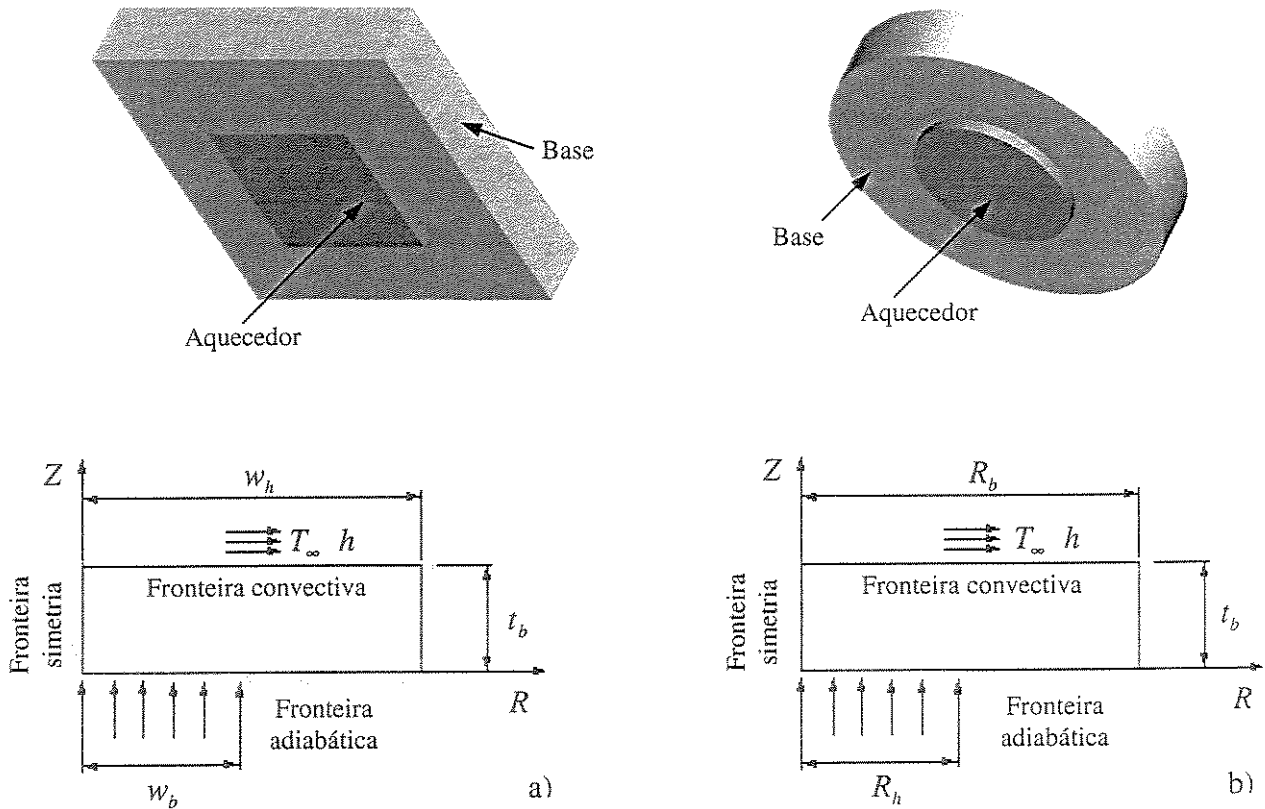


Figura 3.8 – Modelo aproximado da base de seção quadrada

3.4.1 Solução Numérica Para o Campo de Temperaturas da Base

Devido ao aquecimento parcial na fronteira $Z=0$, este problema foi resolvido numericamente através do método dos volumes de controle (Patankar [25]). A distribuição de temperatura na base cilíndrica deve satisfazer a equação da condução

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.102)$$

De acordo com as condições mostradas na Fig.3.7, esta equação deve satisfazer as seguintes condições de contorno:

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ em } r = 0 \text{ e } r = R_b \quad (\text{fronteiras de simetria e adiabática}) \quad (3.103a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \text{ em } z = 0 \text{ e } r > R_h \quad (\text{fronteira adiabática}) \quad (3.103b)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial z} = -q'' \text{ em } z = 0 \text{ e } r < R_h \quad (\text{fronteira de fluxo uniforme de calor}) \quad (3.103c)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial z} = h(T_\infty - T) \text{ em } z = t_b \quad (\text{fronteira convectiva}) \quad (3.103d)$$

Para obter uma solução mais abrangente, é conveniente adimensionalizar o sistema anterior. Para tanto, definem-se:

$$R = \frac{r}{R_h} \quad Z = \frac{z}{R_h} \quad Bi = \frac{hR_h}{k} \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{q'' \frac{R_h}{k}} \quad (3.104)$$

Com estas variáveis, o sistema torna-se:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right) = 0 \quad (3.105)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial R} = 0 \text{ em } R = 0 \text{ e } R = R_b / R_h \quad (3.106a)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \text{ em } Z = 0 \text{ e } R > 1 \quad (3.106b)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = -1 \text{ em } Z = 0 \text{ e } R < 1 \quad (3.106c)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = -Bi\theta \text{ em } Z = t / R_h \quad (3.106d)$$

Com as equações adimensionalizadas foi possível determinar a distribuição de temperaturas na base e, com isso, verificar a espessura que fornece a menor resistência condutiva da base do dissipador. A avaliação do caráter isotérmico da superfície convectiva também pode ser verificada através da solução numérica.

3.4.2 Solução Aproximada Para a Resistência Global da Base

Para as mesmas condições da Fig.3.8, Lee & Song [14] utilizaram o método de separação de variáveis para obter a solução da equação de Laplace que fornece o campo de temperaturas na forma

$$T(\gamma, \varsigma) = \frac{q}{k} \left[\varepsilon \left(\frac{1}{Bi} + \varsigma \right) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\lambda_n \varepsilon) J_0(\lambda_n \gamma) \cosh(\lambda_n \varsigma) \tanh(\lambda_n \varsigma) + \frac{\lambda_n}{Bi}}{\lambda_n^2 J_0^2(\lambda_n \tau) \cosh(\lambda_n \tau) \left[1 + \frac{\lambda_n}{Bi} \tanh(\lambda_n \tau) \right]} \right] \quad (3.107)$$

onde $\varepsilon = R_h / R_b$, $\tau = t / R_b$, $\varsigma = Z / R_b$ e $\gamma = R / R_b$. As funções de Bessel de primeira classe e de ordem 0 e 1 são representadas pelas letras J_0 e J_1 , respectivamente. λ_n são os autovalores da n -ésima raiz da equação transcendental que satisfaz a condição de contorno adiabática em γ igual a 1:

$$J_1(\lambda_n) = 0 \quad (3.108)$$

O número de Biot é definido como:

$$Bi = \frac{hR_h}{k} \quad (3.109)$$

onde k é a condutividade térmica do material do dissipador.

Com a Eq. (3.107) é possível definir as resistências térmicas média e máxima, (Φ_m) e $(\Phi_{m\acute{x}})$, representado, respectivamente, a soma das resistências condutiva (Φ_c) , convectiva (Φ_v) e de espalhamento (Φ_e) no dissipador.

$$\Phi_m = \Phi_c + \Phi_v + \Phi_{e,m} = \frac{T_{e,m} - T_\infty}{q} \quad (3.110)$$

$$\Phi_{m\acute{x}} = \Phi_c + \Phi_v + \Phi_{e,m\acute{x}} = \frac{T_{e,m\acute{x}} - T_\infty}{q} \quad (3.111)$$

Nas Eq. (3.110) e (3.111),

$$q = q_h'' A_h \quad (3.112)$$

$$\Phi_c = \frac{t}{kA_b} \quad \Phi_v = \frac{1}{hA_b} \quad (3.113)$$

$$T_{e,m\acute{a}x} = T(\gamma = 0, \zeta = 0) \quad (3.114)$$

$$T_{e,m} = \frac{1}{A_b} \int_{A_b} T(\gamma, \zeta = 0) dA \quad (3.115)$$

onde (q_h'') é o fluxo de calor fornecido pelo aquecedor, $(T_{e,m\acute{a}x})$ é a temperatura máxima, $(T_{e,m})$ é a temperatura média na superfície da base em contato com o aquecedor $(\zeta = 0)$ e (T_∞) é a temperatura do ar na entrada dos canais.

As resistências condutiva e convectiva (Eq. 3.113) foram adimensionalizadas da seguinte forma:

$$k\sqrt{A_h}\Phi_c = \frac{\varepsilon\tau}{\sqrt{\pi}} \quad k\sqrt{A_h}\Phi_v = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\pi}Bi} \quad (3.116)$$

Lee & Song [14] obtiveram então as seguintes expressões para as resistências térmicas de espalhamento máxima e média:

$$k\sqrt{A_h}\Phi_{s,méd} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{J_1(\lambda_n \varepsilon)}{\lambda_n^2 J_0^2(\lambda_n)} \Psi_n \quad (3.117)$$

$$k\sqrt{A_h}\Phi_{s,máx} = \frac{4}{\varepsilon\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{J_1^2(\lambda_n \varepsilon)}{\lambda_n^3 J_0^2(\lambda_n)} \Psi_n \quad (3.118)$$

onde

$$\Psi_n = \frac{\tanh(\lambda_n \tau) + \frac{\lambda_n}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_n}{Bi} \tanh(\lambda_n \tau)} \quad (3.119)$$

Devido à dificuldade de avaliar numericamente estas soluções analíticas, os mesmos autores utilizaram as seguintes aproximações para as equações (3.117) e (3.118):

$$k\sqrt{A_h}\Phi_{e,m} = \frac{1}{2}(1-\varepsilon)^{3/2}\Psi \quad (3.120)$$

$$k\sqrt{A_h}\Phi_{e,máx} = \frac{1}{\sqrt{\pi}}(1-\varepsilon)\Psi \quad (3.121)$$

onde

$$\Psi = \frac{\tanh(\lambda \tau) + \frac{\lambda}{Bi}}{1 + \frac{\lambda}{Bi} \tanh(\lambda \tau)} \quad (3.122)$$

$$\lambda = \pi + \frac{1}{\varepsilon\sqrt{\pi}} \quad (3.123)$$

Com as equações para o cálculo da resistência condutiva e de espalhamento, geradas através da solução aproximada, foi possível determinar a resistência global da base do dissipador. Os resultados obtidos para a resistência média serão mostrados no Capítulo 6 e comparados com resultados experimentais.

3.5 Conclusão do Capítulo

Este capítulo descreveu o modelo compacto utilizado para estimar a perda de carga do escoamento de ar e a sua troca de calor com o dissipador. Também foi descrito o modelo de resistência térmica da base do dissipador.

Capítulo 4

Método Computacional de Solução

4.1 Introdução

Para as configurações com folga entre o dissipador e as paredes do duto retangular, é necessário determinar inicialmente a vazão de ar nas regiões de desvio e nos canais aletados. Conhecendo-se essas vazões, torna-se possível a aplicação das correlações de perda de carga e perda térmica. Neste capítulo é apresentado o método utilizado para resolver as equações que compõem o modelo compacto descrito no capítulo 3.

4.2 Modelo Computacional

Foi utilizado um método iterativo de solução, baseado em uma analogia com o algoritmo *SIMPLE* apresentado por Patankar [21]. Inicialmente arbitram-se valores de pressão nos nós do circuito de resistências equivalente da Fig. 3.2. Determinam-se então as vazões correspondentes em cada ramo paralelo com as equações do sistema considerado. Verifica-se em seguida se esses valores satisfazem a equação da continuidade para o escoamento. Em caso negativo, corrigem-se as pressões por um algoritmo baseado na equação da continuidade e o processo é repetido até a convergência. Este procedimento será detalhado a seguir para as três configurações possíveis de folga. Em todas elas foi considerado conhecido o valor da vazão de ar através do duto retangular.

4.2.1 Modelo Computacional Para Folga Lateral

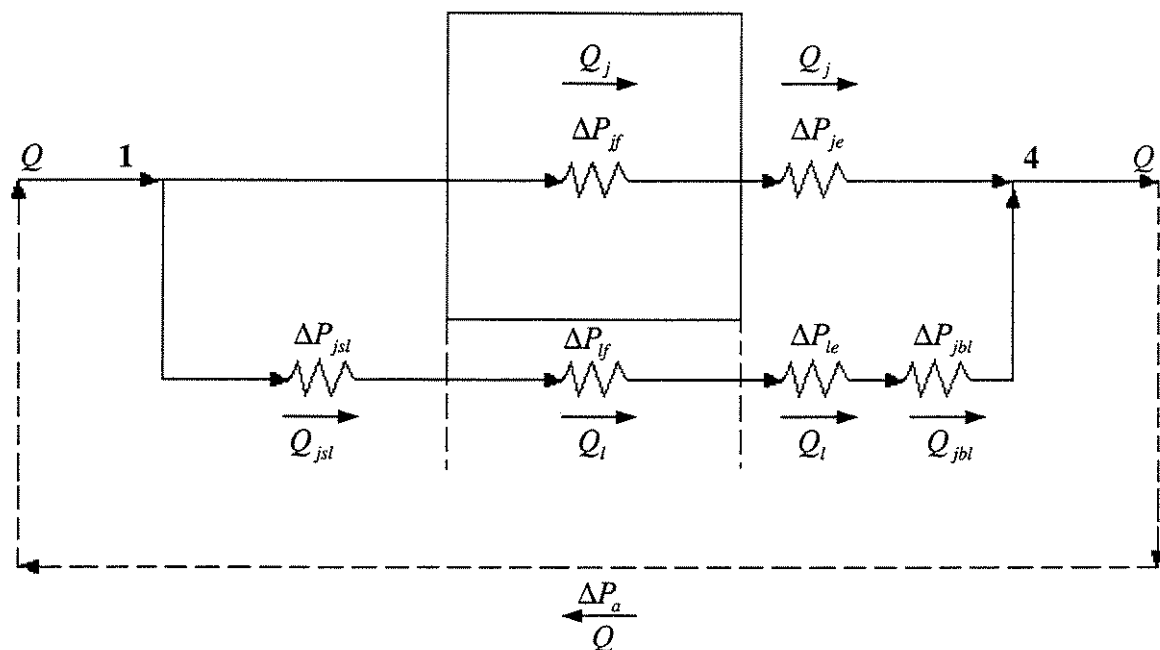


Figura 4.1 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga lateral

A Fig. 4.1 representa o circuito de resistências equivalente ao circuito de perda de carga para a configuração com folga lateral, Fig. 3.3 (b). Nesta configuração, as perdas de carga pelos dois ramos, ou seja, pela lateral e pelos canais entre as aletas, devem ser as mesmas ($\Delta P_l = \Delta P_j = \Delta P_a$). O procedimento utilizado foi arbitrar um valor ΔP^* e a partir dele calcular as vazões e resistências ao escoamento pelo ramo lateral (Q_l^*, R_l^*) e pelo ramo entre as aletas (Q_j^*, R_j^*) usando um processo iterativo para cada vazão, como indicado na Fig. 4.2 e detalhado a seguir.

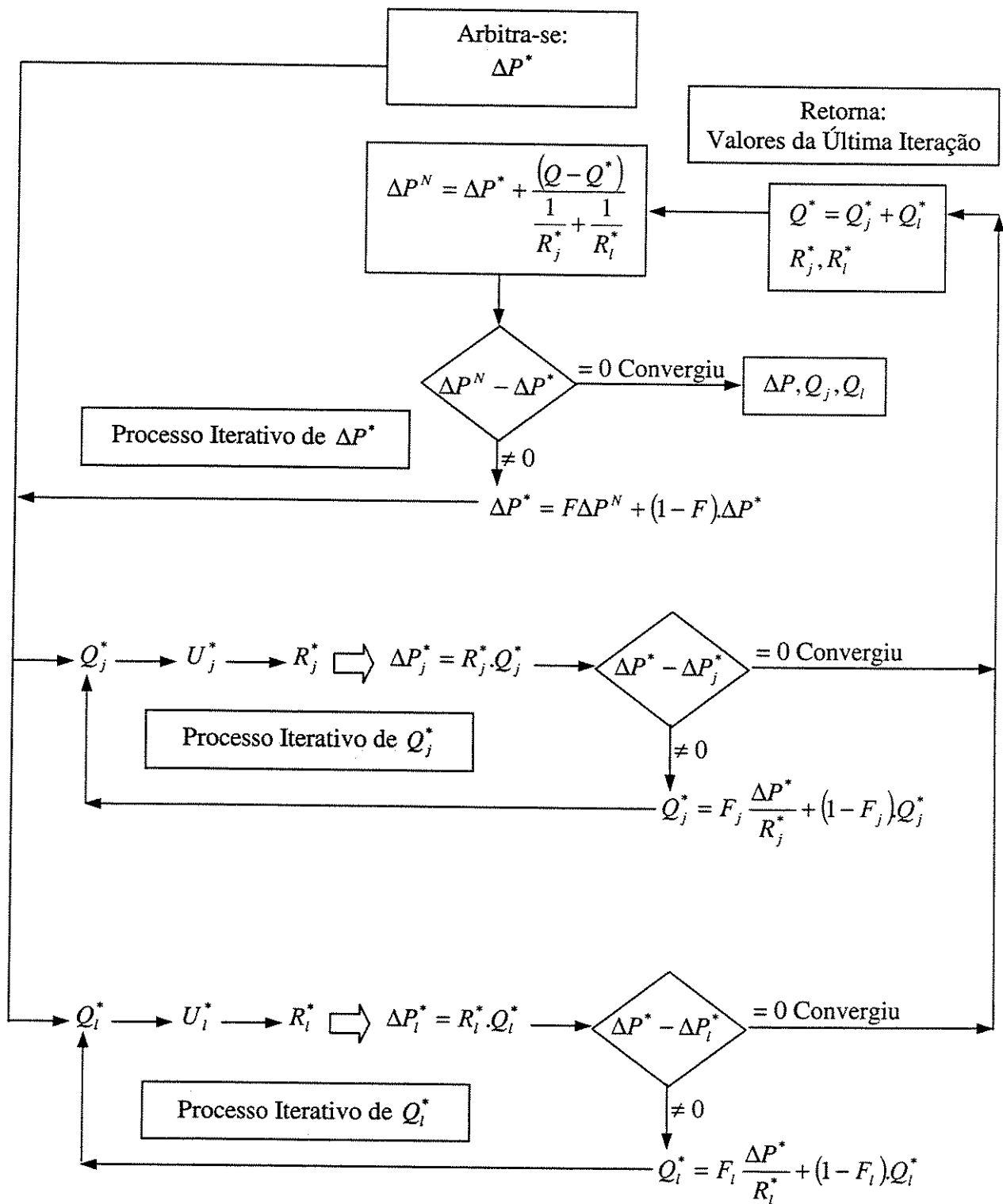


Figura 4.2 – Solução iterativa para os processos de vazão e perda de carga na configuração com folga lateral

No caso da configuração com folga lateral, a vazão total calculada (Q^*) é igual à soma das parcelas nos dois ramos $(Q^* = Q_j^* + Q_l^*)$. Associado a um valor de (ΔP^*) arbitrado, o programa retorna, após a convergência dos processos iterativos da vazão em cada ramo, os valores de (Q^*) , (R_j^*) e (R_l^*) . Com esses valores determina-se um novo valor de perda de carga (ΔP^N) , como indicado na Fig. 4.2, para a iteração seguinte. O processo converge quando a diferença $(\Delta P^N - \Delta P^*)$ for suficientemente pequena e desta forma tem-se os valores (Q_j) , (Q_l) e (ΔP) . Para determinar o novo valor da perda de carga (ΔP^N) a cada iteração, procedeu-se da seguinte forma.

Através da continuidade, a vazão no duto (valor conhecido) deve ser igual à soma das duas parcelas corretas de vazão na lateral e nos canais entre as aletas $(Q - Q^* = 0)$. Nas iterações intermediárias, os valores obtidos de Q^* não satisfazem esta condição de continuidade devido a valores incorretos da diferença de pressão assumida. Desta maneira, o desbalanço global da vazão foi subdividido nas parcelas nos dois ramos:

$$(Q - Q^*) = (Q_j - Q_j^*) + (Q_l - Q_l^*) \quad (4.1)$$

Para obter um novo valor de (ΔP^N) da diferença de pressão, foi utilizado o fato que pequenas alterações das vazões nos ramos praticamente não mudariam as resistências ao escoamento. Desta forma, a Eq. (4.1) torna-se:

$$(Q - Q^*) = \frac{\Delta P^N - \Delta P^*}{R_j^*} + \frac{\Delta P^N - \Delta P^*}{R_l^*} \quad (4.2)$$

Explicitando ΔP^N da Eq. (4.2):

$$\Delta P^N = \Delta P^* + \frac{(Q - Q^*)}{\frac{1}{R_j^*} + \frac{1}{R_l^*}} \quad (4.3)$$

Como citado anteriormente, se no processo iterativo a diferença entre ΔP^N e ΔP^* for nula ou suficientemente pequena, então o lado esquerdo da Eq. (4.2) tenderá a zero. Esta condição indica que o processo convergiu, satisfazendo a conservação de massa com o último valor de ΔP^* . No início de cada nova iteração, a diferença de pressão foi determinada utilizando valores da vazão e da resistência ao escoamento da iteração anterior, através da Eq. (4.3). Se esses valores sofrerem mudanças abruptas, o processo iterativo para a determinação de ΔP^N poderá divergir. Para evitar isso, utilizou-se um fator de sub-relaxação para obter a perda de carga da próxima iteração:

$$\Delta P_n^* = F_n \Delta P_n^N + (1 - F_n) \Delta P_{n-1}^* \quad (4.4)$$

onde ΔP_{n-1}^* é o valor da perda de carga obtido na iteração anterior, ΔP_n^N representa o valor calculado dessa variável na nova iteração, mas que é sub-relaxado para ΔP_n^* e F_r é o fator de sub-relaxação.

A partir do novo valor de ΔP^* obtido no início de cada iteração, a vazão em cada ramo foi obtida através de um outro processo iterativo, como indicado na Fig. 4.2. A vazão em cada ramo foi determinada da seguinte forma:

$$Q_r^* = \frac{\Delta P^*}{R_r^*} \quad (4.5)$$

Inicialmente a vazão (Q_r^*) em cada ramo era arbitrada e seu valor permitia o cálculo da velocidade média (U_r^*) e da resistência ao escoamento (R_r^*) no ramo, como descrito no capítulo 3. Obtinha-se então a perda de carga (P_r^*) no ramo que era comparada com o valor de ΔP^* desejado. Se a diferença ($\Delta P^* - \Delta P_r^*$) não fosse desprezível, um novo valor de (Q_r^*) era calculado, utilizando também um fator de sub-relaxação:

$$Q_r^* = F_r Q_r^N + (1 - F_r) Q_{r-1}^* \quad (4.6)$$

onde F_r é o fator de sub-relaxação, Q_{r-1}^* é o valor da vazão obtida na iteração anterior e Q_r^N representa o valor dessa variável na nova iteração, mas que é sub-relaxado para Q_r^* . Os processos iterativos das vazões podem ser observados na Fig. 4.2. Na configuração com folga lateral, foi utilizado um único valor dos fatores de sub-relaxação (F_n, F_r) igual a 0,3 em todos os passos. O fluxograma do programa computacional para o modelo com região de fuga pela lateral pode ser observado na Fig. 4.3.

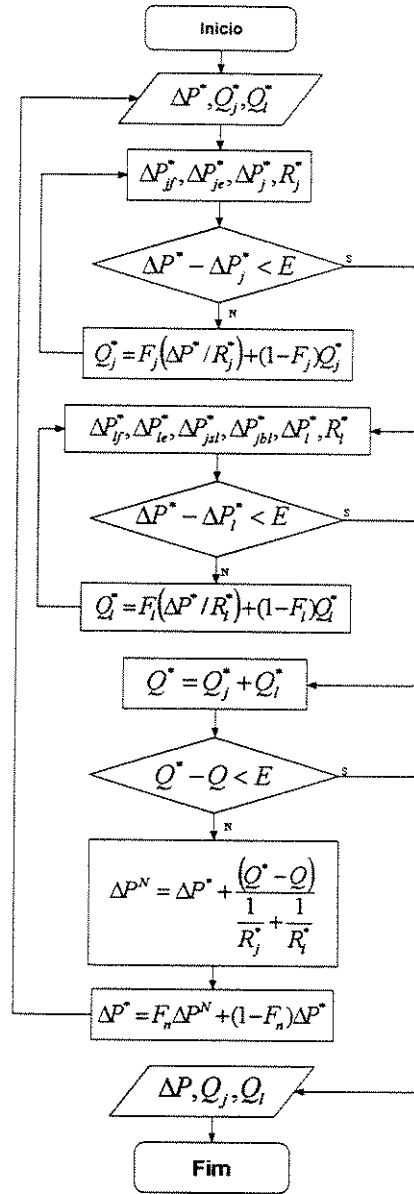


Figura 4.3 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga lateral

4.2.2 Modelo Computacional Para Folga de Topo

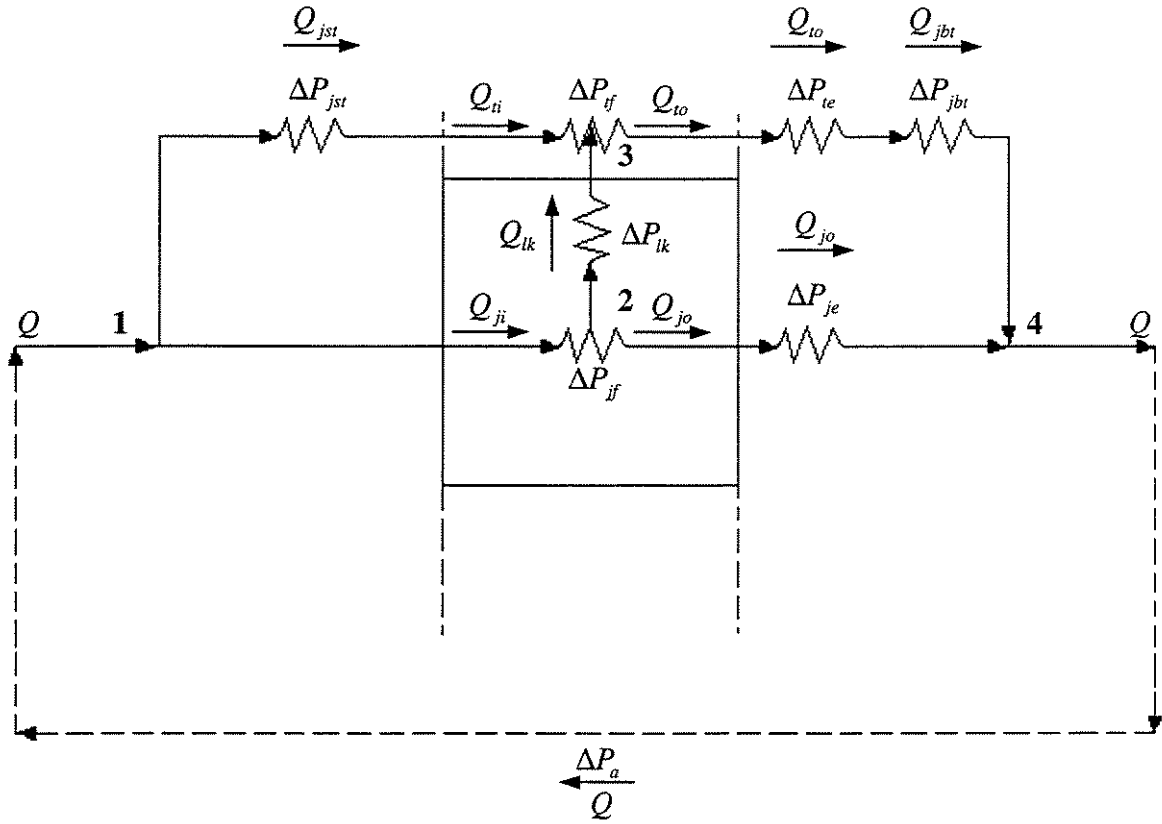


Figura 4.4 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga de topo

Quando ocorre apenas folga de topo, configuração (c) da Fig.3.3, o procedimento iterativo para a solução é análogo ao caso anterior. Neste caso existe uma comunicação entre os canais aletados e a região de topo. Com isso, as vazões de entrada nos canais aletados e na região do topo serão diferentes das vazões correspondentes de saída: $Q_{ji} \neq Q_{jo}$ e $Q_{ti} \neq Q_{to}$ indicados na Fig. 4.4. As perdas de carga pelos canais aletados e pela folga de topo devem ser as mesmas ($\Delta P_j = \Delta P_t = \Delta P_a$). Para iniciar o processo iterativo, arbitraram-se os valores (P_1^*) , (P_2^*) e (P_3^*) , correspondentes às pressões nos nós 1, 2 e 3, respectivamente, bem como as vazões (Q_{ji}^*) , (Q_{jo}^*) , (Q_{ti}^*) , (Q_{to}^*) , (Q_{lk}^*) , (Q_{jst}^*) e (Q_{jbt}^*) indicadas na Fig. 4.4.

Com os valores arbitrados de pressão calculam-se os valores de (Q_{ji}^*) , (Q_{jo}^*) , (Q_{ti}^*) , (Q_{to}^*) e (Q_{lk}^*) , através de um processo iterativo semelhante àquele indicado na Fig. 4.2. A vazão no nó 1 corresponde à soma das parcelas que saem $(Q_1^* = Q_{ji}^* + Q_{ti}^*)$; no nó 2 tem-se que $(Q_2^* = Q_{ji}^* - Q_{jo}^* - Q_{lk}^*)$ e no nó 3 $(Q_3^* = Q_{ti}^* - Q_{to}^* + Q_{lk}^*)$. A soma das parcelas corretas das vazões que saem do nó 1 deve ser igual a vazão conhecida no duto $(Q - Q_1^* = 0)$, enquanto que (Q_2) e (Q_3) devem ser iguais a zero. Devido aos valores incorretos de pressão assumidos nos nós 1, 2 e 3, nas iterações intermediárias estas condições não são satisfeitas. Para obter os novos valores de pressão nestes nós foi efetuado o procedimento descrito a seguir.

No nó 1, os balanços de massa associados aos valores corretos e aos valores aproximados das vazões no processo iterativo são:

$$Q_1 = Q_{ji} + Q_{ti} \quad (4.7 \text{ a})$$

$$Q_1^* = Q_{ji}^* + Q_{ti}^* \quad (4.7 \text{ b})$$

onde (Q_1) , (Q_{ji}^*) e (Q_{ti}^*) são valores conhecidos, o primeiro como condição fornecida e os outros dois do processo iterativo de solução.

Subtraindo da Eq. (4.7 a) a Eq. (4.7 b):

$$\Delta Q_1^* = (Q_1 - Q_1^*) = (Q_{ji} - Q_{ji}^*) + (Q_{ti} - Q_{ti}^*) \quad (4.8)$$

Da mesma forma que na configuração anterior, considerou-se que mudanças pequenas da vazão não alterariam de forma significativa as resistências ao escoamento, isto é, $(R_{ji} = R_{ji}^*)$ e $(R_{ti} = R_{ti}^*)$. Desta forma, a Eq. (4.8) pode ser rearranjada na forma:

$$(P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} + \frac{1}{0,5R_{jfi}^*} \right) - (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} \right) - (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} \right) = Q_1 - Q_1^* \quad (4.9)$$

Os balanços equivalentes de massa para o nó 2 são dados por

$$Q_{ji} - Q_{jo} - Q_{lk} = 0 \quad (4.10 \text{ a})$$

$$Q_{ji}^* - Q_{jo}^* - Q_{lk}^* = Q_2^* \quad (4.10 \text{ b})$$

onde a soma da Eq. (4.10 a) e os termos (Q_{ji}^*) e (Q_{jo}^*) e (Q_{lk}^*) são valores conhecidos no processo iterativo.

Subtraindo da Eq. (4.10 a) a Eq. (4.10 b) tem-se:

$$(0 - Q_2^*) = (Q_{ji} - Q_{ji}^*) - (Q_{jo} - Q_{jo}^*) - (Q_{lk} - Q_{lk}^*) \quad (4.10)$$

Aproximando novamente os valores das resistências locais ao escoamento:

$$\begin{cases} R_{ji} = R_{ji}^* \\ R_{jo} = R_{jo}^* \\ R_{lk} = R_{lk}^* \end{cases} \quad (4.12)$$

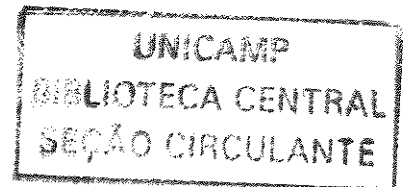
A Eq. (4.12) pode então ser expressa por

$$-(P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} \right) + (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfo}^*} + \frac{1}{0,5R_{jfo}^* + R_{je}^*} + \frac{1}{R_{lk}^*} \right) - (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{lk}^*} \right) = Q_2^* \quad (4.13)$$

Para o nó 3 os balanços de massa correto e aproximado são

$$Q_{ti} - Q_{to} + Q_{lk} = 0 \quad (4.14 \text{ a})$$

$$Q_{ti}^* - Q_{to}^* + Q_{lk}^* = Q_3^* \quad (4.14 \text{ b})$$



onde a soma da Eq. (4.14 a) e os termos (Q_{ii}^*) e (Q_{io}^*) e (Q_{lk}^*) são valores conhecidos no processo iterativo.

Subtraindo da Eq. (4.14 a) a Eq. (4.14 b):

$$(0 - Q_3^*) = (Q_{ii} - Q_{ii}^*) - (Q_{io} - Q_{io}^*) + (Q_{lk} - Q_{lk}^*) \quad (4.15)$$

Aproximando

$$\begin{cases} R_{ii} = R_{ii}^* \\ R_{io} = R_{io}^* \\ R_{lk} = R_{lk}^* \end{cases} \quad (4.16)$$

A Eq. (4.15) torna-se

$$-(P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{ffi}^*} \right) - (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{R_{lk}^*} \right) + (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{ffi}^*} + \frac{1}{0,5R_{jfo}^* + R_{te} + R_{jbt}^*} + \frac{1}{R_{lk}^*} \right) = Q_3^* \quad (4.17)$$

As Eq. (4.9), (4.13) e (4.17) constituem um sistema com três incógnitas, $(P_1^N - P_1^*)$, $(P_2^N - P_2^*)$ e $(P_3^N - P_3^*)$:

$$\begin{cases} \delta_1 \Delta P_{n1}^N + \delta_2 \Delta P_{n2}^N + \delta_3 \Delta P_{n3}^N = Q_1 - Q_1^* \\ \delta_4 \Delta P_{n1}^N + \delta_5 \Delta P_{n2}^N + \delta_6 \Delta P_{n3}^N = Q_2^* \\ \delta_7 \Delta P_{n1}^N + \delta_8 \Delta P_{n2}^N + \delta_9 \Delta P_{n3}^N = Q_3^* \end{cases} \quad (4.18)$$

onde $\Delta P_{n1}^N = (\Delta P_1^N - \Delta P_1^*)$, $\Delta P_{n2}^N = (\Delta P_2^N - \Delta P_2^*)$ e $\Delta P_{n3}^N = (\Delta P_3^N - \Delta P_3^*)$. Resolvendo o sistema (4.18) determina-se (ΔP_{n1}^N) , (ΔP_{n2}^N) e (ΔP_{n3}^N) .

