

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no Estudo
da Convecção Natural em Dissipadores**

Bruno de Campos Salles Anselmo

Itajubá, Fevereiro de 2016

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Bruno de Campos Salles Anselmo

**Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no Estudo
da Convecção Natural em Dissipadores**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica como
parte dos requisitos para obtenção do Título
de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Conversão de Energia

Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

**Fevereiro de 2016
Itajubá**

ANSELMO, Bruno de Campos Salles

Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no
Estudo da Convecção Natural em Dissipadores/ Bruno de Campos Salles Anselmo
– Itajubá: UNIFEI, 2016.

124p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Itajubá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

1. – Dissipadores de Calor – Convecção Natural – Correlação
Empírica

I. Lima E Silva, Sandro M. M. II. Universidade Federal de Itajubá III. Análise
Estatística e de Incertezas na Transferência de Calor por Convecção Natural

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Bruno de Campos Salles Anselmo

**Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no Estudo
da Convecção Natural em Dissipadores**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 15 de
Fevereiro de 2016, conferindo ao autor o título de **Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Gilmar Guimarães – FEMEC-UFU

Prof. Dr. Genésio José Menon – IEM-UNIFEI

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
(Orientador) – IEM-UNIFEI

Itajubá

2016

Dedicatória

Dedico este trabalho primeiramente à Deus e também a todos aqueles que de alguma forma me incentivaram a seguir os meus objetivos.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à Deus por ser meu guia nos momentos de dificuldade e também nos momentos de alegria e conquista. Sem Ele não teria conseguido chegar até aqui.

Aos meus pais João e Vera por depositarem em mim a confiança necessária para que eu chegasse até este momento de minha vida. Sem o suporte que tive nada disso seria possível.

Aos meus colegas e amigos que sempre me incentivaram a caminhar em direção aos meus sonhos e objetivos, servindo de ombro amigo nos momentos difíceis e de companhia nos momentos de descontração e alegria.

À minha noiva Ana Maria que sempre me apoia em tudo que faço, me ajudando a conquistar meus objetivos, sendo companheira e amiga em todos os momentos.

A todos de minha família que estiveram presentes nessa caminhada e me deram incentivos e suporte para que eu buscasse fazer sempre o meu melhor.

Aos meus orientadores, professores Sandro Metreville Marcondes de Lima e Silva, Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva e também ao meu amigo que o considero como um Co-orientador Vilson Altair da Silva, que sempre me ajudou em tudo que precisei.

A todos os professores, que deram grande contribuição para minha formação e ajudaram a fazer com que meu trabalho fosse concluído.

Epígrafe

“Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade e a energia atômica: a vontade!” – Albert Einstein.

Resumo

Anselmo, B. C. S (2016), *Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no Estudo da Convecção Natural em Dissipadores*, Itajubá, 124p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Dissipadores de calor são dispositivos capazes de promover uma melhora na temperatura de operação de diversos equipamentos. Com a miniaturização de equipamentos cada vez mais presente, torna-se necessária uma maior eficiência dos dissipadores. No presente trabalho buscou-se entender e analisar o comportamento de dissipadores com parâmetros geométricos de diferentes tamanhos com aletas retangulares. Foram realizados experimentos para obtenção da distribuição de temperaturas no dissipador. Análises experimentais e teóricas foram realizadas para obtenção do coeficiente médio de transferência de calor por convecção \bar{h} , bem como para outros parâmetros adimensionais como Nusselt e Rayleigh. Foram ensaiados 16 dissipadores, sendo 8 com dimensões da base de 100 mm x 100 mm e 8 com dimensões da base de 50 mm x 50 mm nas posições horizontal e vertical, com temperaturas variando aproximadamente entre 20°C e 100°C. Análises foram feitas com dados experimentais envolvendo o número de Nusselt, o coeficiente \bar{h} , as dimensões da base, os parâmetros geométricos (altura, espaçamento e espessura das aletas) e o posicionamento dos dissipadores. Correlações empíricas retiradas da literatura foram utilizadas como parâmetros de comparação para validação dos resultados obtidos neste trabalho. Por último, foram realizadas análises estatística utilizando o programa Minitab e de incertezas na influência dos parâmetros geométricos dos dissipadores no número de Nusselt. Também foi feita uma classificação envolvendo todos os dissipadores, sendo a mesma baseada na relação temperatura atingida por potência fornecida. Além disso, uma nova correlação empírica obtida através do Minitab usando os dados experimentais do presente trabalho é proposta.

Palavras-chave: Dissipadores, Estudo Experimental, Correlação Empírica, Análise Estatística, Análise de Incertezas.

Abstract

Anselmo, B. C. S (2016), *Analysis of Geometrical Parameters and Statistics Using Minitab in the Study of Natural Convection in Heat Sinks*, Itajubá, 124p. MSc. Dissertation – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Heat sinks are capable of improving the operating temperature of a wide range of equipment. With the increasing miniaturization of electronic equipment, a greater efficiency in heat sinks is necessary. In this study, the behavior of different geometric parameter heat sinks with rectangular fins was analyzed. Experiments have been made to obtain the temperature distribution in the heat sink. Experimental and theoretical analyses were performed to obtain the average heat transfer coefficient \bar{h} , as well as other parameter like Nusselt and Rayleigh number. Altogether 16 heat sinks were tested, 8 with 100 mm x 100 mm, and 8 with 50 mm x 50 mm base area. These heat sinks were tested in the horizontal and vertical positions with temperatures ranging between 20°C and 100°C. Analyses were performed with experimental data involving Nusselt number, \bar{h} , the dimensions of the base, the geometric parameters (height, thickness and spacing between fins) and positioning of heat sinks. Empirical correlations extracted from literature were used to validate the results obtained in this study. Finally, a statistical analysis was conducted using Minitab software on the influence of the geometrical parameters in the Nusselt number. An analysis of the uncertainties was also carried out. A classification of all heat sinks based on the relation of temperature and supplied power was accomplished. In addition, a new empirical correlation, using Minitab, with experimental data of the present study is proposed.

Keywords: Heat sinks, Experimental Study, Empirical Correlation, Statistical Analysis, Uncertainty Analysis.

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Disposições dos dissipadores.....	20
Figura 2.2 - Esquema da bancada experimental para placa plana e aletada.....	25
Figura 2.3 - Descrição da lâmpada aletada de LED e montagem experimental: (a) Lâmpada de LED aletada e (b) Montagem experimental.	30
Figura 2.4 - Descrição dos parâmetros dos micro dissipadores: (a)aletas retangulares, e (b)aletas piniformes.	32
Figura 2.5 - Esquema da montagem experimental para micro dissipadores.	33
Figura 2.6 - Dissipador radial.	34
Figura 3.1 - Balanço de energia em uma superfície estendida.	36
Figura 3.2 - Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme.....	38
Figura 3.3 - Condições de contorno em uma aleta com área de seção transversal uniforme. ..	41
Figura 3.4 - Parâmetros geométricos do dissipador retangular.	42
Figura 3.5 - Ilustração da distribuição do calor pela bancada experimental.	48
Figura 4.1 – Geometria dos dissipadores fabricados.....	50
Figura 4.2 - Esquema de montagem da bancada experimental.	54
Figura 4.3 - Vista em corte da montagem do dissipador na horizontal.....	54
Figura 4.4 - Montagem do dissipador na vertical.....	55
Figura 4.5 - Montagem do dissipador na horizontal.....	55
Figura 4.6 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.	56
Figura 4.7 - Equipamento microcontrolado de solda por descarga capacitiva.....	58
Figura 4.8 - Termopar soldado no dissipador.....	59
Figura 4.9 - Sequência de utilização do equipamento.....	59
Figura 5.1 - Comportamento da temperatura ao longo do tempo para os termopares da Figura 4.2.	61
Figura 5.2 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador G2 na horizontal.....	65
Figura 5.3 – Coeficiente h experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador G2 na horizontal.....	65
Figura 5.4 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador P2 na horizontal.	66
Figura 5.5 - Coeficiente h experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador P2 na horizontal.	66
Figura 5.6 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador G6 na vertical.	70
Figura 5.7 – Coeficiente h experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador G6 na vertical.	71
Figura 5.8 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador P6 na vertical.....	71
Figura 5.9 – Coeficiente h experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador P6 na vertical.....	72

Figura 5.10 - Comparações do número de Nusselt para o dissipador G5a) na horizontal e G5b) na vertical.	73
Figura 5.11 - Comparações do número de Nusselt para o dissipador P5a) na horizontal e P5b) na vertical.	74
Figura 5.12 – Comparações do número de Nusselt para os dissipadores P5 e G5 nas posições: a) horizontal; b) vertical; c) horizontal logarítmica, d) vertical logarítmica.	75
Figura 5.13 - Comparações entre valores de h para o dissipador P1 a) na horizontal e b) na vertical.	77
Figura 5.14 - Comparações entre valores de h para o dissipador G6 a) na horizontal e b) na vertical.	77
Figura 5.15 – Comparações do h em função de ΔT para os dissipadores P2 e G2 nas posições a) horizontal e b) vertical.	78
Figura 5.16 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores maiores na horizontal.	80
Figura 5.17 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores maiores na vertical.	81
Figura 5.18 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores menores na horizontal.	82
Figura 5.19 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores menores na vertical.	82
Figura 5.20 – Comparações para o número de Nusselt para os dissipadores. a) P3 na horizontal, b) P3 na vertical, c) G8 na horizontal, d) G8 na vertical.	85
Figura 5.21 - Histograma de resíduos de dados.	88
Figura 5.22 – Comportamento do resíduo segundo um Gráfico de Probabilidade Normal	89
Figura 5.23 - Principais efeitos das variáveis em Nusselt.	90
Figura 5.24 - Comportamento das interações entre variáveis no número de Nusselt.	91
Figura C.1 – Número de Nusselt para os dissipadores G1, G2 e G3.	106
Figura C.2 – Número de Nusselt para os dissipadores G4, G6, G7 e G8.	107
Figura C.3 – Número de Nusselt para os dissipadores P1, P2 e P4.	108
Figura C.4 – Número de Nusselt para dissipadores P6, P7 e P8.	109

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Dimensões dos microdissipadores.	32
Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores de 100 mm x 100 mm.....	51
Tabela 4.2 - Dimensões dos dissipadores de 50 mm x 50 mm.....	52
Tabela 4.3 - Dimensões das placas de MDF.	56
Tabela 5.1 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura, potência e taxas de transferência de calor no dissipador G2 na posição horizontal.	62
Tabela 5.2 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura, potência e taxas de transferência de calor no dissipador P2 na posição horizontal.....	62
Tabela 5.3 - Valores das temperaturas experimentais para o dissipador G2 na horizontal.....	63
Tabela 5.4 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente, potência e taxas de transferência de calor no dissipador G6 na posição vertical. ...	67
Tabela 5.5 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente, potência e taxas de transferência de calor no dissipador P6 na posição vertical.	68
Tabela 5.6 - Valores de temperatura experimental para o dissipador G6 na vertical.....	68
Tabela 5.7 - Classificação entre dissipadores maiores e menores.....	83
Tabela 5.8 - Comparação entre incertezas experimental e teórica para o número de Nusselt.	95
Tabela A.1 - Valores de temperatura medidos e calculados em $x = 9$ mm.	104
Tabela B.2 - Classificação dos dissipadores maiores e menores.....	105

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A_a	Área superficial da aleta [m ²]
A_{ct}	Área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por convecção [m ²]
A_{isol}	Área da superfície do isolante de MDF [m ²]
A_{sr}	Área da seção reta da aleta [m ²]
A_{sup}	Área superficial da aleta medida da base a uma altura x da aleta [m ²]
b	Espessura da base da aleta [mm]
Exp	Experimental
Efe	Efetividade da aleta
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
Gr	Número de Grashof
Gr_l	Número de Grashof para o comprimento característico (l)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção natural [W/m ² K]
\bar{h}	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção natural [W/m ² K]
H	Altura da aleta [mm]
H_c	Altura corrigida da aleta [mm]
I	Corrente da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [A]
I_{aquis}	Incerteza devido à aquisição de dados [°C]
IA_{ct}	Incerteza da área de convecção [m ²]
Ig	Incerteza da aceleração da gravidade [m/s ²]
INu	Incerteza do Número de Nusselt
IRa	Incerteza do Número de Rayleigh
IV	Incerteza da Tensão [V]
IR_{fio}	Incerteza da resistência do fio do aquecedor [Ω]
IR_{aq}	Incerteza da resistência do aquecedor [Ω]

$I\alpha$	Incerteza da difusividade térmica [m^2/s]
$I\beta$	Incerteza do coeficiente de expansão volumétrica térmica [$1/\text{K}$]
IH	Incerteza da altura [m]
IS	Incerteza do espaçamento [m]
Ik_{ar}	Incerteza da condutividade térmica [W/mK]
Ik_{isol}	Incerteza da condutividade térmica do isolante [W/mK]
II	Incerteza da corrente elétrica [A]
$I\nu$	Incerteza da viscosidade cinemática [m^2/s]
IL	Incerteza do comprimento [m]
IT_2	Incerteza da temperatura T_2 [$^{\circ}\text{C}$]
IT_3	Incerteza da temperatura T_3 [$^{\circ}\text{C}$]
It	Incerteza da espessura da aleta [m]
I_{term}	Incerteza do termopar [$^{\circ}\text{C}$]
IT_{inf}	Incerteza da temperatura infinita (ambiente) [$^{\circ}\text{C}$]
IT_s	Incerteza da temperatura de convecção [$^{\circ}\text{C}$]
IZ	Incerteza da espessura do isolante [m]
IW	Incerteza da largura do dissipador [m]
$I\varepsilon$	Incerteza da emissividade do dissipador de alumínio
$I\sigma$	Incerteza da Constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar na temperatura de filme [W/mK]
k_{isol}	Condutividade térmica do material isolante [W/mK]
L	Largura do dissipador [mm]
l	Metade da largura do dissipador [mm]
L_c	Comprimento corrigido da aleta [mm]
L_p	Largura do isolante de MDF [mm]
m	Grandeza usada para o cálculo da eficiência da aleta
n	Número de aletas do dissipador

Nu	Número de Nusselt
P	Potência fornecida ao aquecedor resistivo [W]
Pr	Número de Prandtl
p	Perímetro da aleta [m]
q_a	Taxa de transferência de calor da aleta [W]
q_{conv}	Taxa de calor transferida do dissipador [W]
q_{isol}	Taxa de calor transferida ao isolante térmico [W]
q_{max}	Taxa máxima de transferência de calor caso a aleta e a base estivessem à mesma temperatura [W]
q_{pl}	Taxa de calor dada pela equação (3.40) em [W]
q_{rad}	Taxa de calor transferida ao ambiente por radiação [W]
Ra	Número de Rayleigh
R_{aq}	Resistência elétrica do aquecedor [Ω]
R_{fio}	Resistência elétrica do fio que conecta o aquecedor a fonte de alimentação [Ω]
S	Espaçamento entre as aletas [mm]
t	Espessura das aletas [mm] e tempo físico do experimento [s]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
$T1$	Termopar que coleta a temperatura ambiente
T_1	Temperatura obtida do termopar $T1$ [$^{\circ}\text{C}$]
$T2$	Termopar que coleta a temperatura abaixo do isolamento de MDF
T_2	Temperatura obtida do termopar $T2$ [$^{\circ}\text{C}$]
$T3$	Termopar que coleta a temperatura do aquecedor
T_3	Temperatura obtida do termopar $T3$ [$^{\circ}\text{C}$]
$T4$	Termopar que coleta a temperatura na base da aleta
T_4	Temperatura obtida do termopar $T4$ [$^{\circ}\text{C}$]
$T5$	Termopar que coleta a temperatura na ponta da aleta
T_5	Temperatura obtida do termopar $T5$ [$^{\circ}\text{C}$]

T_b	Temperatura da base do dissipador, equivalente a T_4 [°C]
T_{filme}	Temperatura de filme, temperatura média de convecção [°C]
T_p	Temperatura da ponta da aleta, equivalente a T_5 [°C]
T_s	Temperatura da superfície da aleta [°C]
T_{viz}	Temperatura do ar nas proximidades do dissipador [°C]
T_∞	Temperatura do fluido (ar), equivalente a T_1 [°C]
V	Tensão da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [V]
W	Largura do dissipador [mm]
W_p	Comprimento da placa de MDF [mm]
Z	Espessura da placa de MDF [mm]
x	Posição variável da altura da aleta, $0 \leq x \leq H$ [mm]
y	Representação de um parâmetro geométrico característico do dissipador

Letras Gregas

α	Difusividade térmica [m ² /s]
β	Coefficiente de expansão volumétrico [1/K]
ΔT	Diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente [°C]
ΔT_{isol}	Diferença de temperatura entre a superfície superior e inferior do isolante [°C]
ε	Emissividade do Alumínio 6063-T5
η	Eficiência da aleta
θ	Razão entre a temperatura na altura x da aleta e a temperatura da base da aleta
θ_a	Diferença entre a temperatura da ponta do dissipador e a temperatura ambiente
θ_b	Diferença entre a temperatura da base do dissipador e a temperatura ambiente
θ_∞	Razão entre a temperatura ambiente e a temperatura da base da aleta
$\theta(x)$	Excesso de temperatura em função da posição ao longo da aleta [°C]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² K ⁴]

Abreviaturas e Siglas

CAD *Computer Aided Design*/Desenho Auxiliado por Computador

CPU *Central Processing Unit*/Unidade Central de Processamento

DOE *Design of Experiments*/Planejamento de Experimentos

H & L Relacionado à correlação de Harahap e Lesmana (2006)

H & R Relacionado à correlação de Harahap e Rudianto (2005)

LabTC Laboratório de Transferência de Calor

LED *Light Emitting Diode*/Diodo Emissor de Luz

MDF Fibra de madeira de densidade média

UNIFEI Universidade Federal de Itajubá

Sumário

Dedicatória	5
Agradecimentos	6
Epígrafe	7
Resumo	8
Abstract.....	9
Lista de Figuras	10
Lista de Tabelas	12
Lista de Símbolos	13
Letras Latinas.....	13
Letras Gregas	16
Abreviaturas e Siglas	17
Sumário.....	18
1. INTRODUÇÃO	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO	35
3.1 Transferência de Calor em Superfícies Estendidas.....	35
3.1.1 Solução analítica da equação da aleta.....	38
3.1.2 Solução numérica da equação da aleta	40
3.1.3 Dados usados para solução analítica e numérica.....	40
3.2 Eficiência e Efetividade de uma Aleta.....	41
3.3 Cálculo do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção.....	43
3.3.1 Correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005)	45
3.3.2 Correlação empírica de Harahap e Lesmana (2006)	45
3.3.3 Cálculo do calor perdido através do isolante.....	46
3.3.4 Cálculo do calor perdido através da radiação	46
3.3.5 Obtenção do h Experimental.....	47
4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL	49
4.1 Material e Processo de Fabricação dos Dissipadores	49
4.1.1 Material dos dissipadores	49
4.1.2 Confeção dos dissipadores.....	50
4.2 Montagem da Bancada Experimental	52
4.2.1 Detalhamento da bancada experimental	52

4.2.2	Metodologia experimental.....	57
4.2.3	Posicionamento dos termopares	57
4.2.4	Dispositivo para fixação de termopares	57
5.	RESULTADOS.....	60
5.1	Sequência de realização do experimento	60
5.2	Metodologia de Cálculo.....	61
5.2.1	Metodologia de cálculo para dissipadores na horizontal.....	61
5.2.2	Metodologia de cálculo para dissipadores na vertical.....	67
5.3	Comparações entre Dissipadores	72
5.3.1	Comparações para o número de Nusselt	73
5.3.2	Comparações para os coeficientes de transferência de calor por convecção	76
5.3.3	Comparação de desempenho entre os dissipadores.....	80
5.4	Correlação Empírica Proposta e Análise Estatística.....	84
5.4.1	Correlação empírica proposta.....	84
5.4.2	Análise estatística de dados	86
5.5	Análise de Incertezas	92
6.	CONCLUSÕES.....	96
	APÊNDICE A - Transferência de calor em superfícies estendidas.....	99
	APÊNDICE B - Desempenho da Aleta	105
	APÊNDICE C – Comparações do Número de Nusselt	106
	APÊNDICE D – Cálculos de Incerteza pelo Maple	110
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117

1. INTRODUÇÃO

A aplicação de dissipadores está presente em todas as áreas da engenharia, pois são dispositivos indispensáveis em todo e qualquer equipamento mecânico, elétrico e até mesmo no ramo da microeletrônica. Dissipadores são dispositivos com capacidade de melhorar a taxa de transferência de calor em equipamentos, buscando manter a temperatura de operação o mais estável possível, promovendo assim uma maior vida útil dos equipamentos. Os dissipadores são constituídos por aletas, que são superfícies onde a área é estendida, promovendo assim uma maior área de contato entre a superfície do equipamento e o fluido presente no ambiente. Algumas aplicações onde o uso de aletas é essencial e fazem parte do nosso cotidiano podem ser citadas, tais como: radiadores de automóveis, transformadores da rede elétrica e microprocessadores de celulares e computadores.

Grande parte dos equipamentos eletrônicos utilizados atualmente sofrem grande influência da miniaturização, devido ao aumento da capacidade de processamento de dados em componentes eletrônicos que se tornam cada vez menores. O estudo de dissipadores vem sendo feito por vários autores da literatura e neste trabalho foram feitos estudos sobre dissipadores de calor aletados, abordando as principais características geométricas (altura, espaçamento e espessura da aleta), posicionamento (horizontal e vertical), dimensões da base diferente e também o estudo de parâmetros adimensionais como base de comparação entre os mesmos. Entre as características principais para análise de dissipadores, pode-se citar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção \bar{h} que é função das propriedades do fluido, da geometria da superfície e das condições do escoamento. A utilização dos dissipadores implica em uma redução do escoamento do fluido devido à presença das aletas que funcionam como obstáculos ao escoamento. Essa redução do escoamento leva a uma diminuição no valor do coeficiente médio de transferência de calor. A redução no valor de \bar{h} deve ser compensada pelo aumento da área de transferência de calor proporcionado pelas aletas para que seu uso seja justificado.

Outra característica também estudada foi a influência dos parâmetros geométricos do posicionamento e das dimensões da base no número de Nusselt. Sendo o número de Nusselt um parâmetro bastante utilizado para a determinação do coeficiente de transferência de calor \bar{h} , e que representa a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e a condução de calor presente em um dado sistema. São conhecidos dois tipos de convecção no estudo da

transferência de calor, sendo a convecção forçada dada por equipamentos que promovem um movimento do fluido de resfriamento, citando como exemplos bombas e ventiladores. A convecção natural ocorre quando o movimento do fluido não é gerado por qualquer fonte externa de deslocamento de ar, mas somente por diferenças de densidade no fluido provenientes de gradientes de temperatura.

O presente trabalho é um aprimoramento dos estudos feitos por Silva (2015), onde foram realizadas comparações e análises em dissipadores em convecção natural. Entretanto, melhorando o trabalho de mestrado de Silva (2015), neste trabalho foram feitas comparações entre dissipadores de tamanhos diferentes, bem como uma análise estatística e de incertezas.

Neste trabalho também foi feito o estudo experimental envolvendo somente a convecção natural, por ser ocasionada naturalmente e não necessitar de equipamentos específicos para a sua ocorrência. Assim, o estudo entre os dissipadores similares, sendo feita a diferenciação pelo tamanho de sua base e um comparativo entre os mesmos foi feito buscando uma forma de comparação entre os desempenhos alcançados.

Como forma de estabelecer melhor a confiança para os resultados apresentados, também foi desenvolvida uma análise estatística utilizando o programa Minitab, que utiliza ferramentas de *DOE (Design of Experiments)*. A análise realizada proporcionou a observação de forma gráfica da influência de todos os parâmetros, geométricos ou não, no número de Nusselt. Com a utilização do mesmo programa e como forma de validar os resultados obtidos experimentalmente, uma nova correlação foi proposta para o número de Nusselt. Nesta nova correlação foram levados em consideração o número de Rayleigh e os parâmetros geométricos altura, espaçamento das aletas e comprimento dos dissipadores. Além disso, uma análise de incertezas foi realizada, baseada na teoria da propagação de incerteza das variáveis independentes. Com todas essas análises pode-se ter uma avaliação mais completa dos resultados obtidos.

As literaturas pertinentes ao trabalho são apresentadas no Capítulo 2 e as mesmas serviram como base para que o trabalho fosse desenvolvido. Com os estudos feitos foi possível compreender melhor a influência que os parâmetros geométricos exercem no desempenho dos dissipadores e com isso pôde-se desenvolver uma melhor tratativa dos dados coletados durante os experimentos realizados.

Ao longo do Capítulo 3 apresenta-se um desenvolvimento teórico dos principais conceitos em transferência de calor relacionados ao tema desenvolvido neste trabalho. Uma apresentação das deduções das equações utilizadas no trabalho foi realizada e verificada com o programa de modelagem matemática Maple comparando os resultados calculados numericamente e analiticamente com dados experimentais. Também foram apresentadas algumas correlações propostas por autores da literatura, sendo as mesmas utilizadas como comparação para os dados obtidos experimentalmente no presente trabalho. Além disso uma maneira de se calcular o coeficiente de transferência de calor também foi usada, para entendimento e aplicação nas análises.

Apresenta-se no Capítulo 4 a metodologia experimental usada nos experimentos com os dissipadores. Uma breve justificativa foi feita para a escolha do material escolhido para a fabricação dos dissipadores, bem como o processo de fabricação dos mesmos. Também foi descrita a bancada, equipamentos utilizados e a sequência de execução dos ensaios. Ainda no Capítulo 4 é mostrado de forma sucinta o equipamento utilizado para fixação de termopares nas superfícies das aletas, equipamento que foi desenvolvido em paralelo com este trabalho, no qual foi estudado e feito um pedido de depósito de patente.

Ao longo do Capítulo 5 são foram apresentados os resultados obtidos experimentalmente para os dissipadores. Inicialmente é detalhada a metodologia de cálculo utilizada para obtenção do coeficiente médio de transferência de calor. Também são feitas comparações entre resultados experimentais e as correlações empíricas retiradas da literatura. As comparações foram realizadas levando em consideração os dois tipos de dimensões da base dos dissipadores. Figuras são utilizadas para mostrar o comportamento dos dissipadores e uma classificação é feita entre os mesmos. Ainda no quinto capítulo é apresentada uma nova correlação para ser comparada com os dados experimentais bem como uma análise estatística sobre a influência dos parâmetros geométricos e o posicionamento dos dissipadores. Também foi feita uma análise de incerteza referente à obtenção do número de Nusselt.

As conclusões sobre os resultados obtidos ao longo do trabalho são descritas no Capítulo 6, bem como observações acerca das comparações feitas entre os dissipadores de diferentes dimensões da base. Algumas considerações sobre o dispositivo utilizado para fixação de termopares também são apresentadas. Além disso são citadas propostas para trabalhos futuros.

Como parte integrante do trabalho, no Apêndice A são apresentados os programas desenvolvidos no programa de modelagem matemática Maple, para comparação com dados experimentais, sendo apresentada uma análise numérica de obtenção de temperatura em determinada posição de uma aleta. Em seguida, seguindo uma metodologia analítica foram desenvolvidos dois programas envolvendo condições de contorno distintas para obtenção da temperatura ao longo da aleta.

No Apêndice B é apresentada uma classificação de todos os dissipadores ensaiados, sendo a mesma feita em relação à temperatura atingida em função da potência entregue ao aquecedor resistivo.

No Apêndice C são mostrados os resultados obtidos entre comparações feitas entre os dissipadores, envolvendo o coeficiente de transferência de calor e os parâmetros Nusselt e Rayleigh.

No Apêndice D mostra-se os resultados obtidos para os cálculos das incertezas envolvidas no número de Nusselt. Duas análises são realizadas, levando-se em conta a metodologia experimental e teórica.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentadas algumas das principais referências bibliográficas referentes ao assunto estudado, melhorando a compreensão do tema e aumentando a gama de abordagens que podem ser feitas a fim de se conseguir desenvolver um bom trabalho.