As correções de pressão também foram feitas com sub-relaxação:

$$\begin{cases} P_{n1}^* = F_n P_{n1}^N + (1 - F_n) P_{n1-1}^* \\ P_{n2}^* = F_n P_{n2}^N + (1 - F_n) P_{n2-1}^* \\ P_{n3}^* = F_n P_{n3}^N + (1 - F_n) P_{n3-1}^* \end{cases} \quad (4.19)$$

Com os novos valores de (P_{n1}^*) , (P_{n2}^*) e (P_{n3}^*) , as vazões são recalculadas e o processo é repetido até que os termos do lado direito do sistema (4.18) sejam suficientemente pequenos. O valor do erro assumido como critério de parada (E) está na faixa de 10^{-5} a 10^{-7} .

Através das Eq. (3.12) e (3.13) verifica-se que $(Q_{jst} = Q_{ji})$, bem como $(Q_{jbt} = Q_{jo})$. As perdas de carga na primeira e na segunda metade do caminho do topo são dadas, respectivamente:

$$\Delta P_{13}^* = 0,5 \Delta P_{tfi}^* + \Delta P_{jst}^* \quad (4.20)$$

$$\Delta P_2^* = 0,5 \Delta P_{tfo}^* + \Delta P_{te}^* + \Delta P_{jbt}^* \quad (4.21)$$

onde (ΔP_{jst}^*) e (ΔP_{jbt}^*) são as perdas de carga a montante e a jusante, respectivamente, como indicado na Fig. 4.4. Essas perdas foram mantidas constantes nos processos iterativos das vazões, como mostrado no fluxograma da Fig. 4.5. Elas foram avaliadas com as vazões obtidas no início de cada iteração através de

$$\Delta P_{jst} = 0,40 \rho (U^2 - U_{jst}^2) \quad (4.22)$$

$$\Delta P_{jbt} = 0,10 \rho (U^2 - U_{jbt}^2) \quad (4.23)$$

onde (U_{jst}) e (U_{jbt}) são as velocidades médias calculadas através da área frontal do dissipador e das vazões (Q_{jst}^*) e (Q_{jbt}^*) , respectivamente. Os coeficientes 0,40 e 0,10 destas duas equações foram obtidos de um trabalho de Butterbaugh & Kang [2].

Reescrevendo as Eq. (4.20) e (4.21) em função das vazões tem-se

$$\Delta P_{13}^* = 0,5(R_{tfi}^* Q_{ti}^*) + \Delta P_{jst}^* \quad (4.24)$$

$$\Delta P_2^* = 0,5(R_{tfo}^* Q_{to}^*) + (R_{te}^* Q_{to}^*) + \Delta P_{jbt}^* \quad (4.25)$$

Nas Eq. (4.24) e (4.25) observa-se que tanto no processo iterativo para a determinação da vazão na primeira metade do topo (Q_{ti}^*) quanto na segunda metade (Q_{to}^*) , os valores das perdas de carga (ΔP_{jst}^*) e (ΔP_{jbt}^*) não foram alteradas. Isto ocorre porque estas perdas dependem das vazões (Q_{jst}^*) e (Q_{jbt}^*) e estas somente foram recalculadas no final de cada processo iterativo da perda de carga através de

$$Q_{jst}^* = F_{jst} Q_{ji}^* + (1 - F_{jst}) Q_{jst-1}^* \quad (4.26)$$

$$Q_{jbt}^* = F_{jbt} Q_{jo}^* + (1 - F_{jbt}) Q_{jbt-1}^* \quad (4.27)$$

onde (Q_{jst-1}^*) e (Q_{jbt-1}^*) são os valores de vazão da iteração anterior, respectivamente, na entrada e na saída dos canais aletados, (F_{jst}) e (F_{jbt}) são valores de sub-relaxação utilizados neste processo iterativo e (Q_{jst}^*) e (Q_{jbt}^*) são os novos valores das vazões a montante e a jusante para a próxima iteração de pressão.

O fluxograma contendo a sequência do processo iterativo de solução para o modelo com folga de topo pode ser observado na Fig. 4.5. Os valores do fator de sub-relaxação associados à vazão foram 0,9 para região entre as aletas e 0,2 para a região do topo. Para a correção da vazão

a montante e a jusante (Q_{jst}) e (Q_{jbt}), respectivamente, o fator de sub-relaxação utilizado foi 0,5. A correção da pressão no processo iterativo foi feita com um único valor do fator de sub-relaxação, igual a 0,1.

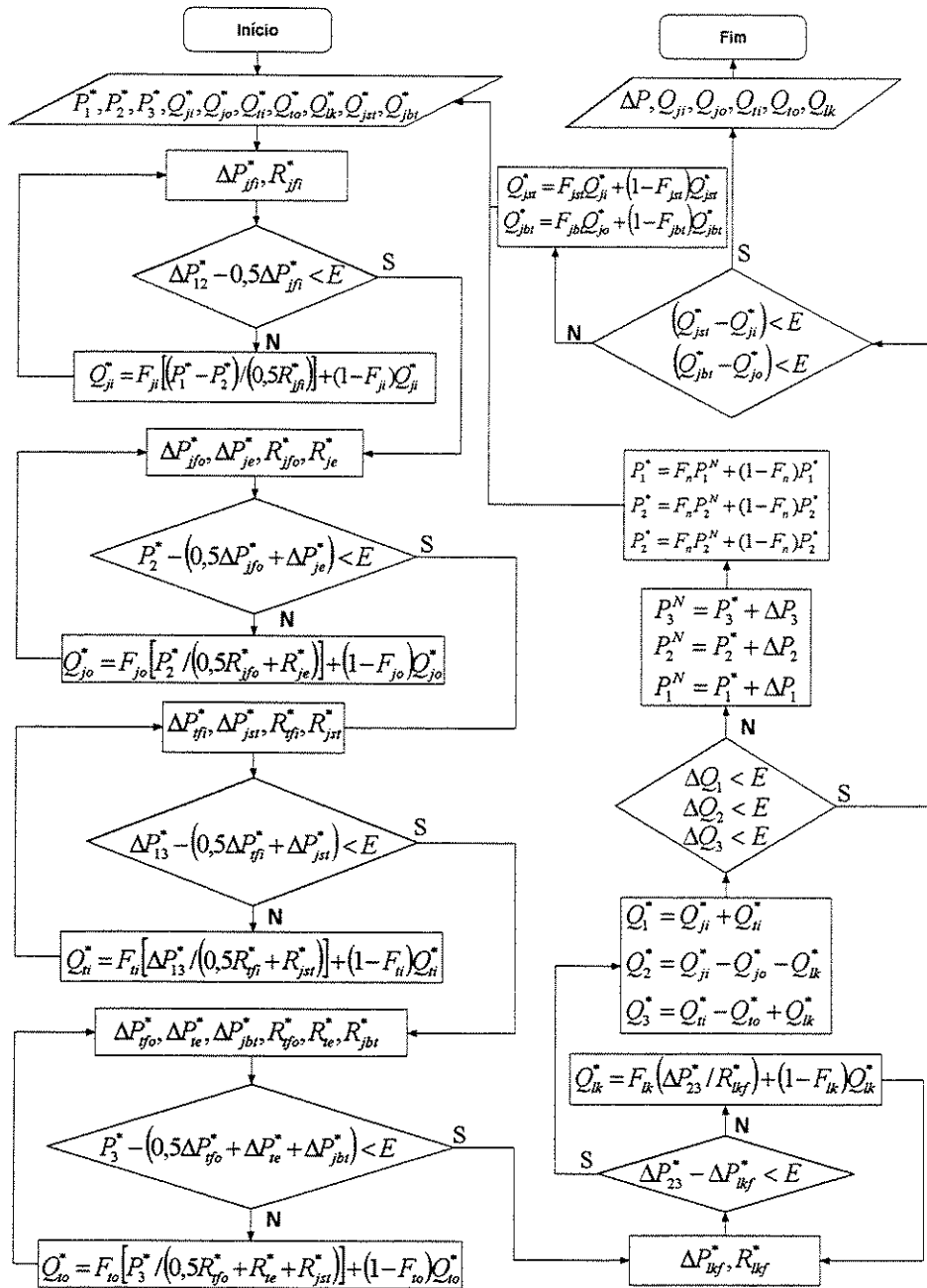


Figura 4.5 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga de topo

4.2.3 Modelo Computacional Para Folga Combinada

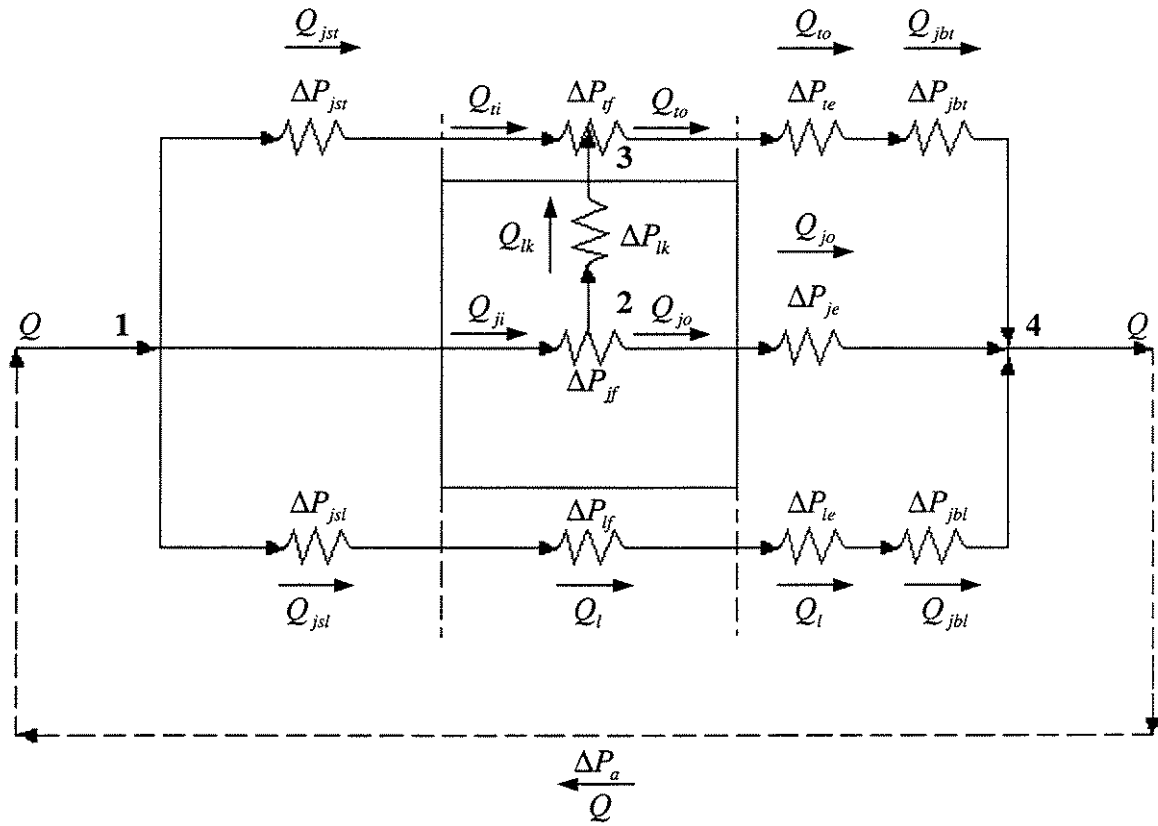


Figura 4.6 – Circuito de resistências equivalente para a configuração com folga combinada

A Fig. 4.6 representa o circuito de resistências equivalente para a configuração com folga combinada, Fig. 3.3 (d). Neste caso também se utiliza um procedimento iterativo de solução, análogo aos anteriores. As perdas de carga pelos canais aletados, pelo topo e pela lateral devem ser as mesmas ($\Delta P_j = \Delta P_t = \Delta P_l = \Delta P_a$). Para determinar a perda de carga e as vazões nesta configuração, arbitram-se inicialmente os valores de pressão (P_1^*), (P_2^*) e (P_3^*), correspondentes, respectivamente, aos nós 1, 2 e 3. As vazões (Q_{ji}^*), (Q_{ik}^*), (Q_{jo}^*), (Q_{to}^*) e (Q_l^*) foram então obtidas através de processos iterativos semelhantes àquele descrito na Fig. 4.2. Fisicamente, pela descrição do circuito equivalente efetuada no capítulo 3, nos ramos laterais e de topo da Fig. 4.6 ($Q_{jst} = Q_{jst} = Q_{ji}$), assim como ($Q_{jbt} = Q_{jbt} = Q_{jo}$).

Considerando novamente os balanços de massa em cada nó, associados aos valores corretos e aos aproximados da vazão no processo iterativo, obtém-se:

Balanços de massa no nó 1:

$$Q_1 = Q_{ji} + Q_{ti} + Q_l \quad (4.21a)$$

$$Q_1^* = Q_{ji}^* + Q_{ti}^* + Q_l^* \quad (4.21b)$$

Balanços de massa no nó 2:

$$Q_{ji} - Q_{jo} - Q_{lk} = 0 \quad (4.22a)$$

$$Q_{ji}^* - Q_{jo}^* - Q_{lk}^* = Q_2^* \quad (4.22b)$$

Balanços de massa no nó 3:

$$Q_{ti} - Q_{to} + Q_{lk} = 0 \quad (4.23a)$$

$$Q_{ti}^* - Q_{to}^* + Q_{lk}^* = Q_3^* \quad (4.23b)$$

Subtraindo os pares de equações em cada nó, obtém-se o seguinte sistema:

$$(Q_1 - Q_1^*) = (Q_{ji} - Q_{ji}^*) + (Q_{ti} - Q_{ti}^*) + (Q_l - Q_l^*) \quad (4.24 a)$$

$$-Q_2^* = (Q_{ji} - Q_{ji}^*) - (Q_{jo} - Q_{jo}^*) - (Q_{lk} - Q_{lk}^*) \quad (4.24 b)$$

$$-Q_3^* = (Q_{ti} - Q_{ti}^*) - (Q_{to} - Q_{to}^*) + (Q_{lk} - Q_{lk}^*) \quad (4.24 c)$$

No processo iterativo novamente foram feitas as aproximações

$$\begin{cases} R_{ji} = R_{ji}^* \\ R_{ti} = R_{ti}^* \\ R_{jo} = R_{jo}^* \\ R_{to} = R_{to}^* \\ R_{lk} = R_{lk}^* \end{cases} \quad (4.25)$$

Com o conceito das resistências ao escoamento, o sistema (4.24) torna-se:

$$(P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} + \frac{1}{R_i^*} + \frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} \right) - (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} \right) - (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} \right) = Q_1 - Q_1^* \quad (4.26 \text{ a})$$

$$- (P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} \right) + (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{0,5R_{jfi}^*} + \frac{1}{0,5R_{jfo}^* + R_{je}^*} + \frac{1}{R_{lk}^*} \right) - (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{lk}^*} \right) = Q_2^* \quad (4.26 \text{ b})$$

$$- (P_1^N - P_1^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} \right) - (P_2^N - P_2^*) \left(\frac{1}{R_{lk}^*} \right) + (P_3^N - P_3^*) \left(\frac{1}{R_{jst}^* + 0,5R_{jfi}^*} + \frac{1}{0,5R_{jfo}^* + R_{te}^* + R_{jbl}^*} + \frac{1}{R_{lk}^*} \right) = Q_3^* \quad (4.26 \text{ c})$$

sendo

$$R_l^* = R_{jst}^* + R_{jf}^* + R_{le}^* + R_{jbl}^* \quad (4.27)$$

O sistema (4.26) pode ser compactado da seguinte forma:

$$\begin{cases} \delta_1 \Delta P_{n1}^N + \delta_2 \Delta P_{n2}^N + \delta_3 \Delta P_{n3}^N = Q_1 - Q_1^* \\ \delta_4 \Delta P_{n1}^N + \delta_5 \Delta P_{n2}^N + \delta_6 \Delta P_{n3}^N = Q_2^* \\ \delta_7 \Delta P_{n1}^N + \delta_8 \Delta P_{n2}^N + \delta_9 \Delta P_{n3}^N = Q_3^* \end{cases} \quad (4.28)$$

onde $\Delta P_{n1}^N = (\Delta P_1^N - \Delta P_1^*)$, $\Delta P_{n2}^N = (\Delta P_2^N - \Delta P_2^*)$ e $\Delta P_{n3}^N = (\Delta P_3^N - \Delta P_3^*)$. Resolvendo o sistema (4.28) determina-se (ΔP_{n1}^N) , (ΔP_{n2}^N) e (ΔP_{n3}^N) . O processo iterativo converge quando todos os termos do sistema (4.24) forem nulos ou apresentarem valores suficientemente pequenos. O fluxograma contendo a sequência de solução para o modelo com folga combinada pode ser observado na Fig. 4.7. As correções indicadas das vazões e das pressões foram feitas com sub-relaxação, como indicado nas Eq. (4.3) e (4.6). Os valores do fator de sub-relaxação no cálculo das vazões foram de 1,0 para a região entre as aletas, 0,2 para a região de topo e 0,3 para a região lateral. No processo iterativo de correção das pressões, o fator de sub-relaxação utilizado foi 0,1. Para a correção das vazões a montante $(Q_{jst}^* = Q_{jst}^*)$ e a jusante $(Q_{jbt}^* = Q_{jbt}^*)$ foi utilizado um fator de sub-relaxação igual a 0,3.

Para todos os modelos com regiões de folga a convergência para as vazões e para a perda de carga foi obtida com um valor médio de 50 e 100 iterações, respectivamente. No processo iterativo do cálculo das vazões observou-se que número de iterações necessárias para a convergência diminui à medida que o processo para a determinação da perda de carga converge para o valor final. O tempo de execução do programa foi inferior a 1 minuto.

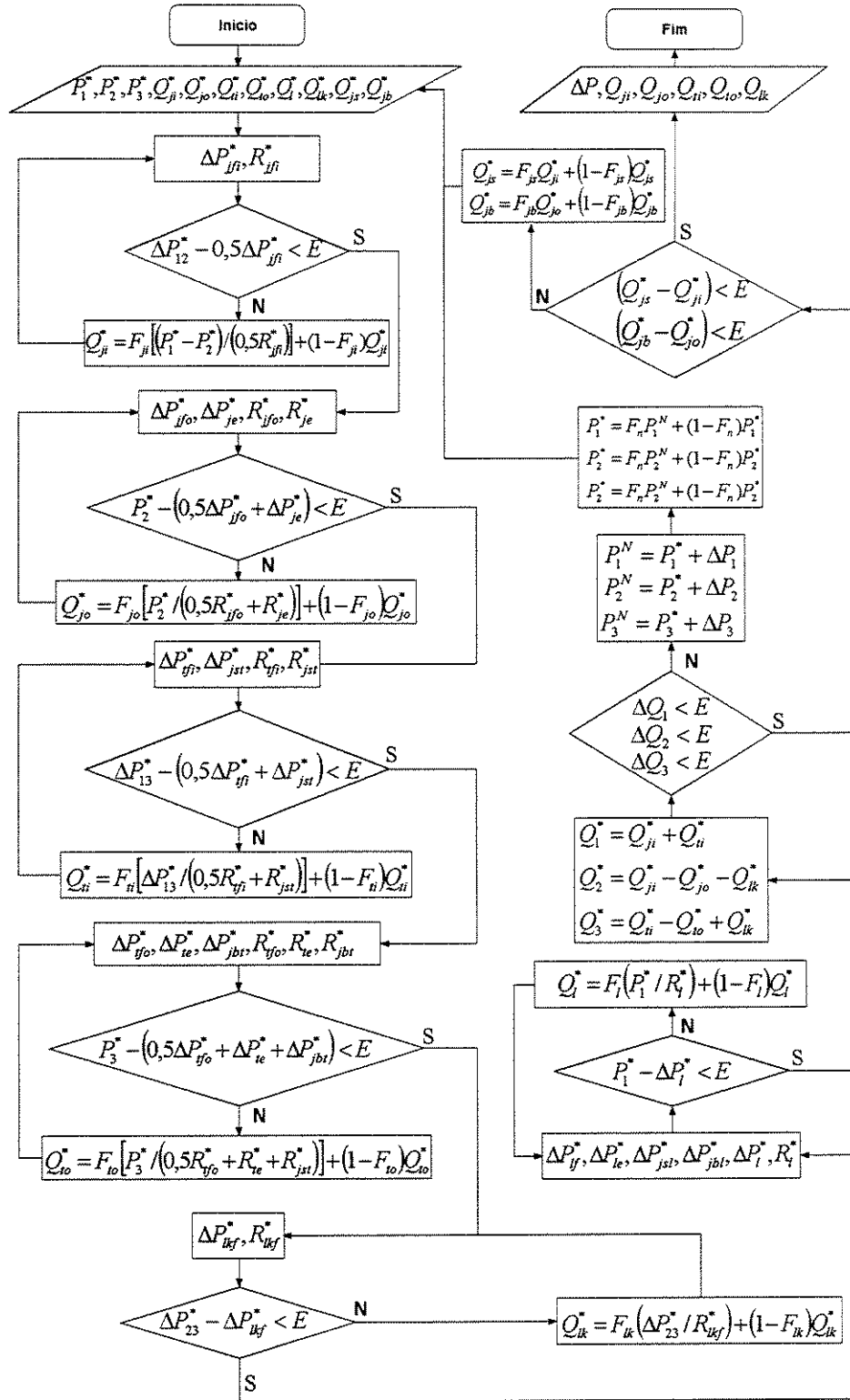


Figura 4.7 – Fluxograma para determinação das vazões e perda de carga do dissipador com folga combinada

4.3 Conclusão do Capítulo

Neste capítulo foi apresentado o método iterativo utilizado para resolver as equações que compõem o modelo compacto. Foram mostrados os procedimentos para determinar as perdas de carga e as vazões nas configurações do dissipador com regiões de folga lateral, de topo e combinada.

Capítulo 5

Análise Experimental

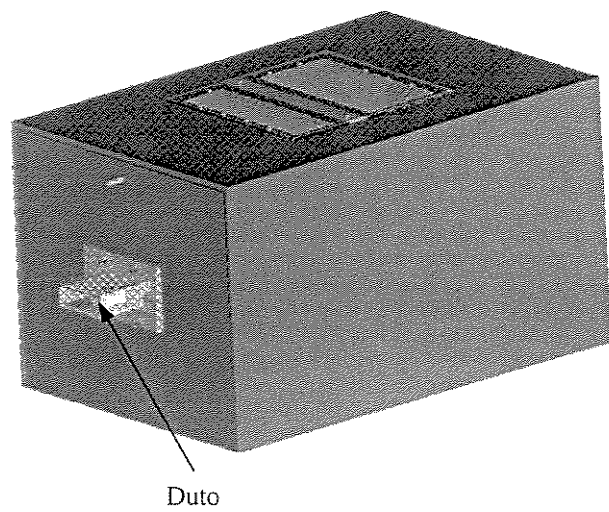
5.1 Introdução

Devido às simplificações do modelo compacto desenvolvido, é conveniente comparar as suas predições com resultados experimentais. Neste capítulo são descritos a montagem experimental e os procedimentos para as medidas de perda de carga e das resistências térmicas do dissipador e da base aquecida. A análise de incerteza das medidas experimentais também está descrita neste capítulo.

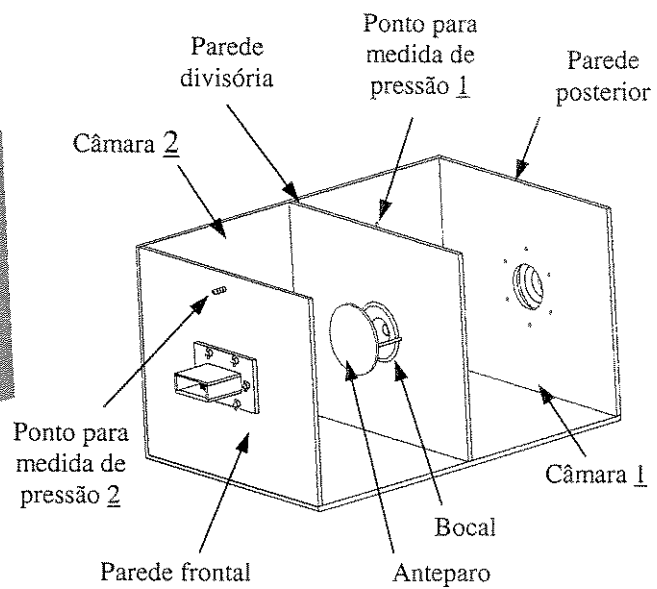
5.2 Descrição da Montagem Experimental

5.2.1 Descrição Geral

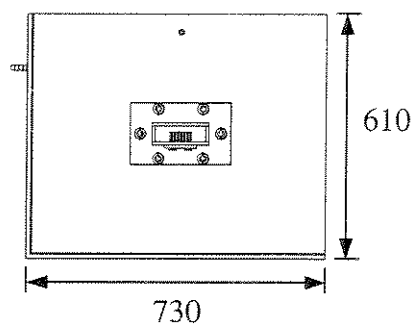
A montagem abrange duas câmaras separadas por uma parede divisória com um bocal, como indicado nas Fig. 5.1 (a), (b), (c) e (d). Na parede frontal da câmara foi fixado um duto retangular onde foi instalado um dissipador, como mostrado na Fig. 5.1. A parede posterior foi conectada, através de uma tubulação de PVC com 50mm de diâmetro e válvulas de controle da vazão, a um ventilador localizado fora do laboratório. O ar do laboratório era forçado através da montagem em circuito aberto, por sucção desse ventilador. Ele passava inicialmente pelo duto retangular, era canalizado para o bocal entre as duas câmaras e descarregado pela abertura na parede posterior para fora do laboratório, como indicado na Fig. 5.2. Na parede divisória foi instalado também um anteparo a montante do bocal, como mostrado nas Fig. 5.1 (b) e (d). Este anteparo evitou que um jato de ar oriundo do duto retangular incidisse diretamente sobre o bocal e aletrasse a sua calibração.



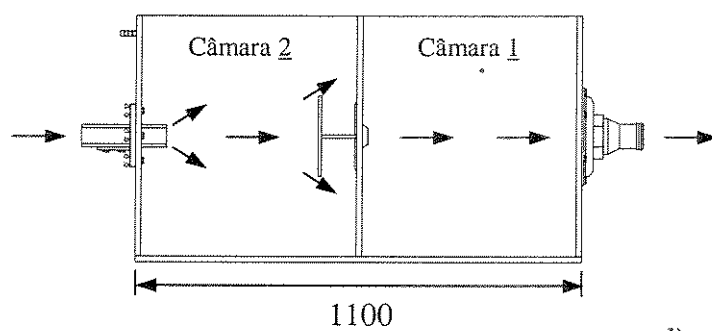
a)



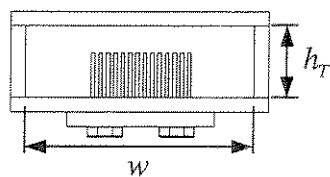
b)



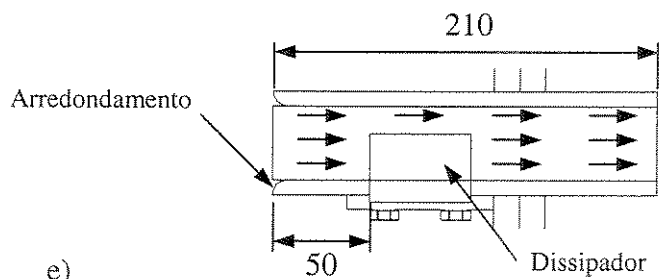
c)



d)



e)



f)

Figura 5.1 – Montagem experimental (dimensões em mm)

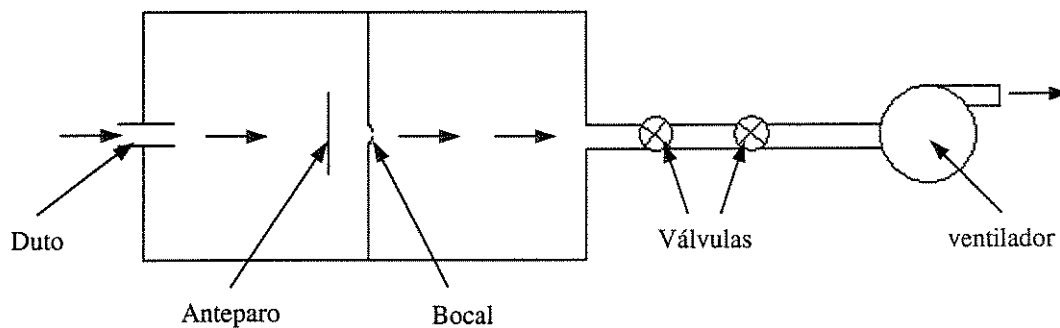


Figura 5.2 – Circuito do escoamento do ar

Para determinar a resistência térmica do dissipador e da base aquecida, o conjunto térmico indicado na Fig. 5.3 foi montado no duto retangular mostrado na Fig. 5.1 (a). A base do dissipador foi fabricada de alumínio e possui seção quadrada, como indicado na Fig. 5.4, onde os 13 sulcos paralelos com $3mm$ de profundidade serviram para a fixação das aletas. Os aquecedores foram feitos com uma base, também de alumínio, de dimensões $25 \times 25mm$ e espessura $2mm$, como mostrado na Fig. 5.4 (d). Nas duas faces dessa base foram usinados 12 sulcos com $0,5mm$ de profundidade e passo de $2mm$. Um enrolamento de fio de cromel, com $0,254mm$ de diâmetro e coberto com teflon, foi fixado com cola epóxi nesses sulcos. Desta forma, a resistência elétrica obtida em cada aquecedor foi de aproximadamente 9Ω . Os dois aquecedores foram separados através de uma base de madeira de dimensões $25 \times 25 \times 2mm$, como indicado na Fig. 5.4 (a). O aquecedor 1 foi colado à base do dissipador com uma resina epóxi misturada com óxido de zinco, constituindo o aquecedor principal do dissipador. Para minimizar perdas condutivas do aquecedor 1, o aquecedor 2 foi mantido, nos testes, à mesma temperatura do primeiro. Para as medidas de temperatura do conjunto térmico, foram fixados um termopar no centro de cada aquecedor e três termopares na base, como mostrado nas Fig. 5.4 (a) e (b) e (c). Nos aquecedores, eles foram inseridos até o centro através do furo lateral indicado e fixados com cola epóxi. Na base, o posicionamento dos termopares é mostrado na Fig. 5.4 (b). Para medir a temperatura de entrada do escoamento de ar (T_i), também foi fixado um termopar na entrada do duto retangular.

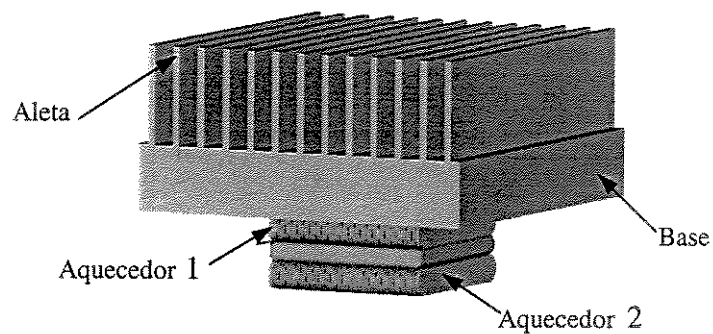
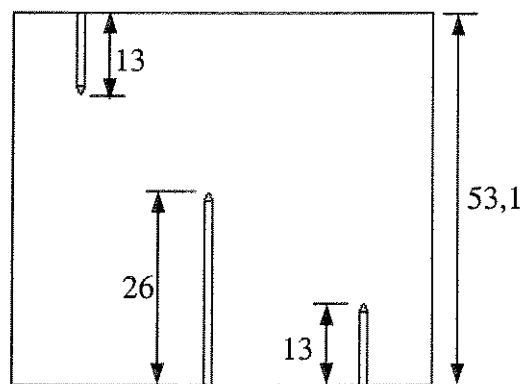
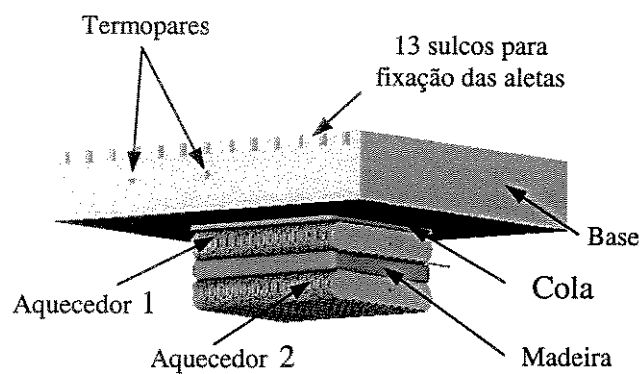
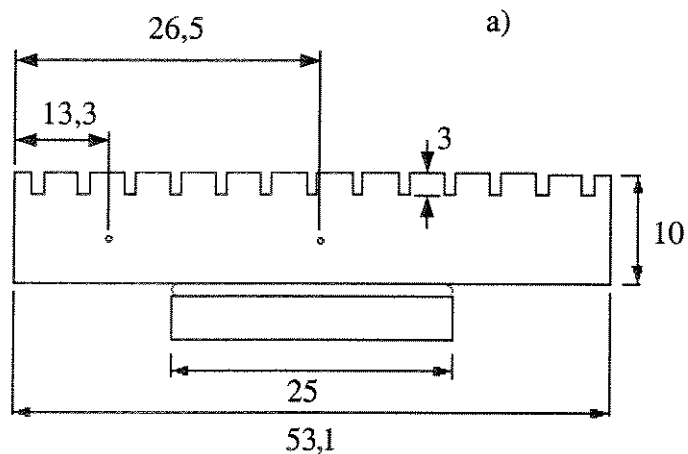


Figura 5.3 – Conjunto térmico

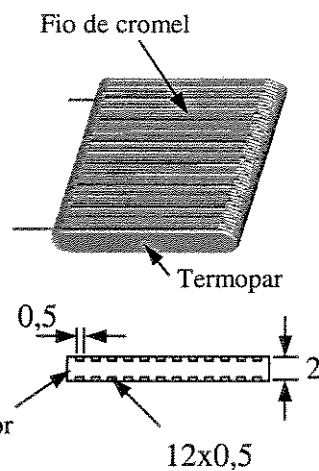


a)

b)



c)



d)

Figura 5.4 – Montagem do conjunto térmico (dimensões em mm)

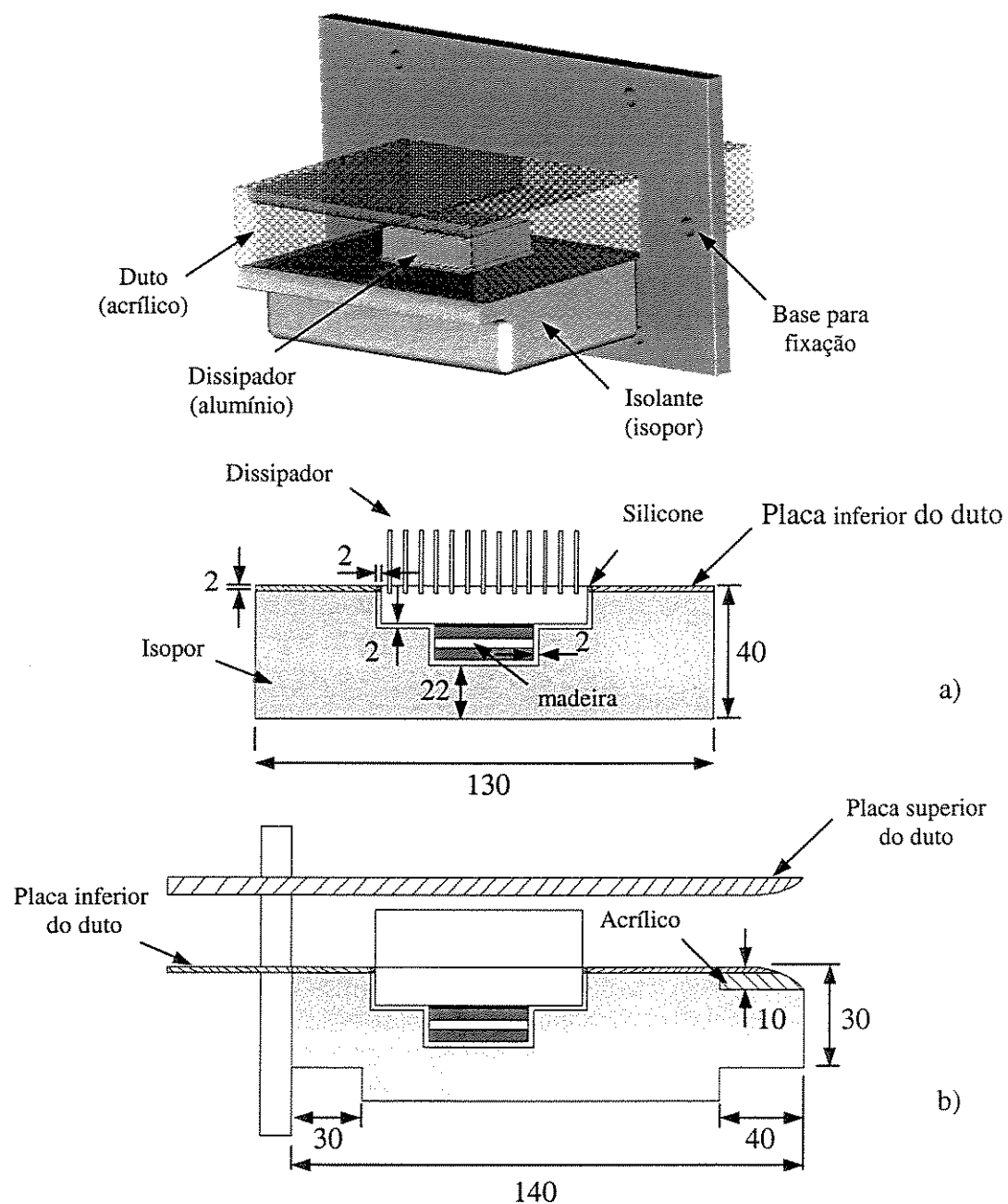


Figura 5.5 – Montagem do conjunto térmico no duto (dimensões em mm): a) Vista frontal; b)

Vista lateral

O conjunto térmico foi inserido no duto retangular através de um rasgo na placa inferior do duto, com $0,5\text{mm}$ de folga lateral, e fixado com silicone, como indicado na Fig. 5.5. A base e os aquecedores foram isolados com uma camada de isopor. Foi mantida uma distância de aproximadamente 2mm entre o isopor, a base e os aquecedores, como mostrado nas Fig. 5.5 (a) e (b). Para os testes térmicos, a espessura da parede inferior de acrílico do duto foi reduzida a 2mm . O objetivo foi minimizar a sua área de contato com a base do dissipador, garantindo ao mesmo tempo a rigidez estrutural da montagem. A base para fixação mostrada na Fig. 5.5 podia ser removida da parede frontal da montagem experimental, indicada na Fig. 5.1, através de seis parafusos com borboleta. A vedação era feita com uma moldura de borracha mantida entre a base e a parede frontal.

5.2.2 Dissipadores

Três dissipadores foram testados, dois de acrílico e um de alumínio. Os dois primeiros, Fig. 5.6 (a) e (b), foram fabricados através da união de placas cortadas de acrílico e soldadas com clorofórmio. Este procedimento funde o material permitindo melhor controle da geometria do dissipador que um processo de colagem. No dissipador de alumínio, Fig. 5.6 (c), as placas constituindo as aletas foram inseridas com ajuste nos sulcos de 3mm feitos na superfície da base. Para aumentar o contato térmico entre a base e as aletas, foi utilizada uma resina epóxi misturada com óxido de zinco. As dimensões dos três modelos podem ser observadas na Fig. 5.6. Os dissipadores (a), (b) e (c) continham, respectivamente, 13, 11 e 13 aletas. Os dissipadores de acrílico foram utilizados apenas nos testes de perda de carga, enquanto que o de alumínio foi utilizado também para os testes térmicos. Este dissipador foi construído com base em uma técnica descrita e testada por Lee & Soule [26]. Os resultados lá obtidos indicaram que a temperatura e a resistência térmica de um dissipador construído dessa forma são praticamente as mesmas de uma construção maciça, obtida por extrusão ou fundição.

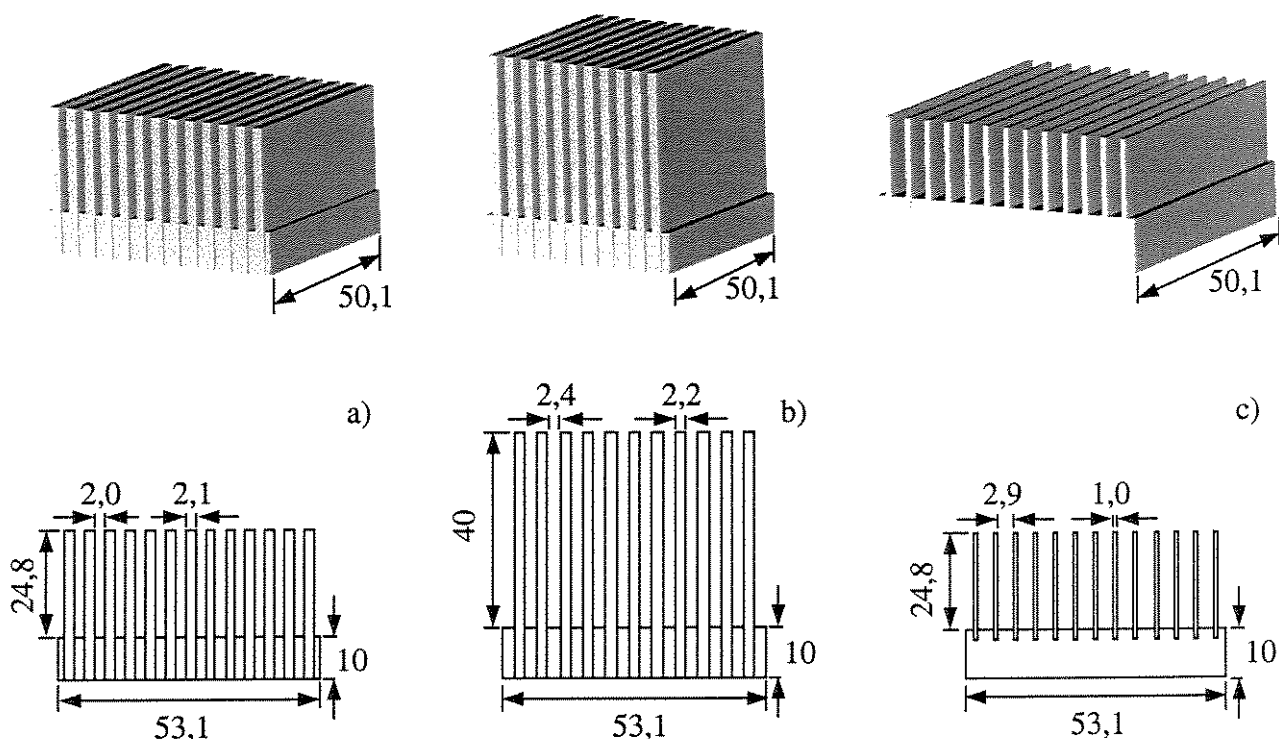


Figura 5.6 – Dissipadores utilizados nos testes experimentais (dimensões em mm): a) Acrílico, b) Acrílico e c) Alumínio

5.2.3 Duto Retangular

O duto retangular utilizado na experiência foi construído de placas cortadas de acrílico com 8mm de espessura. A montagem efetuada permitia ajustes nas dimensões do duto para que fosse possível posicionar um dissipador nas configurações sem folga, com folga lateral, folga de topo ou folga combinada, como indicado na Fig. 3.3. Dois conjuntos de placas laterais do duto permitiam que suas posições fossem alteradas para o ajuste da folga lateral e para o ajuste da altura, como mostrado na Fig. 5.7. Para permitir uma entrada suave do escoamento de ar, foi realizado um arredondamento manual nas quatro paredes na entrada do duto, como pode ser observado na Fig. 5.1 (f). Como foi mencionado anteriormente, nos testes térmicos a placa inferior deste duto foi substituída por outra de espessura menor (2mm).

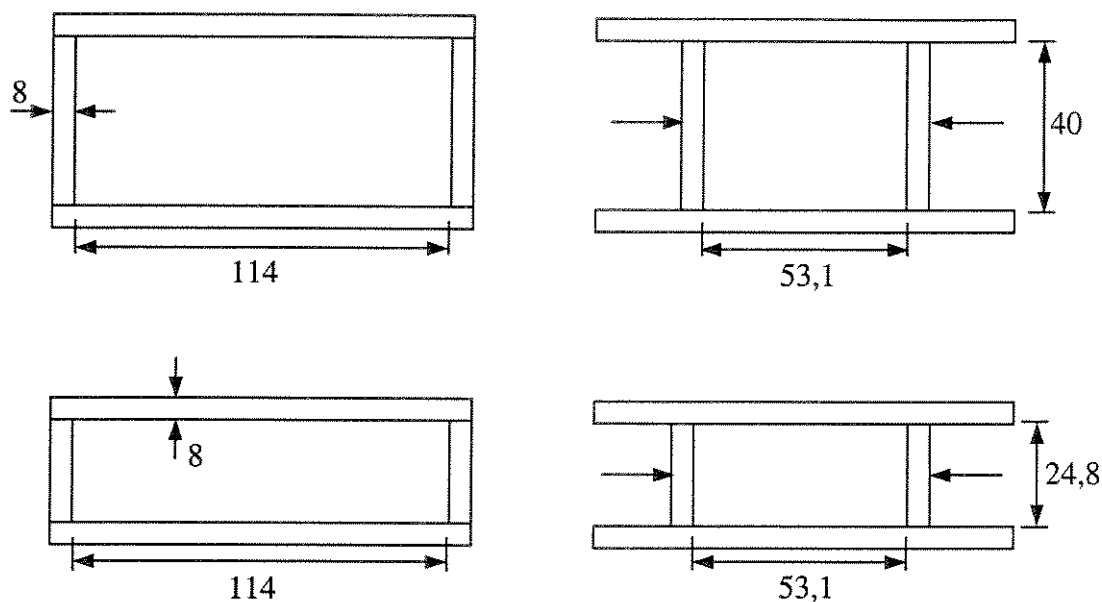


Figura 5.7 – Duto retangular (dimensões em mm)

5.2.4 Bocal

O bocal centrado na parede divisória da montagem (Fig. 4.1 b) foi usinado com PVC, de acordo com a norma ISO 5167, e possui 17mm de diâmetro. Ele foi calibrado com o auxílio de uma placa de orifício e também de um laminarizador de fluxo (Meriam, modelo 50 MW20-2). O coeficiente de escoamento foi obtido através da variação da vazão mássica e os valores experimentais encontrados estavam na faixa de 0,98 a 1,02. Adotou-se, assim, um valor médio igual a 1,0.

5.2.5 Termopares

Os termopares utilizados na experiência foram do tipo K (Cromel-Alumel), fabricados através de solda por fusão em ambiente de argônio. Os fios utilizados tinham diâmetro de 0,127mm e eram cobertos por teflon. A temperatura de referência foi obtida por um banho de gelo fundente, ou seja, uma mistura de água e gelo, isolada termicamente. A temperatura da junção foi determinada por meio de conversão de milivoltagem para temperatura. Essa conversão

foi conseguida através de uma tabela fornecida pelo fabricante dos fios (Omega Eng., EUA). Os valores obtidos foram comparados com leituras de termômetros calibrados de bulbo de mercúrio, numa faixa de temperaturas típica das medidas. As diferenças nunca foram superiores a $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As temperaturas de referência, da base, dos aquecedores e do ar de entrada no duto foram medidas através de uma caixa termicamente isolada de conectores elétricos, de uma chave seletora e um multímetro, como indicado na Fig. 5.8.

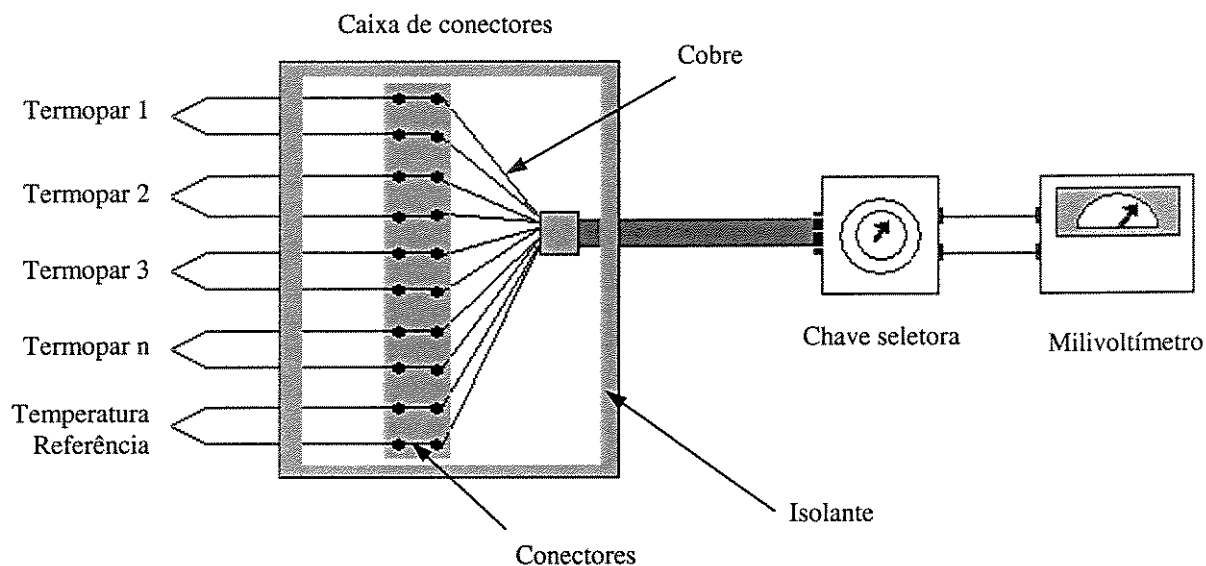


Figura 5.8 – Esquema para leitura de várias temperaturas com termopares

5.3 Instrumentação

Para obter a diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2 foi utilizado um manômetro inclinado (Merian, modelo 40HE35, USA) preenchido com álcool etílico de densidade 0,7876. A pressão manométrica na câmara 1 foi medida através de um transdutor de pressão de capacitância variável (Omega tipo DR, modelo CT06907, USA). Para os aquecedores foram utilizadas duas fontes DC de potência elétrica (HP modelo 6296A, USA). A pressão atmosférica foi medida com um barômetro digital (Sodmex, BRA). Também foram utilizados, para a realização desta experiência, um multímetro (HP modelo 3478A, USA), um ventilador de 0,75 KW de potência

(Leroy-Somer tipo LS80L1, FRA), um termômetro de bulbo de mercúrio com subdivisão de 0,1°C (Inco Therm, BRA) e uma chave seletora (Omega OSW5-40, USA) para os termopares.

5.4 Procedimento Experimental

A vazão mássica do escoamento de ar foi obtida através de medidas da diferença de pressão entre as câmaras 2 e 1 e da correlação:

$$\dot{m} = KA_b \sqrt{2\rho\Delta P_{21}} \quad (5.1)$$

onde K é o coeficiente de escoamento do bocal, ΔP_{21} é a diferença de pressão entre as câmaras 2 e 1 e ρ é a densidade do ar na câmara 2, obtida através da equação de estado dos gases ideais. A área A_b

é a da seção do bocal, com diâmetro de 17mm.

As medidas foram efetuadas numa faixa de velocidades de aproximação no duto retangular de 1m/s a 9m/s. Para cada configuração mostrada na Fig. 3.3 foram medidos nove valores de vazão, que foram associados à perda de carga e à velocidade de aproximação. Em cada teste experimental foi medida a temperatura do escoamento de ar na entrada do duto, para avaliar suas propriedades.

O procedimento utilizado para medir a perda de carga do dissipador foi baseado naquele utilizado por Biber & Belady [23]. Primeiro foi medida a perda de carga, em função da vazão de ar, através do duto retangular sem a presença do dissipador. Em seguida foi medida a perda de carga com a introdução do dissipador no duto. Para cada conjunto de medidas foram geradas equações quadráticas de $\Delta P \times Q$, como indicado na Fig.5.9. Estas equações contínuas permitiram a subtração dos dois resultados, obtendo-se assim a perda de carga devido à presença do conjunto aletado.

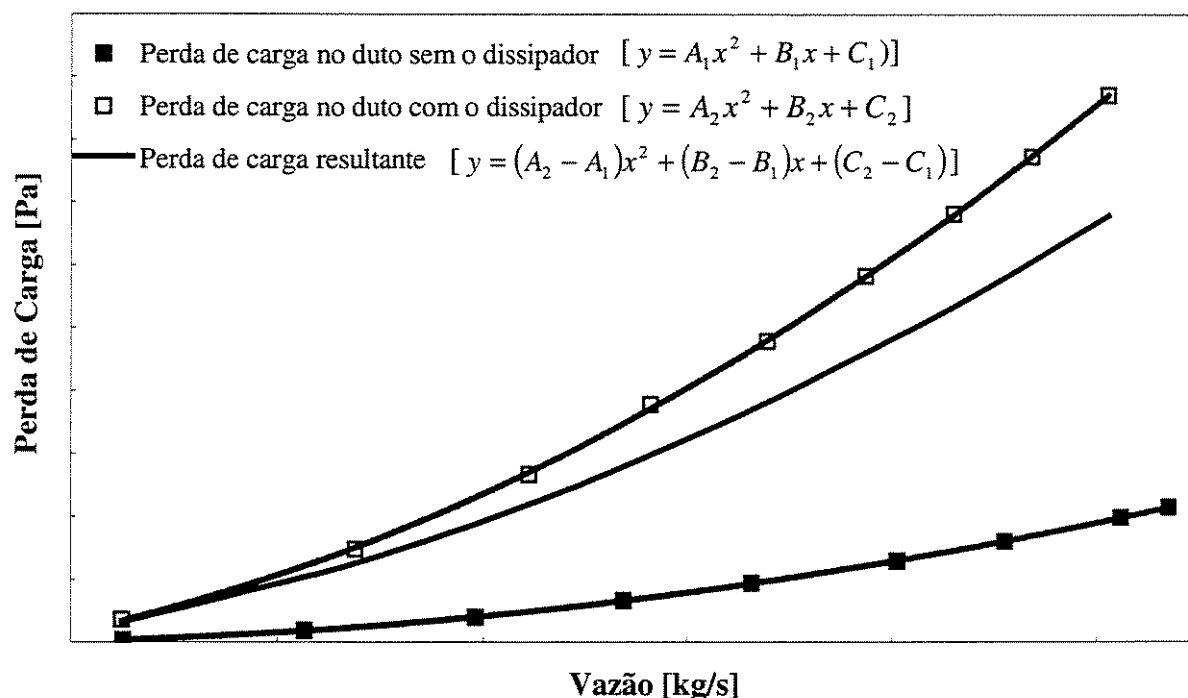


Figura 5.9 – Método para obtenção da perda de carga no dissipador

Nos testes térmicos com o dissipador de alumínio, era aplicada uma potência elétrica no aquecedor 1 para uma determinada vazão de ar no duto retangular. Em seguida era aplicada uma potência no aquecedor 2, de forma a obter a mesma temperatura do aquecedor 1. As temperaturas de todos os termopares eram monitoradas a intervalos de aproximadamente 10 minutos. Quando todas as temperaturas apresentavam diferenças inferiores a $0,2^{\circ}\text{C}$ num intervalo de tempo igual a 20 minutos, assumia-se que o sistema estava em regime permanente. O período necessário para que o sistema entrasse em regime permanente variou aproximadamente de 1 a 1,5 horas.

A taxa de transferência convectiva de calor do dissipador foi obtida subtraindo da potência elétrica aplicada ao aquecedor 1 o somatório das perdas térmicas estimadas. Estas incluíram a radiação das superfícies expostas do dissipador, a perda térmica nos fios ligados ao dissipador e ao aquecedor 1, (termopares e fios de potência), a condução através da parede inferior de acrílico do duto e as perdas térmicas na área exposta inferior da base do dissipador. O procedimento e as correlações utilizados para determinar estas perdas são descritos no apêndice B. Além disso, a potência elétrica dissipada nos fios de cobre que conectavam a fonte de potência ao aquecedor 1 também foi subtraída da potência fornecida pela fonte.

5.5 Análise de Incerteza Para os Resultados Experimentais

As incertezas dos resultados experimentais foram estimadas baseadas no método descrito por Moffat [22], denominado perturbações sequenciais. O método, descrito no apêndice A, calcula numericamente as derivadas parciais das incertezas estimadas das medidas experimentais, mostradas na tabela 5.1, para a obtenção da incerteza do resultado experimental. O valor das incertezas nas medidas experimentais foi obtido através dos catálogos dos equipamentos, enquanto que a incerteza relaciona às propriedades tabeladas, como a condutividade térmica, foi obtido na literatura (Rohsenow & Hartnett [20]). Foram estimadas as incertezas do número de Reynolds, da vazão mássica no duto, da velocidade de aproximação, da perda de carga e da taxa de transferência e resistência térmica convectiva. Os valores obtidos pela análise podem ser observados na tabela 5.2

TABELA 5.1 – Incertezas relacionadas às medidas experimentais para o modelo

Variáveis	Incerteza Experimental
Corrente do transdutor de pressão [mA]	0,1
Corrente do multímetro [mA]	0,004
Temperatura [°C]	0,2
Altura do manômetro inclinado [polegadas de Álcool]	0,005
Pressão barométrica [mBar]	10
Coeficiente do bocal (K)	0,02
Propriedades tabeladas do ar [%]	1,0

TABELA 5.2 – Incertezas relacionadas aos resultados experimentais para o modelo

Variáveis	Incerteza Experimental
Número de Reynolds no duto [%]	5
Vazão no duto [%]	4
Velocidade de aproximação [%]	4
Perda de carga [Pa]	2 - 3
Taxa de transferência convectiva [%]	0,2
Resistência convectiva [%]	5

5.6 Conclusão do Capítulo

Este capítulo descreveu a montagem experimental efetuada no laboratório, os testes realizados com os dissipadores e os procedimentos experimentais. Foram descritas também a instrumentação utilizada e a análise de incerteza adotada para avaliar as incertezas dos resultados obtidos.

Capítulo 6

Resultados e Discussão

6.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados inicialmente os resultados experimentais e de modelagem para a perda de carga nas configurações sem folga, com folga lateral, folga de topo e folga combinada. A seguir serão apresentados os resultados obtidos para a resistência térmica do dissipador, nas mesmas configurações, e para a resistência térmica da base do dissipador. Também serão apresentados comparações dos resultados do modelo com valores da literatura.

6.2 Resultados Obtidos Para Perda de Carga

Os ensaios foram realizados com os dissipadores apresentados na Fig. 5.6, nas quatro configurações mostradas na Fig. 3.3. Para cada configuração foram medidos nove valores de vazão, que foram associados à perda de carga no dissipador.

6.2.1 Resultados Para a Configuração Sem folga

Para medir a perda de carga na configuração sem folga indicada na Fig. 3.3 (a), o duto da Fig. 5.7 foi ajustado a cada um dos dissipadores. As características geométricas dos dissipadores e do duto são apresentadas na Tabela 6.1. Os dissipadores A1, A2 e A3 correspondem, respectivamente, aos dissipadores (a), (b) e (c) indicados na Fig. 5.6. Nesta configuração, o espaço entre as superfícies laterais do duto e as aletas das extremidades do dissipador foi,

respectivamente, $(s_j/2)$, (s_j) e (s_j) para os dissipadores A1, A2 e A3, sendo (s_j) a largura do canal entre as aletas. Para cada configuração, a variação da perda de carga medida experimentalmente e os valores calculados através do modelo compacto em função da velocidade de aproximação são apresentados nas Fig. 6.1 a 6.3. Na Tabela 6.2 são mostrados os resultados experimentais e do modelo obtidos para a configuração sem folgas, onde (ΔP) é a perda de carga e (Q_j) é a vazão em cada um dos canais aletados. Observa-se que os resultados previstos pelo modelo compacto nesta configuração situam-se praticamente dentro da incerteza das medidas experimentais efetuadas, estimada em $\pm 3Pa$. Apenas para o dissipador A1, dois pontos de medida estão fora desta incerteza. Para os dissipadores A2 e A3, todas as medidas concordam com as previsões do modelo dentro da faixa de incerteza.

TABELA 6.1 – Características construtivas dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

Características [mm]	Dissipador A1	Dissipador A2	Dissipador A3
w_b	53,1	53,1	53,1
h	24,8	40,0	24,8
L	50,1	50,1	50,1
t_f	2,0	2,2	1,0
s_j	2,1	2,4	2,9
n_a	13	11	13
n	13	12	14
Duto	w		53,1

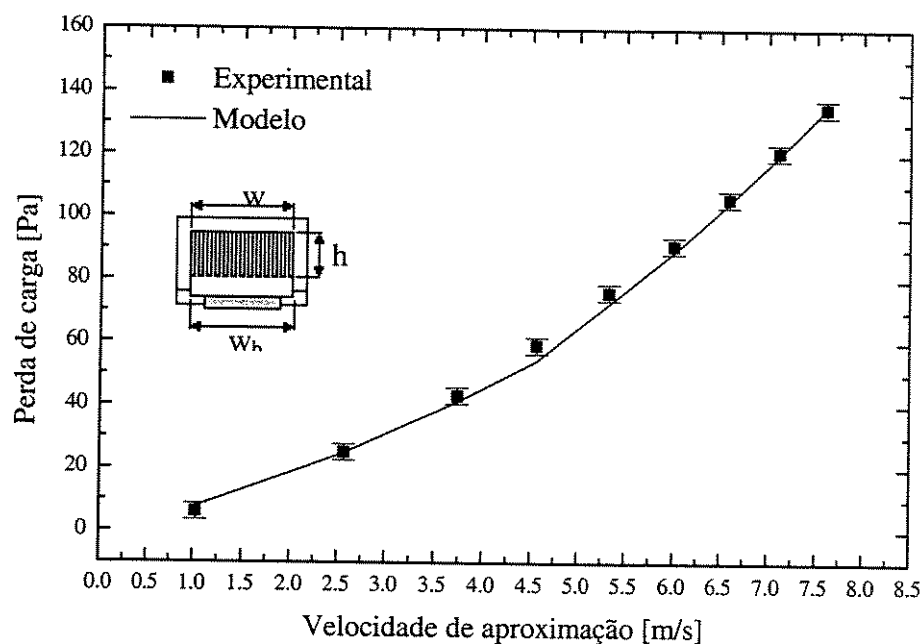


Figura 6.1 – Perda de carga do dissipador A1 sem folga

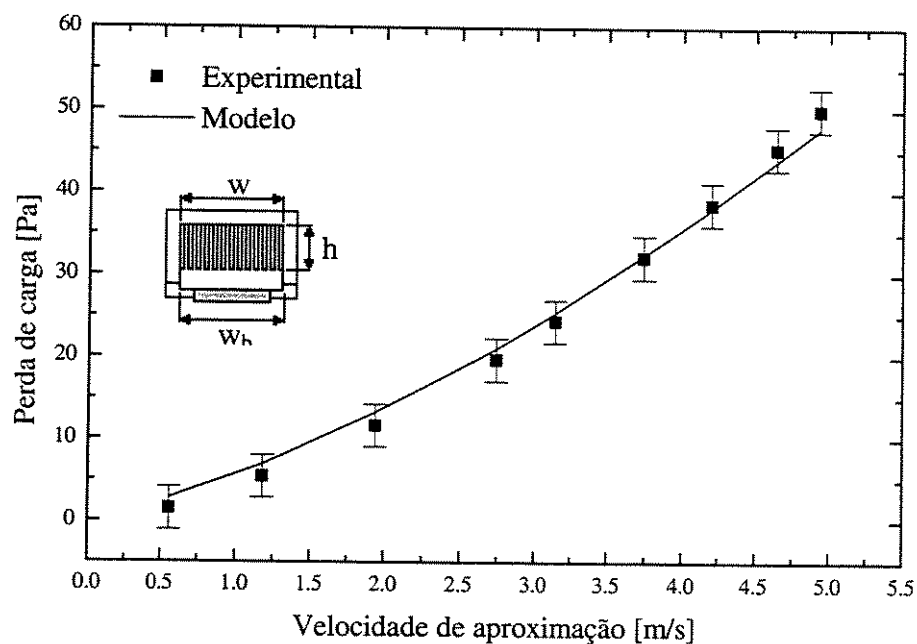


Figura 6.2 – Perda de carga do dissipador A2 sem folga

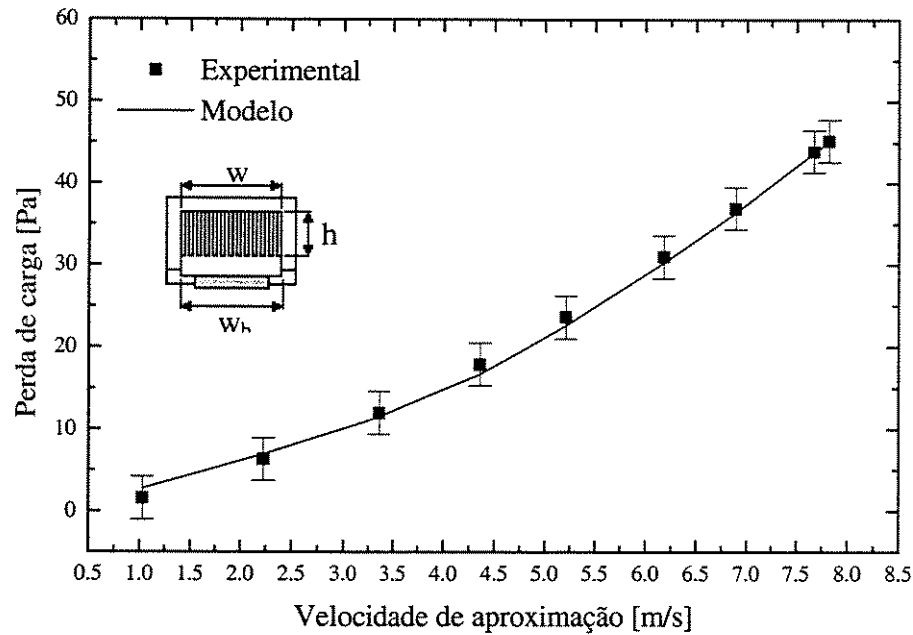


Figura 6.3 – Perda de carga do dissipador A3 sem folga

TABELA 6.2 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

Medida	Dissipador A1 [kg / s] e [Pa]				Dissipador A2 [kg / s] e [Pa]				Dissipador A3 [kg / s] e [Pa]			
	Q_j .10 ²	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	Q_j .10 ²	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	Q_j .10 ²	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $
1	1,112	135,72	135,44	0,29	1,180	50,05	47,81	2,24	1,133	45,17	45,07	0,10
2	1,047	121,02	120,06	0,96	1,110	45,32	43,84	1,48	1,113	43,87	43,67	0,20
3	0,960	106,71	104,81	1,91	1,005	38,56	38,05	0,50	0,999	36,88	36,37	0,52
4	0,875	91,93	89,02	2,90	0,896	32,09	32,38	0,29	0,896	30,96	30,23	0,73
5	0,778	76,20	72,38	3,82	0,752	24,35	25,39	1,04	0,755	23,61	22,59	1,01
6	0,665	59,57	54,17	5,40	0,656	19,65	21,01	1,35	0,632	17,88	16,69	1,19
7	0,545	43,83	41,11	2,72	0,465	11,62	13,22	1,60	0,487	11,98	11,51	0,47
8	0,375	25,05	24,79	0,27	0,282	5,42	6,93	1,51	0,323	6,32	6,96	0,64
9	0,149	6,25	7,64	1,38	0,135	1,50	2,80	1,29	0,149	1,58	2,74	1,16

Observando os gráficos de perda de carga para os três dissipadores, nota-se uma forte influência da geometria do dissipador. A perda de carga diminui significativamente do dissipador A1 para o dissipador A3, como indicado na Fig. 6.4. Este comportamento pode ser justificado pelas variações da razão de aspecto ($\alpha = s_j / h$) dos dissipadores, apresentada na Tabela 6.3. Para uma mesma altura de aleta, como no caso dos dissipadores A1 e A3, uma maior razão de aspecto implica em uma menor velocidade média nos canais aletados, aumentando o coeficiente de atrito

viscoso e, conseqüentemente, a perda de carga devido a este mecanismo, como mostrado na Fig. 6.5, que representa a variação da perda de carga devido ao atrito em função da velocidade de aproximação no duto para os três dissipadores. A Fig. 6.6 indica a velocidade de aproximação no canal e a velocidade média do escoamento entre os canais aletados. Nota-se que para os dissipadores A1 e A2, que possuem valores de razão de aspecto próximos, as velocidades nos canais aletados para uma mesma velocidade de aproximação no duto são semelhantes.

Os valores da razão de áreas (σ) e do coeficiente de expansão (K_e), são apresentados na Tabela 6.3 e 6.4, respectivamente. A Fig. 6.7 indica a variação de (K_e) em função da velocidade de aproximação no duto para os três dissipadores. As curvas indicadas na Fig. 6.7 possuem somente a função de unir os pontos, não representando os valores de (K_e) entre um ponto e outro.