Leung, Probert e Shilston (1985) realizaram estudos sobre dissipadores dispostos na direção vertical e aletas retangulares na horizontal. Os autores concluíram que dissipadores com aletas dispostas na posição vertical conseguem ter uma maior taxa de transferência de calor, conseguindo assim dissipar calor de forma mais rápida se comparada a disposição de aletas na posição horizontal, desde que sejam respeitadas as condições de geometria e temperatura. Na Figura 2.1, retirada de Leung, Probert e Shilston (1985) ilustra-se as variadas disposições dos dissipadores.

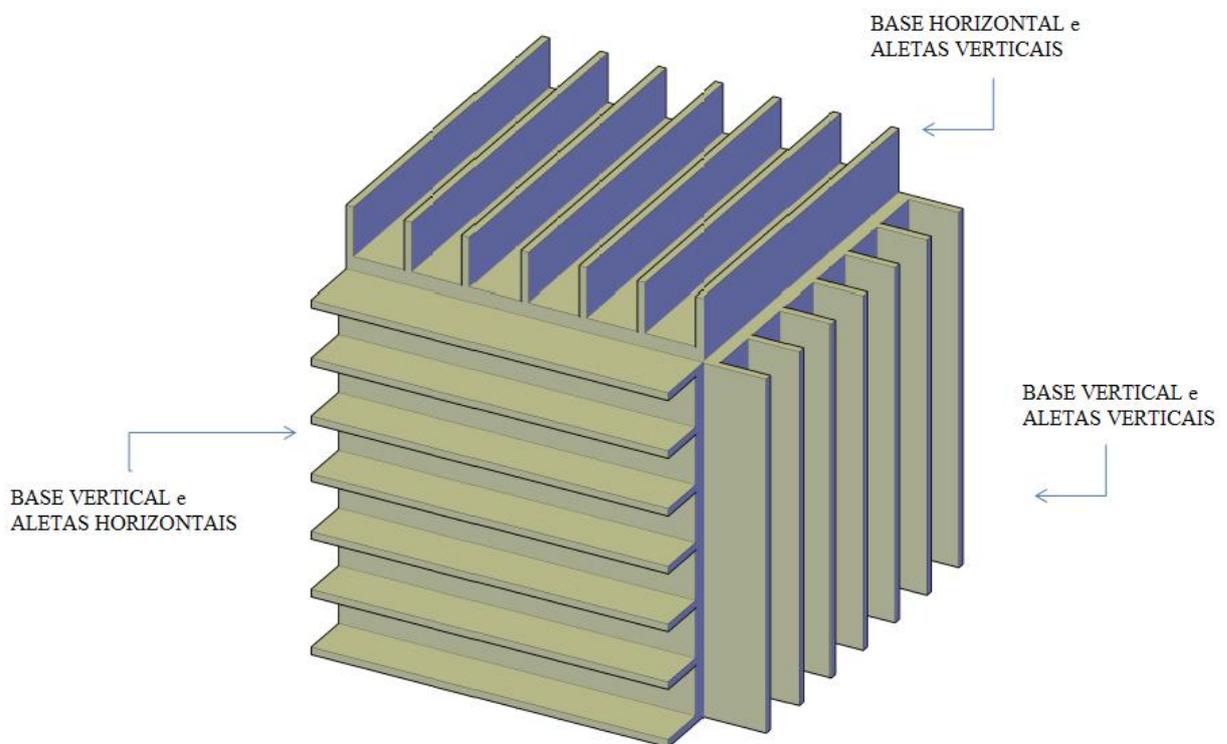


Figura 2.1 - Disposições dos dissipadores.

Fonte: Leung, Probert e Shilston (1985).

Leung e Probert (1989) deram continuidade ao trabalho anterior estudando o comportamento de dissipadores, porém foram feitas outras comparações entre dissipadores dispostos verticalmente e aletas também na vertical com dissipadores de base horizontal e aletas dispostas verticalmente. Os autores utilizaram de comparações com parâmetros adimensionais, tais como número de Rayleigh e número de Nusselt. Chegou-se à conclusão de que os parâmetros geométricos dos dissipadores e sua orientação são os fatores que influenciam na capacidade de dissipar calor. Também foi constatado que os dissipadores dispostos verticalmente com aletas também na vertical são os mais eficientes e que quanto menor o espaçamento entre as aletas melhor seu desempenho. Por outro lado nos dissipadores dispostos horizontalmente quanto maior o espaço entre as aletas melhor o desempenho do dissipador.

Um experimento envolvendo transferência de calor por convecção e radiação foi realizado por Aihara, Maruyama e Kobayakawa (1990). Os dissipadores estudados foram confeccionados em cobre, sendo compostos de uma base vertical com aletas em formato de pino circular, sendo estas soldadas na base. O aquecimento da base foi feito com a utilização de uma resistência de arame (níquel-cromo) e para medição de temperaturas foram utilizados termopares de 0,1mm (cobre-constantan). Foram feitas 59 análises envolvendo diferentes densidades de aletas (1,08 a 10,58 aletas/cm²), diâmetros de aletas (2 a 4 mm), espaçamento entre aletas e também à disposição das aletas, sendo feitas experiências práticas em um único canal e análises numéricas em dissipadores de aletas piniformes também, porém com múltiplos canais. Como forma de avaliar a transferência de calor por radiação foi considerada a emissividade como $\varepsilon = 0,9$, sendo o dissipador pintado com tinta epóxi preta. A análise dos resultados proporcionou comparações com os números adimensionais Nusselt, Grashof e Rayleigh e uma fórmula experimental para o coeficiente médio de transferência de calor foi desenvolvida. Os autores também desenvolveram uma expressão para a emissividade aparente do dissipador.

Seguindo a mesma linha de pesquisa que Aihara, Maruyama e Kobayakawa (1990), Rao e Venkateshan (1996) desenvolveram um estudo englobando a interação entre a convecção natural e a radiação. Durante o estudo, Rao e Venkateshan (1996) variaram parâmetros geométricos nos dissipadores tais como, espaçamento entre aletas, altura das aletas, temperatura da base e emissividade. Os autores chegaram à conclusão de que há uma interação entre os dois tipos de transferência de calor, sendo assim, o estudo separadamente de cada fenômeno torna-se insatisfatório. Os estudos mostraram que em uma comparação entre duas alturas diferentes

de aletas, a mais baixa altura esteve sujeita a uma menor variação de temperatura ao longo da aleta. Também foi concluído que fluxos de calor convectivos são maiores do que fluxos de calor radiativos. Os autores propuseram duas correlações empíricas para o cálculo do Nu , uma para a base do dissipador e outra para as aletas. Essas correlações evidenciam uma forte dependência da transferência de calor na base com o espaçamento entre as aletas S , uma pequena dependência com a altura das aletas H , e uma diminuição da transferência de calor por convecção com o aumento da emissividade ε . A conclusão mais importante de Rao e Venkateshan (1996) é a de que existe uma interação mútua entre convecção e radiação, conclusão que também é verificada em trabalhos anteriores da literatura.

Yüncü e Anbar (1998) estudaram placas aletadas com 100 mm de comprimento, 250 mm de largura, aletas com 3 mm de espessura, sendo as placas dispostas horizontalmente e sujeitas à convecção natural. Os autores tiveram como objetivo principal obter um ótimo espaçamento entre aletas a fim de se conseguir uma máxima transferência de calor por convecção em função da altura da aleta e da diferença de temperatura entre a base do dissipador e o ambiente. Neste trabalho os autores conseguiram calcular a taxa de transferência de calor no dissipador através de uma correlação, sendo que a mesma levou em consideração a perda de calor por radiação da placa. Concluiu-se que a diferença de temperatura não tem efeito significativo para se encontrar o espaçamento ótimo e este espaçamento deve ser diminuído com o aumento da altura das aletas.

Baskaya, Özek e Sivrioglu (2000) realizaram um estudo através de análise numérica a fim de verificar o comportamento de aletas retangulares dispostas horizontalmente, verificando qual seria a influência dos parâmetros geométricos da aleta na transferência de calor por convecção livre. Os autores realizaram simulações preliminares com base em casos de outras literaturas e após a obtenção de boas aproximações de resultados, os autores realizaram várias outras análises em busca de um detalhamento melhor das características envolvidas no estudo. Os autores afirmaram que é difícil se obter uma alta precisão em termos da taxa de transferência de calor com poucos parâmetros, sendo necessária a inclusão e variação de todos os parâmetros geométricos das aletas. Foram obtidos valores para o coeficiente de transferência de calor em função da altura da aleta e também da diferença de temperatura entre aleta e ambiente. Correlações para o número de Nusselt foram desenvolvidas e comparadas com as recomendadas por Hararap e McManus (1967) e boas aproximações foram obtidas.

Harahap e Setio (2001) ensaiaram cinco diferentes dissipadores retangulares na posição horizontal. Os autores compararam os resultados com trabalhos anteriores da literatura e foram propostos dois tipos de correlações, sendo uma como comprimento característico o espaçamento entre aletas e a outra utilizando a metade do comprimento das aletas. O trabalho dos autores Harahap e Setio (2001) foi uma continuação dos trabalhos desenvolvidos anteriormente por Starner e McManus (1963) e de Harahap e McManus (1967). Observou-se através da nova correlação proposta que o espaçamento entre aletas e o seu comprimento são os fatores que exercem maior influência no processo de convecção natural, alterando o coeficiente de transferência de calor em dissipadores tanto na posição vertical quanto na horizontal.

Com o avanço da tecnologia e da microeletrônica envolvida em computadores e equipamentos eletrônicos, Harahap e Rudianto (2005) chamaram a atenção ao estudo de dissipadores miniaturizados dispostos na direção horizontal. Foram utilizados dissipadores com dimensões variando entre 49 x 49 mm até 25 x 25 mm. O estudo não apresentou bons resultados com a utilização das correlações propostas anteriormente por Harahap e McManus (1967), porém uma boa aproximação foi obtida através de adaptações de correlações propostas por Harahap e Setio (2001), sendo usado como parâmetro adimensional de comparação o Número de Nusselt. Foi observado que com a diminuição da área da base de dissipadores, ocorre um aumento da dissipação de calor por unidade de área e também do coeficiente médio de convecção. Também foi observado que um aumento da taxa de convecção pode ser alcançado em dissipadores miniaturizados, independente dos valores de espaçamento entre aletas. Duas correlações foram propostas, sendo uma levando em conta o espaçamento entre as aletas como comprimento característico e uma segunda correlação envolvendo a metade do comprimento da aleta do dissipador. No presente trabalho foi utilizada como comparação a correlação em que o comprimento característico utilizado é a metade do comprimento da aleta do dissipador.

Harahap e Lesmana (2006) conduziram um estudo na mesma linha de desenvolvimento de Harahap e Rudianto (2005). Sob condições de convecção natural eles reproduziram ensaios com dissipadores de mesmas dimensões, utilizados anteriormente por Harahap e Rudianto (2005). Harahap e Lesmana (2006) mudaram apenas a orientação dos dissipadores, que neste caso foram ensaiados na vertical. Os autores chegaram à conclusão de que os dissipadores

dispostos verticalmente possuem um melhor rendimento se comparado aos dispostos horizontalmente.

Rao *et al.* (2006) estudaram a transferência de calor em um conjunto de aletas dispostas horizontalmente, sob condições de convecção natural e radiação. Uma análise teórica foi feita, englobando equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia nesse conjunto de aletas. Além disso, foi feita uma análise numérica considerando regime permanente de temperatura e o campo de velocidades do fluido e a temperatura ao longo das aletas. Nesse estudo numérico foram calculados os fluxos de calor ao longo das aletas e nas respectivas bases, bem como o fluxo nas pontas das aletas. De posse dos resultados desses cálculos e considerando-se a transferência de calor por radiação, pôde-se estimar o fluxo total de calor gerado e o coeficiente médio de transferência de calor, \bar{h} . Os autores levaram em conta alguns parâmetros do sistema, tais como espaçamento, temperatura da base e número de aletas. Rao *et al.* (2006) ainda fizeram uma validação do modelo teórico com dados experimentais de Rao e Venkateshan (1996) e uma boa aproximação foi obtida, já que ambos concluíram que convecção e radiação possuem uma interação entre si.

Yazicioglu e Yüncü (2007) realizaram ensaios em diversos dissipadores com disposição vertical e aletas retangulares. Foram ensaiadas 30 diferentes configurações de dissipadores, com comprimentos variando entre 250 a 340 mm, as espessuras das aletas foram mantidas constantes em 3 mm. A altura e espaçamento entre aletas foi variada respectivamente entre 5 a 25 mm e 5,75 a 85,5 mm. Os autores chegaram à conclusão de que altura, comprimento e espaçamento das aletas influenciam diretamente na transferência de calor sobre o dissipador. Os experimentos mostraram que a taxa de transferência de calor por convecção é dependente dos parâmetros geométricos dos dissipadores e da diferença de temperatura entre a base do dissipador e a temperatura ambiente. Uma correlação para o espaçamento ótimo entre aletas foi proposta e um valor de espaçamento ótimo entre aletas foi encontrado e o mesmo encontra-se entre 10,4 e 11,9 mm.

Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2007) buscaram obter o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para uma placa aletada e uma placa plana. A bancada utilizada nos ensaios está representada pela Figura 2.2.

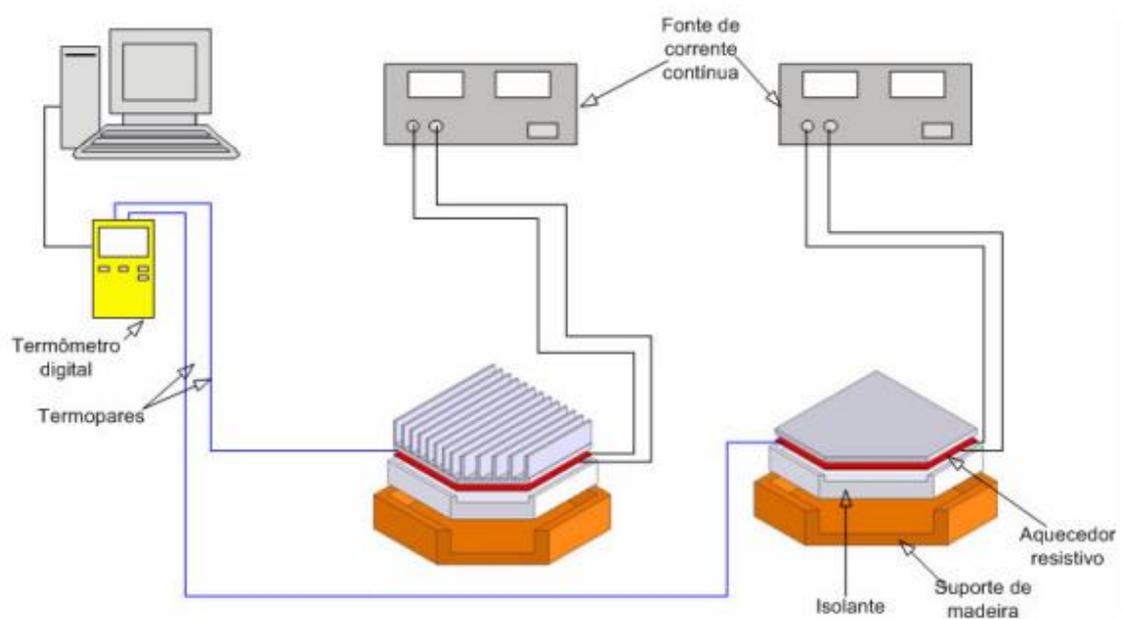


Figura 2.2 - Esquema da bancada experimental para placa plana e aletada.

Fonte: Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2007).

Foram utilizados um dissipador e uma placa plana de alumínio 6063-T5, sendo que a placa plana foi usinada a partir de um dissipador para garantir a semelhança das propriedades termofísicas. A correlação para placa plana é obtida em Incropera e DeWitt (1998) e a correlação para placa aletada em Kreith e Bohn (2003). Com o valor da potência de aquecimento é possível calcular o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural experimental através da lei do resfriamento de Newton. Os coeficientes calculados experimentalmente para a placa aletada foram comparados com valores apresentados na literatura, com valores obtidos através de uma correlação empírica e com valores obtidos através de uma simulação com o programa computacional FloWorks[®]. Para a validação da metodologia proposta uma comparação entre o desempenho experimental (razão de potência entre o dissipador e a placa plana) e o desempenho teórico (razão de calor total para o dissipador e a placa plana) também foi feita.

Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008) fizeram uma análise experimental e numérica em um dissipador usando aletas planas retangulares. As placas aletadas foram aquecidas a diferentes valores de temperatura, coletando os dados provenientes dessa montagem através de um sistema de aquisição de dados. Através destes dados efetuaram-se simulações numéricas

através do pacote Floworks® e comparou-se com outros resultados da literatura. A partir dos dados experimentais é possível obter os coeficientes de transferência de calor por convecção natural para as placas através de correlações empíricas apresentadas na literatura. A correlação para placa plana foi obtida em Incropera e DeWitt (1998) e a correlação para placa aletada em Kreith e Bohn (2003). Com o valor da potência de aquecimento é possível calcular o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural experimental através da lei do resfriamento de Newton. Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008) obtiveram resultados satisfatórios para o tipo de aleta e a faixa de temperatura analisada. Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008), realizaram testes com cinco termopares soldados na superfície superior da placa aletada e os ensaios indicaram que o gradiente de temperatura existente entre essas posições poderia ser desprezado, com isso não seria necessária a utilização de vários termopares em diferentes posições, podendo ser feita a medição de temperatura com apenas um termopar soldado no centro do dissipador.

Yazicioglu e Yüncü (2009) realizaram uma nova pesquisa, melhorando os resultados de Yazicioglu e Yüncü (2007). O novo estudo foi realizado através da comparação com vários autores da literatura. Ao todo foram estudados oito autores diferentes e pôde-se chegar a uma correlação para o espaçamento ótimo entre as aletas de uma ampla gama de dissipadores com aletas retangulares de base vertical. Os autores afirmaram que a medida ótima do espaçamento ocorre onde a taxa de transferência de calor é máxima. Os autores utilizaram de resultados experimentais e da mesma forma que o trabalho de 2007, concluíram que os parâmetros geométricos das aletas, tais como, altura, comprimento e espaçamento afetam diretamente a taxa de transferência de calor por convecção. Com a diminuição do espaço entre as aletas, ocorre um aumento da área de transferência de calor e com isso haverá um aumento da taxa de transferência de calor por convecção. Entretanto, há um limite para o espaçamento que é influenciado pela resistência ao fluxo de ar, ou seja, ultrapassando o limite de espaçamento mínimo haverá uma diminuição na taxa de transferência de calor.

Jouhara e Axcell (2009) estudaram o comportamento de dissipadores retangulares sob condições de convecção forçada, utilizando de teoria e ferramentas computacionais para modelar o aumento na temperatura do ar através dos dissipadores. Inicialmente foram ensaiados dissipadores supostos ideais em termos de eficiência e utilizando o Número de Nusselt. Com a ajuda de integração numérica computacional foi possível mesclar o Número de Nusselt e a

eficiência para se calcular a temperatura do ar ao redor das aletas. Finalmente foram analisados, com a ajuda do programa computacional em CFD, os efeitos de turbulência ao longo das aletas dos dissipadores e boas aproximações foram alcançadas em comparação com dados experimentais obtidos de outros trabalhos. Os autores concluíram que embora haja uma variação nos valores do coeficiente de transferência de calor e na eficiência das aletas, uma boa exatidão pode ser obtida em condições de escoamento laminar utilizando expressões analíticas.

Azarkish, Sarvari e Behzadmehr (2010) realizaram um estudo com enfoque na investigação de dissipadores aletados com o objetivo de encontrar a geometria ótima e o número de aletas no dissipador que consiga alcançar a máxima taxa de transferência de calor. Os autores levaram em consideração os efeitos da transferência de calor por radiação, utilizando de algoritmos genéticos para otimizar uma função objetivo definida como sendo a taxa líquida de calor sobre uma superfície ao longo de seu comprimento. Os resultados obtidos com os perfis otimizados foram comparados aos perfis convencionais e uma melhora de até três por cento foi observada. Os resultados obtidos pelos autores se referem a um estudo unidimensional para o fluxo de calor através das aletas, uma análise bi ou tridimensional poderia trazer mudanças nos resultados.

Kim (2012) estudou o desempenho de um dissipador aletado vertical sob condição de convecção natural e disposto na direção normal ao fluxo. Além disso o estudo envolveu a variação na espessura das aletas também na direção normal ao fluxo, bem como a utilização de uma placa na face oposta à base. Comparações foram feitas entre aletas de espessura uniforme e variável, concluindo-se que os dissipadores de aletas variáveis possuem menor resistência térmica.

Dissipadores aletados com diferentes parâmetros geométricos e seu processo de transferência de calor por convecção natural foi estudado por Silva *et al.* (2012). Foram fabricados 6 dissipadores com variações em suas características, tais como o espaçamento entre aletas, altura e número de aletas. Uma bancada semelhante à utilizada por Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2007) foi utilizada nos experimentos. Neste estudo foram determinados o coeficiente médio de transferência de calor, sendo o mesmo comparado com correlações empíricas obtidas por Harahap e Rudianto (2005). Os autores também realizaram simulações com o programa comercial ANSYS-CFX12.0®, sendo os dados experimentais comparados aos

dados obtidos numericamente e obteve-se uma boa aproximação chegando a diferenças menores de 2%.

Chen, Lai e Haung (2013) utilizaram um aparato experimental composto dos mesmos equipamentos que serão utilizados neste trabalho, porém os experimentos foram realizados no interior de um pequeno túnel de vento. Os autores aplicaram métodos numéricos, sendo inicialmente empregado o método de problemas inversos para a condução de calor em duas dimensões a fim de se conseguir estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção para dissipadores com diferentes espaçamentos entre as aletas. Para isso utilizou-se aletas dispostas verticalmente em uma base horizontal. A análise numérica foi feita com a utilização do pacote computacional FLUENT e em paralelo à análise numérica foram tomadas, através de termopares, medidas experimentais para as temperaturas das aletas e do ambiente, sendo a velocidade do ar medida através de um anemômetro. Os autores obtiveram valores para o coeficiente médio de transferência de calor, \bar{h} , e também para a eficiência das aletas. Comparando-se os resultados obtidos numericamente aos dados experimentais pôde-se observar uma boa concordância.

Com a utilização de um modelo experimental de dissipador aletado, Mehrtash e Tari (2013) estudaram numericamente um dissipador em diferentes inclinações a partir de sua posição inicialmente vertical, investigando os efeitos da inclinação na convecção. Os autores sugeriram uma única correlação derivada de outras três desenvolvidas em um trabalho anterior para a estimativa da taxa de transferência de calor. Esta nova correlação engloba o número de Rayleigh e a mesma mostrou-se válida para uma larga faixa de ângulos de inclinação. Em um outro trabalho, Tari e Mehrtash (2013) realizaram um estudo numérico a fim de obter um modelo adequado para se estudar a transferência de calor e os efeitos da inclinação em dissipadores. Foram estudados dois diferentes modelos de dissipadores, com diferentes comprimentos. O CFX foi utilizado para os estudos e os resultados obtidos foram comparados com os dados obtidos experimentalmente por outras literaturas e uma correlação para o número de Nusselt foi proposta. Foi verificado que a taxa de transferência de calor permanece a mesma quando uma pequena inclinação é aplicada aos dissipadores. Os autores afirmaram que suas correlações podem ser utilizadas em trabalhos relacionados à resfriamento de dispositivos e equipamentos eletrônicos, desde que usadas com os parâmetros corretos.

Kim, Kim e Do (2013) realizaram estudos envolvendo convecção natural em dissipadores dispostos verticalmente e desenvolveram uma correlação para o Número de Nusselt. Vários testes foram realizados, onde foram feitas variações em alguns parâmetros geométricos, tais como, espaçamento entre aletas, altura das aletas e a potência fornecida ao aquecedor. Termopares do tipo J e uma câmera termográfica de infravermelho foram utilizados para medição das temperaturas. Os autores também realizaram um estudo numérico a fim de se verificar a conformidade com os dados experimentais obtidos, nesse estudo foi utilizado uma ferramenta de simulação ICEPAK, derivada do pacote computacional ANSYS. Os autores concluíram que o espaçamento ótimo entre aletas é independente da altura do dissipador, mas dependente do comprimento, da diferença de temperatura entre base e meio ambiente e das propriedades do fluido. Boas aproximações foram encontradas para o cálculo da resistência térmica dos dissipadores, feita através da nova correlação para o número de Nusselt.

Seguindo a mesma linha de pesquisa, Walunj e Palande (2014) também realizaram uma análise experimental em dissipadores com suas bases mantidas à diferentes inclinações. Foram utilizados dois diferentes tamanhos de dissipadores e com os mesmos foi possível analisar os efeitos do comprimento, altura e espaçamento entre as aletas na taxa de transferência de calor. Os autores afirmam que a transferência de calor por convecção natural depende da altura e do comprimento das aletas e que a taxa de transferência de calor por convecção varia para diferentes ângulos de inclinação.

Um estudo do ponto de vista prático foi realizado por Jang *et al.* (2014), onde também foi analisado o efeito da orientação para um dissipador cilíndrico, mostrado pela Figura 2.3a, utilizado para resfriamento do bulbo de lâmpadas LED. Foram utilizados dissipadores fabricados em alumínio (Al 6061) com emissividade $\varepsilon = 0,84$; emissividade que foi utilizada na análise numérica feita pelos autores. Os testes experimentais foram realizados em um aparato como o mostrado na Figura 2.3b, sendo toda estrutura girada por um eixo de rotação (0 a 90°) com a horizontal. Além disso foram utilizados termopares e uma câmera de infravermelho. Efeitos como a mudança na inclinação dos dissipadores, comportamento do escoamento e variações nos parâmetros geométricos foram analisados numericamente pelos autores. Concluiu-se que com o aumento da inclinação, ocorre o bloqueio no fluxo de ar para cima, ocasionando pontos de separação e estagnação do escoamento. Isso diminuiu a performance do efeito de convecção no dissipador cilíndrico. Foi notado que a altura da aleta não representou

mudança significativa no comportamento da transferência de calor e que com a diminuição no número de aletas ou comprimento delas, o efeito da inclinação foi intensificado. Além disso foi proposta uma nova correlação para o Número de Nusselt para dissipadores cilíndricos.

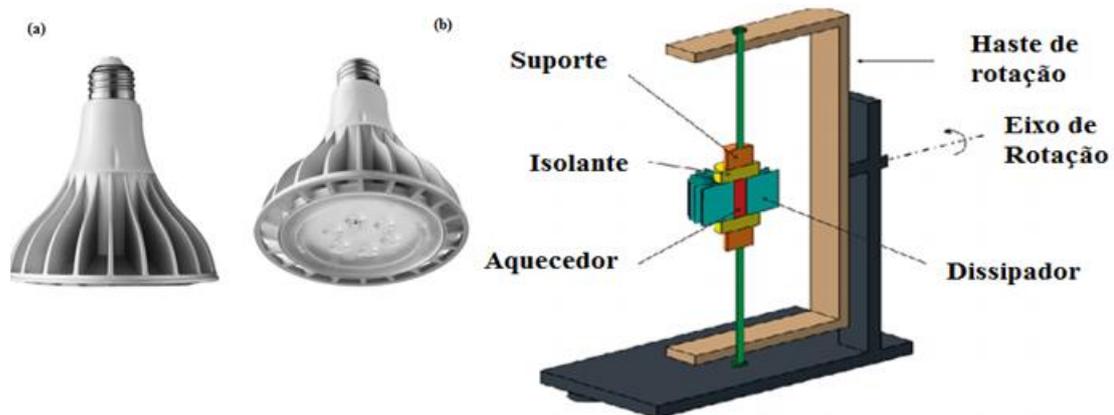


Figura 2.3 - Descrição da lâmpada aletada de LED e montagem experimental: (a) Lâmpada de LED aletada e (b) Montagem experimental.

Fonte: Jang *et al.* (2014).

Seguindo a mesma linha de pesquisa de Jang *et al.* (2014), porém com dissipadores retangulares, Shen *et al.* (2014) desenvolveram estudos envolvendo resfriamento de lâmpadas LED. Uma bancada similar à utilizada por Jang *et al.* (2014) foi utilizada, entretanto foram feitos estudos sobre 4 dissipadores retangulares em 8 diferentes posições. Uma comparação foi feita entre os dados experimentais obtidos e a análise numérica, utilizando CFD. Os autores concluíram que entre 0° e 135° , pouca variação na performance térmica foi percebida para uma ampla variação no espaçamento entre aletas, enquanto que para alta densidade de aletas foi percebida uma maior sensibilidade à orientação, o que também foi afirmado por Jang *et al.* (2014). Para todos os dissipadores, 270° se diz como o pior caso. Para os casos de 225° e 315° os dissipadores apresentaram um bom desempenho, especialmente para 315° . Além disso, os autores utilizaram uma correlação simples envolvendo os Números de Rayleigh e Nusselt para avaliar a performance de cada dissipador para cada inclinação.

Silva *et al.* (2014) realizaram montagens experimentais com os dissipadores nas posições horizontal e vertical a fim de se obter os coeficientes médios de transferência de calor por convecção natural. O calor perdido por radiação foi contabilizado, sendo a emissividade obtida através de um termômetro infravermelho Fluke 574. O aparato experimental utilizado nos

experimentos é o mesmo que será utilizado nesse trabalho, que será apresentado no Capítulo 3. Os termopares de tipo T foram fixados aos dissipadores através de um dispositivo de solda capacitiva para diminuir a resistência térmica de contato e diferente de Silva *et al.* (2012), foram utilizados parafusos para pressionar a base do dissipador ao aquecedor à base do dissipador, diminuindo ainda mais a resistência térmica de contato. Dissipadores com diferentes configurações de parâmetros geométricos foram utilizadas a fim de verificar qual deles teriam a maior influência na retirada de calor. Foram utilizadas correlações empíricas para a obtenção dos valores teóricos de \bar{h} , sendo a correlação de Harahap e Rudianto (2005) para a posição horizontal e Harahap e Lesmana (2006) para a orientação na vertical. Os resultados obtidos foram comparados aos valores encontrados experimentalmente, obtendo-se boa concordância.

Silva *et al.* (2015) estudaram o comportamento de 12 dissipadores de calor com aletas retangulares, sendo estes posicionados na vertical e também na horizontal. Foram realizadas várias medições a fim de se determinar a posição e a quantidade ideal de medidores de temperatura nos dissipadores. A análise realizada permitiu confirmar que a distribuição de temperatura no dissipador comportou-se uniformemente, com isso as medições de temperatura foram realizadas com termopares fixados apenas no centro dos dissipadores. Em 12 dissipadores foram estudadas a influência de características como altura, espaçamento entre aletas, espessura e número de aletas sob influência de convecção natural. De posse dos dados de temperaturas experimentais e das propriedades do material do dissipador (Alumínio 6063-T5), pôde-se chegar ao coeficiente médio de transferência de calor por convecção e também ao Número de Nusselt. Com os resultados obtidos, foram propostas duas correlações com base em parâmetros adimensionais como Nusselt e Rayleigh. As correlações propostas foram realizadas com dados dos 12 dissipadores com a utilização de uma faixa de temperatura entre 20°C e 100°C, incluindo os efeitos de transferência de calor por radiação. Uma comparação do comportamento de \bar{h} foi feita e os autores concluíram que dissipadores dispostos na posição vertical possuem um valor maior de \bar{h} se comparado aos dispostos na posição horizontal.

Micheli, Reddy e Mallick (2015) fizeram um estudo sobre microdissipadores de silicone condutivo, tendo em vista a alta demanda por dissipadores cada vez menores e com maior capacidade de resfriamento. Foram confeccionados dois tipos distintos de dissipadores, sendo desenhados em um programa de desenho computacional CAD. As dimensões dos dissipadores foram medidas usando um microscópio e são mostradas pela Figura 2.4. Na Figura 2.4a mostra-

se o dissipador formado por aletas retangulares e na Figura 2.4b mostra-se o dissipador formado por aletas piniformes. As dimensões são apresentadas na Tabela 2.1.

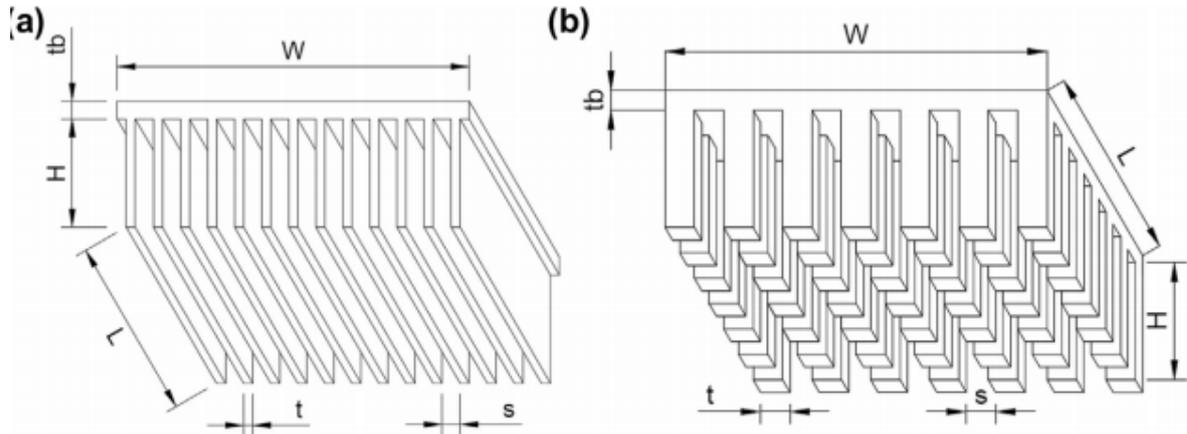


Figura 2.4 - Descrição dos parâmetros dos micro dissipadores: (a) aletas retangulares, e (b) aletas piniformes.

Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

Tabela 2.1 - Dimensões dos microdissipadores.

Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

Tipo	Largura	Comprimento	Espessura da aleta	Espaçamento	Altura da aleta	Espessura da base	Numero de Aletas
	W	L	t	s	H	t_b	N
	(mm)	(mm)	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)	
Placa plana	49.9	49.9	–	–	–	–	–
Aletas retangulares	50.0	49.7	200	200	600	800	121
Aletas retangulares	49.8	49.8	200	200	800	600	124
Aletas retangulares	50.0	49.9	200	800	600	800	50
Aletas retangulares	50.0	49.9	400	800	600	800	41
Aletas retangulares	50.1	49.9	800	400	800	600	42
Aletas retangulares	49.8	49.9	800	800	600	800	31
Aletas piniformes	49.8	49.8	200	200	600	800	15376
Aletas piniformes	50.2	50.0	400	400	600	800	3844
Incerteza	0.05%	0.05%	4%	4%	6%	6%	–

O objetivo dos autores foi investigar, sob condições distintas de temperatura (25 a 200°C) e orientação dos dissipadores, o coeficiente de transferência de calor, \bar{h} . Com a utilização de

um aparato experimental como mostrado pela Figura 2.5, os autores fizeram vários estudos relacionando as duas configurações de aletas dos dissipadores.

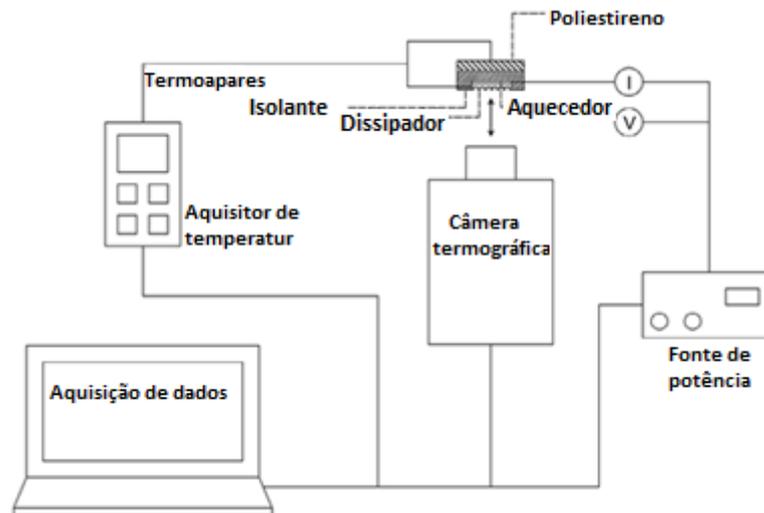


Figura 2.5 - Esquema da montagem experimental para micro dissipadores.

Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

Um estudo numérico foi feito com a utilização do módulo de “Transferência de Calor” do pacote computacional COMSOL[®] para validação dos dados experimentais obtidos e uma boa concordância foi alcançada. Micheli, Reddy e Mallick (2015) concluíram que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do espaçamento entre aletas e diminuição da altura da aleta. Além disso, uma nova correlação para o Número de Nusselt também foi proposta e validada em relação a dados anteriores da literatura. Em relação ao posicionamento dos dissipadores, foi concluído que dissipadores dispostos com as aletas para baixo apresentam menor rendimento. Também foi analisado o efeito da radiação em microdissipadores e chegou-se à conclusão de que o efeito da radiação em microdissipadores não pode ser desprezado pois representa cerca de 60% das trocas térmicas que ocorrem nessa configuração de dissipadores.

Li e Byon (2015) estudaram de forma numérica e experimental as características da transferência de calor em um dissipador de calor radial, construído em Alumínio 6061 T6, com dimensões escolhidas de acordo com um perfil comercial. O mesmo é ilustrado pela Figura 2.6, com uma base circular com um anel concêntrico e aletas retangulares sujeitas a convecção natural. O estudo numérico foi feito no ANSYS[®] utilizando o pacote ICEPAK, conhecido por ter soluções para problemas envolvendo transferência de calor por convecção em geometrias simples.

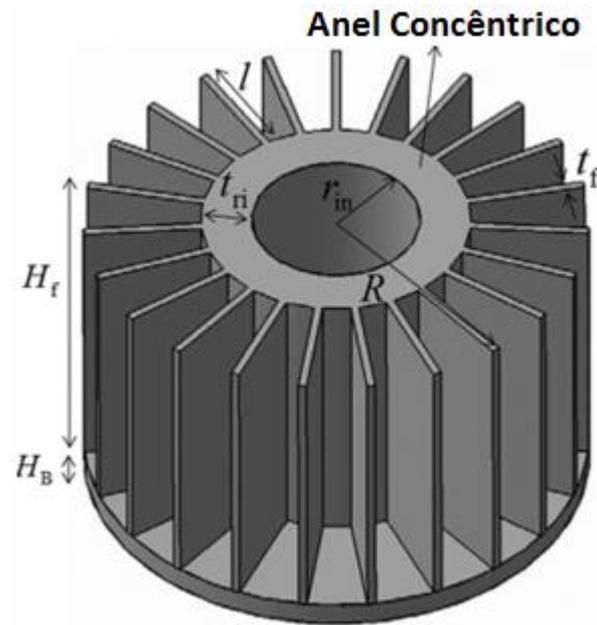


Figura 2.6 - Dissipador radial.

Fonte: Li e Byon (2015).

Duas análises numéricas foram feitas, sendo uma para estimar a distribuição de temperaturas e outra análise a fim de se obter o coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo da superfície do dissipador. Os autores investigaram a influência do comprimento das aletas, espaçamento e o Número de Nusselt. Com o objetivo de comparar dados numéricos com experimentais, foram realizados testes em uma bancada similar à de Micheli, Reddy e Mallick (2015) e uma boa aproximação para o Número de Nusselt foi encontrada, com erro máximo da ordem de 4%. Além disso uma nova correlação para o Número de Nusselt foi proposta, envolvendo outros três parâmetros adimensionais, sendo possível sua utilização para estudos envolvendo dissipadores radiais sujeitos à convecção natural.

Foram analisadas algumas importantes referências na literatura e pôde-se compreender melhor os conceitos referentes ao uso de dissipadores, sua utilização prática e importância. Através desta revisão bibliográfica também podem ser aproveitadas correlações para uma comparação com a correlação proposta neste trabalho.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Ao longo deste capítulo é feita uma abordagem simples do assunto a que está relacionado este trabalho, ou seja, sobre como acontece a transferência de calor em um dissipador aletado. Para melhor entendimento do trabalho, é apresentada a forma como se calcula o coeficiente médio de transferência de calor \bar{h} através das correlações empíricas de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006). Além disso é apresentada a metodologia para se calcular o coeficiente \bar{h} experimentalmente e como ocorre todo o processo de troca de calor em um dissipador de calor.

3.1 Transferência de Calor em Superfícies Estendidas

Para determinar a taxa de transferência de calor de uma aleta é necessário obter a distribuição de temperatura existente ao longo da aleta. Esta distribuição é obtida a partir de um balanço de energia em um elemento diferencial apropriado considerando as seguintes hipóteses:

- Regime permanente;
- Material da aleta homogêneo e isotrópico;
- A espessura da aleta é pequena quando comparada com a sua altura, de modo que o gradiente de temperatura transversal à aleta possa ser desprezado. Esta hipótese define que a condução é unidimensional na direção x ;
- O coeficiente de transferência de calor por convecção é constante e uniforme sobre toda a superfície de troca térmica da aleta;
- As temperaturas do meio envolvente e da base da aleta são uniformes;
- Ausência de resistências térmicas de contato;
- Ausência de fontes ou sumidouros de calor na aleta.

A seguir uma dedução da equação da energia é realizada, considerando um elemento diferencial que é mostrado pela Figura 3.1.

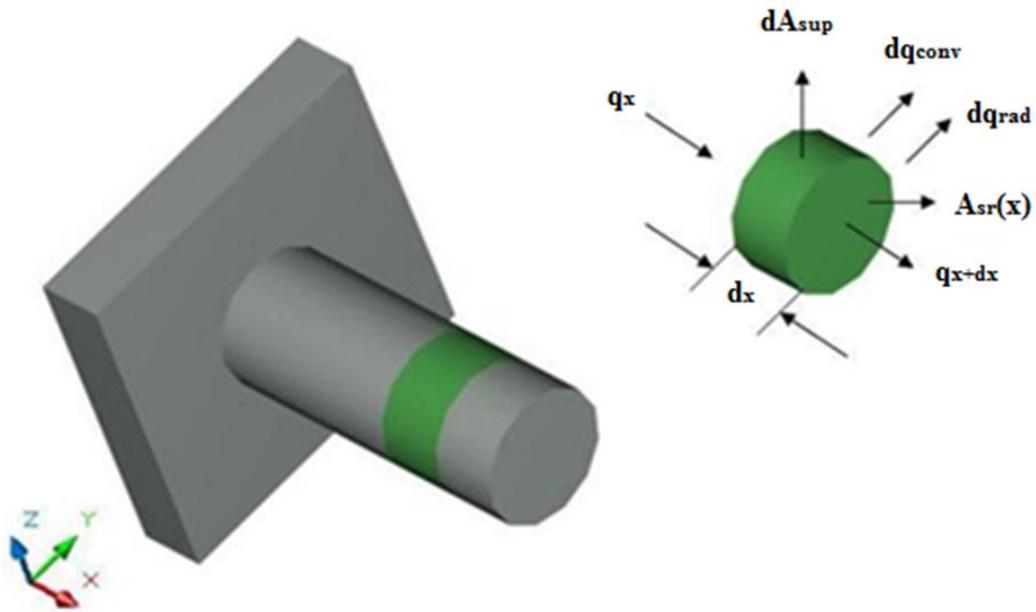


Figura 3.1 - Balanço de energia em uma superfície estendida.

Aplicando a conservação de energia no elemento diferencial da Figura 3.1, obtém-se:

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} + dq_{rad} \quad (3.1)$$

Da lei de Fourier (INCROPERA E DEWITT, 1998) tem-se que,

$$q_x = -kA_{sr} \frac{dT}{dx} \quad (3.2)$$

sendo A_{sr} a área da seção transversal, que pode ser uma função de x e k a condutividade térmica. Pode-se expressar a condução de calor em $x + dx$ utilizando uma expansão em Série de Taylor e desprezando as derivadas de ordens superiores:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad (3.3)$$

Assim, substituindo a Equação (3.2) na Equação (3.3), chega-se a:

$$q_{x+dx} = -kA_{sr} \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A_{sr} \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (3.4)$$

A taxa de transferência de calor por convecção, pela lei de Resfriamento de Newton e a taxa de transferência de calor por radiação, pela lei de Stefan-Boltzmann, (INCROPERA E DEWITT, 1998) podem ser descritas por:

$$dq_{conv} = \bar{h}dA_{sup}(T - T_{\infty}) \quad (3.5)$$

$$dq_{rad} = \varepsilon dA_{sup}\sigma(T^4 - T_{\infty}^4) \quad (3.6)$$

sendo dA_{sup} a área superficial do elemento diferencial, \bar{h} o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural, T a temperatura da aleta, ε a emissividade do alumínio 6065-T5, σ a constante de Stefan-Boltzmann e T_{∞} a temperatura ambiente. Ressalta-se que não foi levado em consideração o fator de forma da aleta e sua influência no calor perdido por radiação.

Substituindo as Equações (3.2), (3.4), (3.5) e (3.6) para as taxas de transferência de calor na equação do balanço de energia, Equação (3.1), obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{dA_{sr}}{dx}\right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{\bar{h} dA_{sup}}{k dx}\right) (T - T_{\infty}) - \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{\varepsilon \sigma}{k}\right) \frac{dA_{sup}}{dx} (T^4 - T_{\infty}^4) = 0 \quad (3.7)$$

A Equação (3.7) representa o resultado geral da equação de energia para condições unidimensionais em uma superfície estendida. Com o uso de condições de contorno adequadas essa equação pode fornecer a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Esta equação em conjunto com a Equação (3.2), pode ser usada para a obtenção da taxa de condução em qualquer posição x da aleta.

Para resolver a Equação (3.7) é necessário especificar a geometria da aleta e suas condições de contorno. Para este trabalho em questão serão consideradas aletas planas retangulares, como mostra a Figura 3.2. Cada aleta está fixada pela base a uma superfície, que se encontra a uma temperatura $T(0) = T_b$ e se estende para o interior de um fluido à temperatura T_{∞} .

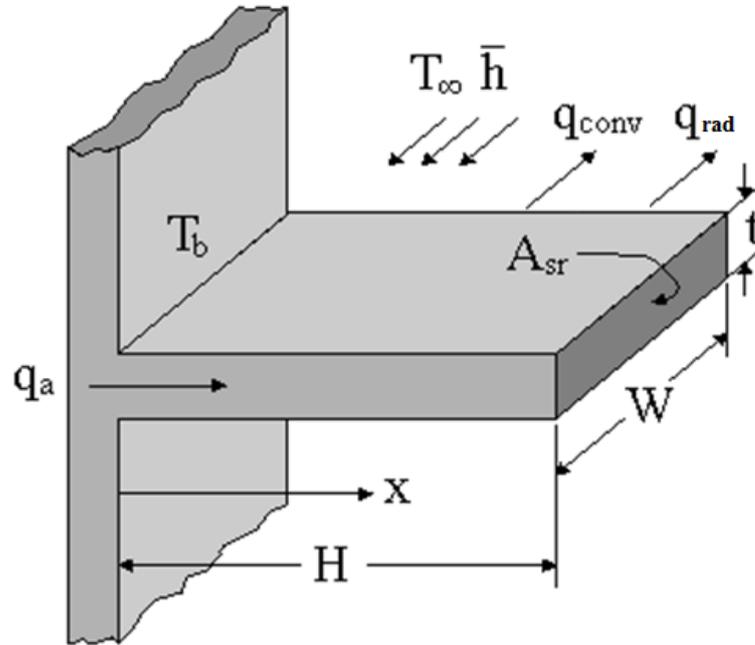


Figura 3.2 - Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme.

Por se tratar de uma aleta retangular de seção transversal constante, A_{sr} será constante e $A_{sup} = px$, sendo A_{sup} a área superficial da aleta medida desde a sua base até o ponto x e p o perímetro da aleta. Consequentemente, para uma aleta de seção transversal uniforme, $\frac{dA_{sr}}{dx} = 0$ e $\frac{dA_{sup}}{dx} = p$. Desse modo, a partir da Equação (3.7) obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}}(T - T_{\infty}) - \frac{\varepsilon\sigma p}{kA_{sr}}(T^4 - T_{\infty}^4) = 0 \quad (3.8)$$

3.1.1 Solução analítica da equação da aleta

A seguir é apresentado o procedimento usado para solução da Eq. (3.8) pelo método analítico e para isso foi definida uma variável dependente, definida como temperatura em excesso.

$$\theta(x) = T(x) - T_{\infty} \quad (3.9)$$

Através de uma manipulação matemática foi denominado o coeficiente médio de transferência de calor por radiação, \bar{h}_r , igualando-o a:

$$\bar{h}_r = \frac{\varepsilon\sigma(T^4 - T_\infty^4)}{(T - T_\infty)} \quad (3.10)$$

Assim, pode-se simplificar a Eq. (3.8) como sendo:

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - m^2 h_m^2 \theta(x) = 0 \quad (3.11)$$

sendo, $m^2 = \frac{P}{kA_{sr}}$ e $h_m^2 = \bar{h} + \bar{h}_r$

A Equação (3.11) é a equação diferencial de segunda ordem linear, homogênea e com coeficientes constantes. Sua solução geral é da forma:

$$\theta(x) = C_1 \cdot e^{mx} + C_2 \cdot e^{-mx} \quad (3.12)$$

Para encontrar as constantes, foram estudados dois casos de condições de contorno, o primeiro sendo com temperaturas prescritas na base e na ponta da aleta e o outro com temperatura prescrita na base e balanço energético na ponta da aleta. A perda de calor por convecção na ponta é igual a taxa de transferência de calor fornecida na ponta da aleta por condução:

$$\begin{aligned} -k \cdot A_{sr} \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=H} &= h_m^2 \cdot A_{sr} \cdot (T_H - T_\infty) \\ -k \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=H} &= h_m^2 \cdot (T_H - T_\infty) \end{aligned} \quad (3.13)$$

e derivando a Equação (3.12), tem-se:

$$-k \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=H} = -k \cdot m \cdot C_1 \cdot e^{mH} + k \cdot m \cdot C_2 \cdot e^{-mH} = k \cdot m \cdot (C_2 \cdot e^{-mH} - C_1 \cdot e^{mH}) \quad (3.14)$$

Da Equação (3.12) ainda, temos que, para $x = H$,

$$(T_H - T_\infty) = C_1 \cdot e^{mH} + C_2 \cdot e^{-mH} \quad (3.15)$$

Substituindo as Equações (3.14) e (3.15) na Equação (3.13), obtém-se:

$$k \cdot m \cdot (C_2 \cdot e^{-mH} - C_1 \cdot e^{mH}) = h \cdot (C_1 \cdot e^{mH} + C_2 \cdot e^{-mH}) \quad (3.16)$$

Após uma manipulação algébrica, chega-se a taxa de transferência de calor da aleta.

$$q_a = \sqrt{h \cdot P \cdot k \cdot A_{sr}} \cdot (T_b - T_\infty) \cdot \left(\frac{\sinh(mH) + \left(\frac{hm}{mk}\right) \cosh(mH)}{\cosh(mH) + \left(\frac{hm}{mk}\right) \sinh(mH)} \right) \quad (3.17)$$

E a distribuição de temperatura:

$$T(x) = \left[(T_b - T_\infty) \cdot \left(\frac{\cosh(m(H-x)) + \left(\frac{hm}{mk}\right) \sinh(m(H-x))}{\cosh(mH) + \left(\frac{hm}{mk}\right) \sinh(mH)} \right) \right] + T_\infty \quad (3.18)$$

3.1.2 Solução numérica da equação da aleta

Uma outra forma de solucionar a Eq. (3.8) é através de uma metodologia numérica. Para isso é necessário fazer sua adimensionalização da seguinte forma:

$$\theta = \frac{T}{T_b}; \theta_\infty = \frac{T_\infty}{T_b}; X = \frac{x}{H}; N_c = \frac{hpL^2}{kA_{sr}}; N_r = \frac{\varepsilon\sigma T_b^3}{kA_{sr}} \quad (3.19)$$

Como definido anteriormente, T_∞ é uma constante, o que leva $d\theta/dx = dT/dx$. Substituindo este resultado nas Equações (3.8) e (3.19), chega-se a

$$\frac{T_b}{H^2} \frac{d^2\theta}{dX^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}} T_b (\theta - \theta_\infty) - \frac{\varepsilon\sigma T_b^4}{kA_c} (\theta^4 - \theta_\infty^4) = 0 \quad (3.20)$$

Multiplicando a Equação (3.20) por H^2/T_b , tem-se:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}} H^2 (\theta - \theta_\infty) - \frac{\varepsilon\sigma T_b^3}{kA_{sr}} H^2 (\theta^4 - \theta_\infty^4) = 0 \quad (3.21)$$

simplificando a Equação (3.21) segundo a Equação (3.19), chega-se em:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - N_c (\theta - \theta_\infty) - N_r (\theta^4 - \theta_\infty^4) = 0 \quad (3.22)$$

sendo N_c os números de Nusselt referente a convecção e N_r referente a radiação.

3.1.3 Dados usados para solução analítica e numérica

Com a utilização do MAPLE, foi encontrada uma solução numérica para se ter uma comparação com os dados experimentais (Apêndice A). Primeiramente, foi feita uma análise utilizando-se de duas condições de contorno conhecidas, temperaturas na base e na ponta da aleta conhecidas. Com o programa utilizado foi possível estimar a temperatura em uma posição

x da aleta. As condições de contorno de temperatura prescrita na base $x = 0$ e na ponta da aleta $x = H$ são mostradas pela Figura 3.3. Para a posição $x = H$ tem-se $T_x = T_p$, com isso as seguintes considerações são feitas:

$$\theta(x) = T(x)/T_b \quad \theta(0) = \frac{T_b}{T_b} = 1 \quad \theta(1) = \frac{T_p}{T_b} = 0,978 \quad (3.23)$$

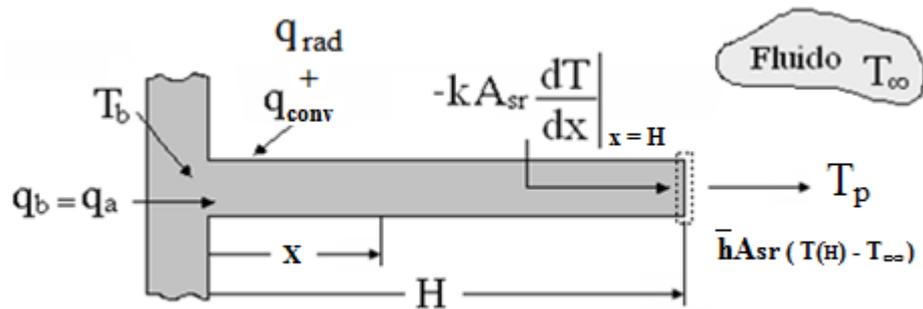


Figura 3.3 - Condições de contorno em uma aleta com área de seção transversal uniforme.

A relação $\theta(1) = \frac{T_p}{T_b} = 0,978$ é oriunda da relação entre a temperatura da ponta da aleta de $59,382^\circ\text{C}$ e a temperatura da base de $60,723^\circ\text{C}$, dados que foram retirados dos experimentos realizados. Ao final deste trabalho, no Apêndice A, são apresentados os programas desenvolvidos no Maple, tanto pelo método analítico quanto pelo método numérico, bem como a comparação realizada entre dados numéricos e dados obtidos experimentalmente.

3.2 Eficiência e Efetividade de uma Aleta

Assim como outros dispositivos as aletas possuem uma resistência térmica à condução de calor. Devido a essa resistência térmica, o uso das aletas não garante um aumento na taxa de transferência de calor. Para avaliar se o uso de aletas é justificável ou não, é necessário avaliar a efetividade das aletas. A efetividade é a razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa de transferência de calor da superfície sem a aleta. A efetividade é calculada do seguinte modo:

$$Efe = \frac{q_a}{\bar{h}A_{s,b}\theta_b} \quad (3.24)$$

sendo q_a a taxa de transferência de calor da aleta, $A_{s,b}$ a área da seção transversal na base da aleta e θ_b a diferença entre a temperatura da superfície da base e a temperatura ambiente. É

evidente que o valor de Efe deve ser o maior possível e alguns autores indicam que o uso de aletas é justificável apenas para valores de $Efe \geq 2$ (INCROPERA e DEWITT, 1998).