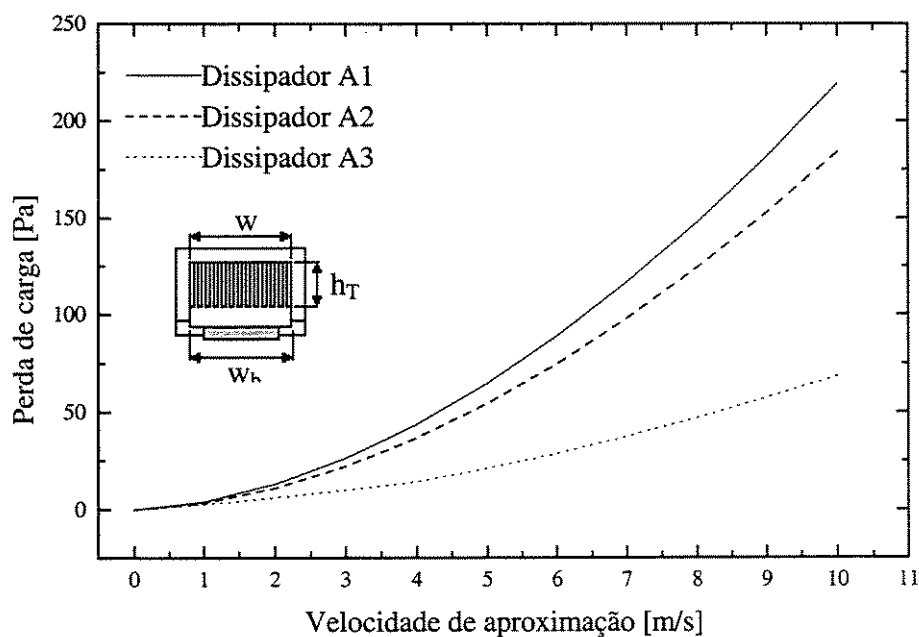


Figura 6.4 – Perda de carga dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

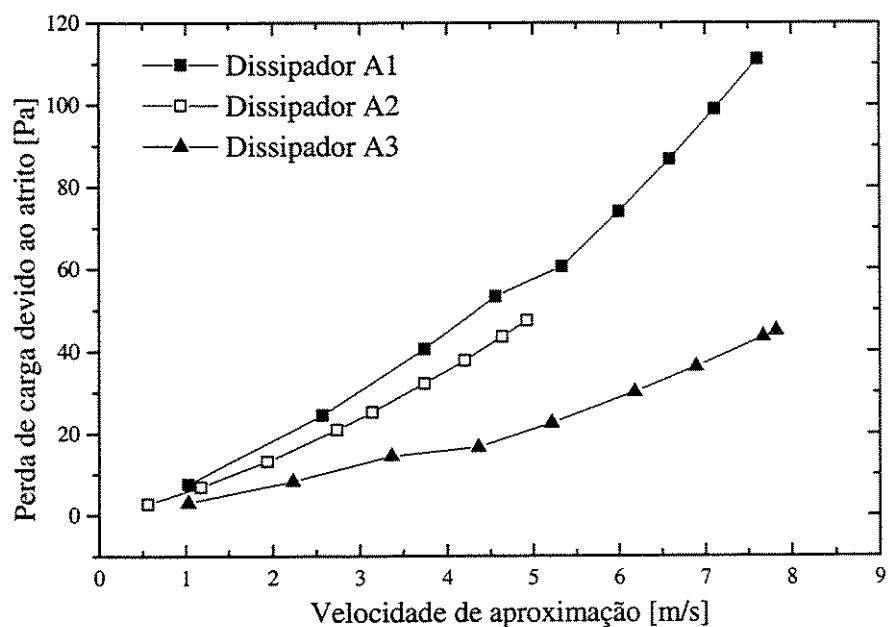


Figura 6.5 – Perda de carga devido ao atrito dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

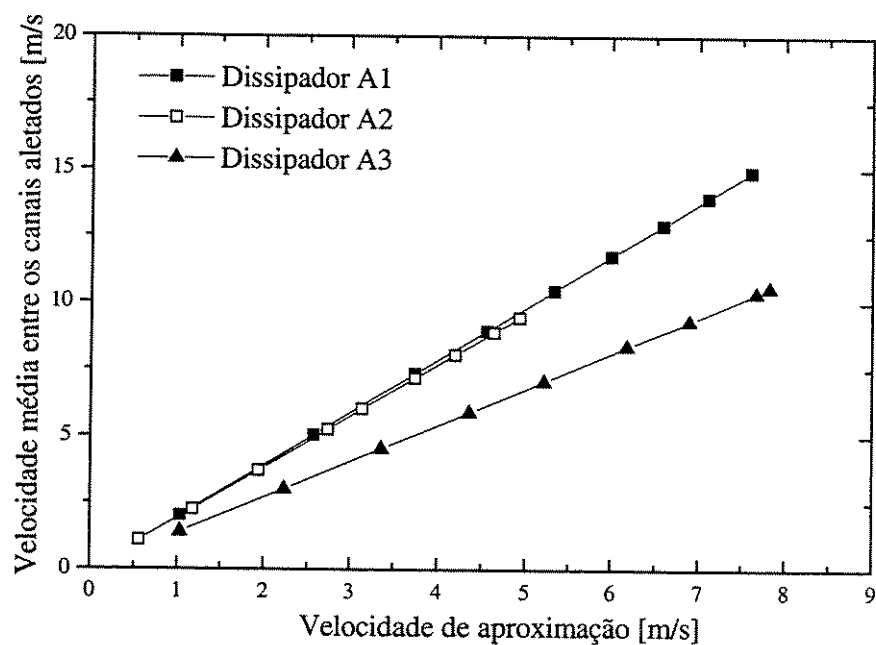


Figura 6.6 – Velocidade média nos canais aletados em função da velocidade de aproximação

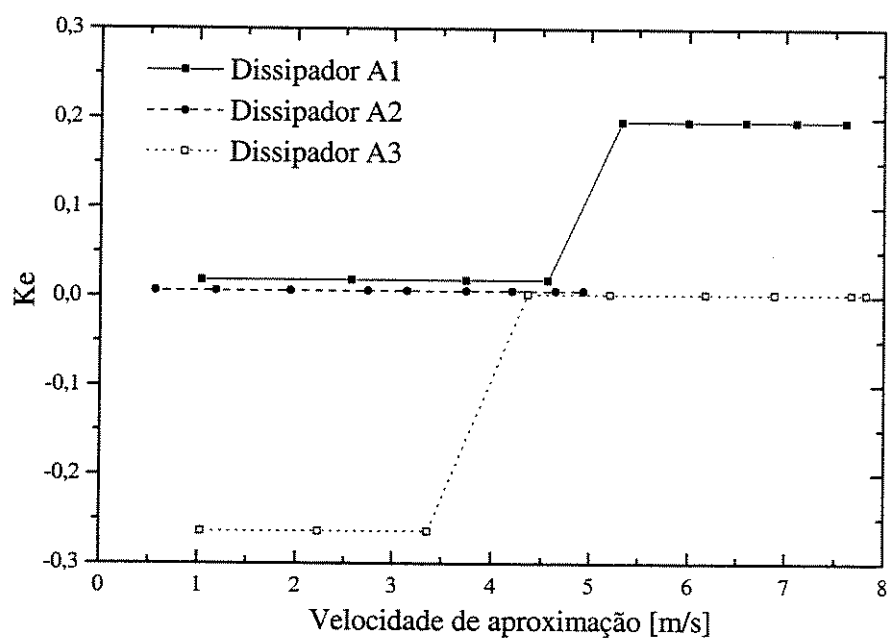


Figura 6.7 – Coeficiente de expansão (K_e) dos dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

TABELA 6.3 – Valores da razão de áreas (σ) e razão de aspecto (α) para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

Constantes	Dissipador A1	Dissipador A2	Dissipador A3
σ	0,51	0,52	0,74
α	0,084	0,060	0,120

TABELA 6.4– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1, A2 e A3 sem folga

Escoamento	Valores de K_e		
Dissipador	A1	A2	A3
Laminar	0,1962	0,0063	0,0028
Turbulento	0,0184	-	-0,2637

Para qualificar o escoamento nos canais retangulares em laminar ou turbulento foi utilizada uma correlação (Reis [37]) para o número de Reynolds crítico, baseada em resultados experimentais apresentados por Shah & Bhatti [17]:

$$R_c = 3035,22 - 4497,54\alpha + 10719,4\alpha^2 - 11285,3\alpha^3 + 4232,5\alpha^4 \quad (6.1)$$

onde (α) indica a razão de aspecto do canal.

Nas Fig. 6.8 a 6.10 são traçadas curvas de perda de carga em função do número de Reynolds nos canais entre as aletas. Somente para os dissipadores A1 e A3 houve transição do tipo de escoamento de laminar para turbulento dentro da faixa de vazão medida. Nas Fig. 6.8 e 6.10 verifica-se que as maiores diferenças entre as medidas experimentais e o modelo ocorreram na faixa de transição do escoamento (próximos de $R_c \approx 2700$ e $R_c \approx 2600$ para os dissipadores A1 e A3, respectivamente). É possível observar duas inclinações diferentes na curva dos resultados do modelo. Estas diferenças de resultados podem estar relacionadas com a incerteza das correlações do modelo compacto na região de transição.

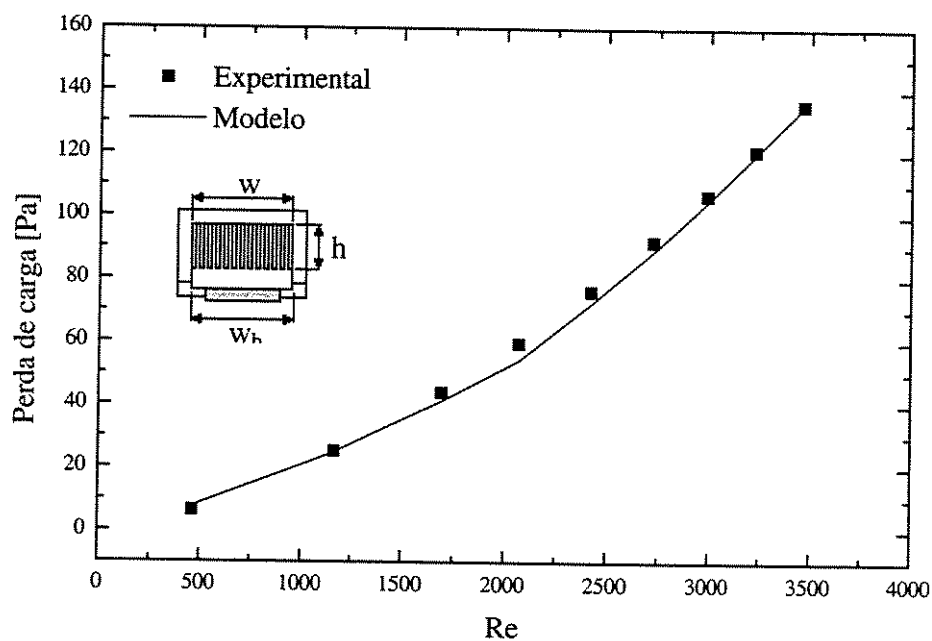


Figura 6.8 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A1 sem folga

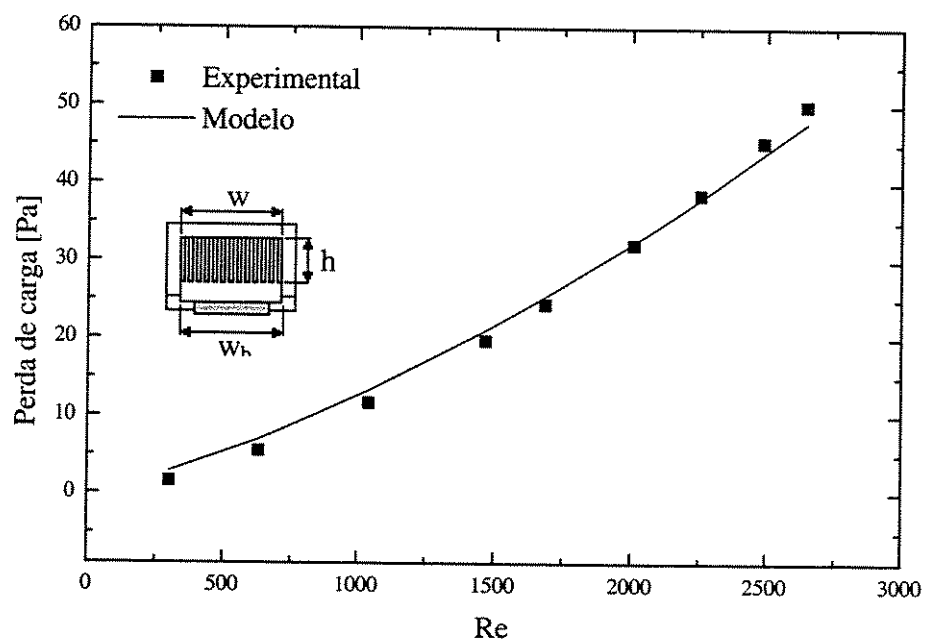


Figura 6.9 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A2 sem folga

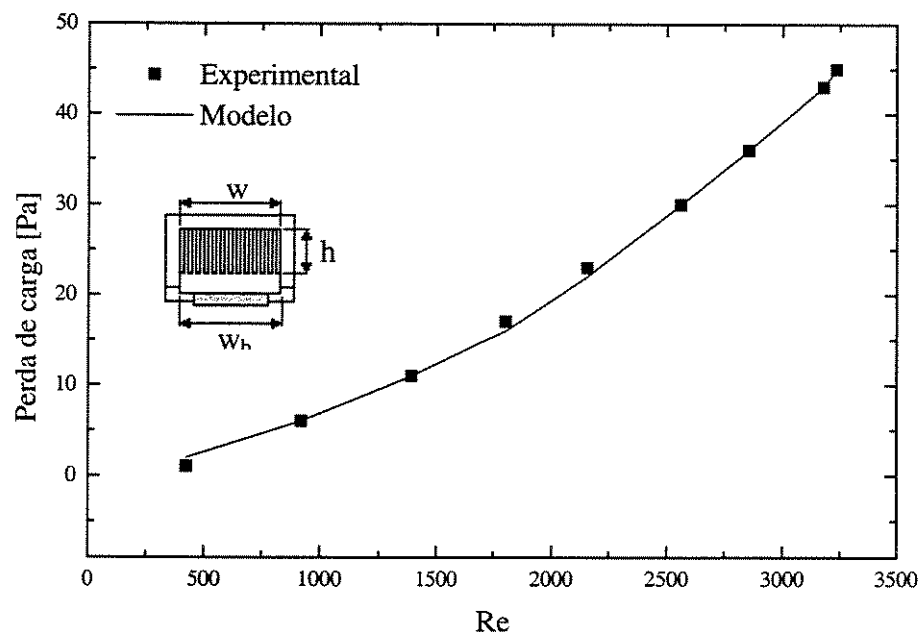


Figura 6.10 – Perda de carga associada ao Re no canal para o dissipador A3 sem folga

6.2.2 Resultados Para a Configuração Com Folga Lateral

Na configuração com folga lateral indicada na Fig. 3.3 (a), o duto foi ajustado aos três dissipadores de forma a permitir uma região de folga na lateral. As características geométricas dos dissipadores e da região de desvio são apresentadas na Tabela 6.5.

TABELA 6.5 – Características construtivas dos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

Características [mm]	Dissipador A1	Dissipador A2	Dissipador A3
w_b	53,1	53,1	53,1
h	24,8	40,0	24,8
L	50,1	50,1	50,1
t_f	2,0	2,2	1,0
s_j	2,1	2,4	2,9
s_l	29,0	28,4	30,8
n_a	13	11	13
n	12	10	12
Duto	w		109,0

Nas Fig. 6.11 a 6.15 e na Tabela 6.6 são indicados os valores de perda de carga obtidos para esta configuração. Observa-se que os resultados calculados com as correlações que compõem o modelo compacto localizam-se dentro da faixa de incerteza calculada para as medidas experimentais (aproximadamente $\pm 3Pa$). Comparando com os resultados obtidos para os dissipadores sem folga da seção anterior, verifica-se que a região de folga lateral diminui significativamente a perda de carga, uma vez que acarreta uma menor vazão entre os canais aletados. Isto ocorre devido à tendência do ar buscar o caminho que oferece menor resistência, ou seja, o caminho lateral. Na Tabela 6.7 são mostrados os valores de vazão em cada canal aletado (Q_j) e em cada região na lateral (Q_l). A vazão medida no duto (Q) é praticamente a soma das parcelas calculadas através do modelo compacto ($Q^* = n.Q_j + 2.Q_l$). Na Fig. 6.14, observa-se que para velocidades de aproximação superiores a $4m/s$, os valores de perda de carga para o dissipador A3 superam as do dissipador A2.

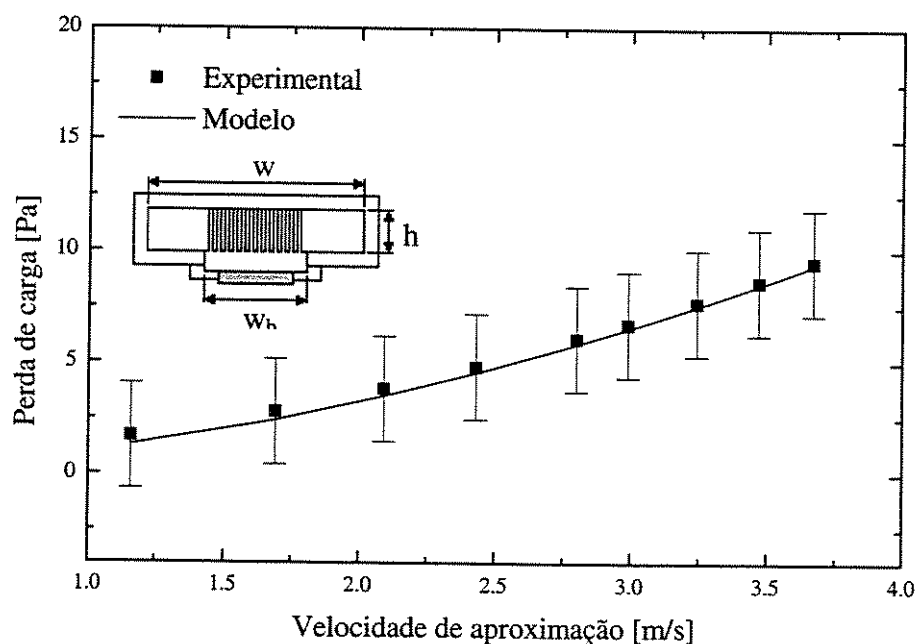


Figura 6.11 – Perda de carga do dissipador A1 com folga lateral

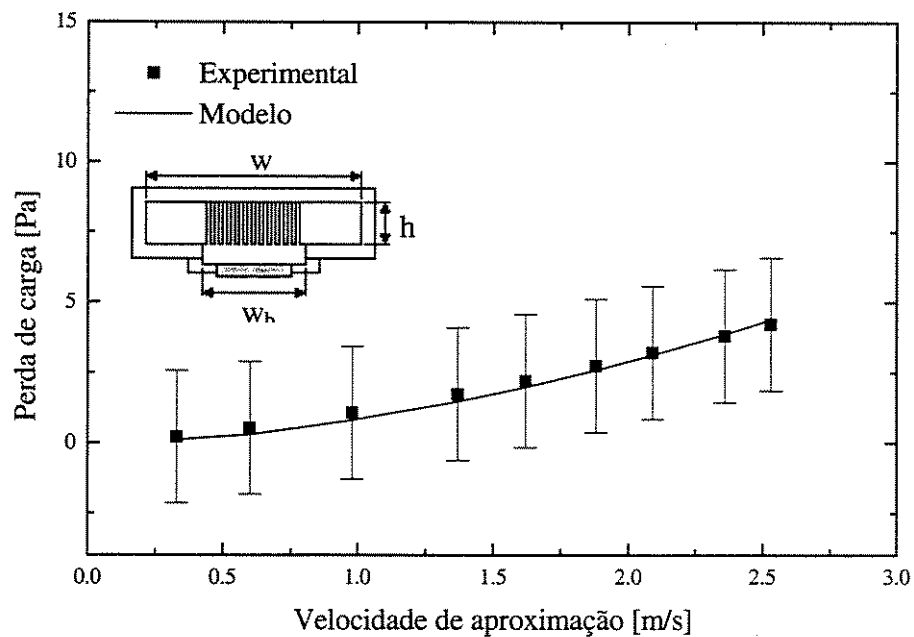


Figura 6.12 – Perda de carga do dissipador A2 com folga lateral

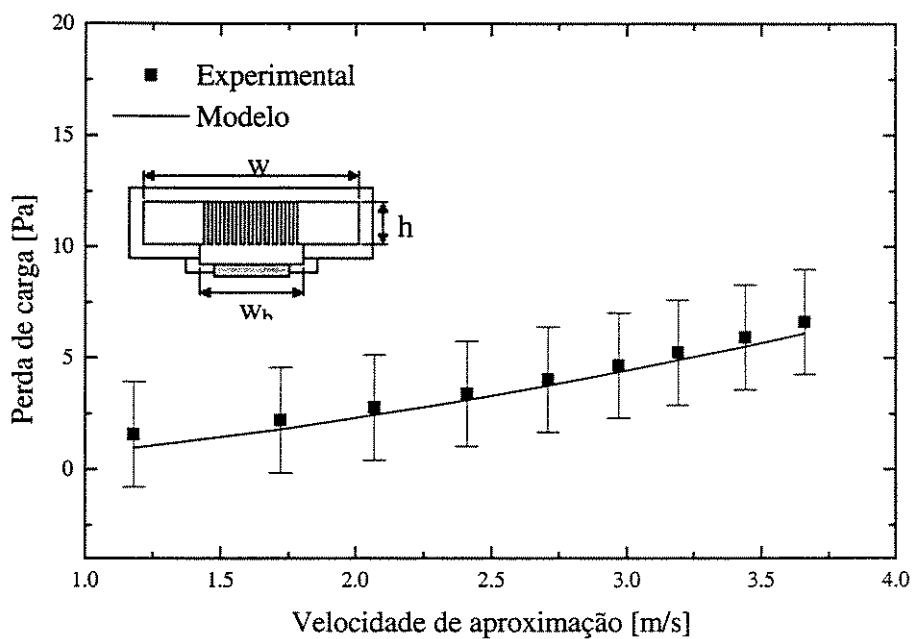


Figura 6. 13 – Perda de carga do dissipador A3 com folga lateral

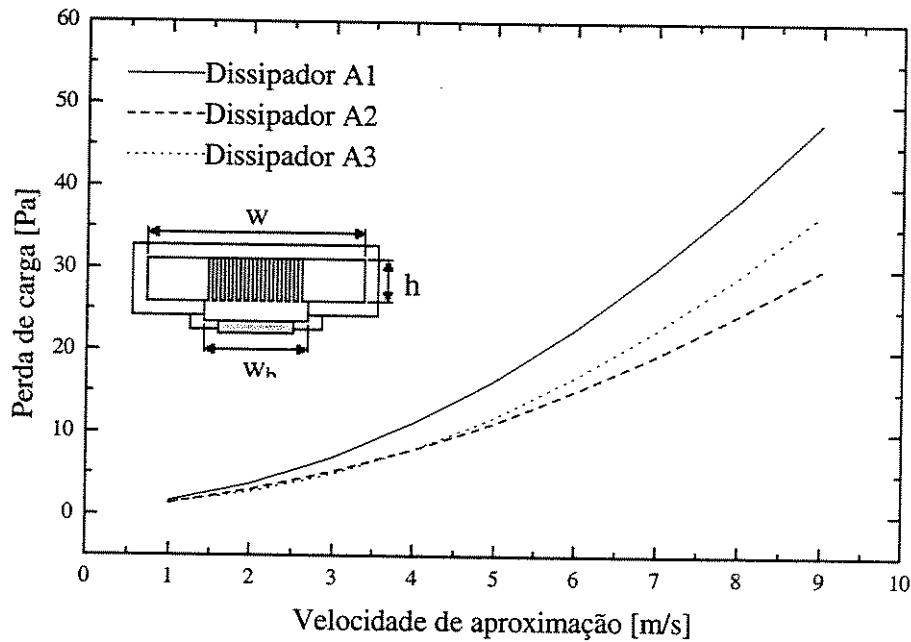


Figura 6.14 –Perda de carga dos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

TABELA 6.6 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

Medida	Dissipador A1 [Pa]			Dissipador A2 [Pa]			Dissipador A3 [Pa]		
	$\Delta P_{exp.}$	$\Delta P_{calc.}$	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	$\Delta P_{exp.}$	$\Delta P_{calc.}$	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	$\Delta P_{exp.}$	$\Delta P_{calc.}$	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $
1	9,51	9,39	0,11	4,22	4,38	0,16	6,63	6,10	0,53
2	8,63	8,50	0,13	3,81	3,86	0,06	5,93	5,51	0,42
3	7,69	7,54	0,16	3,21	3,13	0,07	5,25	4,90	0,35
4	6,72	6,54	0,19	2,74	2,59	0,15	4,67	4,37	0,31
5	6,07	5,85	0,21	2,20	1,98	0,22	4,04	3,76	0,28
6	4,81	4,54	0,27	1,73	1,47	0,26	3,40	3,11	0,29
7	3,82	3,49	0,33	1,07	0,81	0,25	2,77	2,44	0,33
8	2,79	2,40	0,39	0,53	0,30	0,23	2,21	1,79	0,42
9	1,69	1,30	0,39	0,22	0,12	0,10	1,57	0,96	0,61

TABELA 6.7 – Valores experimentais e do modelo para a vazão nos dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

Medida	Dissipador A1 [kg / s]				Dissipador A2 [kg / s]				Dissipador A3 [kg / s]			
	Q_j	Q_l	Q^*	Q	Q_j	Q_l	Q^*	Q	Q_j	Q_l	Q^*	Q
	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$
1	13,6	4,66	10,95	10,95	17,0	5,16	12,01	12,01	21,3	4,22	11,00	11,00
2	12,5	4,42	10,34	10,34	15,3	4,83	11,19	11,19	19,6	3,98	10,31	10,31
3	11,3	4,14	9,650	9,650	12,9	4,32	9,933	9,933	17,8	3,72	9,580	9,580
4	10,1	3,84	8,894	8,895	11,0	3,91	8,916	8,916	16,1	3,49	8,914	8,914
5	9,22	3,62	8,353	8,353	8,76	3,39	7,666	7,666	14,3	3,21	8,126	8,126
6	7,46	3,17	7,226	7,226	6,76	2,90	6,473	6,473	12,2	2,88	7,222	7,222
7	5,96	2,75	6,218	6,218	3,99	2,13	4,651	4,651	9,90	2,52	6,223	6,223
8	4,31	2,26	5,033	5,033	1,58	1,35	2,863	2,863	7,62	2,12	5,160	5,160
9	2,48	1,58	3,464	3,464	6,52	7,59	1,583	1,583	4,41	1,51	3,540	3,540

TABELA 6.8– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

Escoamento	Valores de K_e			
	Dissipador	A1	A2	A3
Canais	Laminar	0,0184	0,0063	- 0,2637
	Turbulento	-	-	-
Lateral	Laminar	-	- 0,2075 a - 0,1945	-
	Turbulento	0,0588 a 0,0989	0,0604 a - 0,0953	- 0,0265 a 0,0266

Na Tabela 6.8 está representada a faixa de valores calculados para o coeficiente de expansão (K_e) na saída do canal de acordo com as Eqs. (3.61) e (3.62).

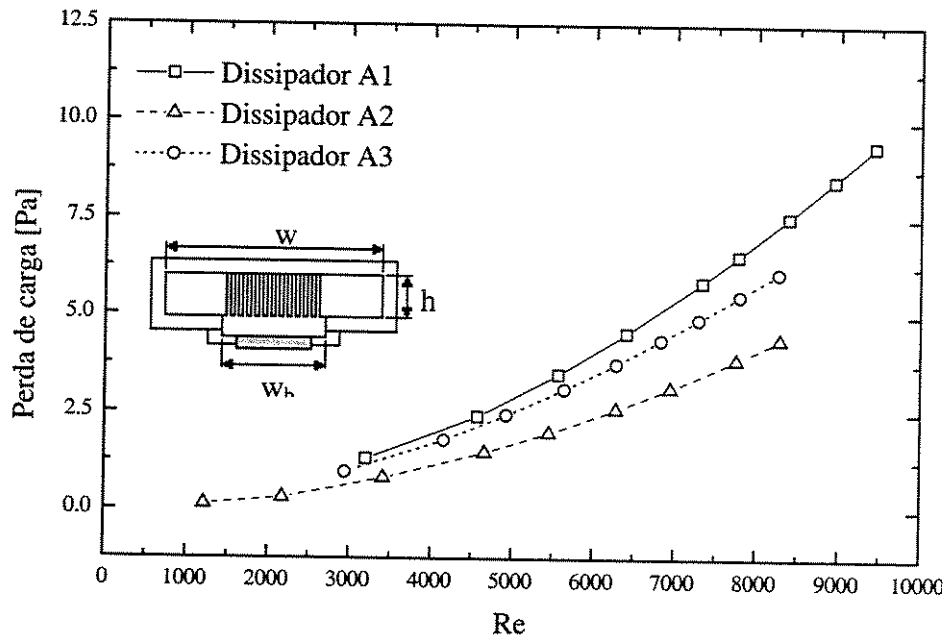


Figura 6.15 – Perda de carga associada ao Re na região lateral para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga lateral

Para a configuração com folga lateral, somente o dissipador A2 apresentou uma transição de escoamento laminar para turbulento na região lateral de escoamento. Para os dois outros dissipadores o escoamento manteve-se turbulento nestas regiões. Na a região dos canais entre as aletas, o escoamento modelado manteve-se laminar na faixa das medidas experimentais para os três dissipadores. Na Fig. 6.15 pode ser observada a perda de carga em função do número de Reynolds na região lateral, calculado com base no diâmetro hidráulico apresentado na Eq. (3.50), para os dissipadores A1, A2 e A3.

6.2.3 Resultados Para a Configuração Com Folga de Topo

Para a análise do escoamento na configuração com folga de topo, Fig. 3.3 (c), foram realizados testes experimentais com os dissipadores A1 e A3, correspondentes aos dissipadores (a) e (c) da Fig 5.6. Devido à altura, não foi possível realizar os ensaios experimentais com folga de topo para o dissipador A2. As dimensões para a região do topo, para os dissipadores e para o duto são apresentadas na Tabela 6.9. Os valores medidos e modelados da perda de carga neste caso estão indicados nas Fig. 6.16 e 6.18 e na Tabela 6.10. A Tabela 6.11 mostra valores calculados para a vazão em cada um dos canais aletados na entrada (Q_{ji}) e na saída (Q_{jo}), para a vazão no topo na entrada (Q_{ti}) e na saída (Q_{to}) e a vazão na região de escape entre os canais e o topo (Q_{lk}). A soma da vazões nos canais aletados e no topo corresponde a vazão calculada através do modelo compacto ($Q^* = nQ_{ji} + Q_{ti}$ ou $Q^* = nQ_{jo} + Q_{to}$) e (Q) é a vazão medida experimentalmente. A área da folga de topo nesta configuração é cerca de 40% menor que a área da folga lateral dos testes anteriores destes dissipadores. Deste modo, por proporcionar maior vazão entre os canais aletados para uma mesma velocidade de aproximação, a perda de carga é maior para a configuração com folga de topo.

TABELA 6.9 – Características construtivas dos dissipadores A1 e A3 com folga de topo

Características [mm]	Dissipador A1		Dissipador A3	
w_b	53,1		53,1	
h	24,8		24,8	
L	50,1		50,1	
t_f	2,0		1,0	
s_j	2,1		2,9	
s_t	15,2		15,2	
n_a	13		13	
n	13		14	
Duto	w	53,1	h_T	40,0

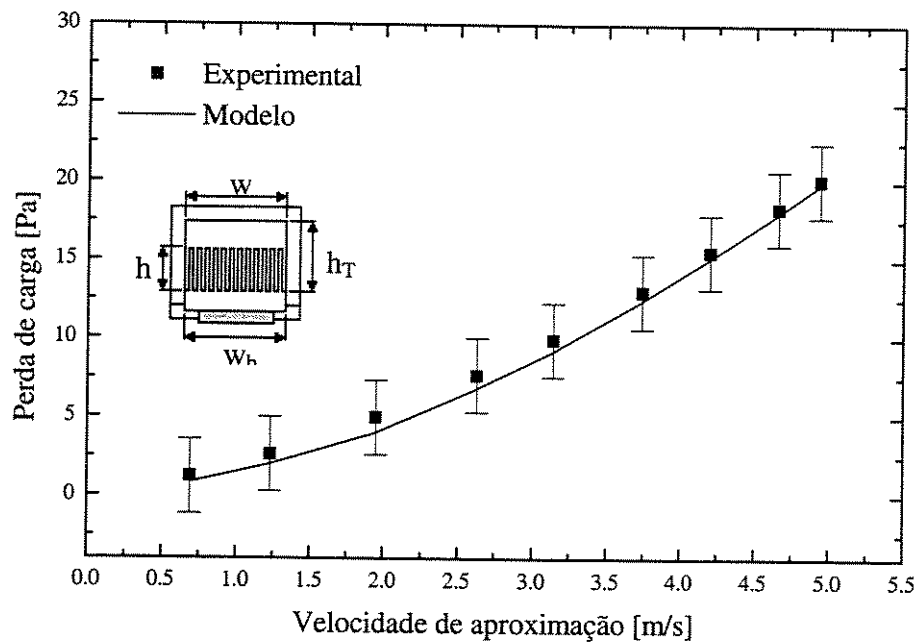


Figura 6.16 – Perda de carga do dissipador A1 com folga de topo

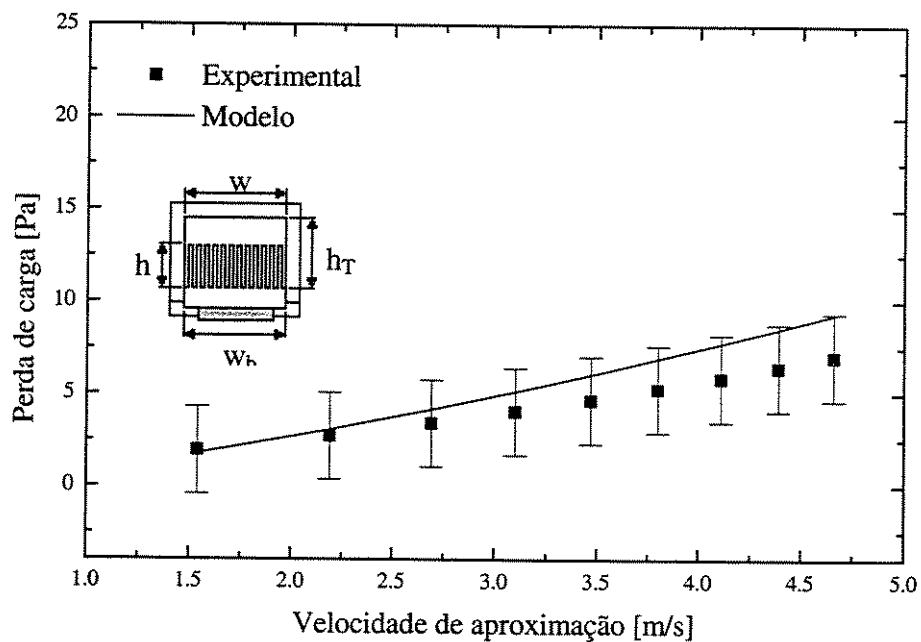


Figura 6.17 – Perda de carga do dissipador A3 com folga de topo

A vazão de escape (Q_{lk}) foi considerada positiva quando o escoamento ocorre no sentido dos canais entre as aletas para o topo e negativa no sentido oposto. Observa-se na Tabela 6.11 que a vazão (Q_{lk}) do dissipador A1 varia seu sinal para algumas medidas de vazão. Quando a vazão é alta ocorre desvio do canal para o topo (Q_{lk} é positiva) e à medida que a vazão diminui o sentido de Q_{lk} se inverte tornando-se negativo. Para vazões mais baixas (Q_{lk}) volta a ser positiva. A alternância de sinais para a vazão de escape (Q_{lk}) pode estar relacionada ao fato de que enquanto o escoamento no topo está turbulento, ou seja, possui altas velocidades, ele diminui a pressão estática nesta região e desta forma facilita a entrada do ar oriundo dos canais entre as aletas. À medida que o escoamento do topo se aproxima do laminar, a situação se inverte e o ar escapa do topo para os canais.

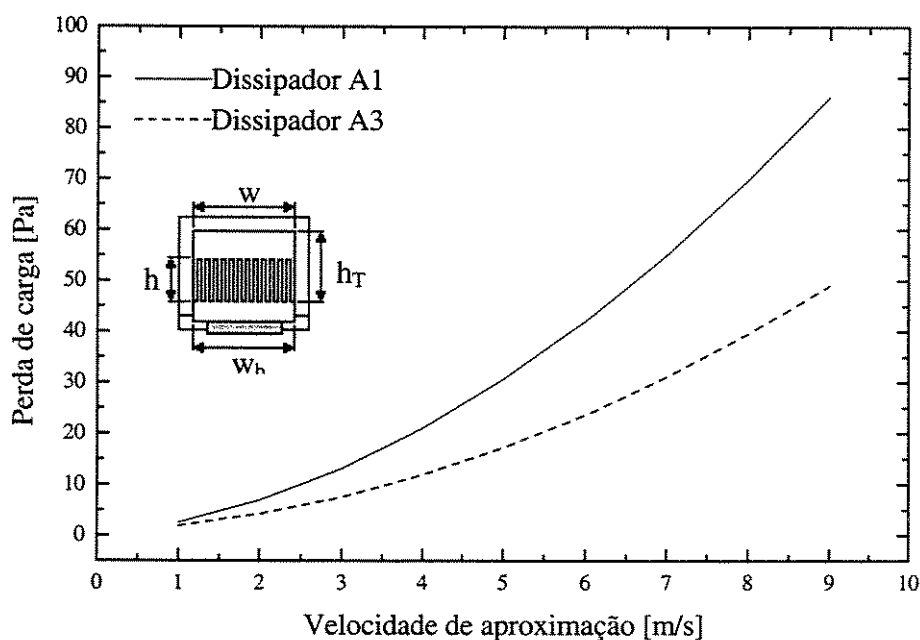


Figura 6.18 – Perda de carga dos dissipadores A1 e A3 com folga de topo

TABELA 6.10 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1 e A3 com folga de topo

Medida	Dissipador A1 [Pa]			Dissipador A3 [Pa]		
	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $
1	20,14	19,91	0,23	7,00	9,31	2,31
2	18,34	18,03	0,31	6,43	8,54	2,11
3	15,54	15,14	0,40	5,85	7,75	1,90
4	12,97	12,42	0,56	5,26	6,93	1,66
5	9,90	9,18	0,73	4,66	6,06	1,40
6	7,64	6,80	0,84	4,04	5,13	1,09
7	4,95	3,98	0,97	3,39	4,14	0,75
8	2,61	1,98	0,62	2,70	3,05	0,35
9	1,19	0,80	0,39	1,92	1,75	0,18

TABELA 6.11 – Valores experimentais e do modelo para a vazão nos dissipadores A1 e A3 com folga de topo

Medida	Dissipador A1 [kg / s]							Dissipador A3 [kg / s]						
	Q_{ji}	Q_{jo}	Q_{ti}	Q_{to}	Q_{lk}	Q^*	Q	Q_{ji}	Q_{jo}	Q_{ti}	Q_{to}	Q_{lk}	Q^*	Q
	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^6$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^6$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$
1	26,4	25,6	8,66	8,30	8,63	12,09	11,85	32,6	32,0	6,42	6,50	5,62	1,098	1,098
2	24,5	23,8	8,23	7,86	6,96	11,41	11,18	30,4	29,9	6,10	6,17	5,05	1,035	1,035
3	21,3	20,9	7,51	7,13	4,10	10,28	10,07	28,0	27,6	5,76	5,82	4,45	9,678	9,677
4	18,2	18,0	6,79	6,39	1,99	9,155	8,964	25,5	25,1	5,39	5,44	3,74	8,958	8,958
5	14,3	14,3	5,82	5,41	-0,11	7,670	7,510	22,8	22,5	4,98	5,02	2,87	8,175	8,175
6	11,2	11,3	5,03	4,59	-1,00	6,481	6,309	19,9	19,7	4,52	4,55	1,77	7,309	7,309
7	7,22	7,23	3,90	3,43	-0,14	4,839	4,672	16,6	16,6	4,00	4,01	0,51	6,325	6,325
8	4,31	3,60	2,40	2,45	7,11	2,964	2,939	12,8	12,9	3,36	3,35	0,20	5,159	5,157
9	1,83	1,63	1,41	1,41	2,04	1,652	1,652	8,06	8,05	2,51	2,43	0,15	3,635	3,631

TABELA 6.12– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1 e A3 com folga de topo

Escoamento	Valores de K_e		
	Dissipador	A1	A3
Canais	Laminar	0,0184	-0,2770
	Turbulento	-	-
Topo	Laminar	0,0612 à 0,0795	-
	Turbulento	0,1566 a 0,1823	0,0658 a 0,1313

Para os dissipadores A1 e A3 os coeficientes de expansão na saída do canal (K_e) estão apresentados na Tabela 6.12. Estes valores foram obtidos com os resultados do modelo compacto através da solução das Eq. (3.61) e (3.62).

Nas simulações efetuadas, somente o dissipador A1 apresentou transição de escoamento laminar para turbulento na região de topo para as vazões mais baixas. O escoamento na região do topo para o dissipador A3 manteve-se turbulento em toda a faixa de velocidades de aproximação medida. Na região dos canais entre as aletas, o escoamento manteve-se sempre laminar para os dois dissipadores.

6.2.4 Resultados Para a Configuração Com Folga Combinada

Para a determinar a perda de carga na configuração com folga combinada, indicada na Fig. 3.3 (d), o duto da Fig. 5.7 foi ajustado aos dissipadores A1 e A3 de forma permitir uma região de desvio do escoamento na lateral e outra no topo. As características dimensionais para as regiões de desvio, para os dissipadores e para o duto são apresentadas na Tabela 6.13.

TABELA 6.13 – Características construtivas dos dissipadores A1 e A3 com folga combinada

Características [mm]	Dissipador A1		Dissipador A3	
w_b	53,1		53,1	
h	24,8		24,8	
L	50,1		50,1	
t_f	2,0		1,0	
s_j	2,1		2,9	
s_l	29,0		28,4	
s_r	15,2		15,2	
n_a	13		13	
n	12		12	
Duto	w	109,0	h_T	40,0

Os resultados experimentais e os resultados obtidos através do modelo compacto para a configuração com folga combinada são mostrados nas Fig. 6.19 a 6.21 e na Tabela 6.14. Observa-se que os resultados do modelo estão dentro da faixa de incerteza calculada para as medidas experimentais. Contudo, à medida que se adicionam regiões de desvio no escoamento e, consequentemente, gera-se a necessidade de se medir diferenças de pressões mais baixas, nota-se que a faixa de incerteza experimental torna-se muito grande em relação à perda de carga medida. A perda de carga para a configuração de folga combinada foi inferior a $2,5 Pa$ e a faixa de incerteza das medidas esta próxima de $\pm 3,3 Pa$. Nota-se, entretanto, que a concordância entre as medidas experimentais e as previsões de perda de carga do modelo são semelhantes aos casos anteriores. Nestes testes, o maior desvio foi inferior a $0,7 Pa$.

A vazão conhecida no duto (Q) e a calculada ($Q^* = nQ_{ji} + 2Q_l + Q_{ti}$ ou $Q^* = nQ_{jo} + 2Q_l + Q_{to}$) apresentaram valores bastante próximos. Esta configuração é a que possui a menor vazão entre os canais aletados, devido à combinação das regiões de folga. Mais da metade do ar que entra nos canais entre as aletas sofre desvio para a região do topo, o que pode ser resultado da maior pressão estática gerada por baixas velocidades nesta região.

TABELA 6.14 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga combinada

Medida	Dissipador A1 [Pa]			Dissipador A3 [Pa]		
	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $	ΔP exp.	ΔP calc.	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{calc} $
1	2,35	2,67	0,32	1,17	1,84	0,66
2	2,11	2,35	0,23	1,08	1,66	0,58
3	1,78	1,90	0,12	0,99	1,48	0,49
4	1,53	1,56	0,04	0,88	1,29	0,41
5	1,18	1,21	0,02	0,78	1,10	0,33
6	0,94	0,92	0,01	0,66	0,90	0,25
7	0,64	0,52	0,12	0,52	0,70	0,18
8	0,38	0,22	0,15	0,37	0,49	0,12
9	0,32	0,17	0,15	0,17	0,26	0,09

TABELA 6.15 – Valores experimentais e do modelo para os dissipadores A1, A2 e A3 com folga combinada

Med.	Dissipador A1 [kg / s]								Dissipador A3 [kg / s]							
	Q_{ji}	Q_{jo}	Q_l	Q_{ti}	Q_{to}	Q_{lk}	Q^*	Q	Q_{ji}	Q_{jo}	Q_l	Q_{ti}	Q_{to}	Q_{lk}	Q^*	Q
	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^5$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$
1	7,36	2,55	3,77	3,47	4,05	4,81	11,89	11,88	11,2	4,04	3,50	2,63	3,49	7,17	10,96	10,96
2	6,60	2,28	3,52	3,26	3,78	4,32	11,10	11,10	10,3	3,70	3,30	2,50	3,29	6,62	10,33	10,33
3	5,50	1,89	3,15	2,95	3,38	3,61	9,913	9,912	9,40	3,35	3,09	2,36	3,08	6,05	9,667	9,666
4	4,64	1,59	2,85	2,68	3,05	3,05	8,930	8,929	8,43	2,99	2,87	2,21	2,86	5,44	8,949	8,949
5	3,51	1,45	2,53	2,45	2,80	2,01	7,925	7,454	7,39	2,60	2,62	2,04	2,62	4,79	8,170	8,170
6	2,65	1,26	2,21	1,90	2,50	1,27	6,646	6,287	6,28	2,19	2,35	1,85	2,35	4,09	7,307	7,307
7	1,55	0,73	1,64	1,41	1,85	0,74	4,871	4,656	5,06	1,74	2,04	1,64	2,04	3,32	6,328	6,328
8	0,74	0,27	1,06	0,85	1,29	0,44	3,062	2,889	3,70	1,26	1,67	1,37	1,67	2,44	5,163	5,163
9	0,56	0,20	0,92	0,73	1,09	0,33	2,627	2,468	2,08	0,70	1,18	1,01	1,17	1,38	3,620	3,620

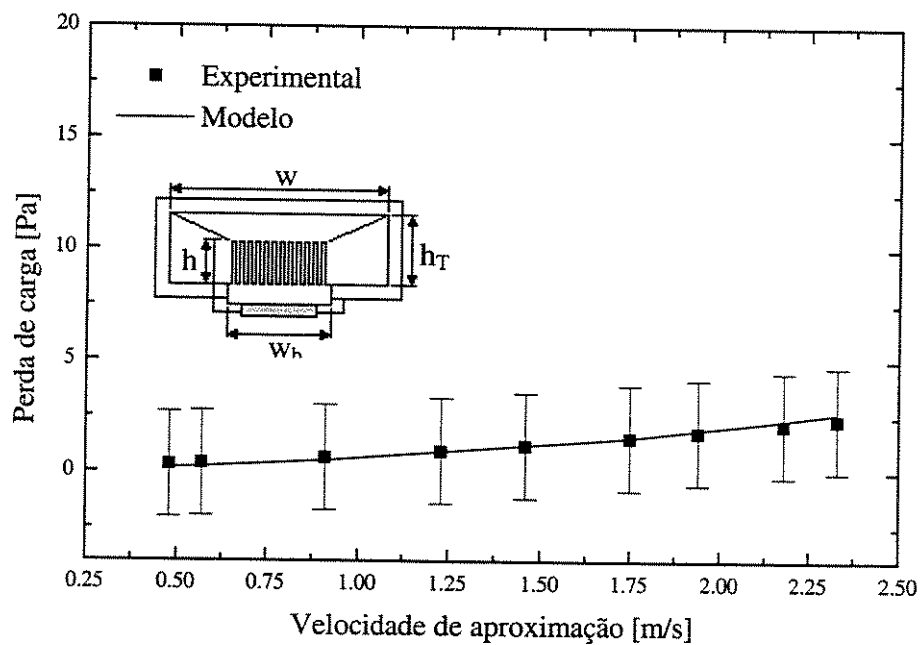


Figura 6.19 – Perda de carga do dissipador A1 com folga combinada

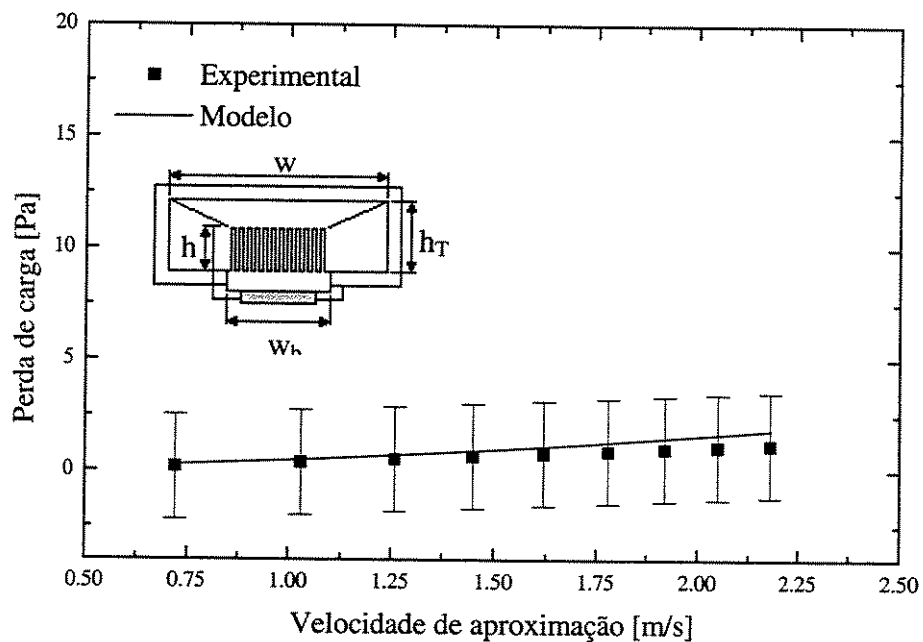


Figura 6.20 – Perda de carga do dissipador A3 com folga combinada

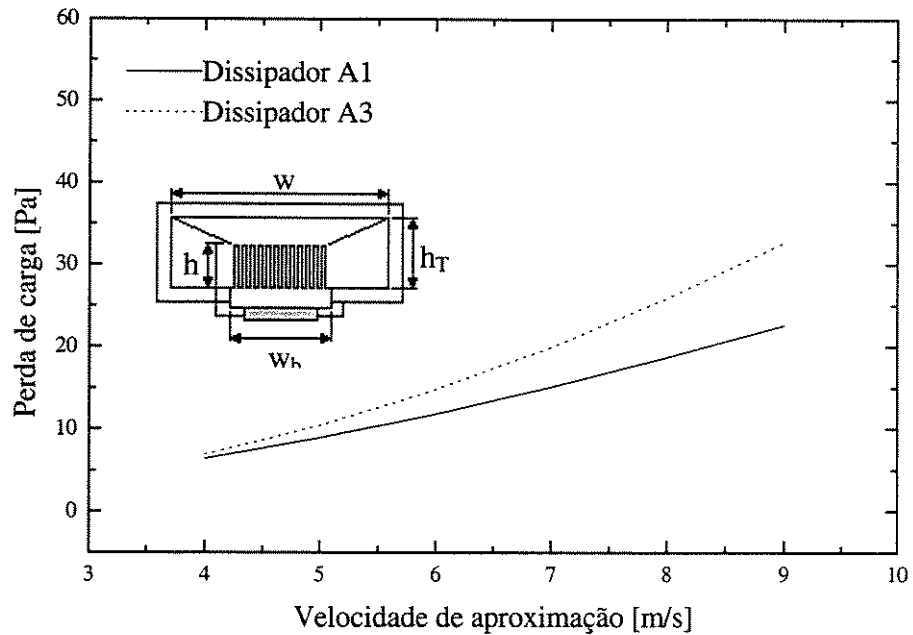


Figura 6.21 – Perda de carga dos dissipadores A1 e A3 com folga combinada

A Fig 6.21 compara a perda de carga modelada para os dissipadores A1 e A3 nas mesmas velocidades de aproximação no duto. Os valores do coeficiente de expansão na saída do canal (K_e) para os dissipadores A1 e A3 estão apresentados na Tabela 6.16. O dissipador A1 apresentou, na região de topo, transição de escoamento laminar para turbulento, enquanto que na região lateral o escoamento manteve-se turbulento em todos os testes efetuados. Para o dissipador A3, o escoamento na região do topo e na região lateral permaneceu turbulento dentro da faixa de vazão medida. Nos canais aletados entretanto, tanto no dissipador A1 quanto no dissipador A3, o escoamento modelado foi sempre laminar. A coexistência de regimes distintos de escoamento na folgas lateral e de topo é consequência do modelo adotado para a representação do escoamento. Fisicamente, a fronteira adotada entre as duas regiões, indicada na Fig. 3.3 (d), não deve ser a interface dos dois regimes de escoamento.

TABELA 6.16– Valores do coeficiente de expansão para os dissipadores A1 e A3 com folga combinada

Escoamento	Valores de K_e		
	Dissipador	A1	A3
Canais	Laminar	0,0470	– 0,2484
	Turbulento	-	-
Lateral	Laminar	-	-
	Turbulento	– 0,0151 a 0,0719	– 0,0384 a – 0,0275
Topo	Laminar	– 0,1434 a – 0,1557	-
	Turbulento	– 0,0364 a 0,0310	– 0,0562 a 0,0504

6.2.5 Comparação Entre os Resultados Teóricos Para as Configurações Apresentadas

A Fig. 6.22 mostra a perda de carga para o dissipador A1 nas quatro configurações mostradas na Fig. 3.3. Nota-se que, como esperado, as maiores perdas de carga são obtidas para a configuração sem desvio e as menores para a configuração com folga combinada. Também é possível observar que a configuração com folga de topo promove uma perda de carga maior que a configuração com folga lateral, devido à observação já feita de uma área de folga menor nesta configuração.

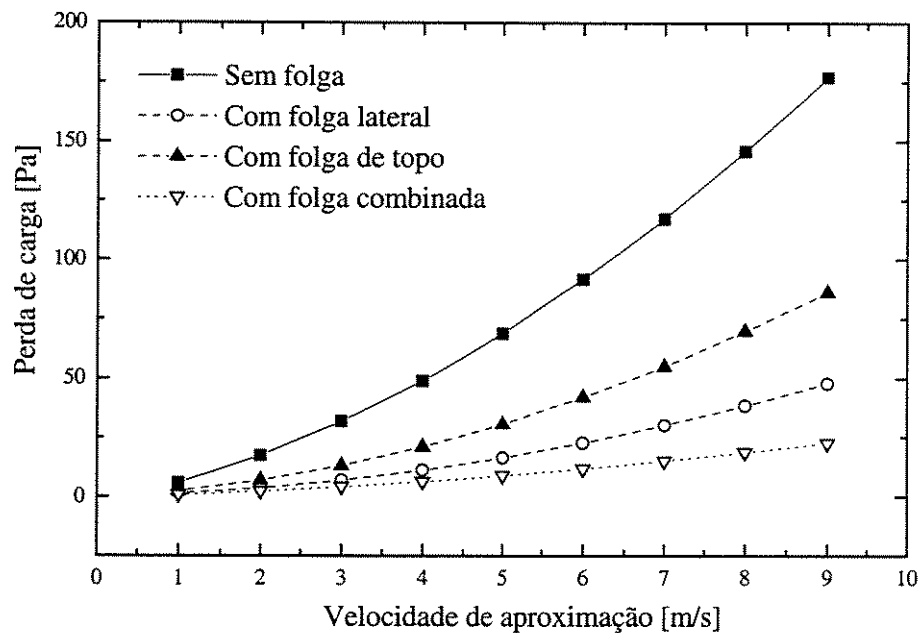


Figura 6.22 – Comparação da perda de carga para as configurações estudadas do dissipador A1

A Fig. 6.23 correlaciona a vazão de entrada nos canais entre as aletas com a vazão no duto para as configurações estudadas do dissipador A1. Observa-se que a adição de regiões de desvio diminui significativamente a parcela de ar que entra nos canais. A configuração investigada com folga de topo permitiu maior vazão de entrada nos canais aletados que aquela com folga lateral. Como esperado, a configuração com folga combinada apresentou a menor fração de vazão do duto para os canais aletados.

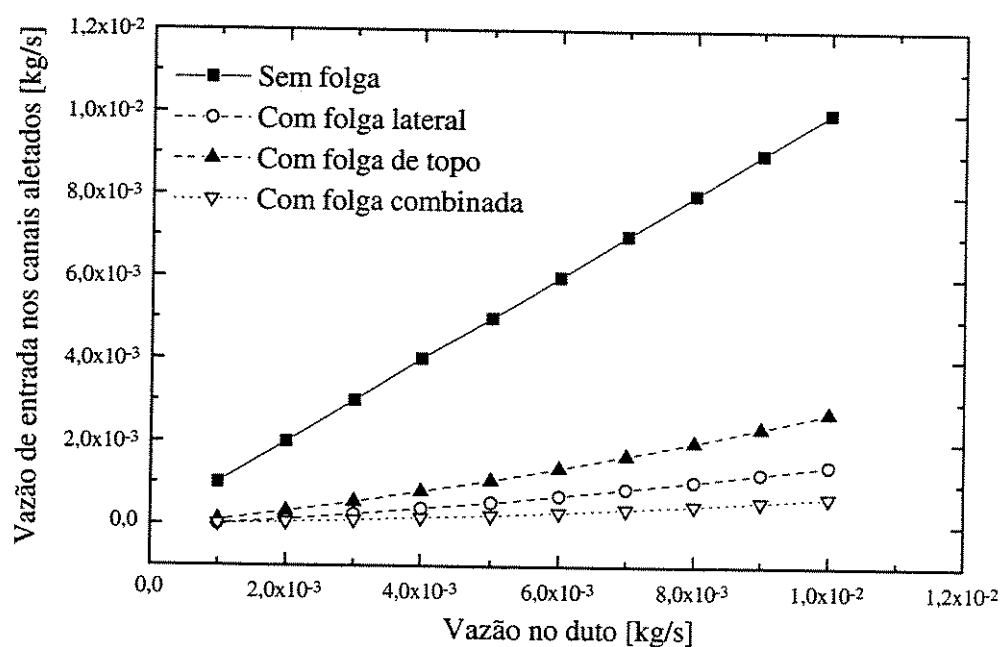


Figura 6.23 – Comparação da vazão de entrada nos canais entre as aletas para as configurações estudadas do dissipador A1

6.3 Resultados Obtidos Para a Resistência Convectiva do Dissipador

As medidas experimentais e os resultados de modelagem da resistência convectiva em função da velocidade de aproximação no duto foram efetuados com o dissipador A3 nas quatro configurações apresentadas na seção anterior. Os resultados da modelagem mostraram valores próximos dos resultados experimentais, como pode ser observado nas Tabelas 6.17, 6.19, 6.21 e 6.23. Nas Fig. 6.24 e 6.26 a 6.28, são comparados os resultados obtidos da resistência convectiva em função da velocidade de aproximação no duto. Observa-se que os resultados do modelo compacto localizam-se dentro da faixa de incerteza das medidas experimentais (valor praticamente constante, estimado em $\pm 0,03 \text{ K/W}$) e que os maiores desvios ocorrem para as menores velocidades e para a configuração com folga de topo. A presença de regiões de folga, como esperado, aumenta significativamente a resistência térmica convectiva do dissipador.

A Fig. 6.25 mostra o comportamento da resistência convectiva do dissipador na configuração sem folgas em função do número de Reynolds nos canais entre as aletas. Somente para esta configuração ocorre a transição de escoamento laminar para turbulento nos canais aletados dentro da faixa de vazão medida. Isto pode ser observado nas Fig. 6.24 e 6.25, onde nos dois pontos de maior vazão o escoamento é turbulento, promovendo duas curvaturas diferentes para a resistência convectiva. Para os demais casos, o escoamento é turbulento nas folgas laterais e de topo, e laminar na região entre os canais aletados.

6.3.1 Resultados Para a Configuração Sem Folga

Os resultados da configuração sem folga estão apresentados nas Fig. 6.24 e 6.25 e nas Tabelas 6.17 e 6.18. Na Tabela 6.17, (q_T) indica a taxa de calor dissipado apresentado pela Eq. (3.90), (q_r) a taxa de transferência de calor por convecção para o escoamento de ar da Eq. (3.99), (η_s) a eficiência térmica do dissipador, (U) a velocidade de aproximação no duto, (Φ_v) a resistência convectiva e (h^*) , o coeficiente médio de troca de calor baseado na temperatura de entrada do ar nos canais aletados. Como citado anteriormente, a taxa experimental de transferência convectiva de calor do dissipador foi obtida subtraindo da potência elétrica aplicada ao aquecedor 1 (q_{disp}) a soma das perdas térmicas estimadas, que incluem as perdas por radiação das superfícies expostas do dissipador, por condução através da parede inferior de acrílico do duto, as perdas nos fios ligados ao dissipador e ao aquecedor 1 e as perdas térmicas na área exposta inferior da base do dissipador. Na Tabela 6.18 estão representadas essas perdas térmicas, bem como a razão entre a taxa convectiva de calor na superfície resfriada do dissipador (experimental) e a potência dissipada $(q_{r_{exp}} / q_{disp})$. Verifica-se assim que as perdas térmicas estimadas foram praticamente 4% da potência dissipada nos testes experimentais.

TABELA 6.17– Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 sem folga

Medida	U [$\frac{m}{s}$]	Nu_m	h^* [$\frac{W}{m^2K}$]	η_s	q_T [W]	q_r calc. [W]	q_r exp. [W]	Φ_v exp. [$\frac{K}{W}$]	Φ_v calc. [$\frac{K}{W}$]	$ \Phi_{v_{exp}} - \Phi_{v_{calc}} $ [$\frac{K}{W}$]
1	2,53	7,96	40,65	0,920	12,00	10,72	11,04	0,8099	0,7825	0,0274
2	3,65	9,22	47,10	0,909	12,20	10,75	11,09	0,7087	0,6837	0,0250
3	4,50	10,05	51,31	0,902	12,12	10,77	10,92	0,6449	0,6326	0,0123
4	5,23	10,69	54,58	0,896	12,18	10,78	10,91	0,6088	0,5984	0,0105
5	5,84	11,19	57,16	0,892	12,32	10,78	10,99	0,5880	0,5741	0,0140
6	6,40	11,63	59,38	0,888	11,87	10,79	10,54	0,5444	0,5548	0,0104
7	6,93	12,03	61,42	0,885	12,00	10,80	10,62	0,5322	0,5384	0,0062
8	7,36	12,20	56,05	0,894	11,95	10,77	10,68	0,5822	0,5842	0,0020
9	7,80	12,89	65,84	0,878	12,10	10,81	10,63	0,5001	0,5062	0,0062

TABELA 6.18– Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 sem folga

Medida	Perdas por radiação 10^1 [W]	Perda através fios 10^1 [W]	Perda na superfície de acrílico 10^1 [W]	Perda pela Base 10^2 [W]	q_{disp} [W]	$\left(\frac{q_{r_{exp}}}{q_{disp}}\right)$
1	1,019	3,0683	0,592	1,885	11,17	0,955
2	0,889	2,9818	0,593	1,653	11,17	0,958
3	0,808	2,9360	0,580	1,507	11,17	0,960
4	0,763	2,9107	0,576	1,424	11,17	0,960
5	0,735	2,8617	0,576	1,376	11,17	0,961
6	0,681	2,8496	0,550	1,276	11,17	0,962
7	0,665	3,0255	0,551	1,248	11,17	0,962
8	0,709	2,8098	0,615	1,361	11,17	0,960
9	0,625	3,0683	0,538	1,173	11,17	0,963

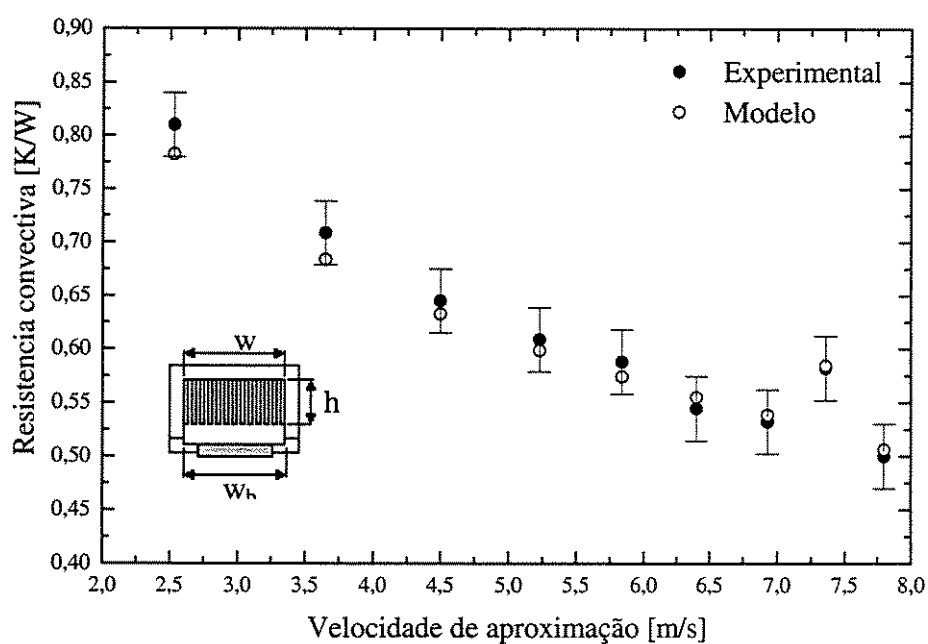


Figura 6.24 – Resistência convectiva do dissipador A3 sem folga

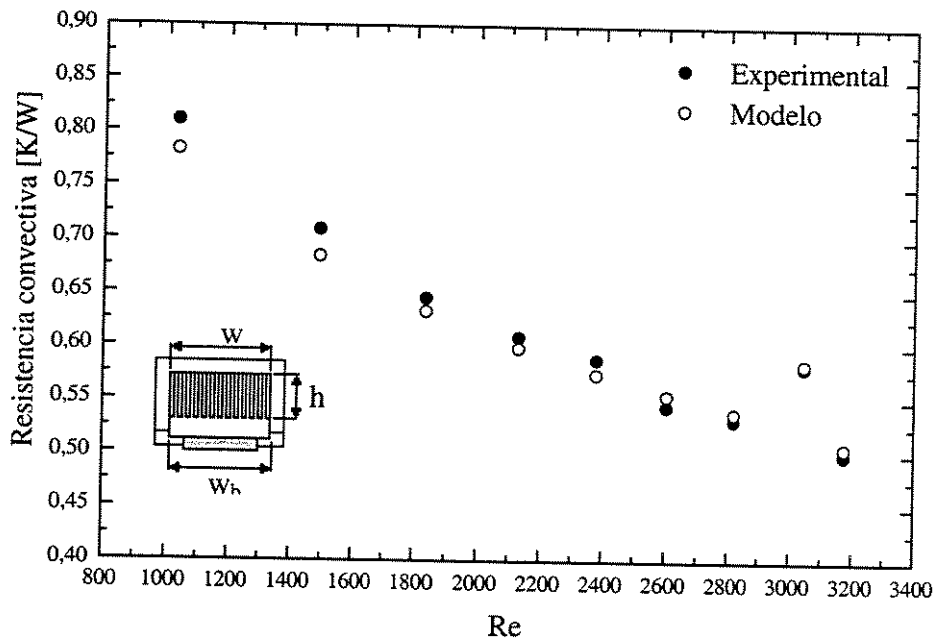


Figura 6.25 – Resistência convectiva em função do número de Reynolds do canal para o dissipador A3 sem folga

6.3.2 Resultados Para a Configuração Com Folga Lateral

Na Fig. 6.26 e nas Tabelas 6.19 e 6.20 estão apresentados os resultados para a configuração com folga lateral. Na Tabela 6.19 os índices j e l representam o valor da variável calculada para os canais aletados e para as laterais, respectivamente. Para esta configuração a resistência térmica foi calculada através da soma das resistências nos dois caminhos laterais e nos canais aletados. Para as aletas das extremidades, (h^*) , (q_r) e (η_s) foram calculadas com base na velocidade média na área da região lateral. Verifica-se que as perdas térmicas estimadas também foram aproximadamente 6% da potência dissipada nos testes experimentais. A incerteza experimental para esta configuração foi estimada $\pm 0,04 \text{ K/W}$ aproximadamente.

TABELA 6.19 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga lateral

Medida	U $\left[\frac{m}{s}\right]$	Nu_{mj}	Nu_{ml}	h_j^* $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	h_l^* $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	n_{sj}	n_{sl}	q_T [W]	q_r calc. [W]	q_r exp. [W]	Φ_v exp. $\left[\frac{K}{W}\right]$	Φ_v calc. $\left[\frac{K}{W}\right]$	$ \Phi_{v_{exp}} - \Phi_{v_{calc}} $ $\left[\frac{K}{W}\right]$
1	1,18	4,12	34,80	21,04	22,43	0,9565	0,9538	10,21	9,76	9,53	1,483	1,447	0,0359
2	1,72	4,99	43,34	25,49	28,00	0,9479	0,9431	10,31	9,77	9,59	1,225	1,203	0,0221
3	2,07	5,49	47,85	28,03	30,95	0,9430	0,9376	10,41	9,81	9,62	1,120	1,099	0,0215
4	2,40	5,92	51,58	30,22	33,40	0,9389	0,9331	10,37	9,73	9,65	1,033	1,024	0,0088
5	2,70	6,28	54,71	32,09	35,45	0,9355	0,9293	10,45	9,77	9,66	0,978	0,968	0,0107
6	2,96	6,59	57,25	33,65	37,11	0,9326	0,9263	10,45	9,74	9,67	0,932	0,926	0,0068
7	3,19	6,83	59,25	34,91	38,43	0,9303	0,9240	10,36	9,63	9,69	0,890	0,895	0,0048
8	3,43	7,10	61,35	36,24	39,81	0,9279	0,9215	10,38	9,63	9,69	0,858	0,864	0,0061
9	3,66	7,33	63,21	37,44	41,03	0,9257	0,9193	10,40	9,62	9,70	0,832	0,839	0,0070

TABELA 6.20 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga lateral

Medida	Perdas por radiação 10^1 [W]	Perda através fios 10^1 [W]	Perda na superfície de acrílico 10^1 [W]	Perda pela Base 10^2 [W]	q_{disp} [W]	$\left(\frac{q_{r_{exp}}}{q_{disp}}\right)$
1	1,698	3,583	1,24	3,082	10,21	0,9332
2	1,392	3,301	1,21	2,563	10,21	0,9397
3	1,270	3,192	1,19	2,351	10,21	0,9424
4	1,169	3,103	1,15	2,172	10,21	0,9447
5	1,106	3,044	1,14	2,061	10,21	0,9462
6	1,054	2,999	1,12	1,967	10,21	0,9474
7	1,005	2,955	1,09	1,880	10,21	0,9487
8	0,968	2,920	1,08	1,815	10,21	0,9496
9	0,937	2,895	1,07	1,760	10,21	0,9503

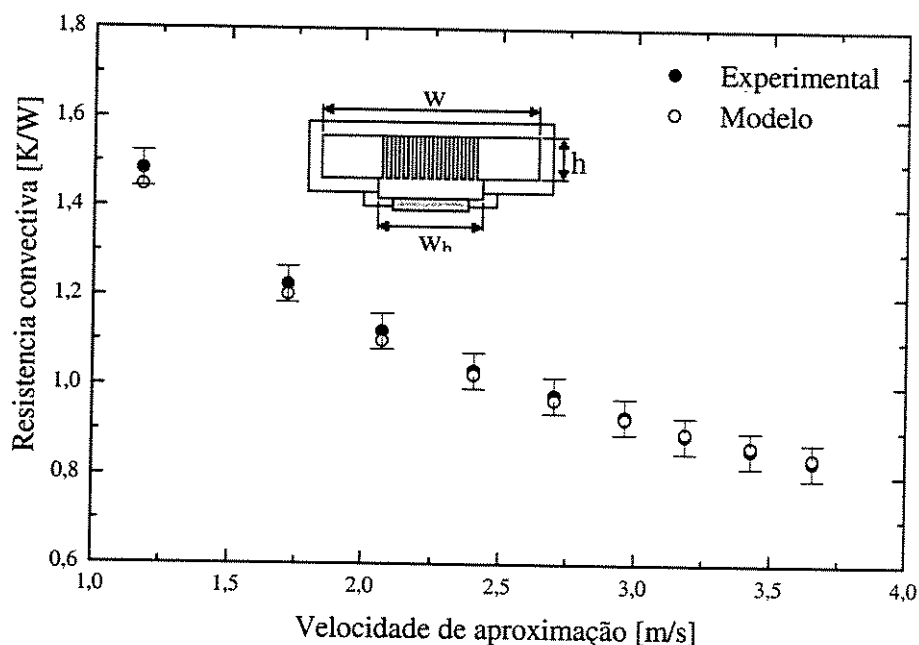


Figura 6.26 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga lateral

6.3.3 Resultados Para a Configuração Com Folga de Topo

Na Fig. 6.27 e nas Tabelas 6.21 e 6.22 estão apresentados o resultados experimentais e calculados para a configuração com folga de topo. Os índices ji e jo representam o valor da variável calculada na entrada e na saída dos canais aletados, respectivamente. Quando a configuração apresenta região de desvio no topo, na primeira metade dos canais, o coeficiente médio de troca de calor (h^*) foi calculado com a vazão de entrada (Q_{ji}), enquanto que na segunda metade foi calculado com a vazão de saída (Q_{jo}). A resistência térmica convectiva então foi obtida através da média das resistências calculadas com os dois coeficientes médios de troca de calor.