A efetividade de uma aleta está relacionada à condutividade térmica do material que a constitui. Por este motivo as ligas de alumínio ou cobre são normalmente utilizadas para a fabricação de aletas sendo que o alumínio é mais utilizado por ser de menor custo e mais leve se comparado às ligas de cobre.

A efetividade da aleta é a relação entre a taxa de calor da aleta em relação a uma superfície sem aleta. Um parâmetro que relaciona o desempenho interno da aleta é a eficiência da aleta. A eficiência da aleta é a razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa máxima de transferência de calor que ocorreria caso toda a superfície da aleta se encontrasse à temperatura da sua base. A eficiência da aleta é dada por:

$$\eta = \frac{q_a}{q_{max}} = \frac{q_a}{\bar{h}A_a\theta_b} = \frac{\bar{h}A_a\theta_a}{\bar{h}A_a\theta_b} = \frac{\theta_a}{\theta_b} \quad (3.25)$$

sendo para uma aleta plana retangular, a área superficial dada por:

$$A_a = 2LH_c + 2Ht = 2LH + Lt + 2Ht \quad (3.26)$$

sendo L o comprimento da aleta, H_c a altura da aleta corrigida ($H_c = H + t/2$), H a altura da aleta e t é a espessura da aleta, como encontra-se indicado na Figura 3.4.

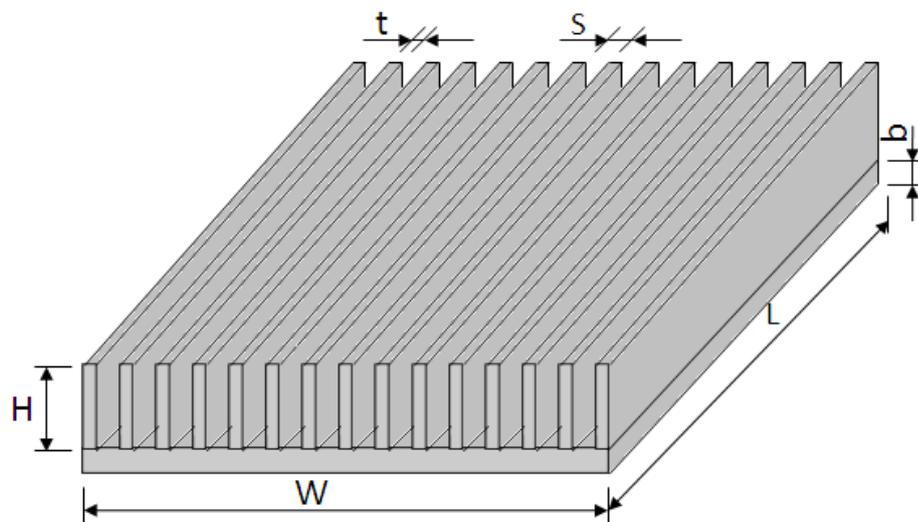


Figura 3.4 - Parâmetros geométricos do dissipador retangular.

Os valores de η se aproximam dos seus valores máximos e mínimos, 1 e 0, respectivamente, à medida que a altura da aleta (H) se aproxima de 0 e ∞ . No caso específico de aletas retangulares, uma expressão pode ser utilizada para o cálculo da eficiência

$$\eta = \frac{tgh(mH_c)}{mH_c} \quad (3.27)$$

Para utilização da Equação (3.27) é considerada a hipótese de extremidade da aleta adiabática, que promove uma simplificação da metodologia de cálculo, porém apresenta resultados próximos aos ideais.

3.3 Cálculo do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção

A transferência de calor por convecção natural ocorre sempre que houver uma diferença de temperatura entre um corpo e um meio fluido. Devido à diferença de temperatura, ocorre uma troca de calor entre o fluido e o corpo, causando uma alteração na massa específica do fluido na área próxima à superfície. A diferença na massa específica cria um fluxo descendente do fluido mais pesado e um fluxo ascendente do mais leve. A transferência de calor por convecção que ocorre devido a esta diferença entre as massas específicas do fluido recebe o nome de convecção natural. A convecção com movimento do fluido auxiliado por meios mecânicos recebe o nome de convecção forçada. As correntes de convecção natural transferem a energia interna armazenada no fluido essencialmente da mesma maneira que as correntes de convecção forçada. Entretanto, a intensidade do movimento de mistura é geralmente menor na convecção natural e, portanto, os coeficientes de transferência de calor são menores que na convecção forçada. Apesar de possuir coeficientes de transferência de calor menores a convecção natural é usada em vários dispositivos por ser um método econômico e robusto, já que dispensa a utilização de partes móveis.

A obtenção teórica dos coeficientes \bar{h} neste trabalho foi baseada na correlação empírica proposta por Harahap e Rudianto (2005) para as placas orientadas horizontalmente e por Harahap e Lesmana (2006) para as placas orientadas verticalmente. Tais correlações são obtidas a partir de uma série de ensaios para levantamento de dados experimentais, após a obtenção dos

dados é realizado um ajuste matemático para obter a correlação empírica. A precisão com a qual o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado depende da correlação utilizada.

A convecção natural é caracterizada a partir dos números adimensionais de Nusselt, Grashof, Prandtl e Rayleigh. O número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução. O número de Grashof indica uma razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas. O número de Prandtl representa a razão entre as difusividades de momento e térmica e o número de Rayleigh representa uma relação entre Grashof e Prandtl. Os números adimensionais podem ser calculados através das seguintes equações:

$$Nu = \frac{\bar{h}y}{k_{ar}} \quad (3.28)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)y^3}{\nu^2} \quad (3.29)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.30)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.31)$$

Nestas equações, y representa um parâmetro geométrico característico do dissipador, g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica, T_s é a temperatura na superfície da placa, ν é a viscosidade cinemática do fluido, k_{ar} é a condutividade térmica do fluido e α é a difusividade térmica do fluido.

Como a temperatura na superfície da aleta varia com o seu comprimento, a temperatura T_s utilizada na determinação do número de Grashof é a média da temperatura da base, T_b , e a temperatura da ponta da aleta, T_p .

As propriedades físicas do ar variam com a temperatura, e para a determinação destas propriedades faz-se necessário a determinação de uma temperatura média, a esta temperatura dá-se o nome de temperatura de filme, T_{filme} (INCROPERA e DEWITT, 1998):

$$T_{filme} = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (3.32)$$

As propriedades físicas do ar foram obtidas pelas correlações propostas por Dixon (2007) e para a faixa de temperaturas do estudo apresentam erro menor que 1%.

3.3.1 Correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005)

Os dados da transferência de calor para dissipadores com aletas retangulares na horizontal foram correlacionados por Harahap e Rudianto (2005) a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza o número de Nusselt em relação à dimensão l , sendo que $l = L/2$.

O número de Nusselt é calculado a partir da Equação (3.33).

$$Nu_{H\&R} = 0,203 \left[Ra \left(\frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left(\frac{S}{l} \right)^{0,470} \left(\frac{H}{l} \right)^{0,870} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,620} \quad (3.33)$$

onde n é o número de aletas da placa, S é o espaçamento entre as aletas e W é a largura da placa (Figura 3.4). Para este caso o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado por:

$$\bar{h}_{H\&R} = \frac{Nu_{H\&R} \cdot k_{ar}}{l} \quad (3.34)$$

A correlação obtida por Harahap e Rudianto (2005) é indicada para uma faixa de valores entre $3 \times 10^3 \leq Ra_1 n(S/L) \leq 3 \times 10^5$. Conforme já mencionado o uso desta correlação para valores fora do intervalo indicado aumenta o erro dos valores de \bar{h} obtidos.

3.3.2 Correlação empírica de Harahap e Lesmana (2006)

Os dados da transferência de calor para dissipadores com aletas retangulares na vertical foram correlacionados por Harahap e Lesmana (2006) a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza o número de Nusselt em relação à dimensão L .

O número de Nusselt é calculado a partir da Equação (3.35).

$$Nu_{H\&L} = 3,350 (Ra)^{0,153} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,121} \left(\frac{S}{H} \right)^{0,605} \quad (3.35)$$

Para este caso o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado por:

$$\bar{h}_{H\&L} = \frac{Nu_{H\&L} \cdot k_{ar}}{L} \quad (3.36)$$

A correlação obtida por Harahap e Lesmana (2006) é indicada para uma faixa de valores entre $2 \times 10^5 \leq Ra_L \leq 5 \times 10^5$.

Dando continuidade ao estudo da transferência de calor que ocorre nos dissipadores, serão mostradas agora as principais perdas de calor que ocorrem durante o processo de transferência de calor. Em seguida a metodologia utilizada para obtenção do coeficiente \bar{h} experimentalmente é apresentada.

3.3.3 Cálculo do calor perdido através do isolante

O calor perdido através do isolante utilizado na montagem pode ser calculado através da aplicação da Lei de Fourier:

$$q_{isol} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_{isol}}{L} = k_{isol} \cdot A \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{Z} \quad (3.37)$$

sendo k_{isol} a condutividade térmica do material isolante, A a área da superfície do isolante, ΔT_{isol} a diferença de temperatura entre a superfície superior (T_3) e inferior do isolante (T_2) e Z a distância entre as duas superfícies consideradas, ou seja a espessura da placa de MDF. O valor adotado da condutividade térmica de 0,14 W/mK para a placa de MDF utilizada como isolante foi retirado de Lienhard IV e Lienhard V (2006).

3.3.4 Cálculo do calor perdido através da radiação

O calor perdido através da radiação pelo dissipador pode ser calculado através da aplicação da Lei de Stefan-Boltzmann

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_{conv}^4 - T_1^4) \quad (3.38)$$

sendo ε a emissividade térmica do Alumínio 6063 T5, A_{ct} a área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por radiação, σ a constante de Stefan-Boltzmann, T_{conv} a média entre as temperatura na base e na ponta da aleta e T_1 a temperatura ambiente. O valor adotado da emissividade térmica do Alumínio 6063 T5 foi 0,23 W/mK, dados retirados de Silva (2015).

3.3.5 Obtenção do \bar{h} Experimental

Para a obtenção dos valores de \bar{h} experimentais foi usada a lei do resfriamento de Newton, dada como:

$$\bar{h} = \frac{q_{pl}}{A_{ct}(T_s - T_\infty)} \quad (3.39)$$

sendo q_{pl} a diferença entre a taxa de calor fornecida pelo aquecedor e a taxa de calor perdida por condução pelo isolante e a taxa de calor por radiação perdida pelo dissipador, q_{rad} .

$$q_{pl} = P - q_{isol} - q_{rad} \quad (3.40)$$

sendo q_{isol} obtido pela Eq. (3.37) e P a potência do aquecedor.

Para considerar apenas a potência do aquecedor, a potência dissipada pelo fio que conecta o aquecedor à fonte de alimentação deve ser desconsiderada, portanto o cálculo da potência P é feito pela Eq. (3.41):

$$P = \frac{(V - R_{fio} \cdot I)^2}{R_{aq}} \quad (3.41)$$

sendo V a tensão da fonte de alimentação, I a corrente da fonte de alimentação, R_{fio} a resistência elétrica do fio conectado ao aquecedor e R_{aq} a resistência elétrica do aquecedor.

Na Figura 3.5 apresenta-se a maneira como todo o calor fornecido pelo aquecedor é distribuído entre os componentes da montagem utilizada nos experimentos.

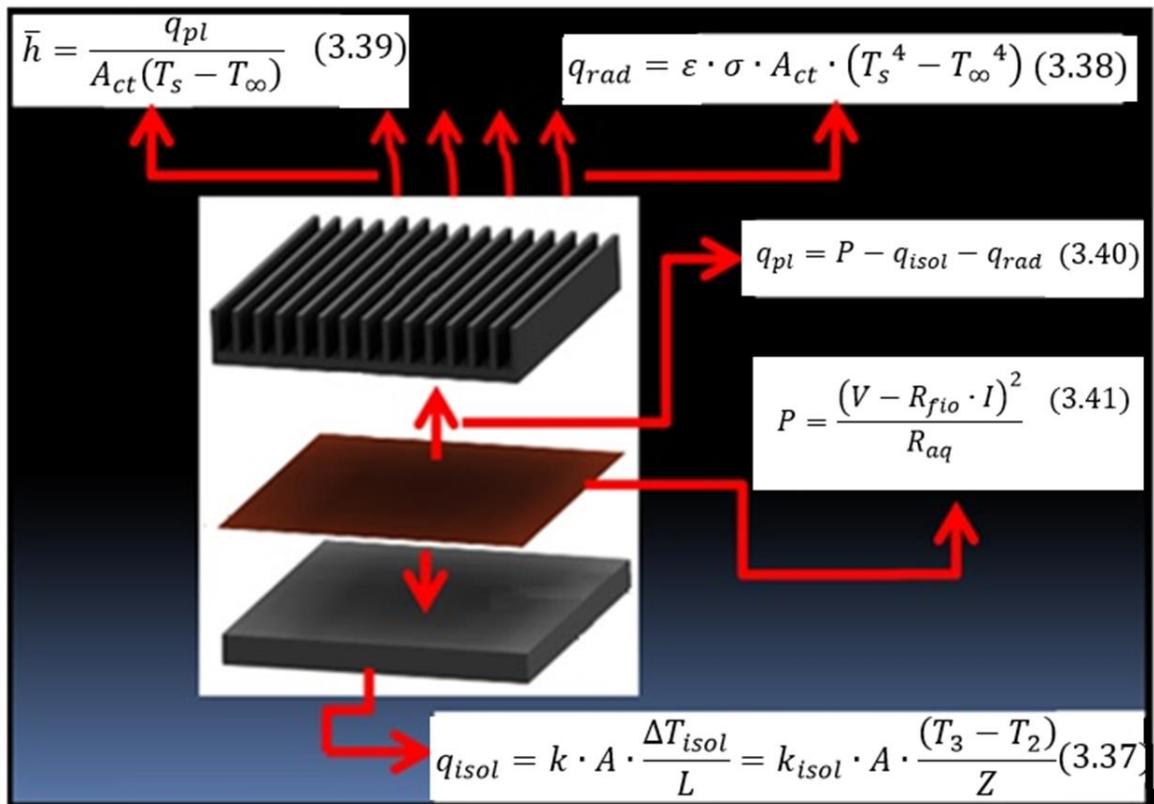


Figura 3.5 - Ilustração da distribuição do calor pela bancada experimental.

Fonte: Silva (2015)

4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL

Ao longo deste capítulo são apresentadas todos os procedimentos experimentais desenvolvidos para a realização dos experimentos com os dissipadores. Também é feita uma breve justificativa para escolha do material usado na confecção dos dissipadores e dos outros componentes da bancada experimental, bem como a metodologia realizada para a execução dos experimentos. Além disso é feita uma breve descrição de um equipamento que foi utilizado durante os testes no Laboratório de Transferência de Calor da UNIFEI (LabTC). Foi feito um estudo sobre o dispositivo de solda capacitiva e um pedido de patente dessa tecnologia foi realizado em conjunto com o Núcleo de Inovação Tecnológica – NIT da UNIFEI.

4.1 Material e Processo de Fabricação dos Dissipadores

4.1.1 Material dos dissipadores

O material utilizado para confecção dos dissipadores foi o alumínio 6063-T5. Esse material foi usado por ser conhecido como um metal com alta condutividade térmica, (Groover, 2007) e também por possuir pequena massa específica. Essas características fazem com que ele seja a melhor opção para confecção dos dissipadores em geral. Outra característica a ser observada pelo alumínio é em relação a sua afinidade com solda por descarga capacitiva, processo utilizado para fixar os termopares diretamente aos dissipadores. O processo de solda capacitiva, bem como o dispositivo utilizado para a obtenção da solda serão explicados detalhadamente na seção 4.2.4.

As principais características do alumínio são:

- Baixo peso. O alumínio apresenta massa específica de $2,7 \text{ g/cm}^3$, aproximadamente 1/3 da massa específica do aço;
- Excelente condutividade elétrica e térmica;
- Resistente à corrosão atmosférica e também a corrosão em meio aquoso;
- Ductilidade elevada e boa aceitação a processos de aumento de dureza;
- Não é ferromagnético (característica importante para aplicações eletroeletrônicas);
- Não é tóxico e, portanto, é largamente empregado em embalagens;

4.1.2 Confeção dos dissipadores

Sabe-se que os parâmetros geométricos dos dissipadores influenciam de forma significativa na transferência de calor por convecção que acontece neles e em seu desempenho. Assim sendo foram desenvolvidos vários dissipadores variando suas principais grandezas geométricas de forma proporcional, a fim de verificar qual delas teria maior influência na retirada de calor. As dimensões utilizadas para os dissipadores não têm nenhuma relação com algum equipamento que possa vir a ser utilizado com tais dissipadores. A escolha dos tamanhos tem uma relação com o tamanho dos aquecedores resistivos fabricados.

Com o objetivo de desenvolver essa comparação, desenvolveu-se uma análise dos fatores geométricos utilizando diferentes combinações entre a altura da aleta H , espessura da aleta t , espaçamento entre as aletas S , espessura da base b e o número de aletas n . Todas essas características podem ser visualizadas e melhor assimiladas através da Figura 4.1.

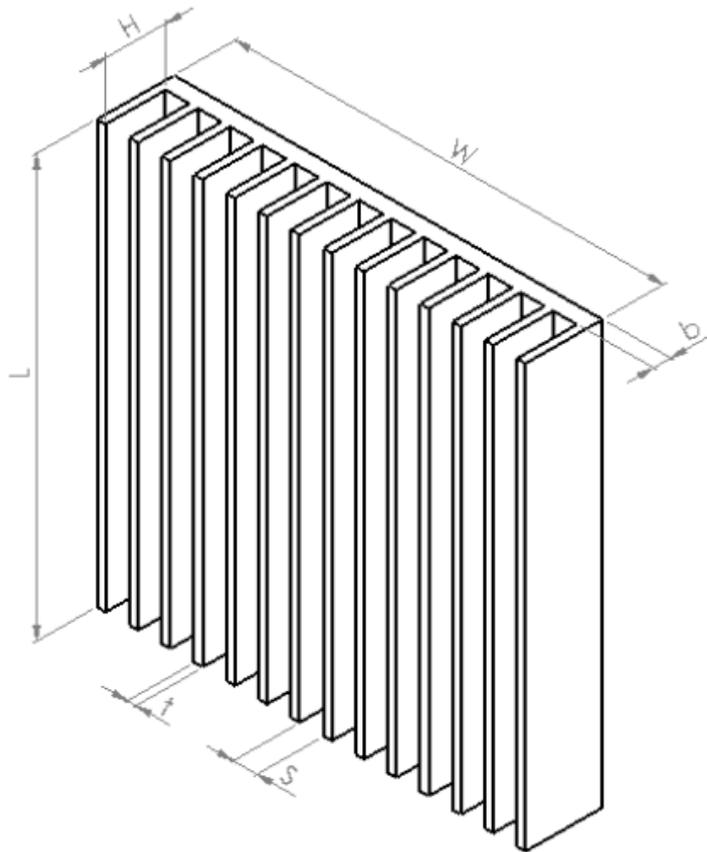


Figura 4.1 – Geometria dos dissipadores fabricados.

Vale ressaltar que o comprimento L e largura W dos dissipadores respeitaram as dimensões dos aquecedores utilizados nos experimentos, sendo utilizadas duas configurações distintas. Foram confeccionados ao todo 24 dissipadores quadrados com dois tamanhos distintos, sendo 12 com tamanhos da base 100 mm x 100 mm e mais 12 dissipadores com tamanhos da base 50 mm x 50 mm. Os dissipadores similares possuem uma igualdade de padrões geométricos, dadas as devidas proporções de comprimento e largura. Porém, foram realizados os testes com base em três características de comparação entre os dissipadores maiores e menores. Sendo assim, o estudo foi feito com 8 dissipadores de 100 mm x 100 mm e mais 8 dissipadores de 50 mm x 50 mm. Assim tem-se um arranjo com seis grandezas, sendo duas delas fixas (L e W), uma dependente de W e S , (n), e duas grandezas livres (H , t). Para um estudo sobre a forma que esses parâmetros influenciam no \bar{h} resolveu-se adotar as variações geométricas em relação a três grandezas, sendo elas a altura H , o espaçamento S e a espessura da aleta t . Logo, os 16 dissipadores ensaiados têm suas variações descritas nas tabelas que seguem, sendo a Tabela 4.1 para os dissipadores de 100 mm x 100mm e para os dissipadores de 50 mm x 50 mm, as características são descritas na Tabela 4.2.

Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores de 100 mm x 100 mm.

	S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]	b [mm]	n	A_{ct} [m²]
Dissipador	Passo da aleta	Espessura da aleta	Altura da aleta	Comprimento da base	Largura da base	Espessura da base	Número de aletas	Área total de convecção
G1	5,55	2,00	7,00	100,00	100,15	4,00	14	0,030
G2	5,55	2,00	14,00	100,00	100,15	4,00	14	0,050
G3	5,55	2,00	20,00	100,00	100,15	4,00	14	0,067
G4	14,35	2,00	7,00	100,00	100,10	4,00	7	0,020
G5	14,35	2,00	14,00	100,00	100,10	4,00	7	0,030
G6	14,35	2,00	20,00	100,00	100,10	4,00	7	0,039
G7	12,00	4,00	7,00	100,00	100,00	4,00	7	0,020
G8	12,00	4,00	14,00	100,00	99,85	4,00	7	0,030

Tabela 4.2 - Dimensões dos dissipadores de 50 mm x 50 mm.

	S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]	b [mm]	n	A _{ct} [m ²]
Dissipador	Passo da aleta	Espessura da aleta	Altura da aleta	Comprimento da base	Largura da base	Espessura da base	Número de aletas	Área total de convecção
P1	5,55	2,00	7,00	50,00	47,30	4,00	7	0,007
P2	5,55	2,00	14,00	50,00	47,30	4,00	7	0,013
P3	5,55	2,00	21,00	50,00	47,30	4,00	7	0,018
P4	14,35	2,00	7,00	50,00	51,05	4,00	4	0,005
P5	14,35	2,00	14,00	50,00	51,05	4,00	4	0,008
P6	14,35	2,00	21,00	50,00	51,05	4,00	4	0,011
P7	12,00	4,00	7,00	50,00	52,00	4,00	4	0,005
P8	12,00	4,00	14,00	50,00	52,00	4,00	4	0,008

Após a determinação das dimensões a serem utilizadas no projeto dos dissipadores, estes foram modelados no pacote computacional de desenho SolidWorks® e com todos os desenhos, desenvolveu-se a fabricação dos dissipadores. Após escolher e adquirir o material dos dissipadores a próxima etapa foi a confecção destes, que foi feita no laboratório de usinagem da UNIFEI. O processo de fresamento foi utilizado para a confecção pois ele garante que as aletas serão planas e retangulares. Os dissipadores foram usinados a partir de um bloco inteiriço de alumínio 6063-T5 com condutividade térmica igual a 209 W/mK (ASM, 1990).

Um outro processo de fabricação poderia ser utilizado para confeccionar os dissipadores, como por exemplo a fundição, porém este processo necessita de um cuidado maior no momento de desenformar as peças pois utiliza-se de ângulos na forma fundida, isto poderia causar deformações nas aletas. Sendo assim foi escolhido o processo de fresamento pois assim as aletas não teriam variações na sua forma, garantindo uma seção reta constante.

4.2 Montagem da Bancada Experimental

4.2.1 Detalhamento da bancada experimental

O aparato experimental mostrado na Figura 4.2 consiste de um suporte de madeira sobre o qual é colocado uma placa de MDF (Material de Média Densidade utilizado como isolante), um aquecedor resistivo e um dissipador de alumínio. Esta montagem reduz as perdas de calor através da superfície inferior do aquecedor, mas não oferece restrições ao fluxo de ar ao redor

das aletas das extremidades do dissipador. As paredes laterais da base do dissipador foram isoladas com lã de vidro e uma placa de fibra de madeira de densidade média, MDF, foi colocada abaixo do aquecedor a fim de fazer com que a maior parte do fluxo de calor se direcione para o dissipador. Este material resiste a temperaturas maiores que 100 °C, evita a flambagem do aquecedor e o mantém em contato com o dissipador. O aquecedor utilizado é constituído de uma resistência elétrica, de espessura muito pequena, comparável à de uma folha de papel, que suporta temperaturas de até 150°C. Este aquecedor resistivo foi ligado a uma fonte de alimentação Instrutemp ST-305D-II com indicação digital de corrente e tensão.

No dissipador de alumínio com aletas planas retangulares, ilustrado na Figura 4.2, foram soldados através do processo de descarga capacitiva, 2 termopares, T4 e T5, posicionados na parte central da placa, sendo o T4 na ponta da aleta e T5 na base do dissipador. A fixação dos termopares por descarga capacitiva foi utilizada pelo fato de reduzir a resistência térmica entre a placa e os termopares. Outros 3 termopares foram utilizados na montagem, o termopar T2 que se localiza no centro abaixo do isolamento de MDF, o termopar T3 inserido dentro do aquecedor resistivo com a junta soldada posicionada no centro do aquecedor, usados para verificar a potência que é perdida por condução através do MDF e o termopar T1 usado para medir a temperatura ambiente. Ressalta-se que diferente de Silva *et al.* (2012), que usaram o termopar T3 entre o aquecedor e a base do dissipador, neste trabalho o termopar T3 está inserido dentro do aquecedor resistivo. Os termopares utilizados neste trabalho foram do tipo T 30 AWG salvo aqueles que estão no interior dos aquecedores que são também do tipo T, porém da série 40AWG que possuem uma bitola menor.

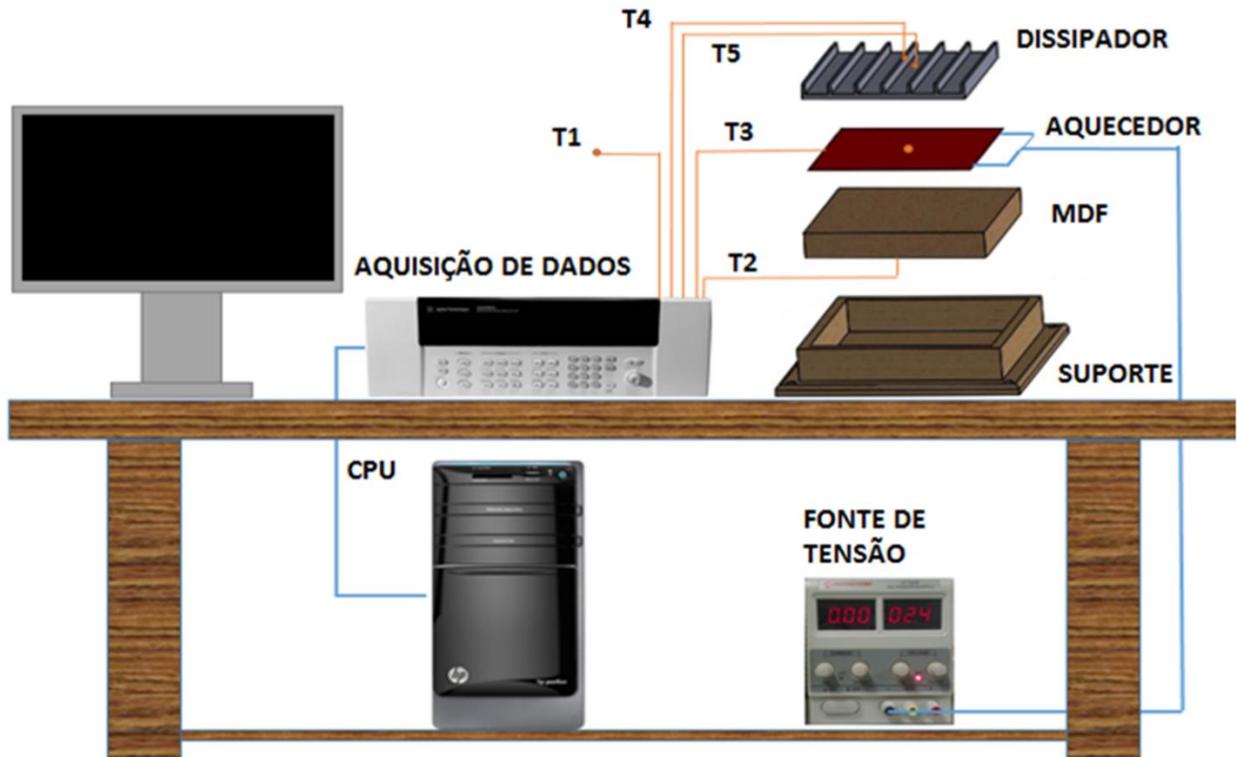


Figura 4.2 - Esquema de montagem da bancada experimental.