TABELA 6.21 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga de topo

Medida	U [$\frac{m}{s}$]	Nu_{mji}	Nu_{mjo}	h_{ji}^* [$\frac{W}{m^2 K}$]	h_{jo}^* [$\frac{W}{m^2 K}$]	η_{sji}	η_{sjo}	q_T [W]	q_r calc. [W]	q_r exp. [W]	Φ_v exp. [$\frac{K}{W}$]	Φ_v calc. [$\frac{K}{W}$]	$ \Phi_{v_{exp}} - \Phi_{v_{calc}} $ [$\frac{K}{W}$]
1	1,54	5,28	5,28	26,97	26,97	0,9451	0,9451	10,68	10,1	9,28	1,256	1,1483	0,1075
2	2,19	6,28	6,30	32,09	32,17	0,9355	0,9353	10,55	9,87	9,33	1,035	0,9748	0,0605
3	2,69	6,93	6,92	35,40	35,34	0,9294	0,9295	10,70	9,94	9,36	0,951	0,8895	0,0618
4	3,10	7,44	7,40	37,98	37,80	0,9248	0,9251	10,80	9,99	9,37	0,895	0,8332	0,0620
5	3,47	7,85	7,80	40,08	39,86	0,9210	0,9214	10,91	10,1	9,38	0,857	0,7928	0,0640
6	3,80	8,20	8,15	41,88	41,62	0,9178	0,9183	10,88	9,99	9,39	0,817	0,7614	0,0560
7	4,11	8,52	8,46	43,51	43,21	0,9150	0,9155	10,84	9,93	9,40	0,783	0,7352	0,0482
8	4,39	8,79	8,74	44,90	44,62	0,9126	0,9130	10,87	9,93	9,40	0,760	0,7142	0,0460
9	4,66	9,06	8,99	46,26	45,89	0,9102	0,9108	10,85	9,88	9,41	0,736	0,6951	0,0412

TABELA 6.22 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga de topo

Medida	Perdas por radiação 10^1 [W]	Perda através fios 10^1 [W]	Perda na superfície de acrílico 10^1 [W]	Perda pela Base 10^2 [W]	q_{disp} [W]	$\left(\frac{q_{r_{exp}}}{q_{disp}}\right)$
1	1,384	3,133	0,645	2,528	9,77	0,945
2	1,135	2,920	0,614	2,096	9,77	0,950
3	1,041	2,825	0,609	1,930	9,77	0,952
4	0,979	2,775	0,604	1,819	9,77	0,954
5	0,936	2,737	0,601	1,743	9,77	0,954
6	0,892	2,697	0,592	1,664	9,77	0,955
7	0,855	2,663	0,583	1,597	9,77	0,956
8	0,829	2,613	0,579	1,551	9,77	0,957
9	0,803	2,591	0,572	1,503	9,77	0,958

A incerteza experimental para esta configuração foi estimada $\pm 0,05 K/W$ aproximadamente e as perdas térmicas estimadas também foram aproximadamente 4% da potência dissipada nos testes experimentais.

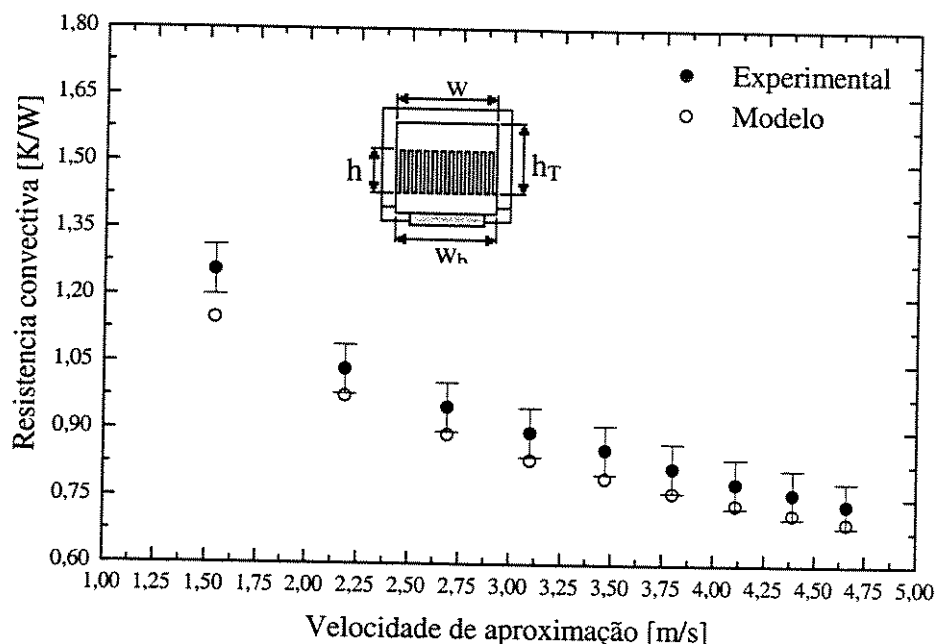


Figura 6.27 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga de topo

6.3.4 Resultados Para a Configuração Com Folga Combinada

Nas Tabelas 6.23 e 6.24 estão representados os resultados experimentais e os calculados através do modelo compacto para a configuração com folga combinada do dissipador A3. A Fig. 6.28 mostra a resistência convectiva em função da velocidade de aproximação do duto

TABELA 6.23 – Valores experimentais e modelados para o dissipador A3 com folga combinada

M	U [m/s]	Nu_{mji}	Nu_{mjo}	Nu_{mt}	h_{ji}^* [W/m ² K]	h_{jo}^* [W/m ² K]	h_l^* [W/m ² K]	n_{sji}	n_{sjo}	n_{sl}	q_T [W]	q_r calc. [W]	q_r exp. [W]	Φ_v exp. [K/W]	Φ_v calc. [K/W]	$ \Phi_{v_{exp}} - \Phi_{v_{calc}} $ [K/W]
1	0,72	3,33	2,37	11,94	17,01	12,09	0,00	0,964	0,974	0,985	9,20	8,92	8,70	2,21	2,21	0,0012
2	1,03	4,03	2,84	31,55	20,58	14,48	18,81	0,957	0,970	0,961	9,28	8,93	8,82	1,69	1,70	0,0026
3	1,26	4,49	3,14	36,20	22,91	16,05	21,57	0,953	0,966	0,956	9,18	8,80	8,87	1,50	1,53	0,0330
4	1,45	4,84	3,38	39,63	24,72	17,27	23,62	0,949	0,964	0,952	9,26	8,85	8,89	1,40	1,42	0,0282
5	1,62	5,13	3,58	42,40	26,21	18,28	25,27	0,946	0,962	0,949	9,21	8,77	8,92	1,31	1,35	0,0408
6	1,78	5,38	3,75	44,77	27,50	19,15	26,68	0,944	0,960	0,946	9,36	8,89	8,93	1,26	1,29	0,0236
7	1,92	5,60	3,90	46,77	28,62	19,91	27,87	0,942	0,959	0,944	9,34	8,86	8,94	1,21	1,24	0,0293
8	2,05	5,80	4,03	48,55	29,63	20,59	28,93	0,940	0,957	0,942	9,44	8,94	8,95	1,18	1,20	0,0182
9	2,18	5,98	4,16	50,19	30,56	21,23	29,91	0,938	0,956	0,940	9,47	8,96	8,96	1,15	1,16	0,0171

TABELA 6.24 – Valores experimentais para as perdas térmicas do dissipador A3 com folga combinada

Medida	Perdas por radiação 10^1 [W]	Perda através fios 10^1 [W]	Perda na superfície deacrílico 10^1 [W]	Perda pela Base 10^2 [W]	q_{disp} [W]	$\left(\frac{q_{r_{exp}}}{q_{disp}}\right)$
1	2,38	3,96	1,36	4,20	9,51	0,9146
2	1,81	3,54	1,24	3,26	9,51	0,9273
3	1,60	3,36	1,20	2,90	9,51	0,9322
4	1,49	3,23	1,18	2,71	9,51	0,9351
5	1,39	3,15	1,15	2,54	9,51	0,9375
6	1,34	3,10	1,15	2,46	9,51	0,9386
7	1,29	3,05	1,13	2,36	9,51	0,9401
8	1,25	3,02	1,13	2,30	9,51	0,9407
9	1,22	2,99	1,12	2,24	9,51	0,9416

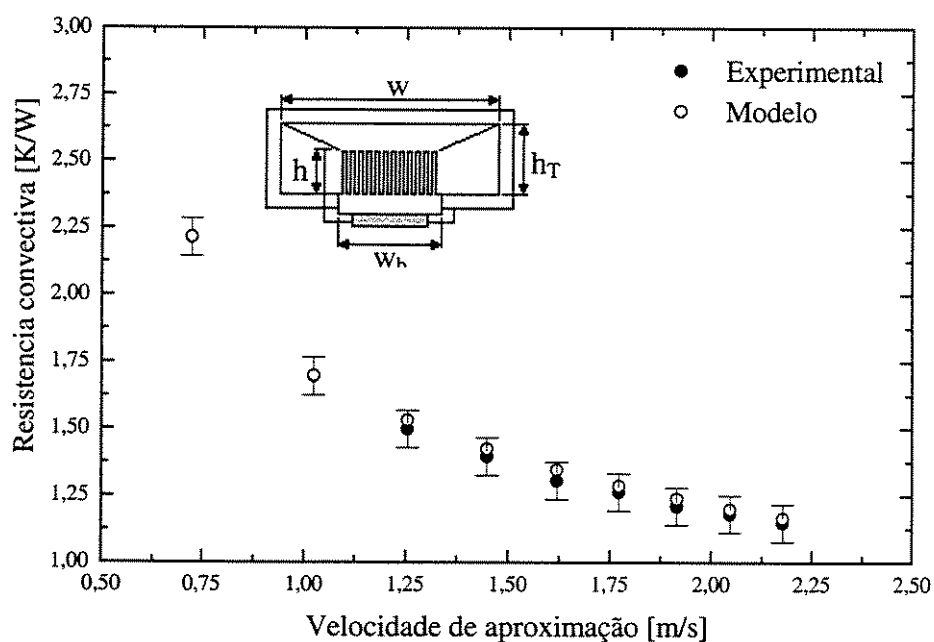


Figura 6.28 – Resistência convectiva do dissipador A3 com folga combinada

Observa-se que as perdas térmicas estimadas também foram aproximadamente 7% da potência dissipada nos testes experimentais. A incerteza experimental para esta configuração foi estimada $\pm 0,07$ K/W aproximadamente

6.3.5 Comparação Entre os Resultados Teóricos Para as Configurações Apresentadas

A Fig. 6.29 apresenta a resistência térmica convectiva do dissipador A3 calculada com o modelo compacto em uma mesma faixa de velocidade de aproximação para as quatro configurações investigadas. Para que a comparação das resistências convectivas nas quatro configurações pudesse ser realizada, houve extrapolação da faixa de medida experimental para o modelo A3 sem regiões de desvios. Pode ser observado que a configuração sem folga apresenta a menor resistência convectiva, enquanto que a configuração com folga combinada é a que apresenta a maior resistência. Isto ocorre porque a maior parte do escoamento, neste caso, sofre desvios para as regiões de folga. Naturalmente, as perdas de carga resultantes são máximas na configuração sem folga e mínimas no caso de folga combinada, como indicado na Fig. 6.22.

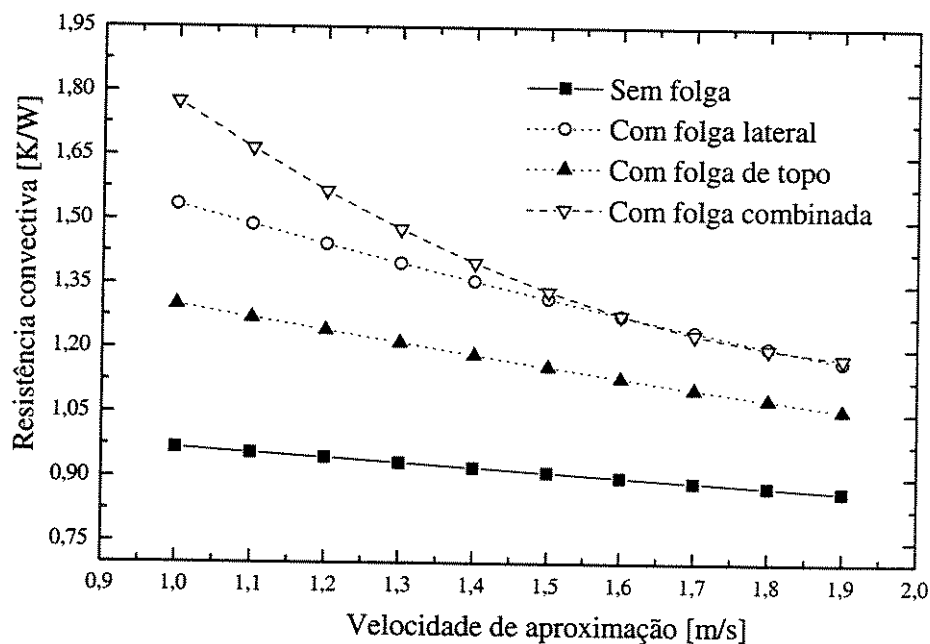


Figura 6.29 – Resistência convectiva do dissipador A3 para as diferentes configurações

6.4 Resultados Obtidos Para a Resistência Térmica da Base do Dissipador

O campo de distribuição de temperaturas da base do dissipador foi resolvido numericamente. Inicialmente foram efetuados testes do refinamento necessário para a malha numérica, isto é, da subdivisão do domínio em volumes de controle e por simplicidade adotou-se uma malha uniforme. A Fig. 6.30, onde θ_0 indica a temperatura do volume de controle no ponto de maior temperatura e $\theta_0 Bi = h(T - T_\infty)/q''$, mostra o comportamento da temperatura com o refinamento da malha. Assim, uma da malha 14×14 é adequada, pois refinamentos maiores não alteram os resultados numéricos.

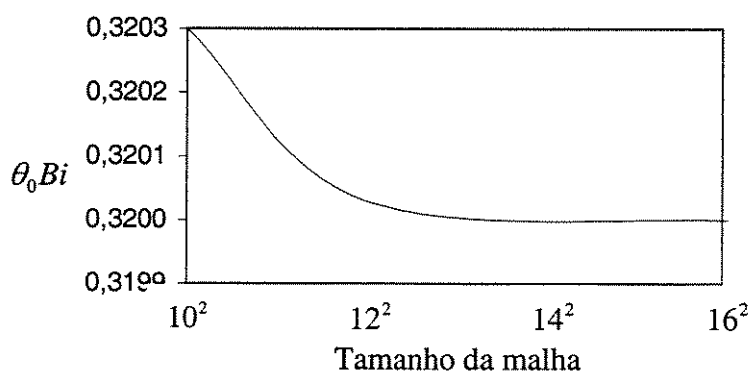


Figura 6.30 – Tamanho ideal de malha para o modelo

6.4.1 Determinação da Espessura Ótima

As Fig. 6.31 e 6.32 foram obtidas através de resultados numéricos de temperatura e mostram resultados muito próximos quando comparadas às produzidas, através de métodos analíticos, por Hingorani et al. [12]. A Fig. 6.31 mostra que para números de Bi inferiores a 1,26, a espessura crítica, ou seja, a que proporciona a menor resistência global da base do dissipador, não possui forte dependência do número de Bi e está próxima ao valor adimensional de 0,74 para $R_a = R_b / R_h = 2$.

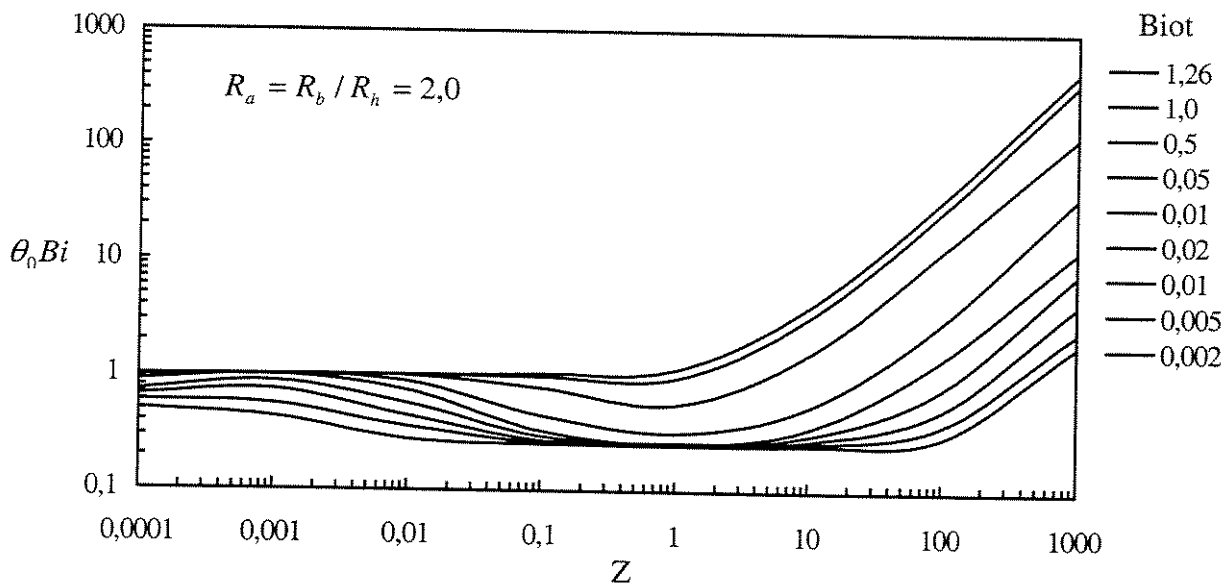


Figura 6.31 – Temperatura e espessura da base para diversos números de Biot

Outros fatores também influenciam o valor da resistência global. O aumento da razão de raios implica em diminuição da resistência de espalhamento, como pode ser observado na Fig. 6.32, onde se verifica que o produto $\theta_0 Bi$ diminui à medida que a relação $R_a = R_b / R_h$ aumenta até uma razão de raios de aproximadamente igual a 30, quando então torna-se constante com o aumento de R_a .

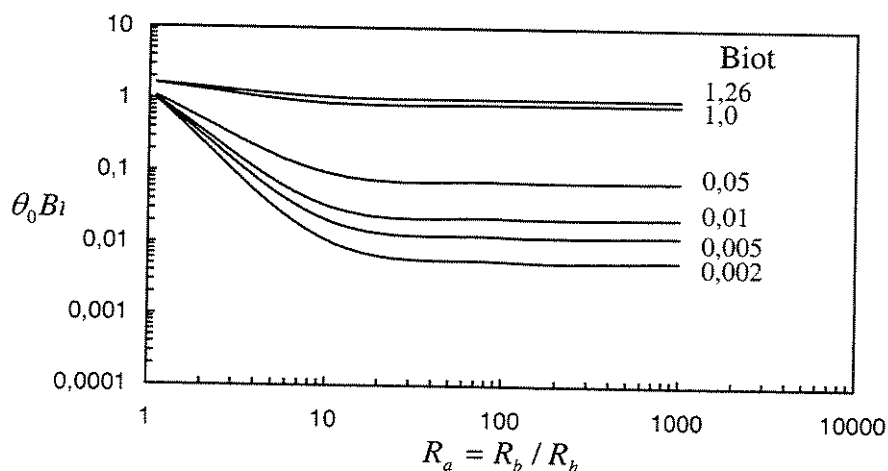


Figura 6.32 – Temperatura e razão de raios para diversos números de Biot

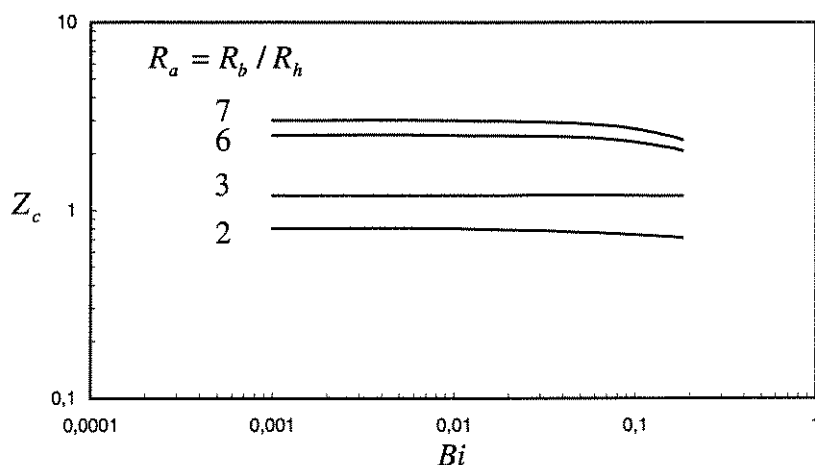


Figura 6.33 – Espessura crítica e razão de raios para diversos números de Biot

A Fig. 6.33 também pode ser utilizada na determinação da espessura crítica da base através da razão de raios. Para uma determinada faixa de Biot e um dado valor de R_a , a espessura crítica praticamente não varia. Para a razão de raios $R_b / R_h = 2,0$ tem-se que a espessura ideal está próxima ao valor adimensional de 0,8.

A Fig. 6.34, obtida por solução numérica das Eq. (3.105) e (3.106), mostra que quanto maior a espessura da base mais uniforme será a distribuição da temperatura na face convectiva. Com valores de (h) e (T_∞) constantes, os fluxos de calor também serão mais uniformes para espessuras maiores da base. Para espessuras inferiores à crítica ($Z_c < 0,74$), o fluxo de calor vai tendendo a uma distribuição unidirecional, como pode ser visto através das isotermas da Fig 6.34. Para espessuras acima da crítica, obtém-se melhor espalhamento e um fluxo mais uniforme de calor, como indicado na Fig. 6.34 (c).

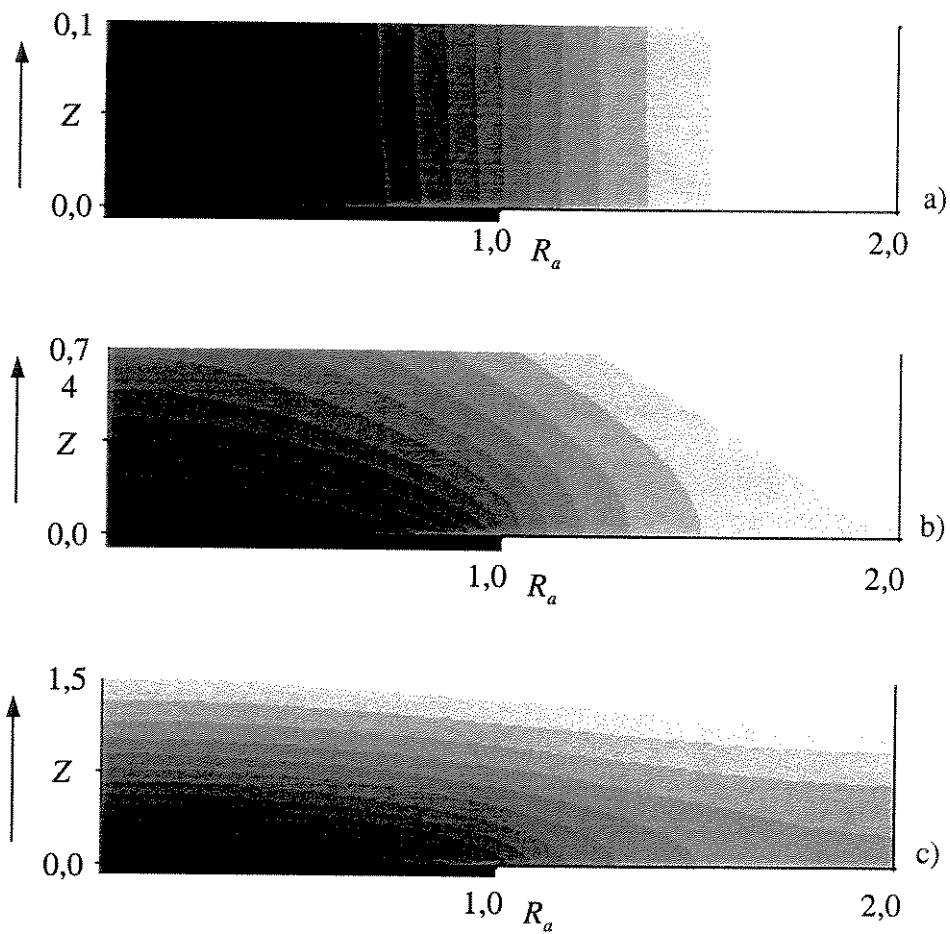


Figura 6.34 – Perfil de temperatura da base do dissipador para $Bi = 0,1$ e espessura adimensional:

(a) 0,1; (b) 0,74 e (c) 1,5

6.4.2 Avaliação do Caráter Isotérmico da Superfície Convectiva

As correlações para a perda térmica que compõem o modelo compacto foram adotadas estimando uma distribuição uniforme de temperatura na superfície convectiva. Com o objetivo de validar esta hipótese, na Fig. 6.35 foi apresentada a distribuição radial de temperatura na face convectiva da base do dissipador para as mesmas condições da Fig. 6.34. A temperatura dimensional foi obtida considerando $q'' R_h / K = 1,0$ e $T_\infty = 300K$. Nota-se que ocorre uma melhor condição de superfície isotérmica à medida que a espessura da base do dissipador aumenta. Para a espessura crítica, a variação da temperatura na superfície convectiva é inferior a $0,02K$, como indicado na Fig. 6.35 (b). A espessura crítica adimensional (Z_c) da base do dissipador A3, utilizado nos testes térmicos experimentais do presente trabalho, foi de aproximadamente 0,7.

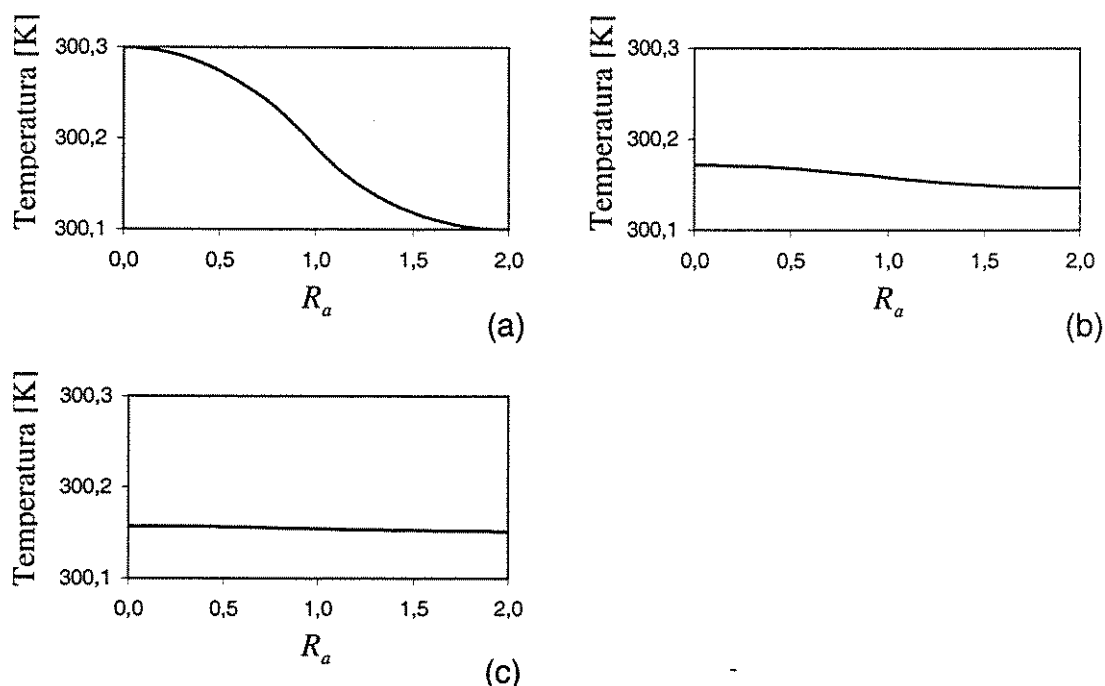


Figura 6.35 – Variação da temperatura na superfície convectiva da base para espessura adimensional: (a) 0,1; (b) 0,74 e (c) 1,5

6.4.3 Resultados Obtidos Através da Solução Aproximada Para a Resistência da Base

A resistência de espalhamento térmico para a resistência global da base do dissipador foi obtida através da solução aproximada, apresentada pela Eq. (3.120). A Fig. 6.36 mostra que a resistência de espalhamento é uma função da espessura e do número de Biot.

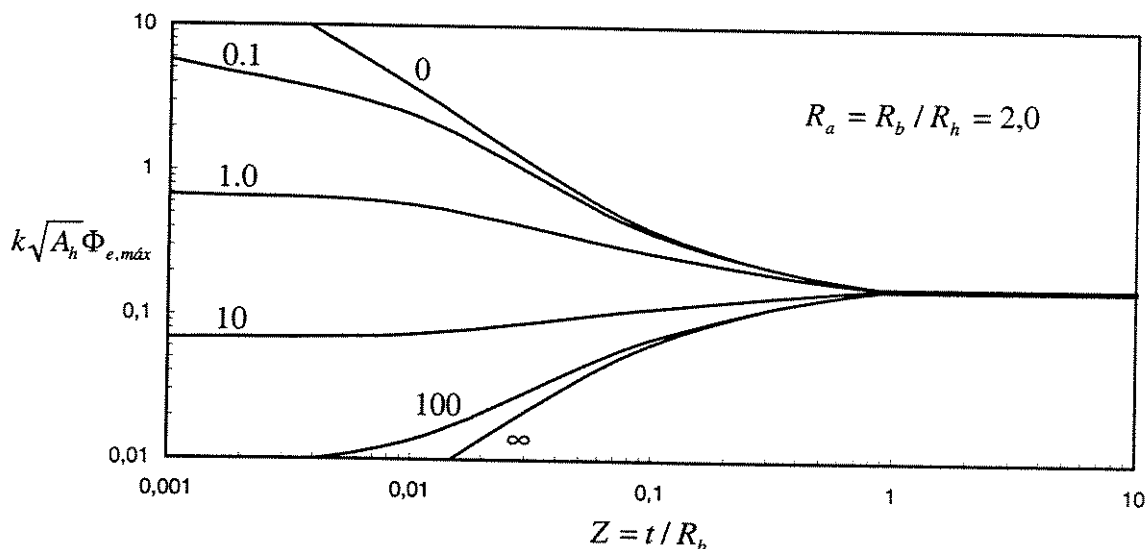


Figura 6.36 – Resistência máxima de espalhamento em função da espessura para diversos números de Biot e $R_a = 2,0$

A Fig. 6.37 indica o aumento da resistência condutiva provocada pelo aumento da espessura. A Fig 6.38 mostra a resistência global da base, correspondente à soma das parcelas da resistência de espalhamento e da resistência condutiva, associada à espessura. Nota-se que para $R_a = 2,0$ e $Bi = 0,1$, a espessura crítica ($t_c \approx 0,8$) é a que proporciona a menor resistência global.

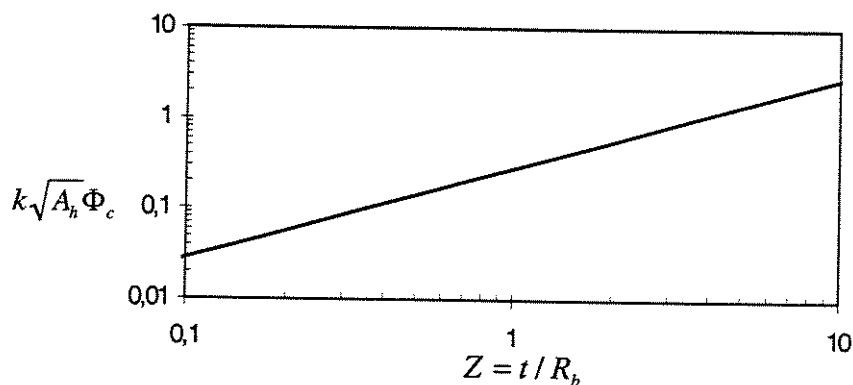


Figura 6.37 – Resistência condutiva em função da espessura

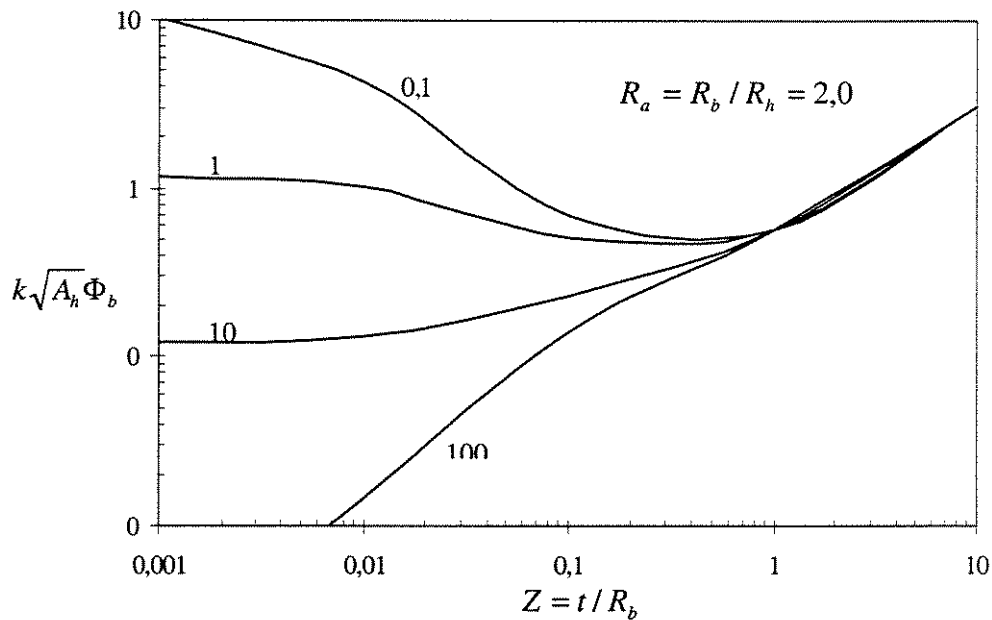


Figura 6.38 – Resistência global da base em função da espessura

6.4.4 Resultados Experimentais e Teóricos da Resistência Global da Base do Dissipador

Os resultados experimentais apresentaram boa concordância com os resultados obtidos através do modelo compacto. Observa-se na Tabela 6.25 e na Fig. 6.39 que a resistência da base, para $Z = t/R_b \approx 0,7$ e $R_a = R_b / R_h \approx 2,0$ praticamente manteve-se constante na faixa de temperaturas medidas, o que indica que para uma espessura próxima da crítica a resistência de espalhamento torna-se uma constante independente de $Bi = h(T - T_\infty)/q''$. A resistência global calculada da base (Φ_b) foi obtida através da Eq. (3.120) e a experimental foi estimada através da Eq. (C3), do apêndice C.