Na Figura 4.3 pode-se observar como fica a montagem através de uma vista em corte de todo o aparato montado. Verifica-se que a lateral da base do dissipador fica isolada pela lã de vidro, pois o intuito é fazer com que todo o calor fornecido pelo aquecedor seja transferido para o ambiente pelas aletas.

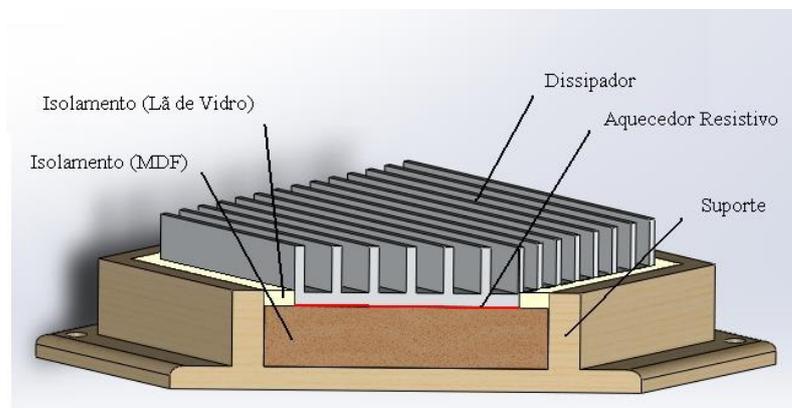


Figura 4.3 - Vista em corte da montagem do dissipador na horizontal.

Fonte: Silva (2015)

As montagens dos dissipadores posicionados na vertical e na horizontal são apresentadas na Figura 4.4 e Figura 4.5, respectivamente.

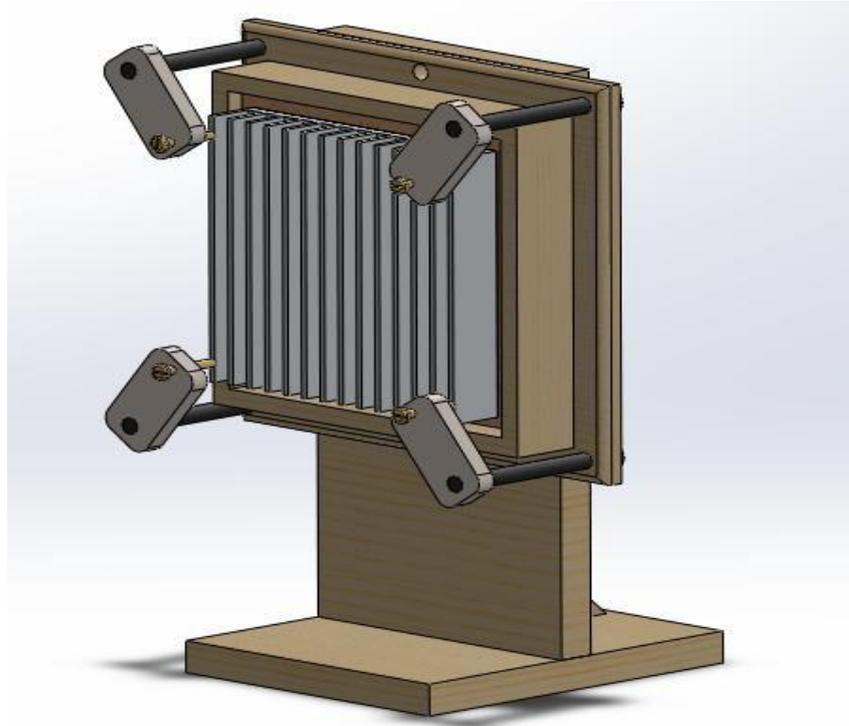


Figura 4.4 - Montagem do dissipador na vertical.

Fonte: Silva (2015)

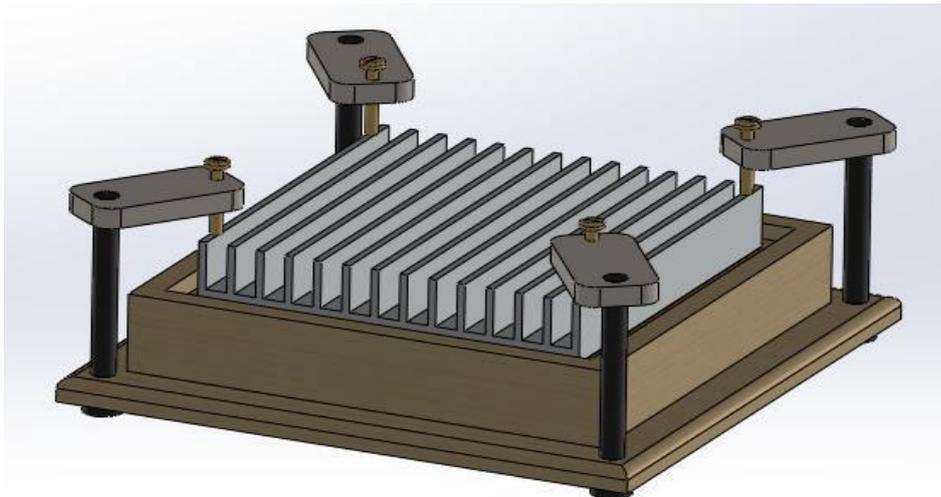


Figura 4.5 - Montagem do dissipador na horizontal.

Fonte: Silva (2015)

Vale ressaltar um detalhe que é mostrado na Figura 4.4 e Figura 4.5, que são os grampos utilizados nas laterais dos suportes de madeira. Para evitar que haja uma fina camada de ar entre a amostra e o aquecedor, o dissipador é fixado sobre o aquecedor por meio de grampos que aplicam certa pressão sobre o conjunto, reduzindo assim o ar entre o aquecedor e o dissipador. Logo a pressão fornecida pelos grampos é a única responsável pela diminuição da resistência térmica do ar e se mostrou mais eficiente que a utilização de pasta térmica. Isto pode ser afirmado devido a trabalhos realizados anteriormente no LabTC, como em Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008) e Silva *et al.* (2012).

Foram utilizadas duas placas de MDF, sendo uma para a montagem na vertical e outra para a montagem na horizontal. Seus parâmetros geométricos são mostrados na Figura 4.6 e os valores apresentados na Tabela 4.3.

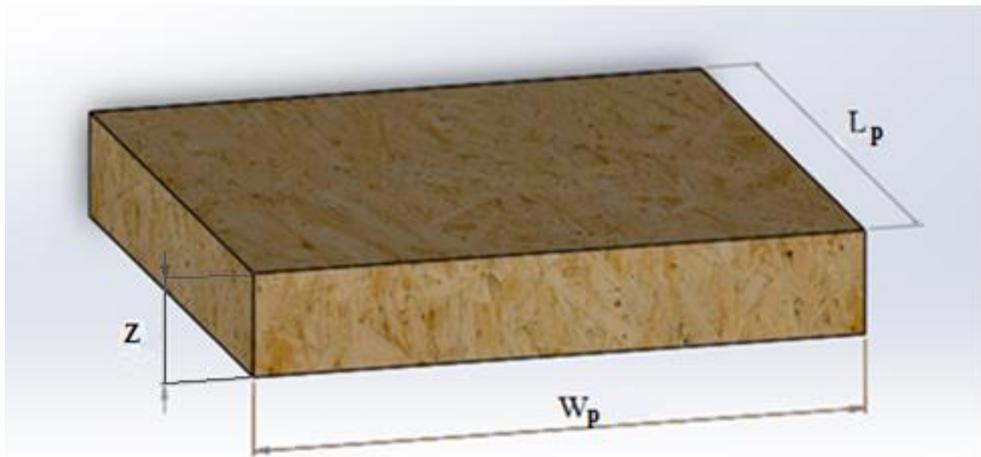


Figura 4.6 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.

Tabela 4.3 - Dimensões das placas de MDF.

Dimensão	Valor médio para placa de MDF 1 [mm]	Valor médio para placa de MDF 2 [mm]
L_p	109,75	50,05
W_p	111,10	50,00
Z	18,05	9,28

A partir de sua espessura, Z , calcula-se o calor perdido por condução para o isolamento e esta parcela é retirada do calor total fornecido pelo aquecedor.

4.2.2 Metodologia experimental

O procedimento experimental foi realizado através do aquecimento dos dissipadores em uma faixa de temperatura entre 20°C a 100°C até que o regime permanente fosse atingido. Durante todo o experimento os valores das temperaturas de T1 a T5 foram medidos em intervalos de 5 segundos, num total de aproximadamente 1000 pontos (cerca de uma hora e trinta minutos). Porém se após esse tempo o regime permanente ainda não fosse atingido, a temperatura era verificada a cada 10 minutos, até que o regime permanente fosse atingido e então os dados fossem coletados. Foram coletados além dos dados de regime transiente, mais 4 sequências de dados com aproximadamente 150 pontos cada, para que houvesse uma melhor repetibilidade e para garantir que o experimento estivesse em regime permanente. Somente os últimos 50 pontos após a placa atingir o regime permanente foram utilizados para se obter a média das temperaturas envolvidas na análise e conseqüentemente, o valor de \bar{h} .

A potência utilizada no ensaio foi obtida a partir dos valores de tensão e corrente fornecidos pela fonte de alimentação para o aquecedor. Durante o ensaio a temperatura ambiente da sala foi controlada através de um aparelho de ar condicionado.

4.2.3 Posicionamento dos termopares

Silva *et al.* (2015) realizaram testes com 5 termopares soldados nas pontas das aletas em diferentes posições a fim de observar a uniformidade das temperaturas ao longo do dissipador. Foi observado que o aquecimento era uniforme e que o gradiente de temperatura entre essas posições poderia ser desprezado. Portanto, utilizou-se apenas a posição central do dissipador para fazer a medição das temperaturas.

4.2.4 Dispositivo para fixação de termopares

O equipamento de solda por descarga capacitiva é capaz de promover a solda de termopares em superfícies metálicas. O dispositivo de soldagem para termopares promove a fusão entre dois componentes metálicos através de uma descarga elétrica no ponto exato de união entre os dois materiais. O dispositivo consegue resolver um problema típico no ramo de pesquisa e aplicação em medições de temperatura, que se trata da fixação de termopares em superfícies metálicas.

Na utilização de termopares, a sua fixação incorreta no material a ser experimentado gera altos índices de erro nas leituras. No ponto de contato entre o termopar e o ponto a ser coletada a temperatura, deve-se ter a menor resistência térmica de contato possível, com isso os resultados na medição serão mais precisos. A resistência térmica de contato é causada por materiais que venham a ser adicionados durante o processo de fixação dos termopares, como por exemplo o Estanho, no processo de solda. Outras metodologias utilizam fitas adesivas para a fixação dos termopares em superfícies metálicas, isso provoca uma grande resistência térmica na superfície de contato. Além disso a fita adesiva pode não suportar as temperaturas que o corpo de prova será submetido e poderá vir a romper, comprometendo a medição. Outros problemas são gerados devido a movimentação do ar no local (convecção natural ou forçada) a ser realizada a fixação do termopar junto à superfície. A convecção natural ou forçada pode retirar calor da superfície a ser analisada e provocar uma leitura errada de temperatura. Enfim, se o termopar não for fixado corretamente ele poderá não medir a real temperatura do ponto desejado, pois sofrerá a influência do meio. Na Figura 4.7 mostra-se o equipamento utilizado para realização da fixação de termopares na superfície dos dissipadores ensaiados neste trabalho.

O equipamento é composto de uma caixa plástica lacrada onde se encontram os componentes do circuito elétrico. Também fazem parte os cabos de alimentação da energia elétrica e o cabo de alimentação do display e microcontrolador eletrônico de tensão. O alicate e a garra são os polos positivo e negativo da solda, respectivamente.



Figura 4.7 - Equipamento microcontrolado de solda por descarga capacitiva.

Na Figura 4.8 é ilustrado um dos dissipadores utilizados nos experimentos deste trabalho e um termopar soldado na ponta de uma das aletas pelo processo de descarga capacitiva.

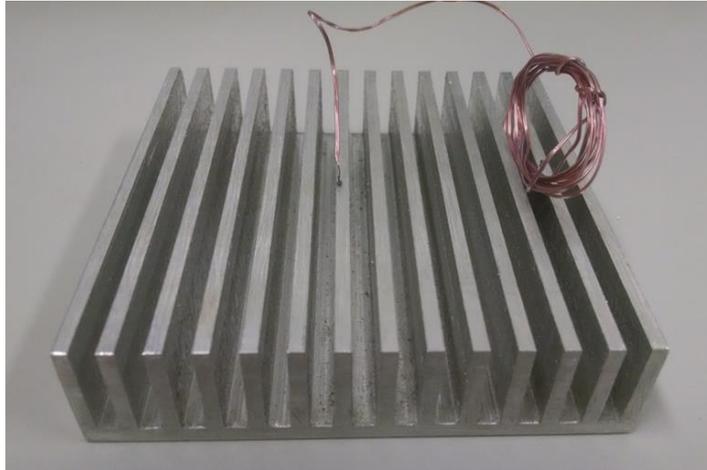


Figura 4.8 - Termopar soldado no dissipador

De forma esquemática e simplificada, pode-se entender melhor a sequência de funcionamento da invenção através da Figura 4.9. Lembrando que a sequência é a mesma a ser realizada tanto para junção das pontas do termopar quanto para a fixação do mesmo em superfície metálica.

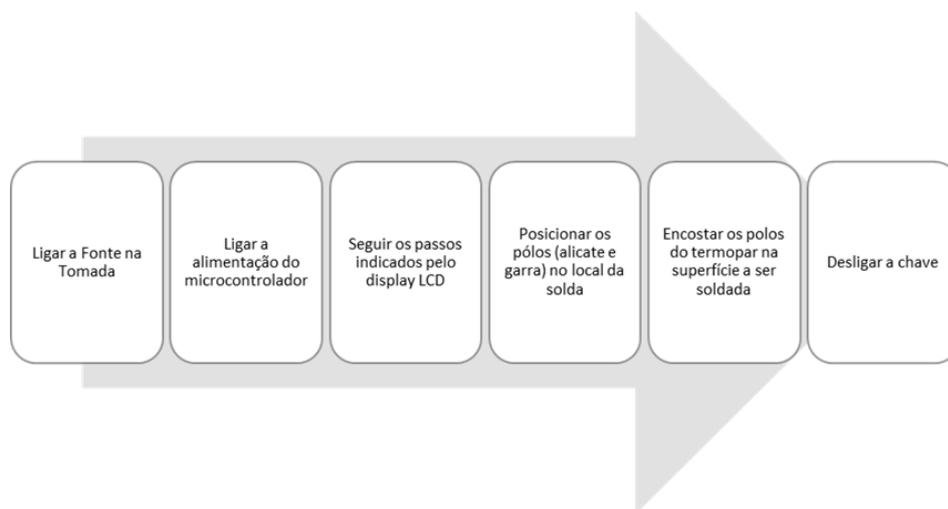


Figura 4.9 - Sequência de utilização do equipamento.

Em vista da abrangência de aplicações a que o dispositivo de solda microcontrolado pode ser aplicado, foi realizado o pedido de depósito de patente juntamente ao NIT - Núcleo de Inovação Tecnológica da UNIFEI. Foi feita uma pesquisa sobre equipamentos semelhantes, porém não foram encontradas tecnologias patenteadas dessa natureza.

5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos experimentalmente para os 16 dissipadores ensaiados. Com a análise de dados resultantes dos experimentos, foram realizadas algumas comparações entre os resultados obtidos experimentalmente e as correlações mencionadas no Capítulo 3. Além dessa comparação entre dados experimentais e da literatura, foi realizada também uma comparação entre o comportamento dos dissipadores com dimensões da base diferentes (Tabela 4.1 e Tabela 4.2) para que se pudesse obter uma nova correlação que melhor se aproximasse do comportamento dos dissipadores em relação aos parâmetros adimensionais. Uma análise estatística foi realizada com os dados obtidos experimentalmente e além disso foi feito um estudo das incertezas envolvidas nos cálculos do número de Nusselt.

5.1 Sequência de realização do experimento

A fim de se chegar ao coeficiente médio de transferência de calor e também fazer comparações entre os dissipadores, uma breve explicação da metodologia tanto dos experimentos quanto da sequência de cálculo será realizada nesta seção.

Conhecendo as faixas de temperaturas experimentais, as grandezas e as constantes do experimento (tensão e corrente para cada faixa de temperatura, condutividade térmica e dimensões dos dissipadores de alumínio e das placas de MDF), pode-se então calcular o coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

Nos experimentos foram registradas todas as temperaturas ao longo do tempo, ou seja, fazem parte tanto o regime transiente quanto o regime permanente. O regime permanente acontece, aproximadamente, entre 90 a 100 minutos após o início do experimento. Após o regime permanente ser atingido, foram feitos ainda 4 outros testes, com medições de temperatura sendo feitas em um intervalo de 5 segundos, totalizando 150 aquisições para cada teste. A partir dos dados coletados foram feitas médias aritméticas dos últimos 50 valores de temperatura para cada valor de potência fornecida ao aquecedor. Na Figura 5.1 é apresentado o comportamento das temperaturas obtidas ao longo do tempo, desde o regime transiente até o permanente, para os termopares distribuídos na montagem experimental.

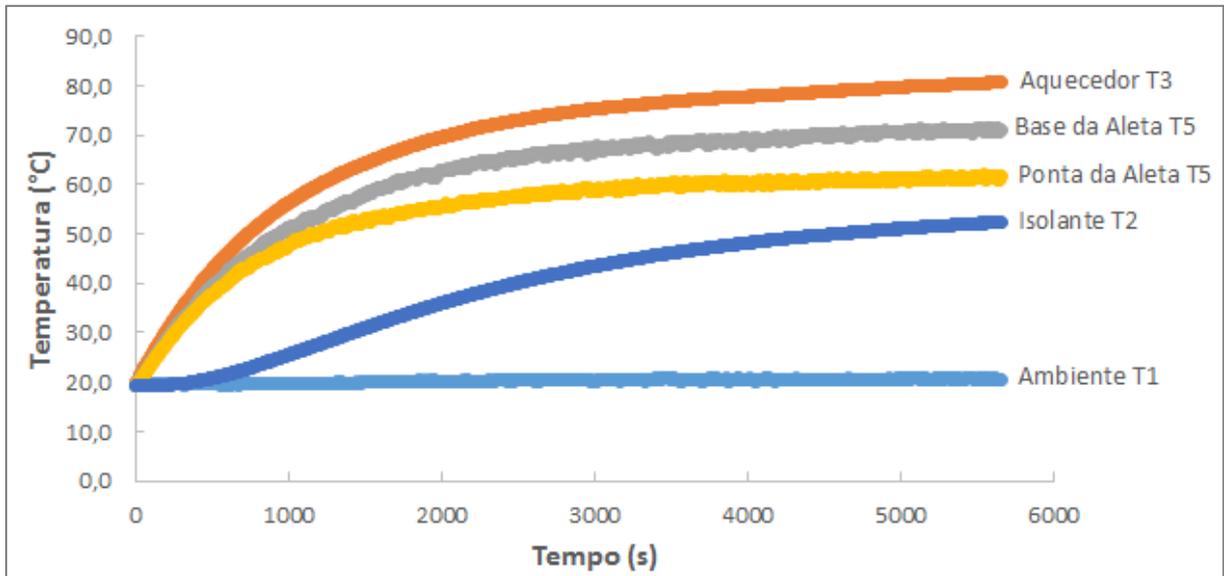


Figura 5.1 - Comportamento da temperatura ao longo do tempo para os termopares da Figura 4.2.

A potência dissipada pelos aquecedores resistivos foi obtida a partir das tensões e correntes medidas na fonte de alimentação digital e a resistência do aquecedor. Com estes dados o valor de \bar{h} foi calculado.

A seguir é demonstrada uma sequência para o cálculo do coeficiente \bar{h} , sendo primeiramente feito o cálculo utilizando os dados obtidos experimentalmente e em seguida feita a demonstração de acordo com as correlações propostas por Harahap e Rudianto (2005) para dissipadores dispostos horizontalmente e as correlações de Harahap e Lesmana (2006) para dissipadores na posição vertical. Uma comparação envolvendo números adimensionais, tais como Nusselt e Rayleigh também é mostrada e além disso é feita a comparação de resultados entre dissipadores de dimensões da base diferentes.

5.2 Metodologia de Cálculo

5.2.1 Metodologia de cálculo para dissipadores na horizontal

Na Tabela 5.1 apresentam-se os valores de tensão e corrente usados na alimentação do aquecedor resistivo utilizado no Dissipador G2 para cada caso de tensão diferente e na Tabela 5.2 são mostrados os valores para o dissipador P2, ambos com orientação horizontal. A partir destes dados foram calculados a potência de alimentação, os valores do calor perdido para o

isolamento de MDF e do calor perdido por radiação. Com o valor do calor retirado pelo dissipador por convecção, obteve-se o coeficiente \bar{h} .

Tabela 5.1 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura, potência e taxas de transferência de calor no dissipador G2 na posição horizontal.

Ensaio	Tensão [V]	Corrente [A]	ΔT [°C]	P [W]	q_{isol} [W]	q_{rad} [W]	q_{pl} [W]
1	5,09	0,33	7,31	1,69	0,37	0,52	0,80
2	7,11	0,46	12,88	3,29	0,60	0,93	1,77
3	8,10	0,53	16,08	4,27	0,76	1,19	2,32
4	10,11	0,66	24,96	6,66	1,05	1,89	3,71
5	12,19	0,80	33,32	9,68	1,40	2,67	5,61
6	13,12	0,86	37,28	11,21	1,60	2,97	6,65
7	14,07	0,92	41,91	12,90	1,74	3,43	7,72
8	15,12	0,99	47,34	14,89	2,02	4,04	8,83
9	16,16	1,06	51,52	17,01	2,23	4,41	10,36
10	18,17	1,19	62,50	21,51	2,76	5,70	13,05

Tabela 5.2 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura, potência e taxas de transferência de calor no dissipador P2 na posição horizontal.

Ensaio	Tensão [V]	Corrente [A]	ΔT [°C]	P [W]	q_{isol} [W]	q_{rad} [W]	q_{pl} [W]
1	5,33	0,22	12,51	1,25	0,18	0,22	0,84
2	6,48	0,28	17,03	1,85	0,25	0,31	1,28
3	7,57	0,31	22,10	2,53	0,33	0,42	1,77
4	8,71	0,37	27,77	3,35	0,43	0,55	2,37
5	9,72	0,40	33,33	4,17	0,51	0,69	2,97
6	10,83	0,46	40,67	5,18	0,63	0,87	3,68
7	11,76	0,50	46,48	6,11	0,73	1,03	4,35
8	12,59	0,53	52,34	7,00	0,83	1,17	5,00
9	13,11	0,55	54,27	7,59	0,89	1,23	5,48
10	15,67	0,68	72,07	10,85	1,21	1,77	7,87

Observa-se através da Tabela 5.1 e Tabela 5.2 que os valores de tensão utilizados no dissipador de maior área da base são maiores pois os aquecedores são maiores e cobrem uma maior área se comparado aos dissipadores de área da base menor. Percebe-se também que o valor da diferença de temperatura entre a superfície e a temperatura ambiente (ΔT) é maior nos dissipadores menores, isso acontece pois os mesmos alcançam temperaturas maiores para os

mesmos níveis de potência devido à sua pequena área para dissipar calor em relação aos dissipadores maiores. Apresenta-se na Tabela 5.3 os valores de temperatura obtidos pelos termopares para cada ensaio realizado. Para os cálculos foram utilizados os dados de temperatura referentes ao Ensaio 3 do dissipador G2 mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Valores das temperaturas experimentais para o dissipador G2 na horizontal.

Ensaio	T4 [°C]	T5 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T1 [°C]
1	30,23	31,77	28,44	32,32	23,69
2	34,26	36,55	31,26	37,63	22,53
3	38,81	41,64	35,06	43,10	24,15
4	46,87	46,30	37,37	48,51	21,62
5	56,70	56,25	44,74	59,59	23,16
6	58,23	57,12	43,94	60,81	20,40
7	62,23	63,45	48,22	66,67	20,93
8	69,32	70,44	53,07	74,46	22,53
9	72,67	71,75	55,37	78,99	20,69
10	83,89	84,28	62,64	91,77	21,58
11	87,71	90,13	66,79	97,89	22,92

Com os dados de temperatura e de posse dos valores das constantes necessárias, inicia-se com o cálculo da potência fornecida ao aquecedor resistivo, utilizando a Equação (3.41):

$$P = \frac{(8,10 - 0,2 \cdot 0,53)^2}{14,95} = 4,27W \quad (5.1)$$

Com a utilização da Equação (3.37), é feito o cálculo da taxa de calor perdida no isolante, assim:

$$q_{isol} = 0,14 \cdot (109,75 \cdot 111,10) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(43,10 - 35,06)}{18,05 \cdot 10^{-3}} = 0,76W \quad (5.2)$$

Para o cálculo da taxa de transferência de calor perdido através da radiação, utiliza-se a Equação (3.38) e considerando $T_{\infty} = T_{viz}$, tem-se:

$$q_{rad} = 0,23 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,05 \cdot (313,37^4 - 297,30^4) = 1,19W \quad (5.3)$$

Para obtenção do calor por convecção natural é usada a Equação (3.40):

$$q_{pl} = 4,27 - 0,76 - 1,19 = 2,32W \quad (5.4)$$

A área total sujeita à convecção é calculada pela Equação (3.26)

$$A_{ct} = 100,0 \cdot 100,15 + (100,0 \cdot 14,0 + 2,0 \cdot 14,0) \cdot 2 \cdot 14 = 0,05m^2 \quad (5.5)$$

Com todas as grandezas conhecidas e lembrando que $T_s = \frac{T_p + T_b}{2}$, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção natural pela Equação (3.39)

$$\bar{h} = \frac{2,32}{50000 \cdot 10^{-6} \cdot (40,22 - 24,14)} = 2,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.6)$$

Além da obtenção do coeficiente \bar{h} a partir dos dados experimentais, este parâmetro também foi obtido através da correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005).

A partir da temperatura de filme $T_{filme} = \frac{T_1 + (\frac{T_4 - T_5}{2})}{2}$ (dada pela média entre a temperatura ambiente e a temperatura de convecção, que por sua vez é a média entre as temperaturas da base e da ponta da aleta) determinam-se os valores das propriedades do ar (DIXON, 2007), $k_{ar} = 0,0267 \text{ W/m.K}$, $\beta = 3,275 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$, $Pr = 0,706$ e $\nu = 1,640 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Inicialmente para efetuar-se o cálculo do número de Grashof, Gr_l , dado pela Eq. (3.29) utilizou-se como comprimento característico $l = L/2$, e os seguintes resultados foram obtidos:

$$Gr_l = \frac{9,81 \cdot 3,275 \cdot 10^{-3} (40,22 - 24,14) \cdot 0,05^3}{(1,640 \cdot 10^{-5})^2} = 2,40 \cdot 10^5 \quad (5.7)$$

Utilizando a correlação proposta e indicada pela Equação (3.33) tem-se:

$$\begin{aligned} Nu_{(H\&R)} &= 0,203 \left[2,40 \cdot 10^5 \cdot 0,706 \left(\frac{14 \cdot 5,55}{14} \right) \right]^{0,393} \left(\frac{5,55}{50} \right)^{0,470} \left(\frac{14}{50} \right)^{0,870} \left(\frac{100}{100,15} \right)^{0,620} \\ &= 5,308 \end{aligned} \quad (5.8)$$

Assim, o valor de \bar{h} , dado pela Equação (3.34) fica:

$$\bar{h}_{(H\&R)} = \frac{5,308 \cdot 0,0267}{0,05} = 2,830 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.9)$$

Na Figura 5.2 mostra-se o resultado da comparação feita entre os valores do número de Nusselt obtidos experimentalmente e também o valor obtido pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para o dissipador G2 na horizontal.

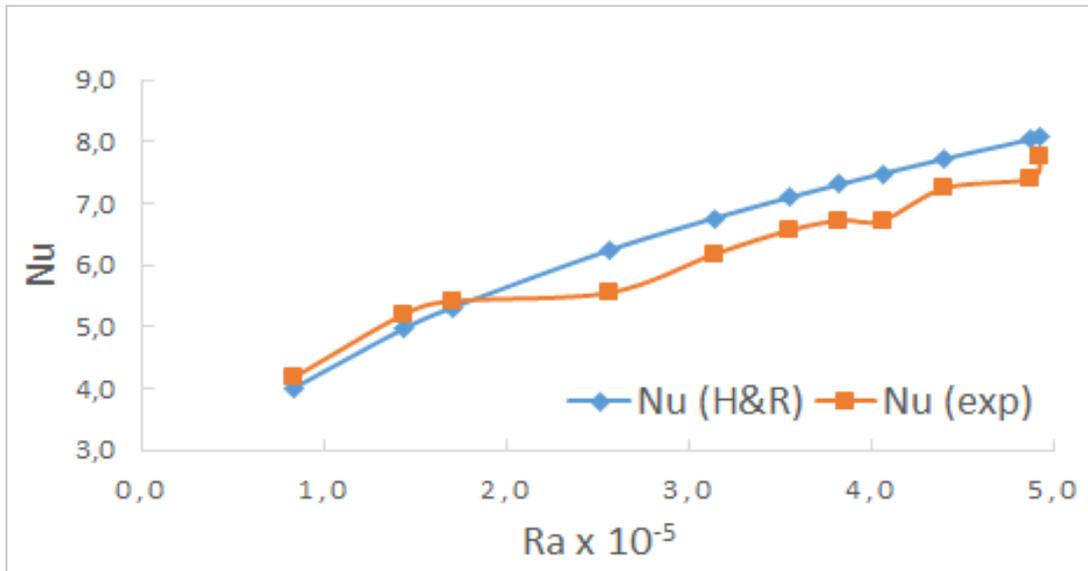


Figura 5.2 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador G2 na horizontal.

Observa-se uma boa concordância entre os resultados experimentais e teóricos propostos pela literatura. Fazendo uma comparação com \bar{h} , também pode-se perceber uma boa concordância entre dados experimentais e teóricos, na Figura 5.3 é mostrada essa comparação. Em ambas as comparações foram obtidas diferenças menores que 5%.

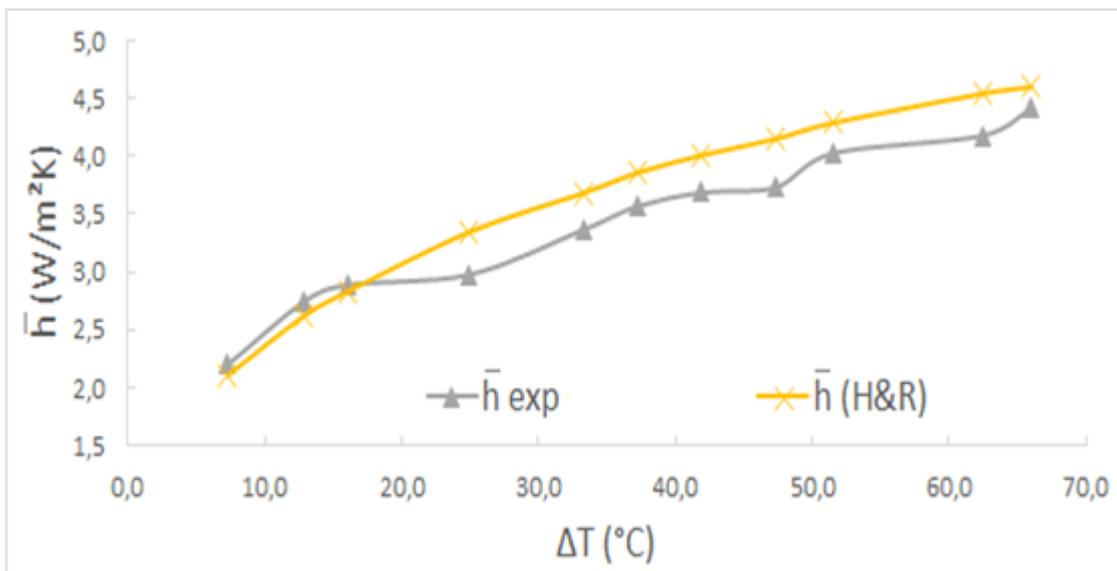


Figura 5.3 – Coeficiente \bar{h} experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador G2 na horizontal.

De forma análoga são feitos também os cálculos com o dissipador menor (P2). Na Figura 5.4 ilustra-se a comparação entre o número de Nusselt experimental e o seu valor calculado pela correlação teórica.

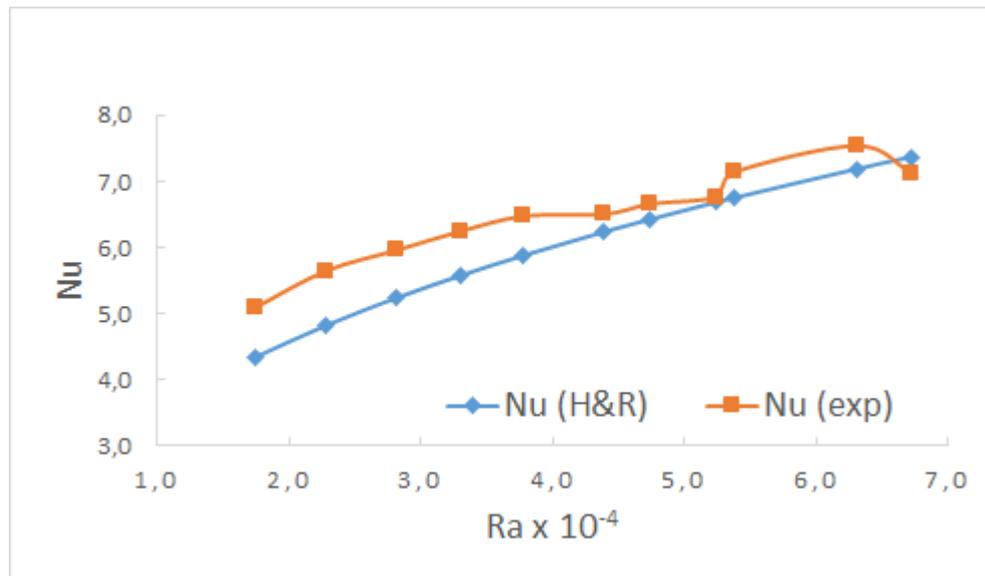


Figura 5.4 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador P2 na horizontal.

Da mesma maneira na Figura 5.5 apresenta-se os resultados obtidos para o valor do coeficiente de convecção em função da diferença de temperatura.

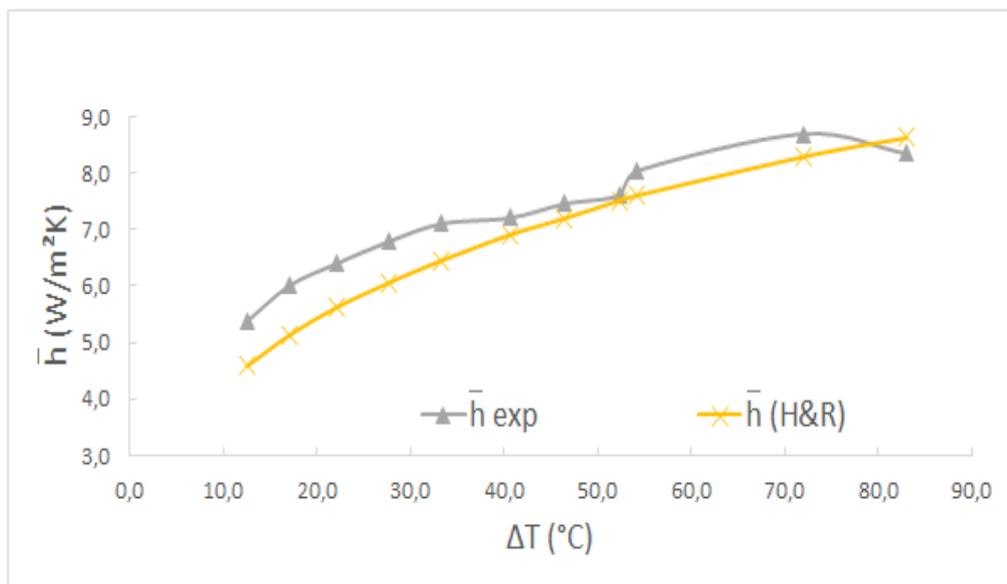


Figura 5.5 - Coeficiente \bar{h} experimental e pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipador P2 na horizontal.

Nota-se uma boa concordância entre as comparações feitas com o número de Nusselt também com os valores encontrados para o coeficiente de transferência de calor. A diferença máxima ficou em torno de 8%. Outra característica importante a ser observada é a superioridade do valor do \bar{h} dos dissipadores menores para uma mesma faixa de temperaturas. Através das equações para os cálculos do coeficiente de transferência de calor, pôde-se perceber que existe uma relação inversamente proporcional entre o \bar{h} e o comprimento e/ou a área de convecção do dissipador, ou seja, quanto menor o comprimento do dissipador (comprimento da aleta) ou quanto menor a área envolvida na convecção maior será o \bar{h} . Tal fato pode ser confirmado pelos gráficos apresentados anteriormente.

5.2.2 Metodologia de cálculo para dissipadores na vertical

Na sequência são apresentados os mesmos cálculos para obtenção do Número de Nusselt e também do coeficiente de transferência de calor, porém será utilizada como referência a correlação proposta por Harahap e Lesmana (2006) que trata de dissipadores orientados verticalmente. Para demonstração dos cálculos serão utilizados os dados do dissipador G6 na vertical. Na Tabela 5.4 são mostrados os valores de tensão e corrente usados na alimentação do aquecedor resistivo utilizado no Dissipador G6 disposto verticalmente para cada caso de tensão diferente. Também são mostrados os dados do dissipador P6 na Tabela 5.5.

Tabela 5.4 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente, potência e taxas de transferência de calor no dissipador G6 na posição vertical.

Ensaio	Tensão [V]	Corrente [A]	ΔT [°C]	P [W]	q_{isol} [W]	q_{rad} [W]	q_{pl} [W]
1	5,08	0,33	5,37	1,68	0,35	0,29	1,04
2	6,08	0,39	7,23	2,41	0,43	0,39	1,59
3	7,07	0,46	9,01	3,26	0,57	0,48	2,21
4	9,12	0,59	13,88	5,42	0,80	0,77	3,85
5	10,08	0,66	16,79	6,62	0,92	0,95	4,75
6	11,10	0,72	19,72	8,03	1,09	1,14	5,81
7	13,07	0,86	27,28	11,13	1,46	1,64	8,03
8	14,06	0,92	31,28	12,88	1,64	1,88	9,36
9	15,03	0,99	35,24	14,71	1,83	2,16	10,73
10	16,17	1,06	40,53	17,03	2,13	2,53	12,37
11	17,14	1,13	44,99	19,14	2,32	2,93	13,89
12	18,16	1,19	51,14	21,48	2,51	3,39	15,59
13	19,08	1,26	55,69	23,71	2,79	3,77	17,15

Tabela 5.5 - Dados de tensão, corrente, diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente, potência e taxas de transferência de calor no dissipador P6 na posição vertical.

Caso	Tensão [V]	Corrente [A]	ΔT [°C]	P [W]	q_{isol} [W]	q_{rad} [W]	q_{pl} [W]
1	4,83	0,32	13,12	1,59	0,17	0,21	1,43
2	6,20	0,40	19,15	2,63	0,28	0,32	2,35
3	7,62	0,51	27,36	3,97	0,41	0,48	3,57
4	9,08	0,62	37,04	5,65	0,56	0,68	5,09
5	10,26	0,70	45,82	7,21	0,70	0,88	6,51
6	11,47	0,79	56,51	9,01	0,87	1,14	8,14
7	12,79	0,89	68,29	11,21	1,07	1,46	10,14
8	13,89	0,97	78,66	13,22	1,24	1,77	11,98
9	14,43	1,05	84,38	14,27	1,33	1,95	12,94

A metodologia de cálculo para dissipadores dispostos verticalmente segue a mesma sequência descrita anteriormente para os dissipadores na posição horizontal, alterando-se apenas o comprimento característico para os dissipadores na vertical, onde será utilizado o comprimento do dissipador L , conforme mostrado nas Eqs. (3.35 e 3.36). Na Tabela 5.6 são mostrados os resultados das medições de temperatura experimental obtidas para o dissipador G6 na posição vertical, esses dados serão utilizados para a demonstração de cálculos do Número de Nusselt e também do \bar{h} .

Tabela 5.6 - Valores de temperatura experimental para o dissipador G6 na vertical.

Ensaio	T4 [°C]	T5 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T1 [°C]
1	26,99	28,54	25,54	29,30	22,39
2	29,07	31,41	28,17	32,66	23,02
3	28,13	31,71	27,08	33,07	20,91
4	33,44	38,62	32,43	40,90	22,15
5	36,21	42,49	35,60	45,35	22,56
6	39,03	46,35	38,30	49,79	22,97
7	46,58	54,13	43,05	58,45	23,07
8	48,98	56,34	44,03	61,33	21,37
9	52,51	60,54	46,95	66,26	21,28
10	56,92	65,22	49,26	71,82	20,54
11	63,17	71,78	54,73	79,23	22,48
12	69,02	75,33	55,72	82,30	21,04
13	73,01	80,56	59,08	88,56	21,09

Para os cálculos foram utilizados os dados de temperatura referentes ao Ensaio 1 do dissipador G6 mostrados na Tabela 5.6.

Com os dados de temperatura e de posse dos valores das constantes necessárias, inicia-se com o cálculo da potência fornecida ao aquecedor resistivo, utilizando a Equação (3.41):

$$P = \frac{(5,08 - 0,2 \cdot 0,33)^2}{14,95} = 1,68W \quad (5.10)$$

Com a utilização da Equação (3.37), é feito o cálculo da taxa de transferência de calor perdida por condução no isolante, assim:

$$q_{isol} = 0,14 \cdot (109,75 \cdot 111,10) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(29,30 - 25,54)}{18,05 \cdot 10^{-3}} = 0,35W \quad (5.11)$$

Para o cálculo da taxa de transferência de calor perdido através da radiação, utiliza-se a Equação (3.38) e considerando $T_{\infty} = T_{viz}$, logo:

$$q_{rad} = 0,23 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,039 \cdot (300,91^4 - 295,54^4) = 0,29W \quad (5.12)$$

Para obtenção da taxa de calor transferida por convecção natural é utilizada a Equação (3.40):

$$q_{pl} = P - q_{isol} - q_{rad} = 1,68 - 0,35 - 0,29 = 1,04W \quad (5.13)$$

A área total sujeita à convecção é calculada pela Equação (3.26):

$$A_{ct} = 100,0 \cdot 100,10 + (100,0 \cdot 20,0 + 2,0 \cdot 20,0) \cdot 2 \cdot 7 = 0,039m^2 \quad (5.14)$$

Com todas as grandezas conhecidas, calcula-se o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural pela Equação (3.39)

$$\bar{h} = \frac{1,04}{38570 \cdot 10^{-6} \cdot (27,76 - 22,39)} = 5,02 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.15)$$

Prosseguindo com as demonstrações é feita agora a sequência de cálculos utilizada para a correlação de Harahap e Lesmana (2006), envolvendo os dissipadores na posição vertical.

A partir da temperatura de filme $T_{filme} = \frac{T_1 + \left(\frac{T_4 - T_5}{2}\right)}{2}$, determinam-se os valores das propriedades do ar (DIXON, 2007), $k_{ar} = 0,0261 W/m \cdot K$, $\beta = 3,353 \cdot 10^{-3} 1/K$, $Pr = 0,707$ e $\nu = 1,573 \cdot 10^{-5} m^2/s$. Para o cálculo do número de Grashof, Gr_L , dado pela Eq. (3.29) utilizou-se como comprimento característico $l = L$, e substituindo os valores citados anteriormente, obtém-se:

$$Gr_L = \frac{9,81 \cdot 3,353 \cdot 10^{-3} (27,76 - 22,39) \cdot 0,1^3}{(1,573 \cdot 10^{-5})^2} = 7,14 \cdot 10^5 \quad (5.16)$$

Utilizando a correlação proposta e indicada pela Equação (3.35) tem-se:

$$Nu_{(H\&L)} = 3,350 (7,14 \cdot 10^5 \cdot 0,707)^{0,153} \left(\frac{100}{100,1} \right)^{0,121} \left(\frac{14,35}{20} \right)^{0,605} = 20,44 \quad (5.17)$$

Assim, o valor de \bar{h} , dado pela Equação (3.36) fica:

$$\bar{h}_{(H\&L)} = \frac{20,44 \cdot 0,0261}{0,1} = 5,33 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.18)$$

O resultado da comparação feita entre os valores do número de Nusselt obtidos experimentalmente e também o valor obtido pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para o dissipador G6 na posição vertical é mostrado na Figura 5.6.

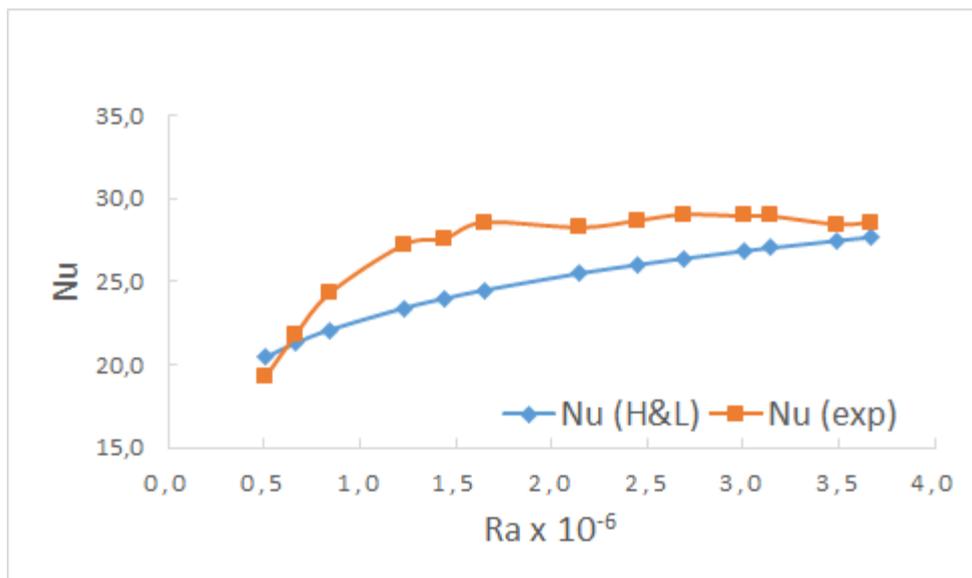


Figura 5.6 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador G6 na vertical.

No caso do dissipador G6 os valores experimentais foram maiores se comparados aos teóricos, isso acontece pois durante o procedimento experimental podem ocorrer variações de temperatura durante o experimento e com isso o Nusselt que é o gradiente de temperatura sofre alterações no comportamento. Observa-se uma boa concordância entre os resultados experimentais e teóricos propostos pela literatura. Fazendo uma comparação com \bar{h} , também pode-se perceber uma boa concordância entre dados experimentais e teóricos, na Figura 5.7 é mostrada essa comparação. Para estas comparações a maior diferença encontrada foi em torno de 15%.

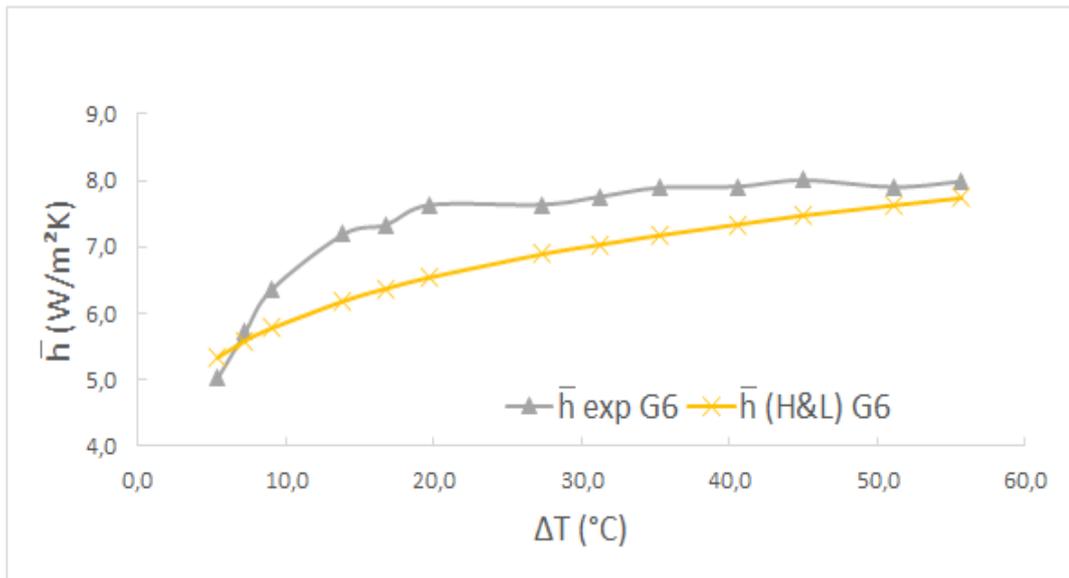


Figura 5.7 – Coeficiente \bar{h} experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador G6 na vertical.

Analogamente ao que foi feito para o dissipador G6 na vertical, também serão mostrados os resultados obtidos pelo dissipador menor P6 na posição vertical. Na Figura 5.8 é ilustrado a comparação entre o número de Nusselt experimental e o mesmo parâmetro obtido através da correlação de Harahap e Lesmana (2006).

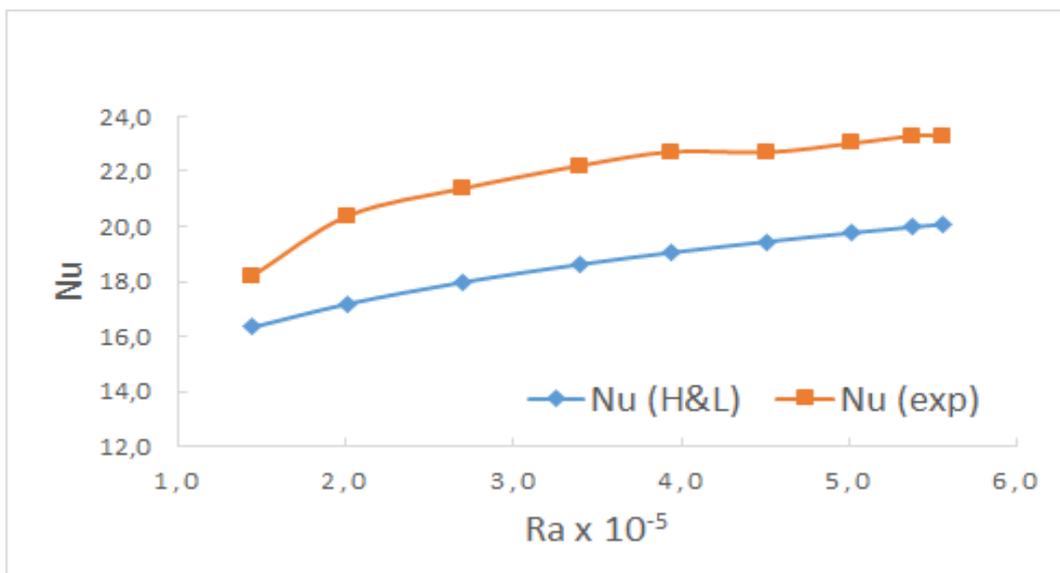


Figura 5.8 - Nusselt experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador P6 na vertical.

Na Figura 5.9 observa-se o comportamento do coeficiente de convecção ao longo das diferenças de temperatura com valores teóricos e experimentais.

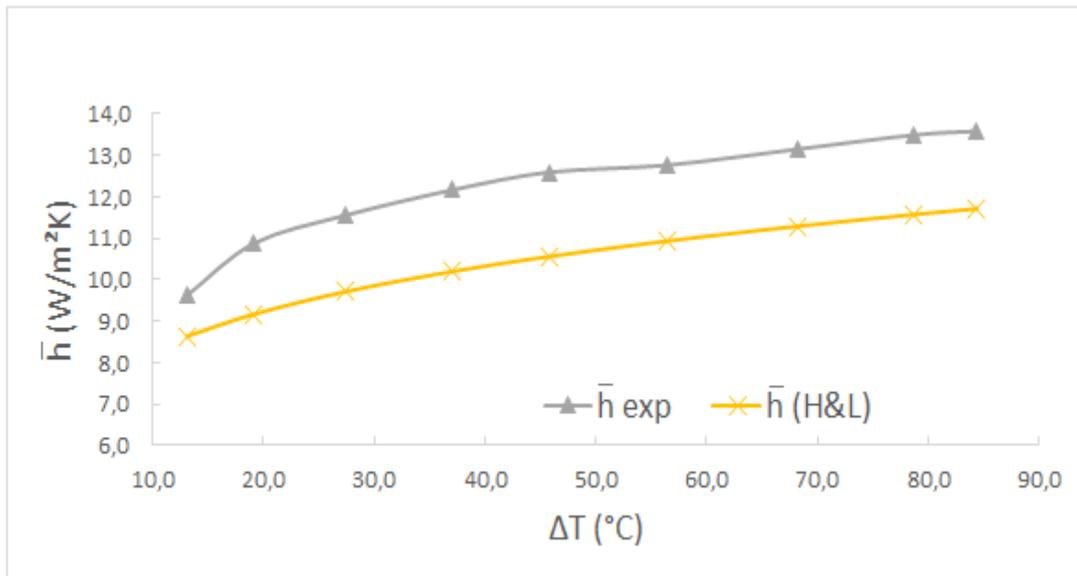


Figura 5.9 – Coeficiente \bar{h} experimental e pela correlação de Harahap e Lesmana (2006) para dissipador P6 na vertical.

A mesma observação feita para os dissipadores estudados na horizontal pode ser feita também para os dissipadores dispostos na posição vertical, ou seja, para os dissipadores menores o coeficiente de transferência de calor assume valores maiores, se comparados aos dissipadores maiores. As diferenças encontradas entre os valores experimentais e os obtidos pela correlação ficaram em torno de 15%.

Além dessas observações, outras comparações foram feitas englobando todos os dissipadores ensaiados.

5.3 Comparações entre Dissipadores

Nesta seção são mostradas as comparações realizadas entre o comportamento dos dissipadores com diferentes comprimentos da base e parâmetros geométricos similares. Primeiramente é analisado o efeito do posicionamento dos dissipadores no número de Nusselt. Em seguida é feita uma comparação entre o efeito que o posicionamento exerce no coeficiente médio de transferência de calor \bar{h} . Ambas as comparações são feitas envolvendo os dissipadores de maiores e menores dimensões da base.

5.3.1 Comparações para o número de Nusselt

Primeiramente é apresentada a comparação entre o número de Nusselt obtido com dados experimentais e os valores calculados com as correlações de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006). As comparações são feitas utilizando diferentes posicionamentos para o mesmo dissipador, a fim de observar o efeito que a posição horizontal ou vertical exerce no número de Nusselt. As curvas de comparação para o dissipador G5 são mostradas na Figura 5.10.