TABELA 6.25 – Resistência global da base calculada e experimental

$T_{\text{aquecedor}}$ [K]	$T_{\text{superfície convectiva}}$ [K]	Bi	Φ_b calculada [K/W]	Φ_b experimental [K/W]
335,5	312,2	0,0018	0,0863	0,1023
332,6	309,3	0,0022	0,0862	0,0946
331,5	308,3	0,0025	0,0862	0,0872
330,6	307,4	0,0027	0,0862	0,0839
330,1	306,9	0,0028	0,0862	0,0792
329,7	306,5	0,0030	0,0862	0,0766
329,3	306,2	0,0031	0,0862	0,0740
328,9	305,8	0,0032	0,0862	0,0716
328,6	305,5	0,0033	0,0862	0,0711

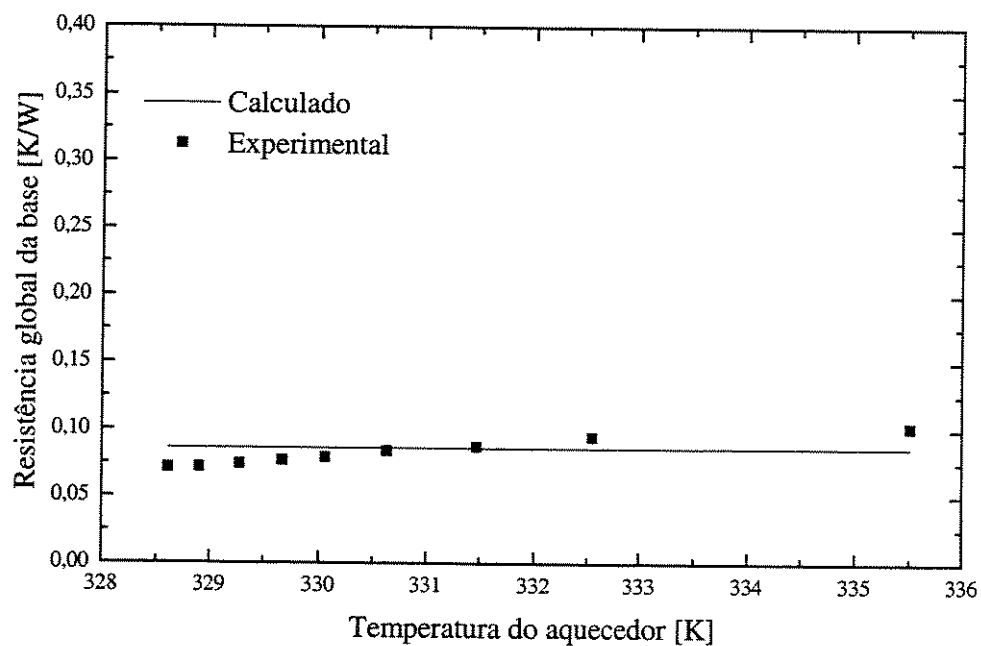


Figura 6.39 – Resistência global em função da temperatura do aquecedor

6.5 Comparação dos Resultados Obtidos com os da Literatura

Biber & Belady [23] testaram quatro diferentes dissipadores na configuração com folga combinada, indicada na Fig. 6.40. Suas características geométricas são apresentadas na Tabela 6.26. As equações que compõem o modelo compacto e a metodologia da solução computacional, apresentadas nos Capítulos 3 e 4, foram utilizadas para determinar a perda de carga nestes dissipadores. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados experimentais e teóricos apresentados pelos autores, como indicado nas Fig. 6.41 a 6.44. A Tabela 6.27 mostra os resultados calculados através do modelo compacto apresentado no atual trabalho e os resultados experimentais e teóricos obtidos pelos autores. Nota-se que os resultados obtidos através do modelo compacto deste trabalho mostram-se muito próximos dos resultados experimentais apresentados por Biber & Belady [23].

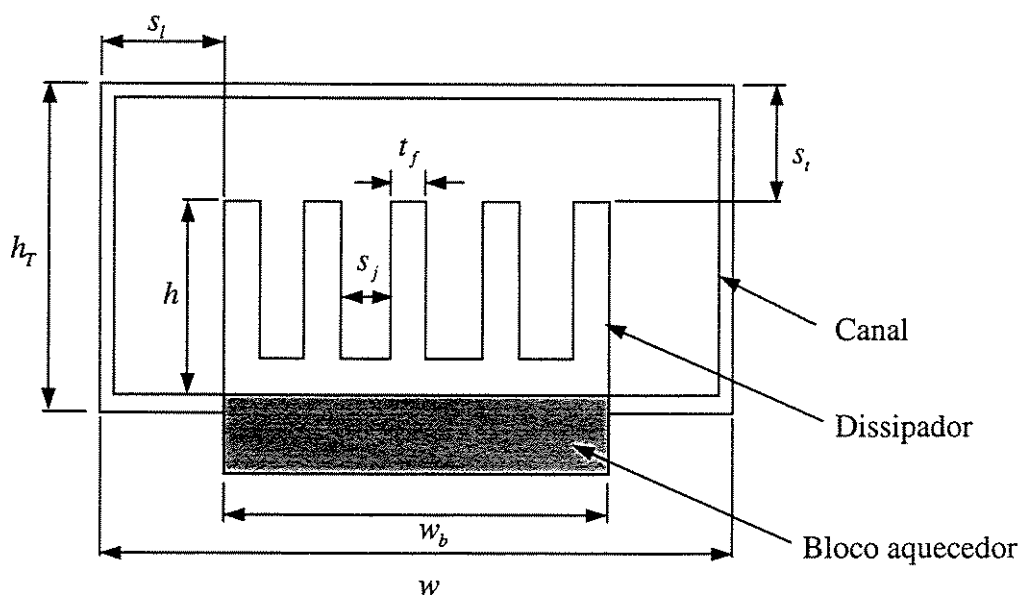


Figura 6.40 – Configuração e dissipador testado por Catharina Biber e Christian Belady

TABELA 6.26– Dissipadores apresentados por Catharina Biber e Christian Belady

CARACTERÍSTICAS [mm]	DISSIPADOR B	DISSIPADOR C	DISSIPADOR D	DISSIPADOR E
w	66,00	117,0	117,0	66,00
w_b	57,45	117,0	117,0	66,00
h_T	59,37	39,43	16,68	39,64
h	55,10	35,0	14,00	35,00
n_a	10	19	28	10
n	9	18	27	9
s_j	4,27	4,43	2,68	4,64
s_l	4,27	-	-	-
s_t	4,27	4,43	2,68	4,64
t_f	1,9	1,5	1,4	1,5
L	25,4	61	61	58,4

TABELA 6.27–Resultados obtidos através dos dissipadores da Tabela 6.26

ΔP [Pa]	Dissipador B				Dissipador C				Dissipador D			Dissipador E		
	U [m/s]				U [m/s]				U [m/s]			U [m/s]		
	0,45	0,85	1,22	1,57	0,45	0,85	1,22	1,57	0,96	2,00	2,60	0,91	1,28	1,62
Calculado (Trabalho atual)	0,23	0,71	1,06	1,51	0,44	1,19	2,04	2,67	2,23	6,87	11,3	0,52	1,22	1,72
Calculado (Biber & Belady)	0,23	0,70	1,20	1,70	0,42	1,10	1,90	2,30	5,00	11,0	17,5	0,90	1,80	2,50
Experimental (Biber & Belady)	0,23	0,73	1,00	1,50	0,42	1,08	2,25	3,33	2,40	8,40	13,6	0,21	1,00	1,30

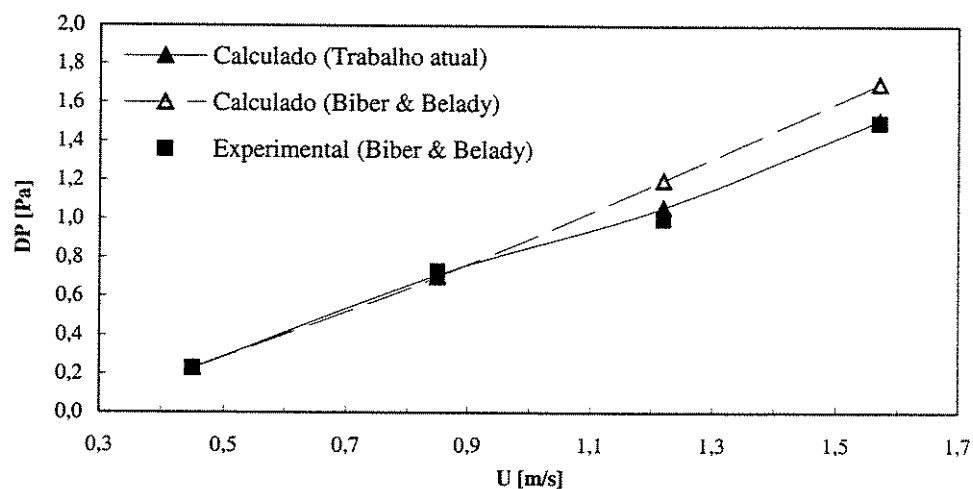


Figura 6.41 – Resultados obtidos para o dissipador B

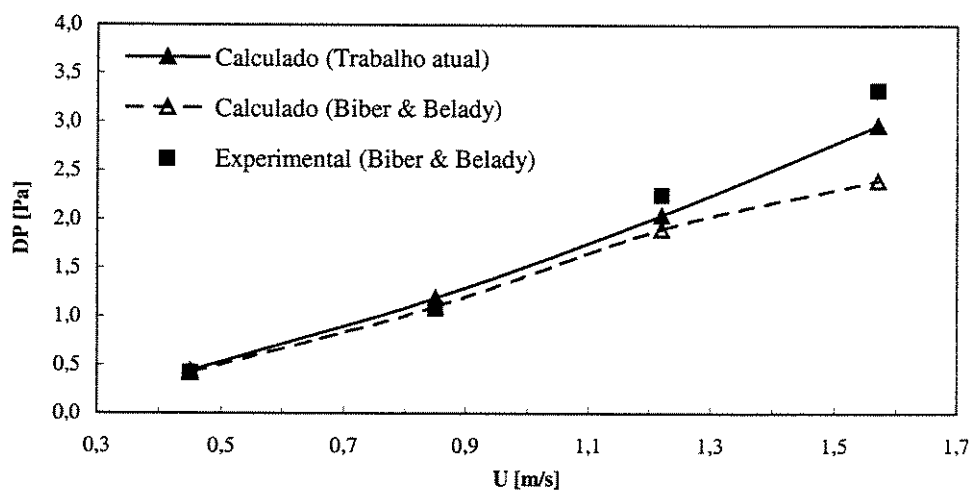


Figura 6.42 – Resultados obtidos para o dissipador C

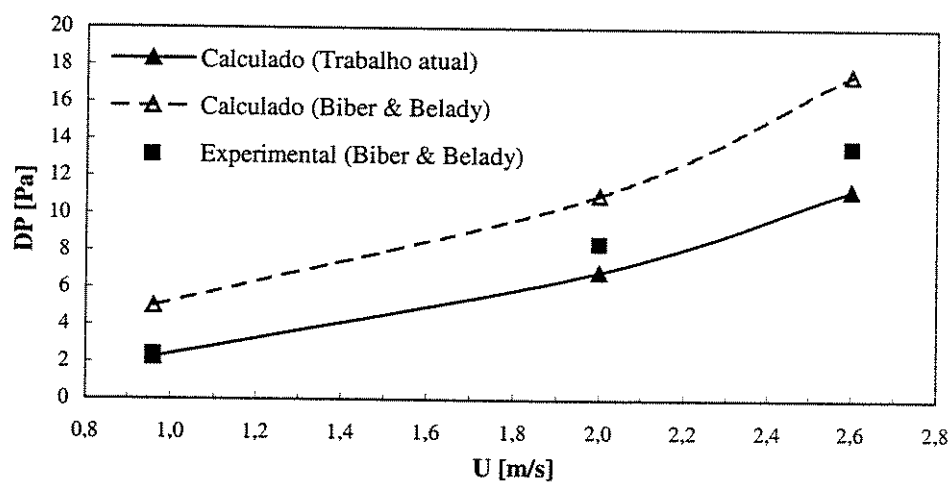


Figura 6.43 – Resultados obtidos para o dissipador D

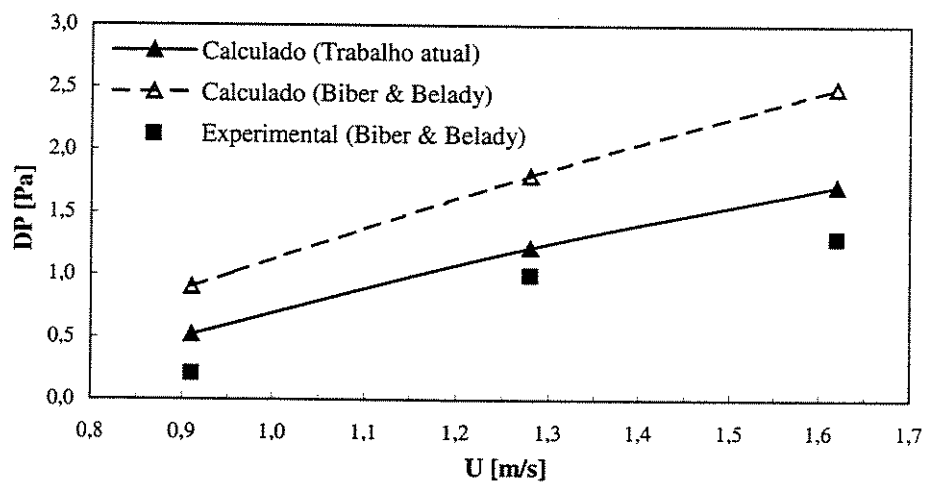


Figura 6.44 – Resultados obtidos para o dissipador E

Knight et al. [30] realizaram testes térmicos com um modelo de dissipador, indicado na Fig. 6.45, alterando o número de canais. As características do modelo são apresentadas na Tabela 28. A configuração testada foi sem folga e a faixa de velocidades utilizada permitia somente escoamento turbulento. Utilizando como dados de entrada as características geométricas do dissipador e a perda de carga medida entre a entrada e a saída dos canais (ΔP), foram aplicadas as correlações do modelo compacto para perda térmica, descrito no capítulo 3, afim de se obter a resistência convectiva do dissipador (Φ_v) e a vazão entre os canais aletados (Q_j). As Fig 6.46 e 6.47 e a Tabela 6.29 mostram os resultados calculados, bem como os valores experimentais e teóricos apresentados por Knight et al. [30]. Observa-se que os resultados previstos através do modelo compacto mostraram-se bem próximos dos resultados experimentais medidos pelos autores.

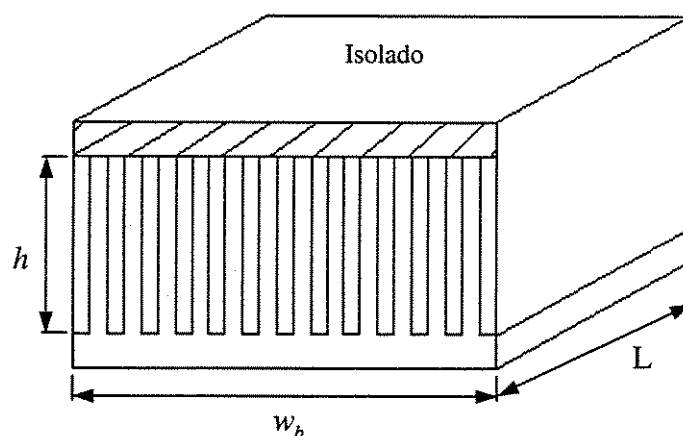


Figura 6.45 – Configuração e dissipador testado por Knight

TABELA 6.28–Características do modelo experimental do dissipador apresentado por Knight

Características	Para 6 canais	Para 9 canais	Para 12 canais
w_b [mm]	76,2	76,2	76,2
L [mm]	76,2	76,2	76,2
h [mm]	12,7	12,7	12,7
t_f [mm]	3,175	3,175	3,175
s_j [mm]	10,054	5,644	3,440
ΔP [Pa]	124,5	124,5	124,5
n_a	5	8	11

TABELA 6.29—Resultados obtidos através do dissipador apresentado por Knight

Características	Para 6 canais	Para 9 canais	Para 12 canais
$\Phi_v [K / w]$ - Calculado (Trabalho atual)	0,67	0,57	0,68
$\Phi_v [K / w]$ - Experimental (Knight)	0,71	0,59	0,64
$\Phi_v [K / w]$ - Calculado (Knight)	0,37	0,35	0,38
$Q_j . 10^2 [kg / s]$ - Calculado (Trabalho atual)	1,303	1,097	0,891
$Q_j . 10^2 [kg / s]$ - Calculado (Knight)	2,423	1,581	0,968
$Q_j . 10^2 [kg / s]$ - Experimental (Knight)	1,404	1,031	0,653

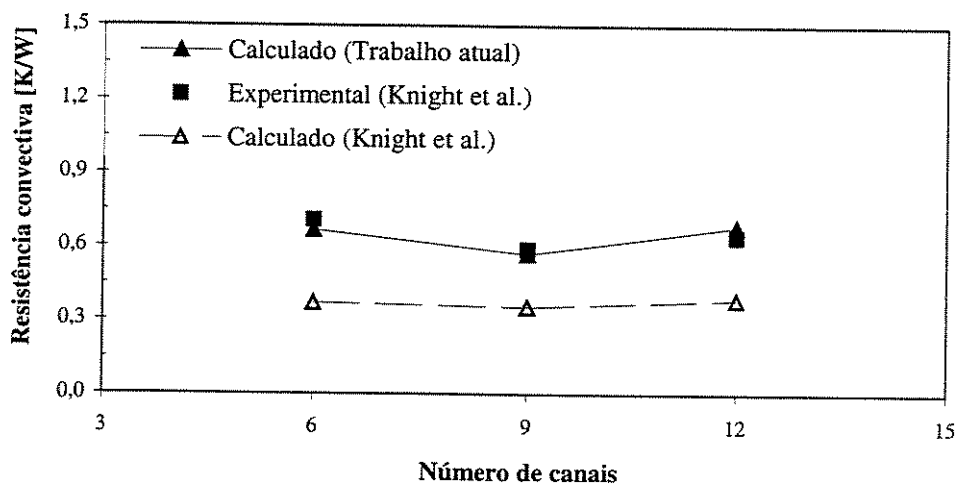


Figura 6.46 –Resistência convectiva em função do número de canais aletados

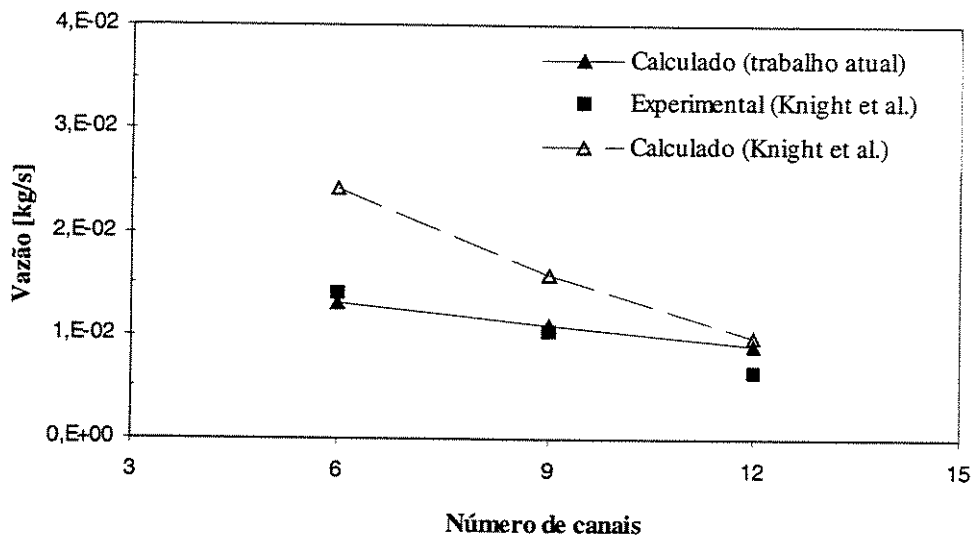


Figura 6.47 –Vazão mássica nos canais em função do número de canais aletados

Testes experimentais para a perda de carga e para a resistência convectiva em um dissipador térmico foram realizados por Butterbaugh & Kang [2]. Eles utilizaram um modelo de dissipador semelhante àquele mostrado na Fig. 6.40, instalado em duto de seção retangular que permitia o ajuste de regiões de folga lateral, de topo ou combinada. A Tabela 6.30 apresenta as características geométricas deste dissipador. As medidas de perda de carga foram realizadas com um manômetro digital, com sensores posicionados a 5mm a montante e a jusante do dissipador, como indicado na Fig. 6.48. Os resultados experimentais apresentados por Butterbaugh & Kang [2] para a perda de carga e para a resistência convectiva do dissipador foram comparados com os obtidos através do modelo compacto desenvolvido neste trabalho. Os resultados para perda de carga são apresentados nas Tabelas 6.31 a 6.34 e nas Fig. 6.49 a 6.52.

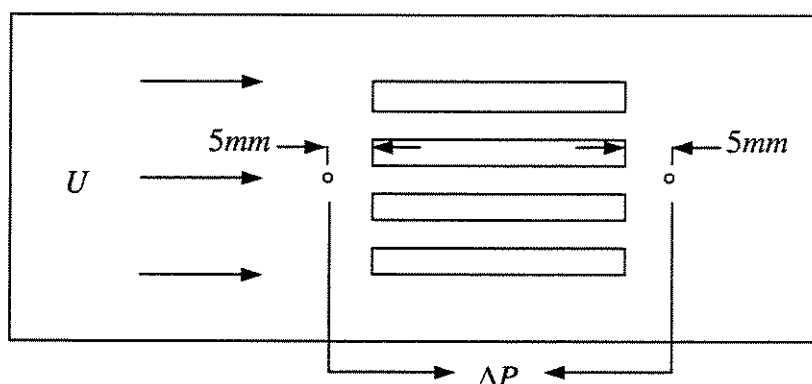


Figura 6.48 –Posicionamento do manômetro digital para medida experimental de perda de carga

TABELA 6.30–Características geométricas do dissipador analisado por Butterbaugh & Kang

n_a	n	t_f [mm]	s_j [mm]	w_b [mm]	h [mm]	L [mm]
13	12	1,27	2,4	45,3	53	46

TABELA 6.31–Perda de carga para a configuração sem folga

$U = 1,0\text{ m/s}$		$U = 2,0\text{ m/s}$		$U = 3,0\text{ m/s}$		$U = 4,0\text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang Pa]	Trabalho atual [Pa]
ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}
4,76	3,89	12,20	8,66	22,40	15,18	35,70	22,07

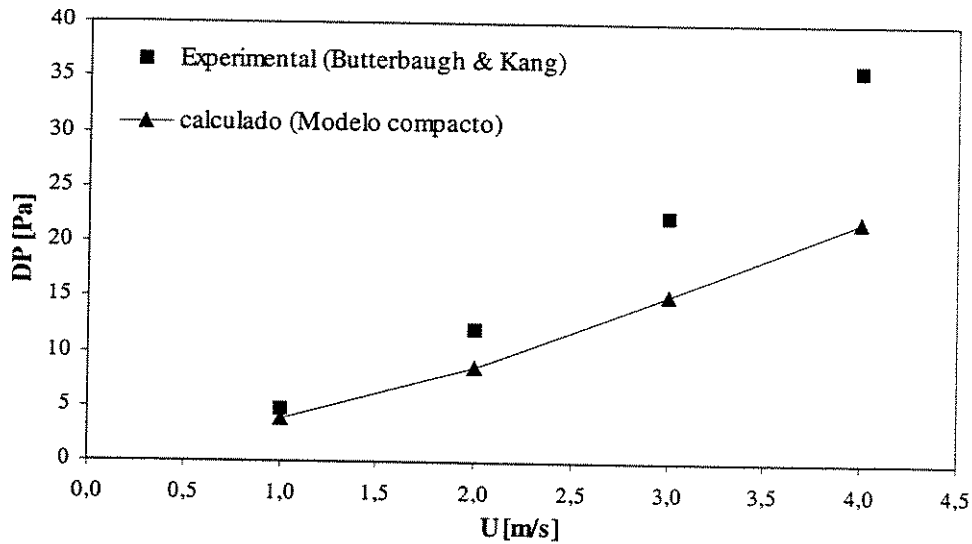


Figura 6.49 – Perda de carga para o modelo na configuração sem folga

TABELA 6.32– Perda de carga para a configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}
2,60	0,71	6,93	2,65	13,0	5,52	20,4	9,23

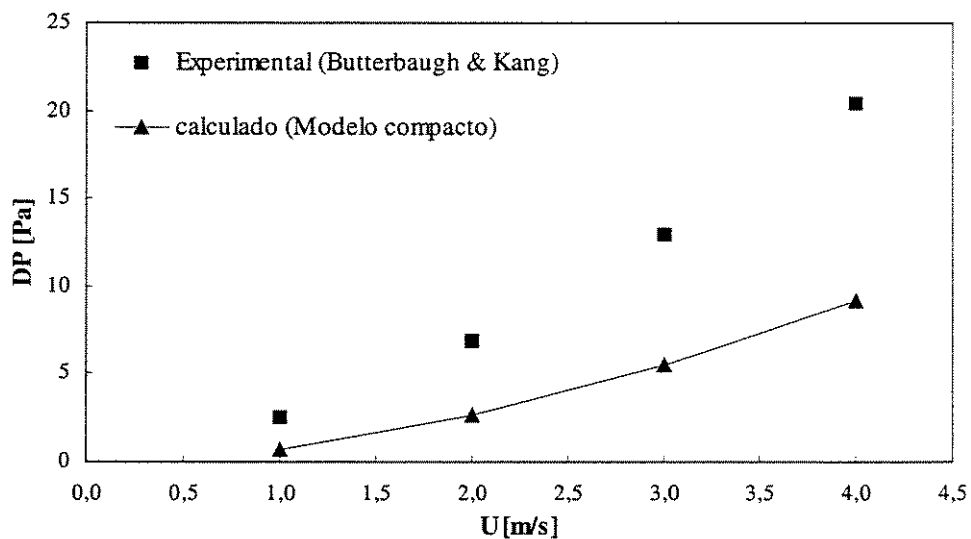


Figura 6.50 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)

TABELA 6.33– Perda de carga para a configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}
3,43	1,93	8,19	4,90	16,20	8,62	25,10	12,97

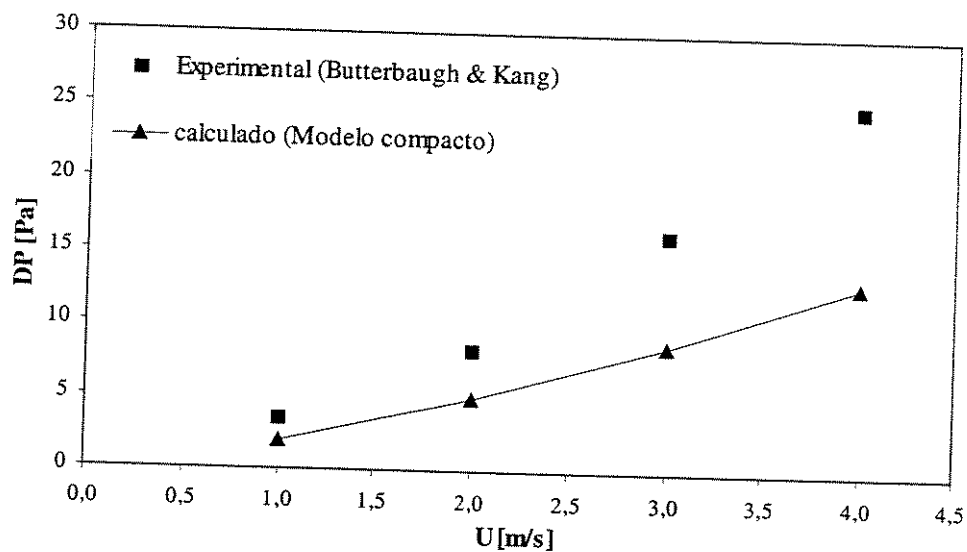


Figura 6.51 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)

TABELA 6.34– Perda de carga para a configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_t = 25,5 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}	ΔP_{exp}	ΔP_{cal}
1,28	0,44	3,47	1,35	7,10	2,53	10,18	4,13

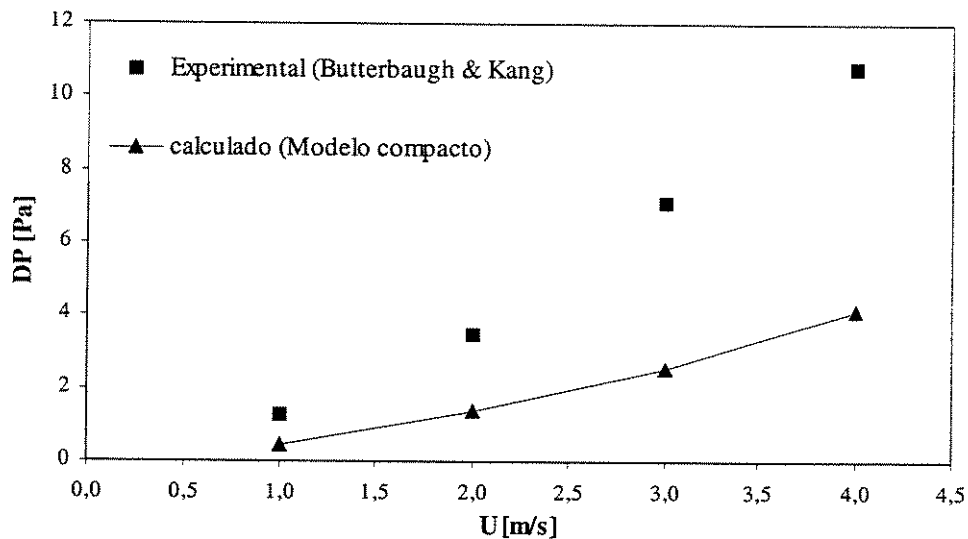


Figura 6.52 – Perda de carga para o modelo na configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_t = 25,5 \text{ mm}$)

As Fig. 6.53 a 6.56 e as Tabelas 6.35 a 6.38 indicam os resultados para resistência convectiva do dissipador testado por Butterbaugh & Kang [2]. Observa-se que para a configuração sem folga (Fig. 6.53) ocorreu um erro sistemático, uma vez que a diferença entre os resultados experimentais e os obtidos através do modelo compacto desenvolvido no presente trabalho mantém-se praticamente constante em todos os pontos de medida. Para as demais configurações, os resultados do modelo possuem valores próximos dos experimentais apresentados por Butterbaugh & Kang [2]. Analisando a melhor concordância para a resistência convectiva do dissipador, a discordância mais acentuada apresentada nos resultados de perda de carga pode ser justificada pelo método empregado pelos autores para medir essa variável, muito diferente do utilizado neste trabalho.