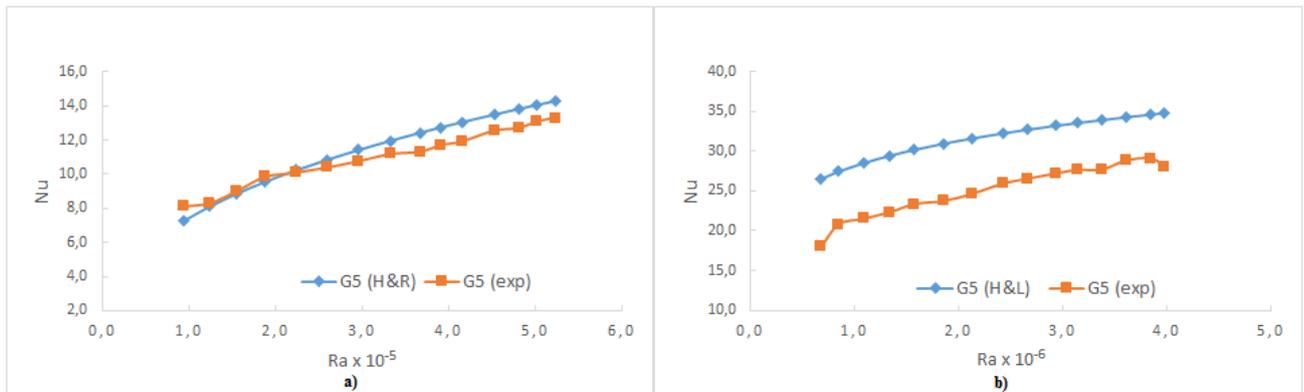


Figura 5.10 - Comparações do número de Nusselt para o dissipador G5a) na horizontal e G5b) na vertical.

Na Figura 5.10a observa-se uma boa concordância entre dados experimentais e teóricos para o dissipador G5 na posição horizontal, apresentando diferenças menores que 5%. Com relação ao comportamento do dissipador G5 na vertical, ilustrado pela Figura 5.10b uma diferença maior foi obtida, podendo ser aceitável devido ao fato de estar fora da faixa de aplicação para o número de Rayleigh que é de 5×10^5 . Os resultados gráficos das comparações do Nusselt para os outros dissipadores maiores serão mostrados no Apêndice C deste trabalho para que a leitura não se torne repetitiva e cansativa.

Ilustrando agora o resultado para os dissipadores menores, mostra-se na Figura 5.11, o comportamento do Dissipador P5 nas posições horizontal e vertical.

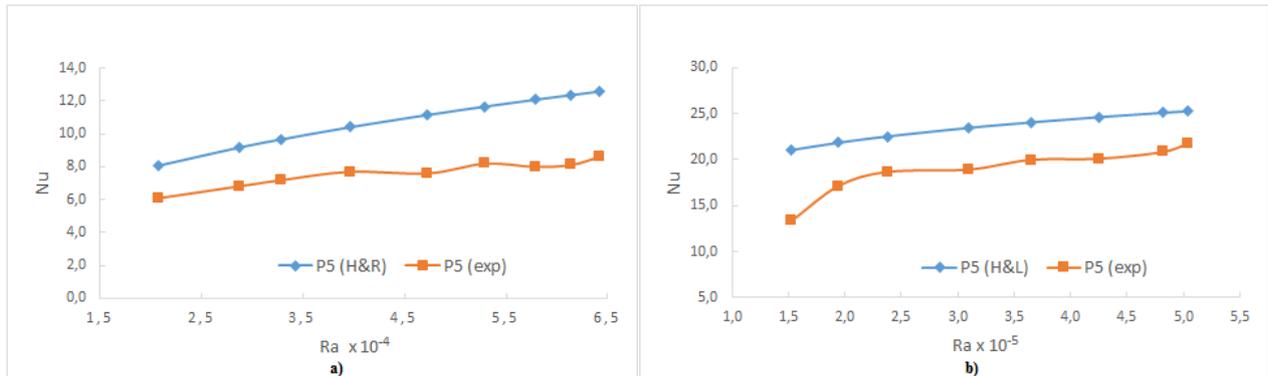


Figura 5.11 - Comparações do número de Nusselt para o dissipador P5a) na horizontal e P5b) na vertical.

Para os dissipadores menores também são observadas boas concordâncias para o número de Nusselt obtido neste trabalho com o da literatura. Embora tenham sido comparados dois dissipadores similares (P5 e G5), o comportamento na horizontal para o dissipador menor P5 (Figura 5.11a), não teve o mesmo nível de concordância se comparado ao seu similar G5. As diferenças encontradas podem ser devidas á variações nos dados experimentais, onde os mesmos estão sujeitos a variações decorrentes da metodologia de ensaio. Para o dissipador P5 na posição vertical, ilustrado pela Figura 5.11b, observa-se uma boa concordância entre os dados, já que neste caso os dados encontram-se dentro da faixa de utilização da correlação de Harahap e Lesmana (2006). Os outros gráficos mostrando o comportamento dos dissipadores menores serão mostrados no Apêndice C.

Uma outra maneira de mostrar a relação entre os parâmetros adimensionais com os dois tipos de dissipadores foi realizada e é mostrada a seguir. Foi feita a análise com os dois dissipadores com padrões geométricos similares, P5 e G5, nas posições horizontal e vertical. O gráfico exibido pela Figura 5.12a ilustra o comportamento do número de Nusselt experimental e teórico para os dois dissipadores na horizontal. Na Figura 5.12b o mesmo comportamento é ilustrado, porém com os dissipadores na vertical. Através das figuras compostas pelos dois tipos de dissipadores similares, pode-se ver melhor a aproximação do comportamento dos mesmos. Para uma melhor visualização e interpretação dos resultados, os gráficos foram gerados em duplicidade, sendo um deles na escala normal e o outro em uma escala logarítmica. Na Figura 5.12c e Figura 5.12d é mostrado, em escala logarítmica, o comportamento dos parâmetros adimensionais.

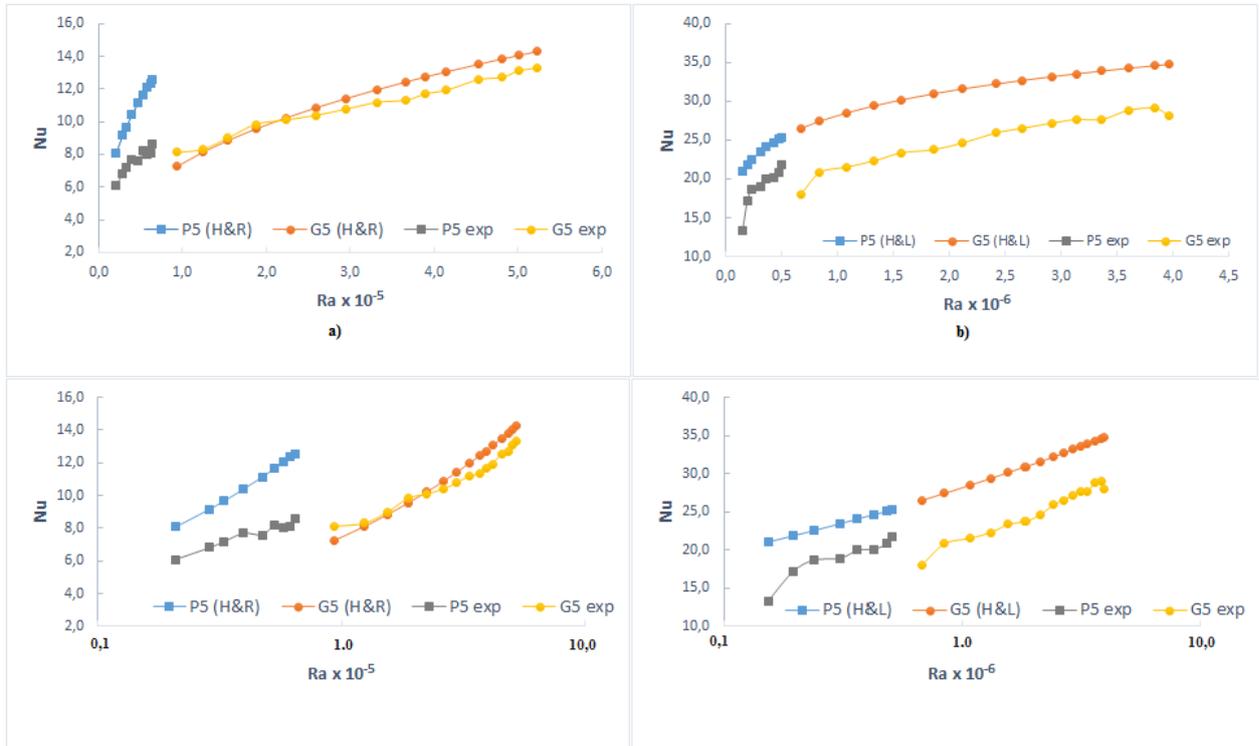


Figura 5.12 – Comparações do número de Nusselt para os dissipadores P5 e G5 nas posições: a) horizontal; b) vertical; c) horizontal logarítmica, d) vertical logarítmica.

Analisando a equação para o cálculo do número de Grashof, tem-se o valor do comprimento característico sendo diretamente proporcional, ou seja, quando o comprimento aumenta então o número de Grashof aumenta. Como o número de Rayleigh é diretamente proporcional ao número de Grashof, então para dissipadores menores serão obtidos menores valores de Grashof. Analisando o comportamento dos gráficos pode-se perceber que os dados dos dissipadores menores ficam à esquerda do eixo horizontal, indicando um menor valor para o número de Rayleigh.

Observa-se uma boa concordância entre os dados mostrados, na Figura 5.12a e Figura 5.12b percebe-se que os dissipadores P5 e G5 alcançam valores distintos, porém seguem um mesmo padrão de comportamento, o que condiz com as correlações utilizadas. Fazendo uma análise conjunta das equações utilizadas para as correlações e dos resultados gráficos obtidos, pode-se concluir que ambas as análises convergem para um mesmo resultado.

Nota-se no comportamento do número de Nusselt, para ambos os dissipadores, que os resultados apresentados gráfica e teoricamente convergem. De acordo com as equações para o cálculo do número de Nusselt, observa-se que o número de Nusselt aumenta à medida que

Rayleigh aumenta. Entretanto foi notado que para um dissipador menor com um menor número de Rayleigh, foi obtido um maior número de Nusselt se comparado ao dissipador maior. Este comportamento pode ser explicado através das equações já utilizadas nos cálculos. Nas equações também são levados em consideração outros parâmetros, tais como as características geométricas como altura, espaçamento e comprimento das aletas. Além desses parâmetros, há também a influência da temperatura, que é considerada no cálculo do número de Grashof, ou seja, quanto maior a temperatura maior será o Grashof e conseqüentemente maior será o número de Rayleigh. Isso é notado no comportamento das temperaturas nos dissipadores menores, que em muitos casos para uma mesma potência atingem temperatura maiores se comparados aos seus similares com maior tamanho da base. Como os gráficos apresentam maiores valores do número de Nusselt para os dissipadores menores, é possível que estes outros parâmetros exerçam uma maior influência nos resultados, portanto os gráficos representados pela Figura 5.12 podem transmitir o comportamento correto dos parâmetros adimensionais. As comparações são feitas com o objetivo de mostrar o efeito no número de Nusselt para os dissipadores similares.

5.3.2 Comparações para os coeficientes de transferência de calor por convecção

Após realizar comparações envolvendo o número de Nusselt para os diferentes tamanhos, geometrias e orientações, um enfoque para o \bar{h} é apresentado. São mostrados os resultados obtidos experimentalmente e também os resultados calculados através das correlações utilizadas como parâmetros de comparação para este trabalho.

Inicialmente foi feita uma comparação entre valores obtidos experimentalmente de \bar{h} com valores calculados pelas correlações de Harahap e Rudianto (2005) e de Harahap e Lesmana (2006). Na Figura 5.13a e Figura 5.13b se apresenta o comportamento de \bar{h} em função da diferença de temperatura. A comparação foi feita para o dissipador P1 em ambas nas posições horizontal e vertical.

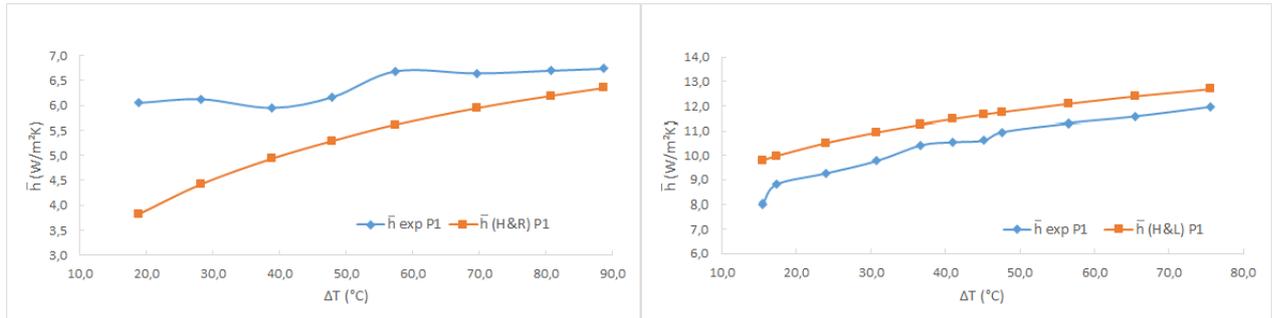


Figura 5.13 - Comparações entre valores de \bar{h} para o dissipador P1 a) na horizontal e b) na vertical.

Observa-se uma boa concordância entre as comparações feitas entre valores teóricos e experimentais, na Figura 5.13a nota-se uma maior semelhança no comportamento após uma diferença de temperatura de aproximadamente 50°C enquanto na posição vertical, mostrado na Figura 5.13b, ocorre uma melhor aproximação entre os valores ao longo de todo o intervalo de temperaturas. As diferenças encontradas podem ser relativas à erros experimentais e também por existirem diferenças nas dimensões entre os dissipadores utilizados na literatura e os dissipadores utilizados no presente trabalho. Nota-se também que os dissipadores dispostos verticalmente alcançam maiores valores de \bar{h} se comparados aos posicionados horizontalmente, isto se deve também às diferenças de temperaturas alcançadas para cada orientação utilizada.

Seguindo a mesma linha de comparação, foram feitas análises gráficas para os dissipadores maiores. Na Figura 5.14a e Figura 5.14b são mostrados o comportamento do coeficiente \bar{h} ao longo das diferenças de temperatura para o dissipador G6.

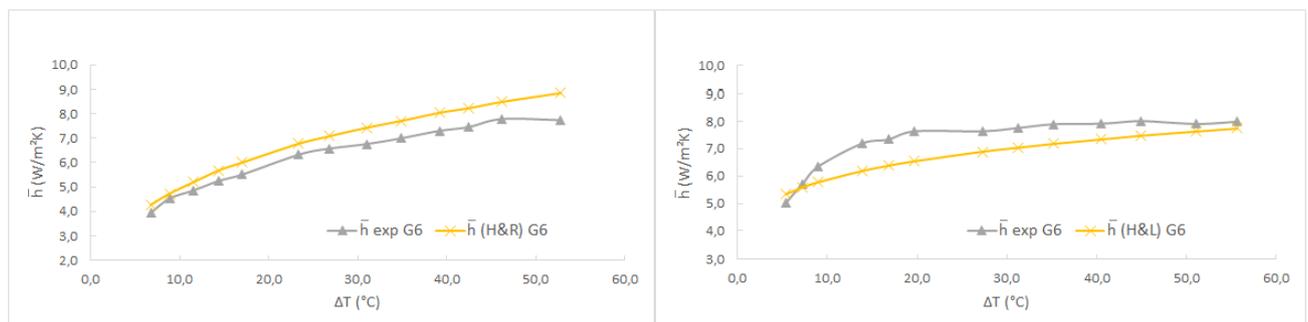


Figura 5.14 - Comparações entre valores de \bar{h} para o dissipador G6 a) na horizontal e b) na vertical.

Para o dissipador G6 foi encontrada uma boa concordância entre os resultados, e o mesmo comportamento ocorreu ao longo de toda a faixa de temperaturas tanto na disposição horizontal

quanto vertical. Uma ligeira diferença foi encontrada entre os valores, sendo de cerca de 6% para o dissipador na horizontal e aproximadamente 8% para o dissipador na posição vertical.

Outras comparações foram feitas entre os dissipadores grandes e pequenos, a fim de se verificar se os padrões geométricos que são mantidos entre os mesmos exercem influência no comportamento do coeficiente de transferência de calor \bar{h} e ainda verificar qual a influência que o tamanho dos dissipadores exerce no valor do \bar{h} . A seguir, com a utilização de gráficos será ilustrada a forma como o \bar{h} se comporta para os dissipadores, de maiores e menores dimensões da base, além disso também pode-se ter uma comparação referente às diferentes orientações em que os dissipadores foram ensaiados.

Apresentam-se na Figura 5.15a e Figura 5.15b os resultados obtidos para os dissipadores P2 e G2.

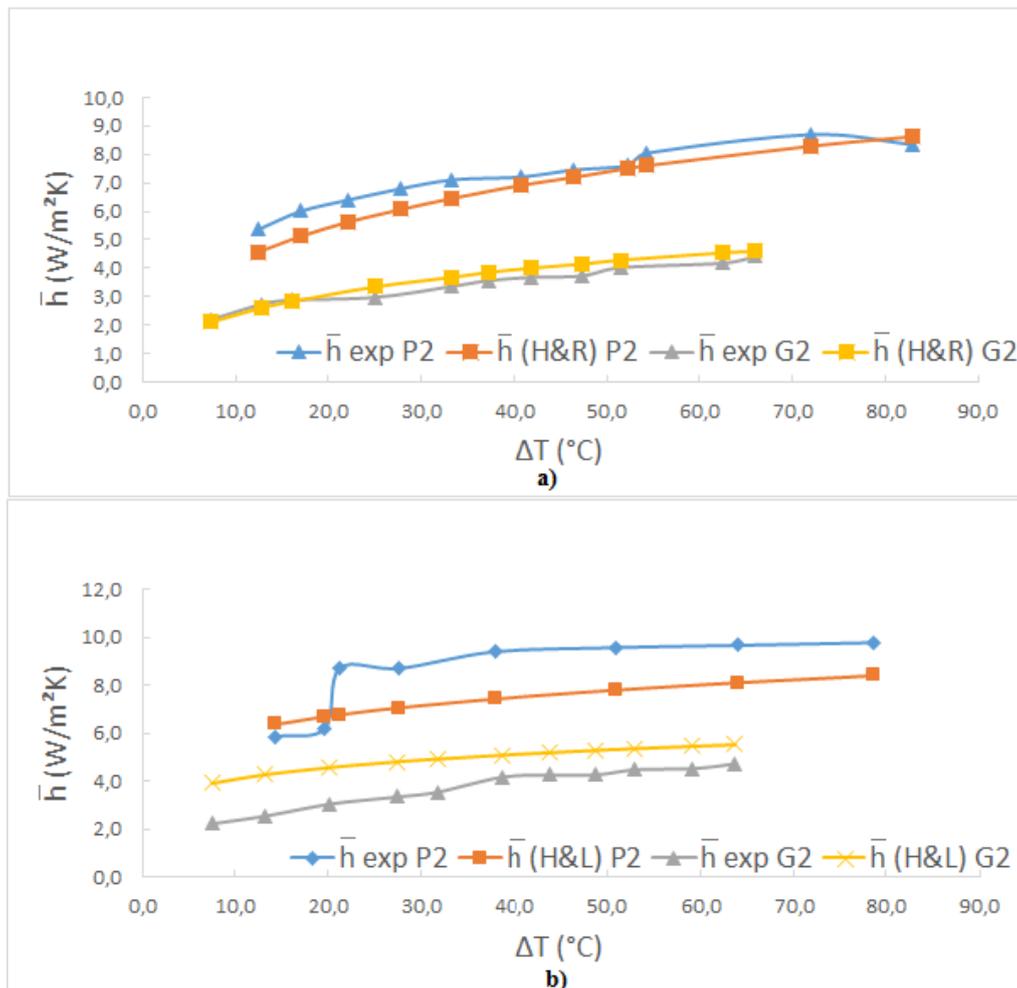


Figura 5.15 – Comparações do \bar{h} em função de ΔT para os dissipadores P2 e G2 nas posições a) horizontal e b) vertical.

Observa-se pelos resultados um padrão uniforme de comportamento do \bar{h} , sendo primeiramente diferenciado pela disposição em que são ensaiados e também nota-se uma diferença de acordo com o tamanho do dissipador. De acordo com a Figura 5.15a, é possível verificar uma boa concordância entre os valores obtidos neste trabalho comparado com a correlação de Harahap e Rudianto (2005) onde as diferenças médias encontradas para os dissipadores G2 e P2 ficou em torno de 7,5%. Ainda na Figura 5.15a, fazendo uma comparação entre os valores do \bar{h} na posição horizontal, se verifica que os valores de \bar{h} para o dissipador P2 são superiores se comparados ao dissipador G2. Esse comportamento era esperado, pois como já foi explicado anteriormente, essa diferença se dá devido às diferenças de áreas entre os dissipadores e também aos diferentes valores de temperatura encontrados durante o experimento.

Analisando o comportamento do \bar{h} para os dissipadores P2 e G2 na vertical, ilustrado pela Figura 5.15b, chega-se praticamente às mesmas observações para o comportamento na horizontal, ou seja, dissipadores pequenos apresentam maior coeficiente de transferência de calor \bar{h} . O dissipador P2 apresentou uma diferença média de 15% e o dissipador G2 apresentou uma maior diferença média em torno de 35%. Estas diferenças encontradas nos resultados podem ser justificadas por variações que possam ter ocorrido durante os experimentos, tais como variações na temperatura ambiente, ocorrência de convecção forçada e também diferenças devido à possíveis variações geométricas entre os dissipadores utilizados pelos autores e os dissipadores ensaiados no presente trabalho.

Uma outra observação importante a ser feita é o fato dos dissipadores dispostos verticalmente apresentarem, em geral, um maior valor para o coeficiente de transferência de calor \bar{h} . Essa característica pode ser observada comparando-se a Figura 5.15a e Figura 5.15b e esse comportamento é possível pois os dissipadores quando colocados na posição vertical conseguem ter uma maior circulação do ar em ascensão, promovendo maior resfriamento quando comparados aos ensaios feitos com o dissipador na posição horizontal.

5.3.3 Comparação de desempenho entre os dissipadores

Como forma de avaliar o desempenho dos dissipadores, uma relação entre a potência e as temperaturas atingidas é apresentada, a fim de se determinar qual seria a configuração de dissipador que seria o mais influente no comportamento da relação temperatura por potência fornecida. Foram utilizados dados de todos os ensaios e então uma média foi feita para encontrar o valor da relação temperatura por potência. Primeiramente é mostrada a comparação entre todos os dissipadores maiores na posição horizontal, o que pode ser observado pelos resultados apresentados na Figura 5.16. A temperatura utilizada como referência foi adotada como a diferença entre a temperatura na superfície da aleta e a temperatura ambiente.

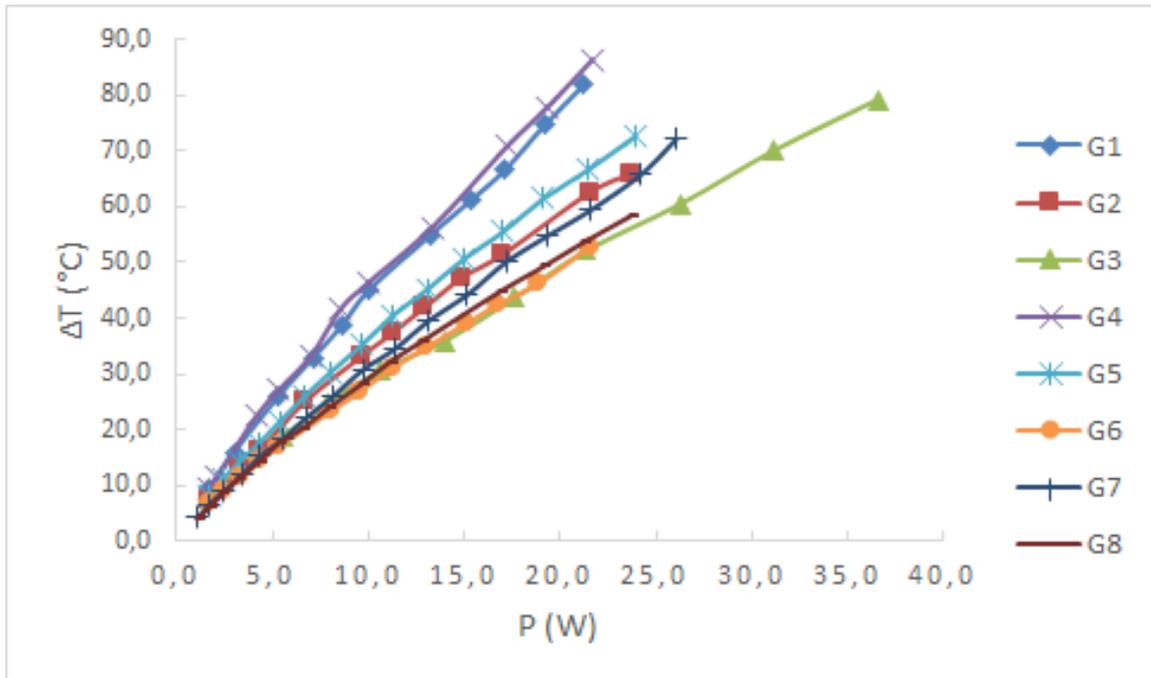


Figura 5.16 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores maiores na horizontal.

De maneira análoga, a mesma comparação é mostrada para os dissipadores ensaiados, porém na posição vertical como mostrado na Figura 5.17.

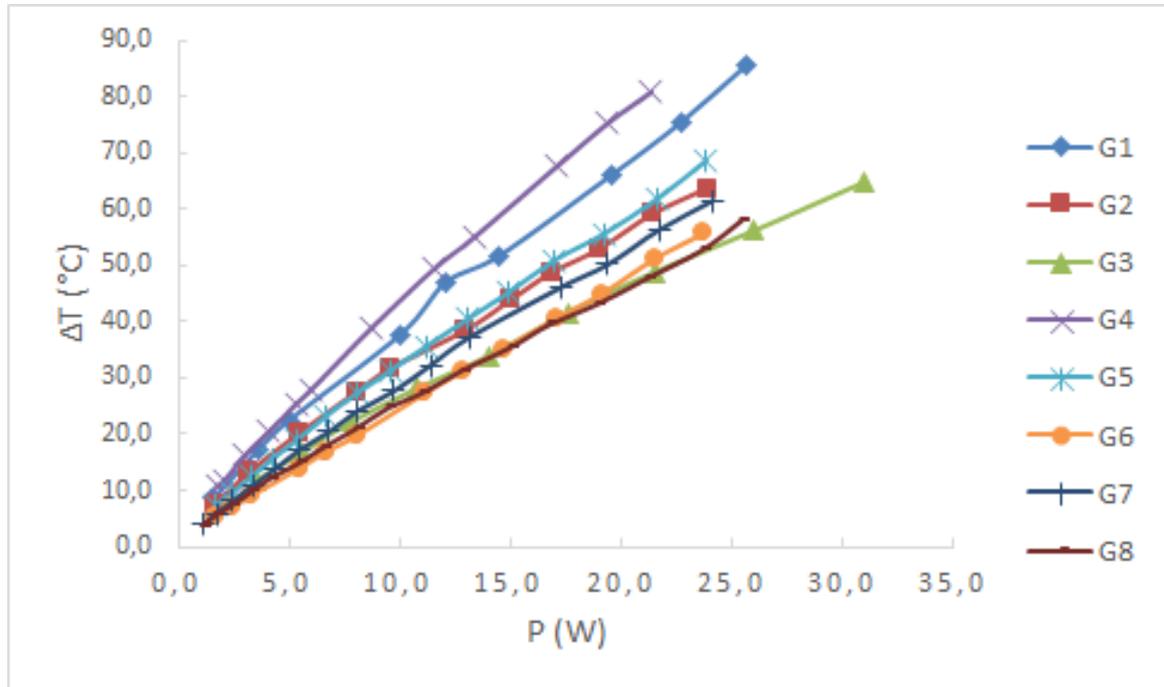


Figura 5.17 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores maiores na vertical.