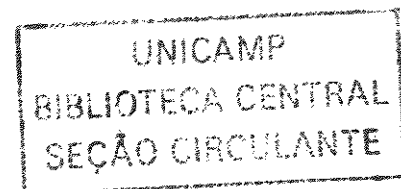


TABELA 6.35–Resistência convectiva para a configuração sem folga

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
Φ_{vexp}	Φ_{vcalc}	Φ_{vexp}	Φ_{vcalc}	Φ_{vexp}	Φ_{vcalc}	Φ_{vexp}	Φ_{vcalc}
0,700	0,596	0,576	0,477	0,515	0,418	0,470	0,381

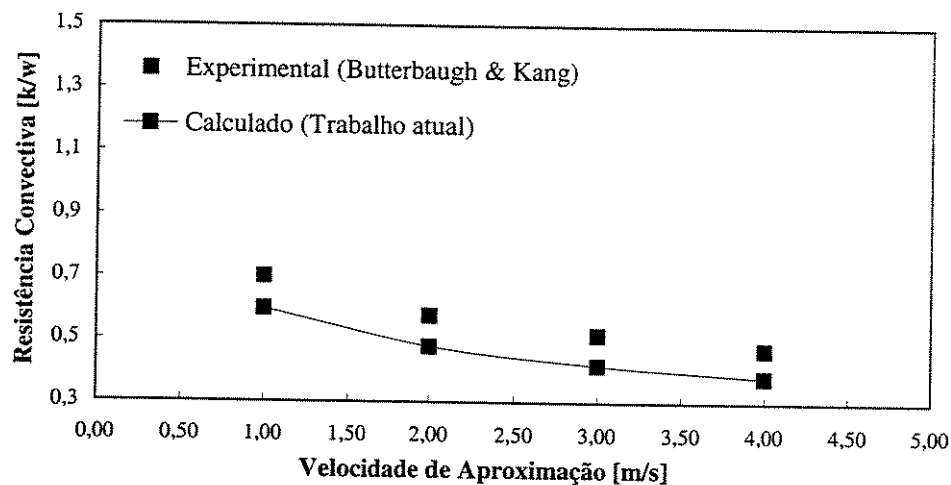


Figura 6.53 – Resistência convectiva para o modelo na configuração sem folga

TABELA 6.36– Resistência convectiva para a configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$
0,792	0,925	0,622	0,674	0,553	0,550	0,510	0,492

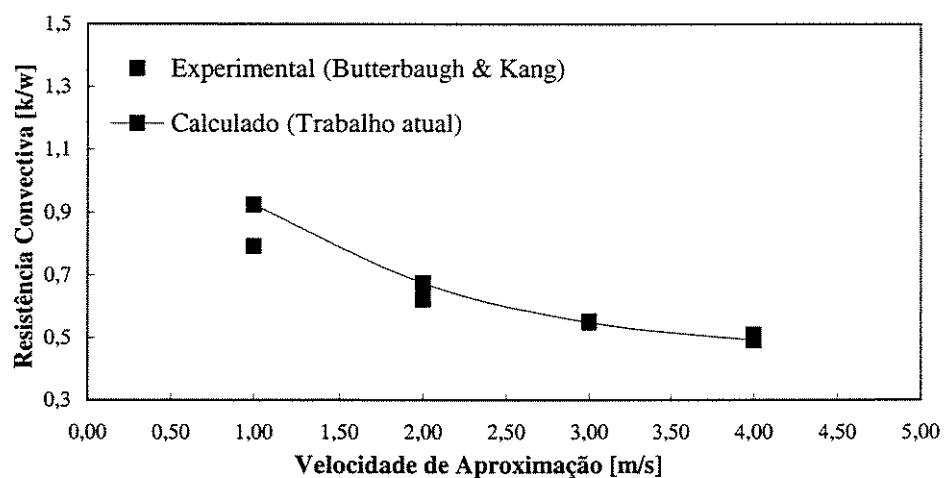


Figura 6.54 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga de topo ($s_t = 25 \text{ mm}$)

TABELA 6.37 – Resistência convectiva para a configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$
0,754	0,741	0,607	0,603	0,537	0,497	0,494	0,447

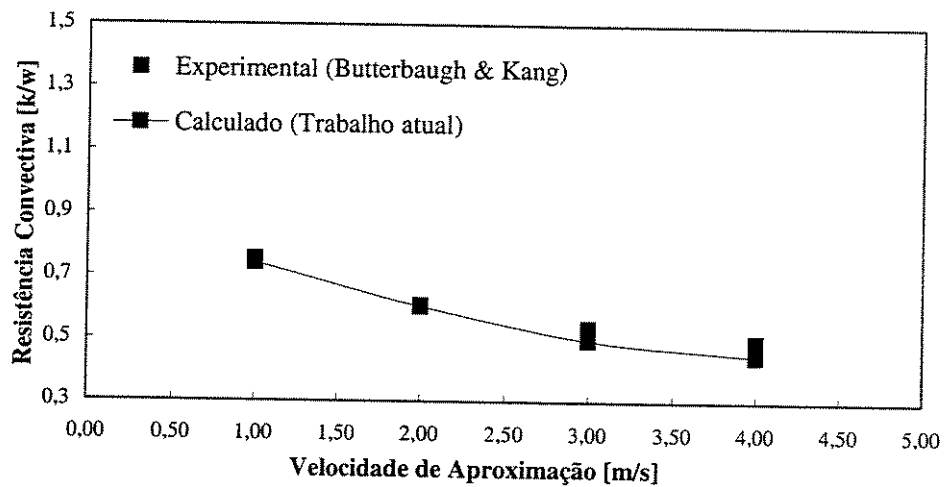


Figura 6.55 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga lateral ($s_l = 6,5 \text{ mm}$)

TABELA 6.38 – Resistência convectiva para a configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_t = 25,5 \text{ mm}$)

$U = 1,0 \text{ m/s}$		$U = 2,0 \text{ m/s}$		$U = 3,0 \text{ m/s}$		$U = 4,0 \text{ m/s}$	
Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]	Butterbaugh & Kang [Pa]	Trabalho atual [Pa]
$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$	$\Phi_{v \exp}$	$\Phi_{v \text{calc}}$
1,030	0,909	0,694	0,633	0,607	0,544	0,552	0,480

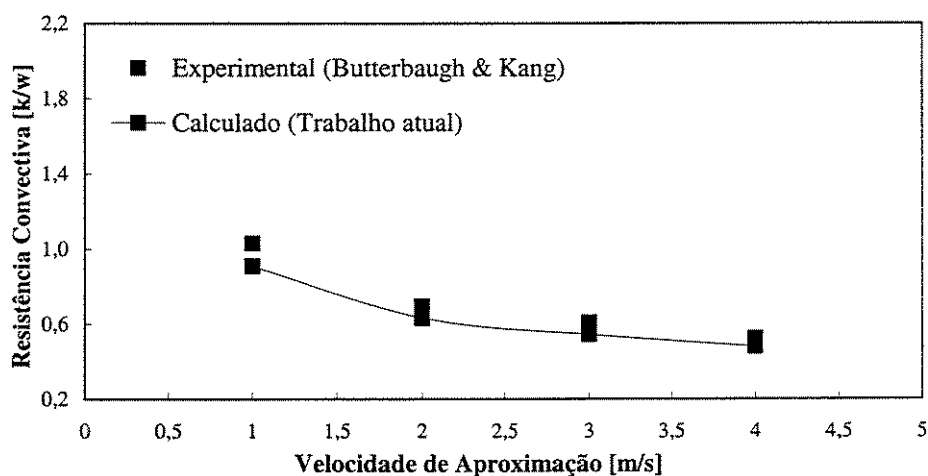


Figura 6.56 – Resistência convectiva para o modelo na configuração com folga combinada ($s_t = 25 \text{ mm}$) e ($s_t = 25,5 \text{ mm}$)

6.6 Conclusão do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais e de modelagem obtidos para a perda de carga e a resistência térmica do dissipador nas configurações estudadas. Também foram apresentados resultados obtidos para a resistência térmica da base do dissipador. Foi realizada finalmente uma comparação dos resultados obtidos através do modelo compacto com outros disponíveis na literatura.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões Para Próximos Trabalhos

7.1 Conclusões

A perda de carga e a resistência convectiva em dissipadores de calor, considerando regiões de folga, foram estudadas através do desenvolvimento de um modelo compacto e de forma experimental. Foram comparados resultados do modelo compacto e das medidas experimentais de perda de carga em três diferentes dissipadores de calor, sendo dois de acrílico e um de alumínio, nas configurações sem folga, com folga lateral, de topo e combinada. Para o dissipador de alumínio, foram obtidos resultados experimentais e de modelagem da resistência convectiva nas quatro configurações citadas. Também foram obtidos resultados experimentais e teóricos para a resistência global da base do dissipador. Para as configurações com regiões de folga, onde eram desconhecidas as parcelas de vazão, tanto nos canais aletados quanto nas regiões de desvio do escoamento, foi desenvolvido um procedimento iterativo para o cálculo dessas parcelas de vazão.

Os resultados de perda de carga calculados com as correlações que compõem o modelo compacto mostraram boa concordância com os resultados experimentais, uma vez que praticamente todos os resultados calculados estão dentro da faixa de incerteza experimental calculada para cada configuração. A boa concordância comprova que as simplificações feitas no modelo compacto foram adequadas para a faixa de vazão medida e para as características geométricas dos dissipadores testados. Como esperado, a inclusão de regiões de folga diminuiu significativamente a velocidade média nos canais entre as aletas o que conduz a um aumento na

sua resistência convectiva do dissipador. A comparação entre os resultados experimentais e modelados para a resistência convectiva igualmente apresentou boa concordância. A maior diferença entre esses resultados foi inferior a $0,05 \text{ K/W}$ para as configurações sem folga, com folga lateral e combinada. Para a configuração com folga de topo, a diferença máxima entre os resultados experimentais e previstos através do modelo compacto foi de $0,11 \text{ K/W}$, para um valor nominal de $1,3 \text{ K/W}$.

A adoção do modelo compacto com um processo iterativo de solução forneceu resultados em um tempo inferior a um minuto para todas as configurações. Isso certamente representa uma vantagem quando comparado com métodos numéricos de CFD, uma vez que este necessita de maior memória e tempo computacional. O modelo compacto pode ser considerado, por sua simplicidade, como um primeiro passo para a caracterização e análise de escoamento em dissipadores térmicos, onde, em uma segunda fase da análise, a técnica numérica (CFD) seja utilizada com a finalidade de refinamento da solução. Na terceira fase da análise, seriam então realizados os testes experimentais.

7.2 Sugestões Para os Próximos Trabalhos

Análise do comportamento da perda de carga e da resistência convectiva de em outras geometrias de dissipadores de calor utilizando o modelo compacto.

Estudar a variação do valor e do sentido da vazão que escapa dos canais aletados para a região do topo (Q_{lk}) em função da velocidade de aproximação no duto, da razão de aspecto dos canais e da área de folga do topo.

Comparar os resultados experimentais e os obtidos através do modelo compacto, apresentados no presente trabalho, com resultados numéricos de CFD.

Referências Bibliográficas

- [1] INCLOPERA, F. P., WITT, D. P., WILEY, J., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4 ed., 1990.
- [2] BUTTERBAUGH, M. A., KANG, S. S. *Effect of Airflow Bypass on the Performance of Heat Sinks in Electronic Cooling*. ASME, Advances in Electronic Packaging. v. 10, n. 2, p.843-848, 1995.
- [3] LEE, S., *Optimum Design and Selection of Heat Sinks*, IEEE transactions, Components Hybrids and Manufacturing technology. v.18, part A, n. 4, p. 812-817, Dec.1995.
- [4] KINIGHT, R. W., GOODLING, J. S., HALL, D.J., *Optimal Thermal Design of Forced Convection Heat Sinks Analytical*. Journal of Electronic Packaging. vol. 133, n.3, p.313–321, Sept. 1991.
- [5] NELSON, D. J., SAYERS, W. A., *A Comparison of Two-Dimensional Planar, Ax symmetric and Three-Dimensional Spreading Resistances*. Eighth IEEE SEMI-THERM™ Symposium, v. 133, n.3, p.313–321, Sept. 1991.
- [6] AZAR, K., MACLEOD, R. S., CARON, R. E., *Narrow Channel Heat Sink for Cooling of High Powered Electronic Components*, IEEE Semi-Therm Symp., p.12-19, 1992.
- [7] CULHAM, J. R., MUZYCHKA, Y. S., *Optimization of Plate Fin Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization*, IEEE Inter Society Conference on Thermal Phenomena, p.8-15, 2000.

- [8] BEJAN, A., *Entropy Generation Through Heat and Flow*, Jonh Wiley and Sons Ltda., New York, 1982.
- [9] BEJAN, A., TSATARONIS, G., MORAN, K., *Thermal Design and Optimization*, Jonh Wiley and Sons Ltda., New York, 1996.
- [10] BEJAN, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, Jonh Wiley and Sons Ltda., New York, 1998.
- [11] BEJAN, A., *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York, 1996.
- [12] HINGORANI, S., FAHRNER, C. J., MACKOWSKI, D. W., GOODING, J. S., JAEGER, R. C., *Optimal Sizing of Planar Thermal Spreaders*, ASME transactions, Journal of Heat Transfer, vol. 116, p.296-301, May 1994.
- [13] KADDAMBI, V., ABUAF, N., Ax symmetric and Three-Dimensional Chip-Spreader Calculations, AIChE symposium, Proceedings of the 1983 National Heat Transfer Conference, série 225, vol. 79, p.130-139, 1983.
- [14] LEE, S., SONG, VAN AU S., MORAN, KEVIN P., *Constriction/Spreading Resistance Model For Electronics Packaging*, ASME/JSME, Thermal Engineering Conference, vol.4, p. 199-203, 1995.
- [15] KAYS, W., M., *Loss Coefficients for Abrupt Changes in Flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple-Tube Systems*, ASME transactions, Standford, p.1067-1074, Nov. 1994.
- [16] KAYS, W., M., PERKINS, H. C., *Forced Convection Internal Flow in Ducts*, In: REIS, E., *Projeto de Dissipadores de Calor Aletados Considerando o Efeito do Desvio do Escoamento*, Campinas, Unicamp, p. 33, Jan. 1998.

- [17] SHAH, R. K., BHATTI, M., S., *Laminar Convective Heat Transfer in Ducts*, In: REIS, E., *Projeto de Dissipadores de Calor Aletados Considerando o Efeito do Desvio do Escoamento*, Campinas, Unicamp, p. 34, Jan. 1998.
- [18] JONES, O. C., JR, *An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts*, Journal of Fluids Engineering, v. 98, p. 173-181, Jun. 1976.
- [19] PHILLIPS, R. J., *Microchannel Heat Sinks*, In: COHEN, B., KRAUS, A. D., *Advances in Thermal Modeling of Eletronic Components and Systems*, ASME, New York, v. 2, p.109-184, 1990.
- [20] KAYS, W., M., PERKINS, H. C., *Forced Convection Internal Fluid Flow in Ducts*, In: ROHSENOW, W. M., HARTNETT, J. P., *Handbook of Heat Transfer*, McGRAW-HILL, p 7-12, 1973.
- [21] PATANKAR, S. V., *Numerical Heat Transfer And Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.
- [22] MOFFAT, R. J., *Using Uncertainty Analysis Planning of an Experiment*, Journal Fluids Engineering, v. 107, p. 173-178, 1985.
- [23] BIBER, C. R., BELADY, C. L., *Pressure Drop Prediction for Heat Sinks: What is the Best Method?*, ASME, New York, v. 2, p.1829-1835, 1997.
- [24] SPARROW, E. M., *Analysis of Laminar Forced Convection Heat transfer in Entrance Region of Flat Rectangular Ducts*, NACA Technical Note 3331, 1955.
- [25] LAU, K. S., MAHAJAN, R. L., *Effects of Tip Clearance and Fin Density on the Performance of Heat Sinks for VLSI Packages*. IEEE transactions on Components, Packaging, Manufacturing Technology, v.12, n.4, p. 757-765, 1989.

- [26] LEE, S., SOULE, C. A., *Effect of Base-to-Fin Joint Thermal Resistance on Fabricated Heat Sinks*, Proceedings of Interpack 97, ASME EEP, v. 19-2, p. 1843-1848, 1997.
- [27] KLINE, S. J., MACCLINTOCK, F. A., *Describing Uncertainties in Single Sample Experiments*, *Mechanical Engineering*, v. 75, p. 3-8, 1953.
- [28] SPARROW, E.M., CESS, R.D., *Radiation Heat Transfer*, Brooks/Cole Publishing Company, California, 1996.
- [29] GNIELINSKI, V., *Int. Chem. Engineering*, V. 16, p. 359, 1976, In: INCLOPERA, F. P., WITT, D. P., WILEY, J., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4 ed., p.227, 1990.
- [30] KINIGHT, R. W., GOODLING, J. S., GROSS, E. B., *Optimal Thermal Design of Air Forced Convection Finned Heat Sinks – Experimental Verification*, *IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology*, vol. 15, n.5, p.754–760, Oct. 1992.
- [31] LEE, S., HUANG, H. C., CHEN, W. Y., *A Thermal Characteristic Study of Extruded Type Heat Sinks in Considering Air Flow Bypass Phenomenon*, Proceedings of the 6th Annual IEE Semiconductor Thermal and temperature Measurement Symposium, p. 95-102, 1990.
- [32] WIRTZ, R. A., CHEN, W., ZHOU, R., *Effect of Flow Bypass on the Performance of Longitudinal Fin Heat Sinks*, *Transactions of the ASME*, v. 116, p. 206-211, 1994.
- [33] OBINELO, I. F., *Characterization Of Thermal And Hydraulic Performance Of Longitudinal Fin Heat Sinks For System Level Modeling Using CFD Methods*, Proceedings of the ASME International, Intersociety and Photonic Packaging Conference and Exhibition, Hawaii, 1997.
- [34] PRSTIC, S., IYENGAR, M., BAR-COHEN, A., *Bypass Effect in High Performance Heat Sinks*, International Thermal Sciences Conference in Bled, June 11th – 14th, 2000.

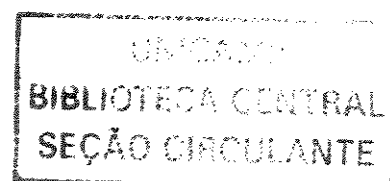
[35] AKE, M., *Optimisation of Heat Sinks in Confined Flow*, Coolingzone Magazine, v. 2, n. 2, February 2002.

[36] BIBER, C., *Heat Sink Performance Calculation*, Coolingzone Magazine v. 2, n.5, May, 2001.

[37] REIS, E., *Projeto de Dissipadores de Calor Aletados Considerando o Efeito do Desvio do Escoamento*, Campinas, Unicamp, Jan, 1998.

Apêndice

- A Análise de Incerteza Pelo Método das Perturbações Sequenciais
- B Análise das Perdas Térmicas nas Medidas Experimentais
- C Estimativa da Resistência Global Experimental da Base do Dissipador



Apêndice A – Análise de Incerteza Pelo Método das Perturbações Sequenciais.

O procedimento descrito por Moffat [22] foi adotado neste trabalho para avaliar as incertezas dos resultados experimentais. A seguir será apresentada uma descrição sucinta do método.

Considera-se um resultado R que dependa de n medidas experimentais x_i :

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n) \quad (A1)$$

Se cada medida experimental x_i tiver uma incerteza Δx_i e todas essas incertezas forem especificadas com o mesmo grau de confiança (por exemplo, 95%), então a incerteza do resultado experimental pode ser especificada (Kline & McClintock [27]) por:

$$U_R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (A2)$$

As derivadas parciais indicadas podem ser avaliadas numericamente:

$$\frac{\partial R}{\partial x_i} \approx \frac{R(x_1, x_2, \dots, x_i + \delta x_i, \dots, x_n) - R(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)}{\delta x_i} \quad (A3)$$

onde δx_i corresponde a um valor adequado para avaliar a derivada. Se a incerteza Δx_i for suficientemente pequena, então é possível estabelecer:

$$\Delta x_i = \delta x_i \quad (A4)$$

Neste caso,

$$\frac{\partial R}{\partial x_i} \Delta x_i \approx [R(x_1, x_2, \dots, x_i + \delta x_i, \dots, x_n) - R(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)] \quad (A5)$$

Assim, a mesma planilha ou programa computacional utilizado na redução das medidas experimentais para obter o resultado R , pode ser utilizado também para obter a sua incerteza. Para isso, este programa deve ser rodado $(n+1)$ vezes. Na primeira vez, utilizam-se os valores nominais x_i das medidas experimentais e obtém-se assim o resultado nominal R_n . Nas n vezes subsequentes, utiliza-se o valor perturbado pela incerteza de uma medida experimental $(x_i + \Delta x_i)$ de cada vez, numa sequência que envolva todas as medidas. Nesta sequência obtém-se então os resultados R_i associados a uma perturbação de cada vez.

Com os resultados obtidos, a equação (A2) pode ser calculada, fazendo uso da equação (A3) ou equação (A5), fornecendo, assim, a incerteza U_R .

Apêndice B - Análise das Perdas Térmicas nas Medidas Experimentais

B1 Perda Térmica Por Condução Através da Parede de Acrílico (q_1)

Esta perda é devida ao contato térmico da base do dissipador com a parede de acrílico do duto retangular onde a base foi colada (Fig. B1). Ela foi estimada considerando esta parede como uma aleta de acrílico, da forma descrita a seguir.

Para a configuração sem folga e com folga de topo:

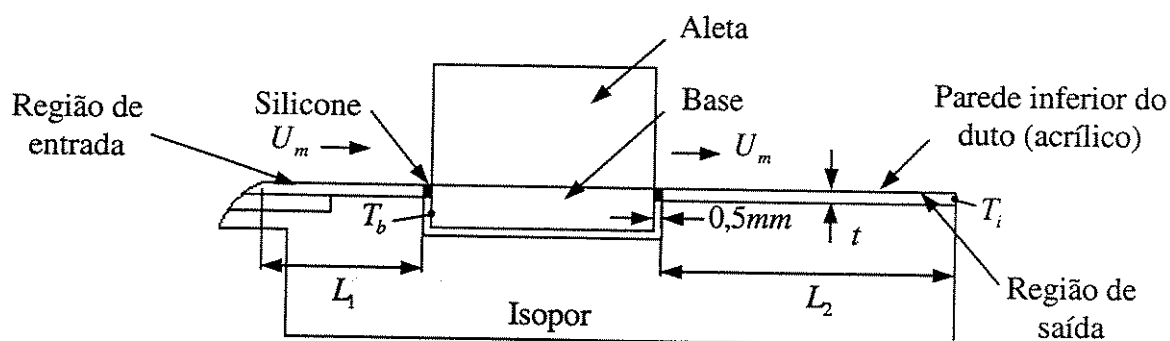


Figura B1 – Vista lateral em corte da montagem do dissipador no duto retangular

As perdas através da parede inferior do duto foram estimadas, neste caso, a montante e a jusante da base, como indicado na Fig. B1, da seguinte forma:

$$q_1 = \frac{\Delta T}{\Phi_{T_1}} + \frac{\Delta T}{\Phi_{T_2}} \quad (B1)$$

onde (ΔT) é a diferença de temperatura $(T_b - T_i)$ e (Φ_{T_1}) e (Φ_{T_2}) são as resistências totais correspondentes à soma da resistência condutiva do silicone e da aleta constituída pela parede de acrílico a montante e a jusante, respectivamente.

A parede inferior do duto foi tratada como uma aleta de ponta adiabática e com apenas uma face convectiva, como indicado da Fig. B2. A outra face está em contato com o isopor e, por esta razão, foi considerada adiabática. O tratamento neste caso foi feito considerando que a face

em contato com o isopor fosse o plano de simetria de uma aleta com o dobro de espessura e duas faces convectivas. Adotou-se então a solução padrão deste problema.

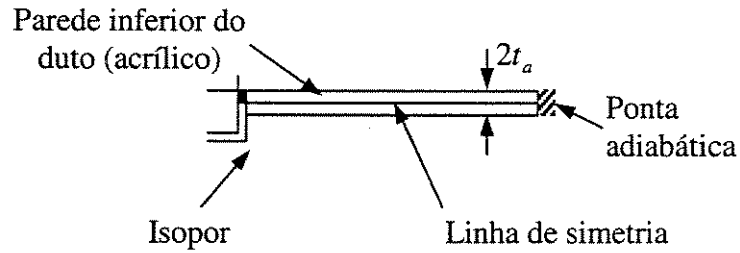


Figura B2 – Aleta simétrica de ponta adiabática

A resistência total é dada por:

$$\Phi_{\tau_1} = \frac{t_s}{K_s A_s} + 2 \left(\frac{1}{\sqrt{h P K_a A_a} \tanh(L_1 m)} \right)$$

$$\Phi_{\tau_2} = \frac{t_s}{K_s A_s} + 2 \left(\frac{1}{\sqrt{h P K_a A_a} \tanh(L_2 m)} \right) \quad (B3)$$

Nas Eq. (B2) e (B3),

$$m = \sqrt{\frac{h P}{K_a A_a}} \quad (B4)$$

As condutividades térmicas do silicone e do acrílico são iguais a $K_s = 0,11 W / mK$ e $K_a = 0,20 W / mK$, respectivamente. O perímetro da seção da aleta considerada é dado por $P = 4t_a + 2w_b$. A espessura da parede de acrílico (t_a) é de $2mm$ e a espessura média da camada de silicone (t_s) é de $0,5mm$. Os comprimentos das aletas a montante (L_1) e a jusante (L_2) são iguais, respectivamente, a $50mm$ e $110mm$.

As áreas da seção do silicone e do acrílico, (A_s) e (A_a) , respectivamente, foram calculadas da seguinte forma:

$$A_s = t_a w_b \quad (\text{B5})$$

$$A_a = 2t_a w_b \quad (\text{B6})$$

O coeficiente convectivo médio (h) do escoamento no duto foi determinado através da Eq. (B7):

$$h = \frac{Nu_D K_f}{D_h} \quad (\text{B7})$$

onde (Nu_D) é o número de Nusselt do duto retangular, a condutividade térmica do ar (K_f) foi estimada com base em valores tabelados (Incropera [1]) relacionados com a temperatura de entrada do fluido (T_i) e D_h é o diâmetro hidráulico do duto.

O valor de (Nu_D) foi aproximado pela correlação de Gnielinski [29] baseada no diâmetro hidráulico da seção retangular do duto.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{B8})$$

Na Eq. (B8), o coeficiente de atrito também foi obtido pela analogia do diâmetro hidráulico,

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (\text{B9})$$

onde (Re_D) é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do duto retangular e (Pr) é o número de Prandtl do ar. A Eq. (B8) é válida para $0,5 < Pr < 2000$ e $2300 < Re_D < 5.10^6$.

Para a configuração com folga lateral e combinada:

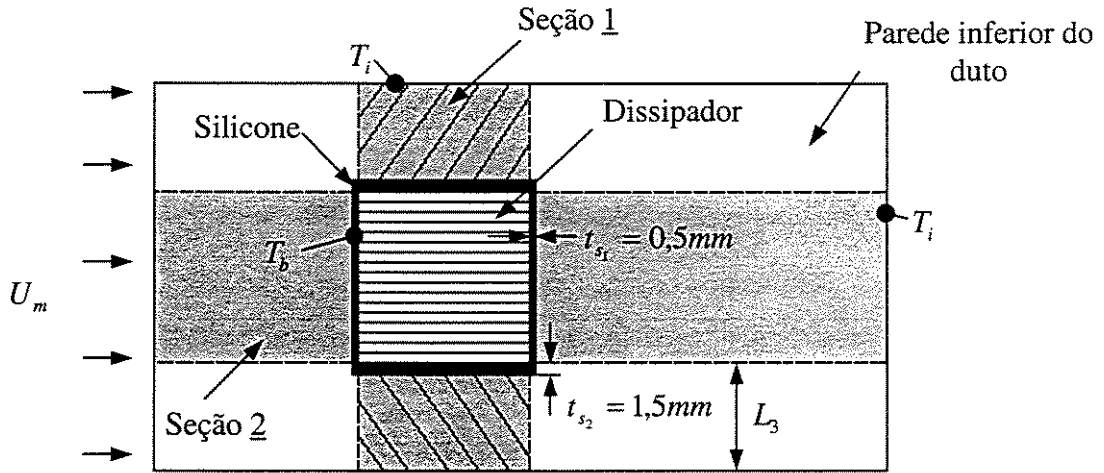


Figura B3 – Vista superior da montagem do dissipador no duto

As perdas térmicas nas configurações com folga lateral e combinada foram estimadas a montante e a jusante da base e nas laterais da parede inferior do duto, como indicado nas seções 1 e 2 da Fig. B3.

$$q_1 = 2 \left(\frac{\Delta T}{\Phi_{T_3}} \right)_{seção1} + \left(\frac{\Delta T}{\Phi_{T_1}} + \frac{\Delta T}{\Phi_{T_2}} \right)_{seção2} \quad (B10)$$

onde Φ_{T_1} e Φ_{T_2} são as resistências totais correspondentes a soma das resistências do silicone e da parede de acrílico, da seção 2, calculadas através das Eq. (B2) e (B3), respectivamente. A resistência Φ_{T_3} da seção 1 foi calculada de forma análoga:

$$\Phi_{T_3} = \frac{t_{s2}}{K_s A_s} + 2 \left(\frac{1}{\sqrt{h P K_a A_a} \tanh(L_3 m)} \right) \quad (B11)$$

onde t_{s2} e L_3 (indicados na Fig. B3) são iguais, respectivamente, a $1,5mm$ e $31mm$.

As áreas da seção do silicone (A_s) e do acrílico (A_a) da seção 1 foram calculadas com as Eq. (B12) e (B13):

$$A_s = t_a L \quad (B12)$$

$$A_a = 2t_a L \quad (B13)$$

B2 Perda Térmica Por Radiação das Superfícies Expostas do Dissipador (q_2)

A perda radiativa das superfícies expostas do dissipador foi calculada através das seguintes equações:

$$q_2 = h_r A_r (T_s - T_{viz}) \quad (B14)$$

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{viz}) (T_s^2 + T_{viz}^2) \quad (B15)$$

onde ($\sigma = 5,67.10^{-8} W / m^2 K^4$) é a constante de Stefan Boltzmann, $T_s = T_b$ é a temperatura da base do dissipador, $T_{viz} = T_i$ é a temperatura do ambiente envolvendo o dissipador e (h_r) é o coeficiente equivalente de troca radiativa de calor. Na Eq. (B15), a emissividade ($\varepsilon = 0,7$) representa um valor aparente determinado através de Sparrow & Cess [28] e ($A_r = w_b L$) é a área da abertura da cavidade. A emissividade aparente foi obtida considerando a geometria das aletas do dissipador A3 e uma emissividade das suas superfícies de alumínio igual a 0,3.

B3 Perda Térmica nos Fios Ligados ao Dissipador (q_3)

A perda térmica nos dois fios de conexão do aquecedor principal e nos seis fios de termopares localizados na base do dissipador foi avaliada através da consideração de aletas de comprimento infinito:

$$q_{31} = 2\Delta T_1 \sqrt{h_c P_1 A_1 K_1} \quad (B16)$$

$$q_{32} = 6\Delta T_2 \sqrt{h_c P_2 A_2 K_2} \quad (B17)$$

onde $\Delta T_1 = (T_F - T_i)$ e $\Delta T_2 = (T_b - T_i)$, sendo (T_F) a temperatura do aquecedor 1. O coeficiente de convecção natural (h_c) foi estimado em $3,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Os diâmetros dos fios de conexão (cobre) e dos fios de termopares (cromel-alumel) são, respectivamente, $1,8\text{mm}$ e $0,4\text{mm}$. Para as condutividades térmicas do cobre e do cromel-alumel foram tomados valores aproximados iguais a $K_1 = 401 \text{ W/mK}$ e $K_2 = 168 \text{ W/mK}$. A perda total nos fios ligados ao dissipador foi obtida por:

$$q_3 = q_{31} + q_{32} \quad (B18)$$

B4 Perda Térmica por Dissipação Elétrica nos Fios de Conexão (q_4)

A potência elétrica dissipada nos fios de cobre que conectavam a fonte potência foi determinada da seguinte forma:

$$q_4 = 2\Phi_{\Omega} I^2 \quad (B19)$$

onde $(\Phi_{\Omega} = 8.10^{-4} \Omega)$ e (I) são, respectivamente, a resistência ôhmica e a corrente elétrica do fio de conexão.

B5 Perda Térmica na Área Exposta Inferior da Base do Dissipador (q_5)

O aquecedor utilizado nos testes experimentais com aquecimento era menor que a base do dissipador, como mostrado na Fig. 3.8 (a). Por isso, apesar do uso do aquecedor de proteção (guard-heater), ainda sobra uma área da base do dissipador que perde calor através do isolamento térmico inferior. Essa perda térmica foi avaliada por:

$$q_5 = \frac{\Delta T}{\Phi_{TB}} \quad (B20)$$

onde (Φ_{TB}) é a resistência total da superfície exposta da base associada à condução na camada de ar que separa a base do isopor, à condução no isopor e à convecção natural na superfície exposta do isopor. O circuito térmico equivalente está indicado na Fig. B4. (ΔT) é a diferença de temperatura entre a base do dissipador e (T_i).

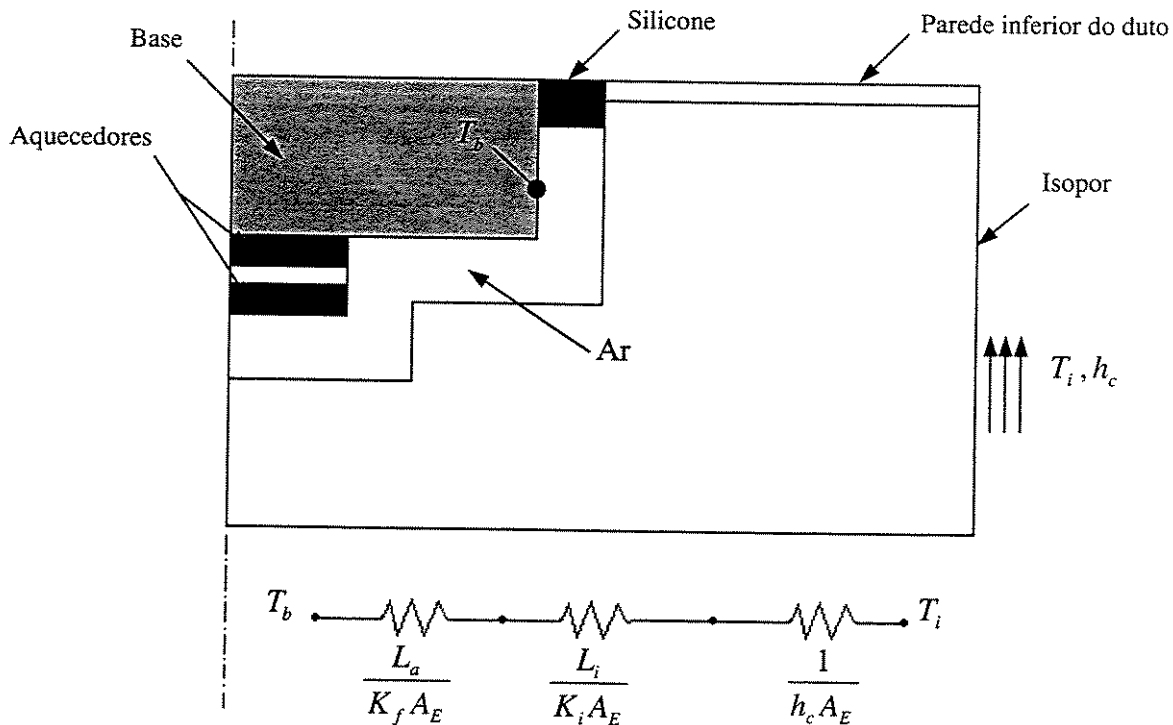


Figura B4 – Circuito térmico equivalente na região entre a base e o meio externo

A resistência total foi estimada por:

$$\Phi_{TB} = \frac{L_a}{K_f A_E} + \frac{L_i}{K_i A_E} + \frac{1}{h_c A_E} \quad (B21)$$

onde $(L_a = 2mm)$ e $(L_i = 40mm)$ são as espessuras da camada de separação de ar e do isopor, respectivamente. A condutividade térmica do ar (K_f) foi determinada com base em valores disponíveis na literatura e a condutividade térmica do isopor (K_i) foi estimada em $0,027 \text{ W / mK}$. A área exposta da base foi determinada da seguinte forma:

$$A_E = (4t_b L) + (w_b L - w_h^2) \quad (B22)$$

onde $(4t_b L)$ é a área lateral total e $(w_b L - w_h^2)$ é a diferença entre as áreas inferiores da base do dissipador e do aquecedor 1, respectivamente.

B6 Perda Térmica Total Relacionada ao Modelo Experimental (q_p)

A perda térmica total estimada do modelo experimental (q_p) foi obtida através da soma das parcelas correspondentes à condução através da parede inferior de acrílico do duto (q_1) , à radiação das superfícies expostas do dissipador (q_2) , à condução nos fios ligados ao dissipador (q_3) , à dissipação elétrica nos fios de conexão (q_4) e à perda térmica na área exposta inferior da base do dissipador (q_5) .

$$q_p = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5$$

Apêndice C – Estimativa da Resistência Global Experimental da Base do Dissipador.

A resistência de Global experimental da base do dissipador foi obtida através da solução do circuito de resistências térmicas indicado na figura C1.

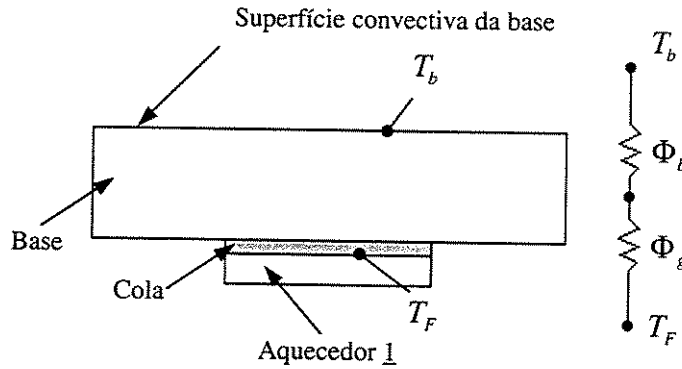


Figura B4 – Circuito térmico para a estimativa da resistência global da base

A resistência total entre a superfície superior do aquecedor 1 e a superfície convectiva da base do dissipador é dada por

$$\Phi_b + \Phi_g = \left(\frac{T_F - T_b}{q_{disp}} \right) \quad (C1)$$

onde (q_{disp}) é a taxa experimental de transferência convectiva do dissipador, (Φ_b) indica a resistência global da base e (Φ_g) , a resistência condutiva da cola, determinada da seguinte forma:

$$\Phi_g = \frac{t_g}{K_g A_h} \quad (C2)$$

onde (t_g) e (K_g) representam, respectivamente, a espessura e a condutividade térmica da cola e (A_h) é a área do aquecedor 1.

Substituindo as Eq. (C2) na Eq. (C1) tem-se

$$\Phi_b = \left(\frac{T_F - T_b}{q_{disp}} \right) - \frac{t_g}{K_g A_g} \quad (C3)$$

onde a espessura da cola (t_g) e a sua condutividade térmica (K_g) foram estimadas em $0,2mm$ e $0,78 \text{ W / mK}$, respectivamente.

Com a Eq. (C3) foi estimada a resistência térmica experimental da base do dissipador.