Para obter uma classificação entre os dissipadores foi feita a análise da relação entre a temperatura atingida pela potência fornecida pelo aquecedor resistivo ao dissipador. Para uma mesma potência fornecida, o dissipador que tiver a menor temperatura atingida pode ser considerado como sendo o melhor dissipador para esta análise. Assim, os dissipadores G3, G6 e G8 ocupam nessa ordem as melhores classificações na disposição horizontal. Na posição vertical os mesmos dissipadores se comportam de forma muito semelhante, o que pode ser percebido na Figura 5.17, onde os mesmos ocupam praticamente a mesma curva de desempenho.

Comparando-se os resultados entre os dissipadores, nota-se uma grande semelhança de comportamento em ambas as disposições. Para se verificar se existe um padrão entre os dissipadores de diferentes bases, foi feita a mesma análise de desempenho para os dissipadores menores. Com essa análise pode-se chegar a uma configuração que seja relevante no processo de transferência de calor ou até mesmo verificar se existe alguma discrepância quando os dois tipos de dissipadores são submetidos a condições de trabalho semelhantes.

Na Figura 5.18 mostra-se qual foi o resultado obtido para a curva de desempenho para todos os dissipadores menores ensaiados horizontalmente.

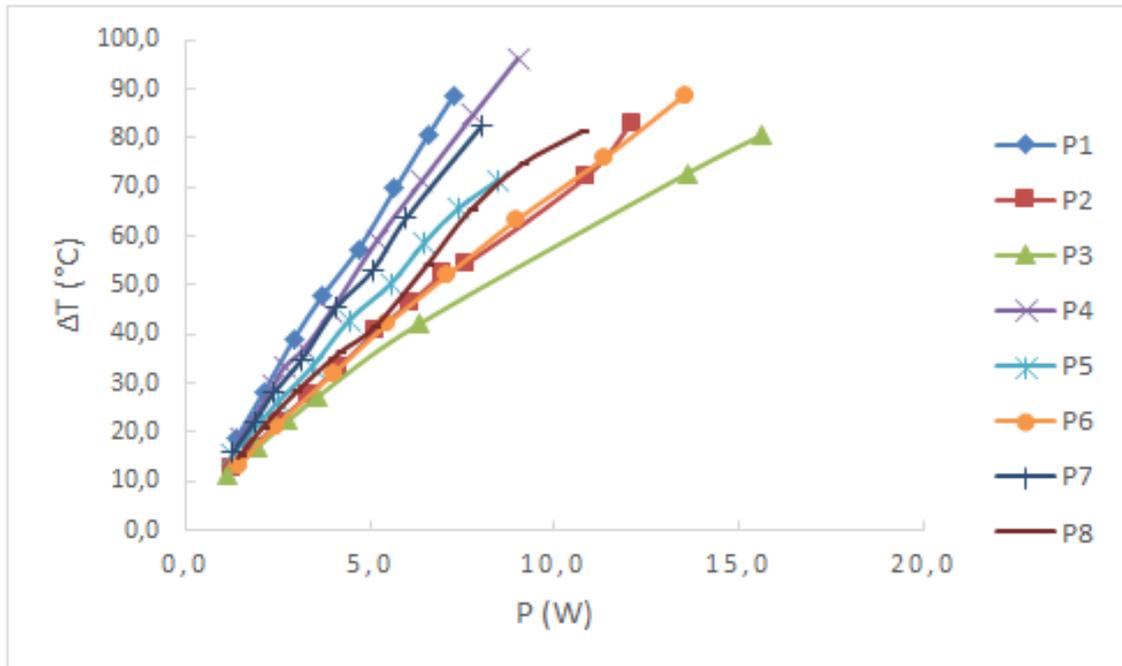


Figura 5.18 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores menores na horizontal.

Do mesmo modo apresenta-se na Figura 5.19 mostra as curvas para todos os dissipadores menores ensaiados na posição vertical.

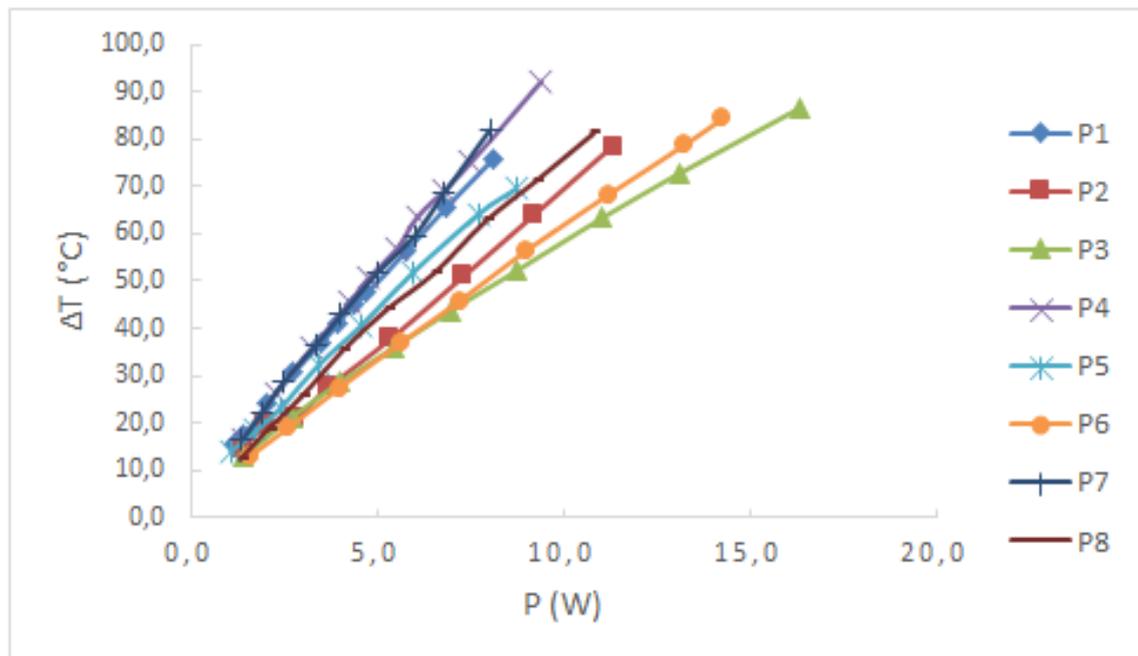


Figura 5.19 - Diferenças de temperatura atingidas em função da potência fornecida para dissipadores menores na vertical.

É possível observar que novamente os resultados convergem para 3 melhores dissipadores para ambas as posições em que foram ensaiados. De forma esquemática e resumida para esta análise, mostra-se na Tabela 5.7 a classificação atingida pelos 3 melhores dissipadores maiores e menores em ambas as posições em que foram ensaiados. A relação utilizada como parâmetro de classificação foi a relação entre o aumento de temperatura em °C para cada Watt de potência fornecida.

Tabela 5.7 - Classificação entre dissipadores maiores e menores.

Classificação	Horizontal				Vertical			
	Maior	°C/W	Menor	°C/W	Maior	°C/W	Menor	°C/W
1°	G3	2,63	P3	7,11	G6	2,56	P6	6,61
2°	G6	2,99	P6	7,64	G3	2,57	P3	6,64
3°	G8	3,03	P2	7,98	G8	2,66	P2	7,89

Nota-se grande similaridade entre o comportamento apresentado entre os dissipadores maiores e menores. Pela Tabela 5.7 se confirma que os dissipadores G3 e P3, que possuem as mesmas características geométricas, ocupam a posição de melhor desempenho na posição horizontal, ou seja, os mesmos conseguem ter uma menor variação de temperatura para cada Watt de potência fornecida ao aquecedor. Na disposição vertical os mesmos dissipadores apresentam melhores resultados, sendo agora G6 e P6 os que apresentaram melhores resultados. Houve uma alternância entre o primeiro e o segundo colocado em relação à orientação, porém essa variação não é significativa, pois se forem comparados os valores por exemplo para a posição vertical, a diferença entre G6 e G3 ou P6 e P3 é de menos de 1%.

Como características geométricas em comum entre os dissipadores de melhor desempenho, já se confirma a semelhança entre os padrões geométricos e além disso percebe-se que quanto maior a altura da aleta, melhor será o seu desempenho.

No Apêndice C deste trabalho uma classificação completa entre todos os dissipadores ensaiados é apresentada.

5.4 Correlação Empírica Proposta e Análise Estatística

Nesta etapa do trabalho são apresentados alguns resultados obtidos, tais como uma nova correlação empírica para o número de Nusselt e uma análise estatística através da manipulação dos dados obtidos experimentalmente.

5.4.1 Correlação empírica proposta

Assim como os autores Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006) que propuseram correlações empíricas para o número de Nusselt, neste trabalho também é apresentada uma nova correlação. Nesta nova correlação foram utilizados alguns parâmetros geométricos e também o número de Rayleigh. A busca por novas correlações para estudos que envolvam muitos parâmetros tem sido cada vez mais presente em trabalhos científicos relacionados a dissipadores.

Como ferramenta para se chegar a nova correlação foi utilizado o programa computacional estatístico Minitab, que possui como uma de suas aplicações, a busca de correlações por vários tipos de regressões. Foram utilizados todos os dados obtidos nos experimentos para todos os dissipadores cujos resultados já foram mostrados anteriormente. Parâmetros geométricos e os números de Nusselt e Rayleigh foram utilizados em conjunto para que se chegasse a nova correlação.

Diferente de Silva (2015), neste trabalho foi desenvolvida uma única correlação para todos os tipos de dissipadores, englobando inclusive a posição em que os mesmos foram ensaiados. Através de regressão não-linear, levando-se em conta os parâmetros Ra , H/S e L/S foi então proposta a seguinte correlação, que utiliza neste caso o espaçamento entre aletas como comprimento característico. Na Equação (5.19) é apresentada a melhor combinação para a correlação encontrada:

$$Nu = A \cdot Ra^B \cdot \left(\frac{H}{S}\right)^C \cdot \left(\frac{L}{S}\right)^D \quad (5.19)$$

sendo os termos A , B , C e D os coeficientes encontrados no processo de regressão realizado pelo programa Minitab para realizar o melhor ajuste. Após inserir a Equação (5.19) no programa, o mesmo fornece os valores dos termos A , B , C e D . Assim, substituindo os valores fornecidos na Equação (5.1), tem-se então a correlação obtida, representada na Equação (5.20).

$$Nu_{Minitab} = 0,375 \cdot Ra^{0,377} \cdot \left(\frac{H}{S}\right)^{-0,044} \cdot \left(\frac{L}{S}\right)^{-0,542} \quad (5.20)$$

Esta foi a função que teve o melhor ajuste considerando todos os dados e todas as disposições possíveis.

De posse da nova correlação, foi feita então uma análise dos novos dados obtidos aplicando a nova correlação. Para demonstrar como os novos dados se ajustam aos dados experimentais, mostra-se na Figura 5.20 o comportamento do número de Nusselt em função de Rayleigh, para os dados experimentais. Dados obtidos pelas correlações empíricas da literatura utilizadas no trabalho e também para os dados calculados a partir da nova correlação proposta.

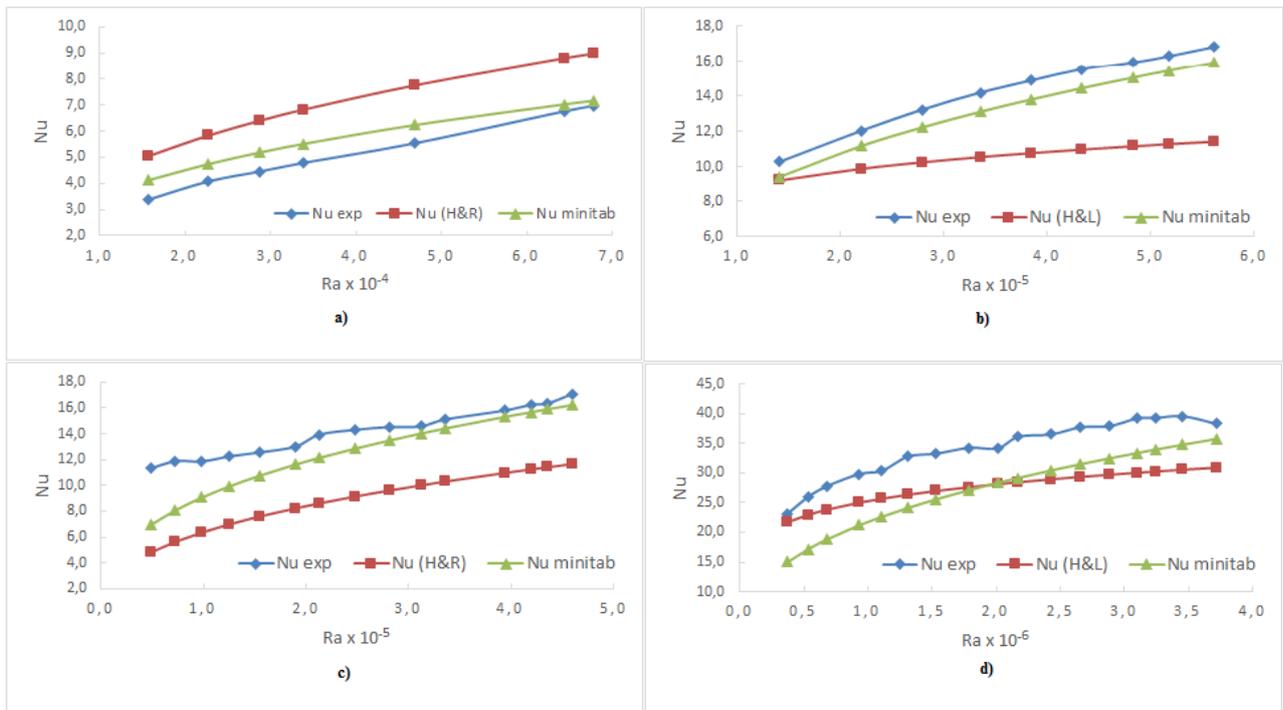


Figura 5.20 – Comparações para o número de Nusselt para os dissipadores. a) P3 na horizontal, b) P3 na vertical, c) G8 na horizontal, d) G8 na vertical.

De acordo com os dados e gráficos obtidos, nota-se que houve uma grande semelhança de comportamento das curvas entre as duas correlações já existentes e a curva referente aos dados experimentais. Entretanto a curva referente aos dados da nova correlação, proposta pela Eq. (5.20), teve uma diferença menor quando comparada às outras correlações empíricas usadas neste trabalho, apresentando diferenças da ordem de 25%. Para o dissipador G8 a diferença média entre os dados experimentais e a correlação de Harahap e Rudianto (2005) foi de 38% enquanto na nova correlação a diferença foi de aproximadamente 13%. No dissipador P3 a

diferença média entre a correlação de Harahap e Lesmana (2006) e a nova correlação foi em torno de 20%.

5.4.2 Análise estatística de dados

A estatística pode ser definida como um conjunto de técnicas de análise de dados, originada cientificamente, passíveis de serem aplicadas à maioria das áreas do conhecimento. É a ciência que estuda os processos de coleta, organização, análise e interpretação de dados relevantes e referentes a uma área particular de investigação (GUIMARÃES, 2008). Pode-se dizer que o objetivo principal da estatística é fornecer informações sobre uma determinada quantidade de dados analisados e o resultado que os mesmos representam.

Existem três áreas em que a estatística pode ser subdividida: descritiva, probabilística e inferencial. A estatística descritiva, como o próprio nome sugere, se preocupa em descrever uma análise de determinados dados e os resultados obtidos com os mesmos. A estatística probabilística se refere de forma singular à uma teoria e método pelo qual os dados serão analisados, enquanto de um modo geral se refere a medidas obtidas de dados selecionados. A estatística inferencial se preocupa em analisar um determinado comportamento de uma quantidade de dados, para que os mesmos possam ser generalizados para uma determinada população. Ao resultado encontrado pela análise estatística inferencial dá-se o nome de inferência estatística.

Neste trabalho foi feita uma análise descritiva de dados, já que não foi feito um estudo prévio sobre algum padrão ou característica específica de dissipadores que pudesse ser estudada. Uma boa análise estatística deve começar pelo planejamento das características que podem ser buscadas em um determinado experimento e neste trabalho pode-se dizer que foi feito o caminho inverso, onde os dados já existiam e uma análise estatística foi feita após a realização dos experimentos. Para manipulação dos dados obtidos nos ensaios foi utilizado o programa computacional Minitab. Este programa é composto de ferramentas estatísticas básicas, opções para realização de regressões, ferramentas de qualidade e além disso ainda possui uma extensão voltada a planejamento de experimentos, que pode ser de grande valia para estudos práticos.

Foram feitas análises envolvendo dados de todos os dissipadores ensaiados ao longo do trabalho, sendo avaliadas características geométricas como altura, espaçamento entre aletas e

comprimento do dissipador, também foi avaliada a orientação em que os mesmos foram ensaiados, bem como a influência da temperatura da base. Os resultados que são apresentados nesta seção mostram a relação entre os parâmetros geométricos e adimensionais analisados e sua influência sobre o número de Nusselt.

Ao todo foram coletados 108 configurações experimentais diferentes, sendo o número de Nusselt analisado como variável de resposta e as combinações foram feitas para 3 valores diferentes de altura de aleta (7,00 mm; 14,00 mm e 20,00 mm). Para o espaçamento foram utilizados 3 valores (5,55 mm; 12,00 mm e 14,35 mm). Outra característica geométrica também utilizada foi o comprimento L que varia entre 50,00 mm e 100,00 mm. Além dessas variações também foi utilizada a temperatura da base que foi avaliada entre Baixa, Média e Alta. A orientação foi outro parâmetro utilizado e alternada entre horizontal e vertical.

Foram utilizadas ferramentas de DOE (Design of Experiments) para a análise dos dados, esta ferramenta é utilizada em casos onde uma resposta é requerida e a mesma é dependente de uma ou várias outras variáveis. A ferramenta DOE foi especificamente desenvolvida para tratar problemas complexos onde mais de uma variável pode afetar uma resposta e duas ou mais variáveis podem interagir entre si.

Uma primeira análise foi feita com relação aos resíduos provenientes dos dados inseridos na análise e então foi gerado um histograma, o mesmo é ilustrado pela Figura 5.21. Um gráfico de resíduos é utilizado para analisar a qualidade do ajuste feito com os dados inseridos na análise estatística. Uma alta frequência de resíduos significa uma alta incidência desse valor para a diferença entre os valores reais e os valores ajustados estatisticamente. Nota-se que na Figura 5.21, uma alta frequência de resíduos iguais a zero é apresentada para valores de Nusselt, ou seja, a diferença entre os valores reais e ajustados é próxima de zero no centro do gráfico, onde são lidas as maiores frequências de ocorrência para essa diferença mínima ou nula.

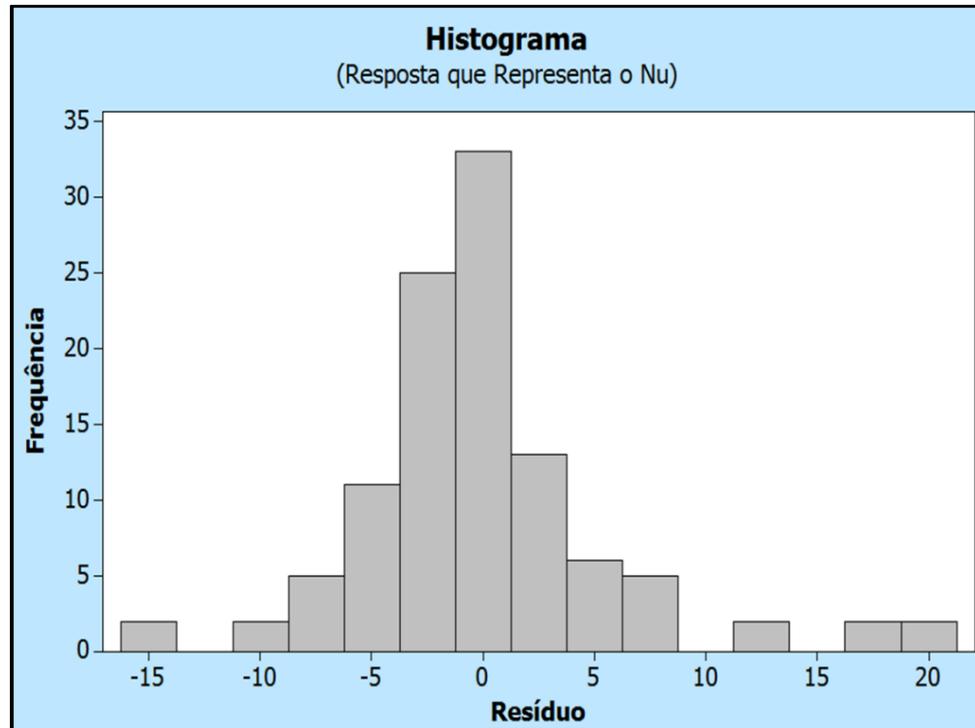


Figura 5.21 - Histograma de resíduos de dados.

Uma outra forma de verificar o comportamento do resíduo é o gráfico de probabilidade normal, que representa a porcentagem de resíduo presente nos dados. Na Figura 5.22 ilustra-se o comportamento do resíduo pelo gráfico de probabilidade de uma distribuição normal.

Nota-se que a faixa de resíduo nulo ou próximo de zero encontra-se mais concentrada em uma faixa de porcentagem entre 20% e 90%, fato verificado pela proximidade dos dados com a linha normal do gráfico. Na faixa compreendida entre 95% e 100% os pontos estão mais dispersos, não possuindo o padrão de uma distribuição normal. Uma distribuição normal, ou gaussiana, é definida como um conjunto de eventos aleatórios que não possuem um padrão de comportamento conhecido quando analisados isoladamente porém se concentram próximos a uma média matemática dos mesmos.

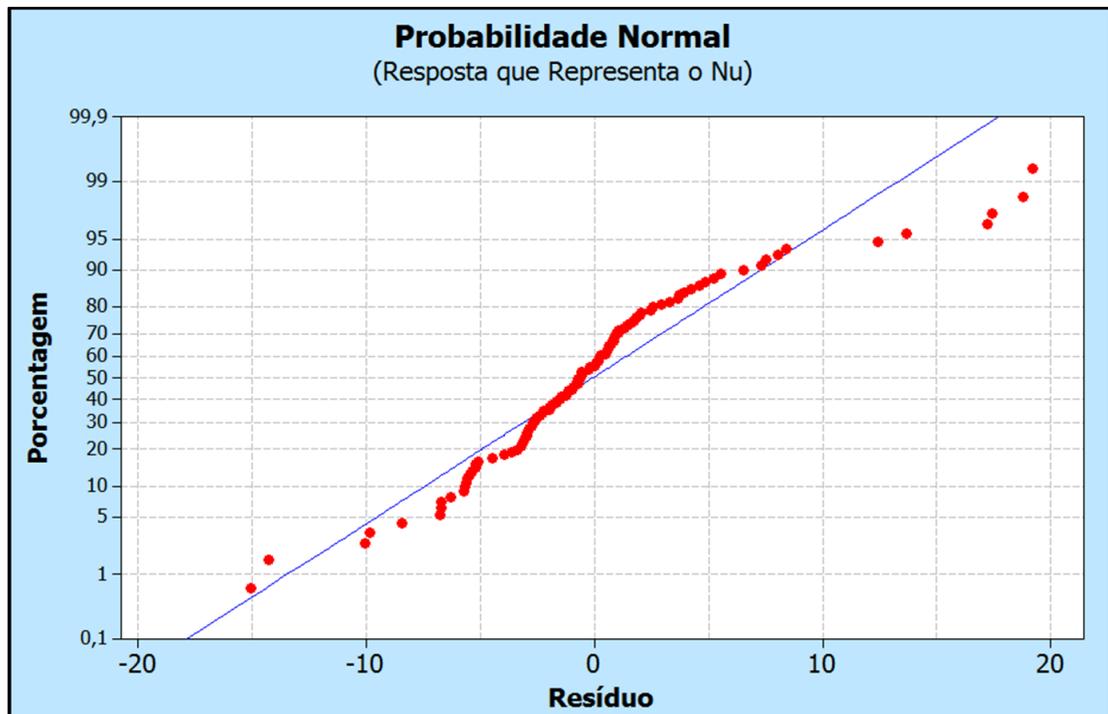


Figura 5.22 – Comportamento do resíduo segundo um Gráfico de Probabilidade Normal

Como este trabalho foi realizado com um enfoque descritivo, são mostradas a seguir de forma gráfica as interações entre a grandeza de resposta e os parâmetros utilizados como variáveis. São mostrados na Figura 5.23 os efeitos das variáveis e a resposta obtida para o número de Nusselt.

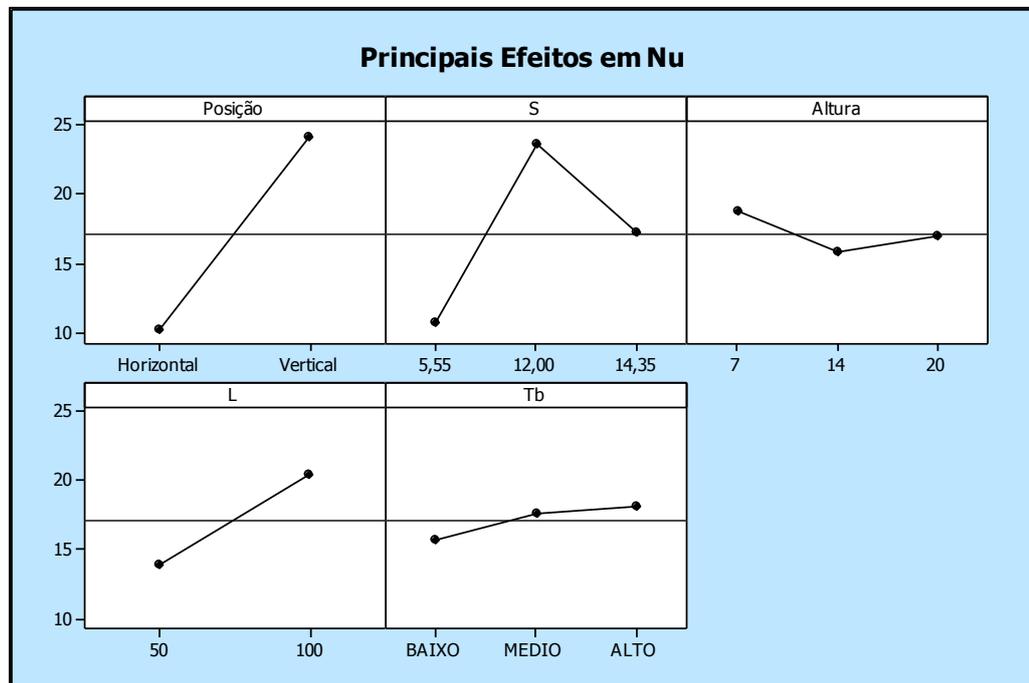


Figura 5.23 - Principais efeitos das variáveis em Nusselt.

Nota-se na Figura 5.23 que primeiramente há uma grande influência da posição no número de Nusselt, ou seja, para dissipadores orientados horizontalmente não há uma grande influência, enquanto que para a posição vertical existe uma grande influência sendo notada. O mesmo comportamento pode ser observado para a variável L , sendo observada menor influência para dissipadores menores e maior influência para dissipadores maiores. Nota-se ainda na Figura 5.23 que a variável S exerce pouca influência para o valor mais baixo de espaçamento, em seguida passa por um valor em que é notada maior ação sobre o número de Nusselt e depois a influência diminui novamente. A maior influência notada em $S = 12$ mm, confirma o que foi mencionado no Capítulo 2 deste trabalho por Yazicioglu e Yüncü (2007) que demonstraram que o melhor espaçamento entre aletas se encontra entre 10,4 mm e 11,9 mm. Com relação à altura das aletas observa-se uma alternância de comportamento, o que pode indicar uma altura ideal como observado para a característica de espaçamento apresentada por Yazicioglu e Yüncü (2007). Por último analisando a influência da temperatura da base, nota-se que quanto maior a temperatura, mais alta a influência no número de Nusselt.

Realizando uma comparação semelhante, pode-se ter uma melhor visualização dos efeitos das variáveis entre si no comportamento do número de Nusselt. Na Figura 5.24 apresenta-se este padrão de comportamento.

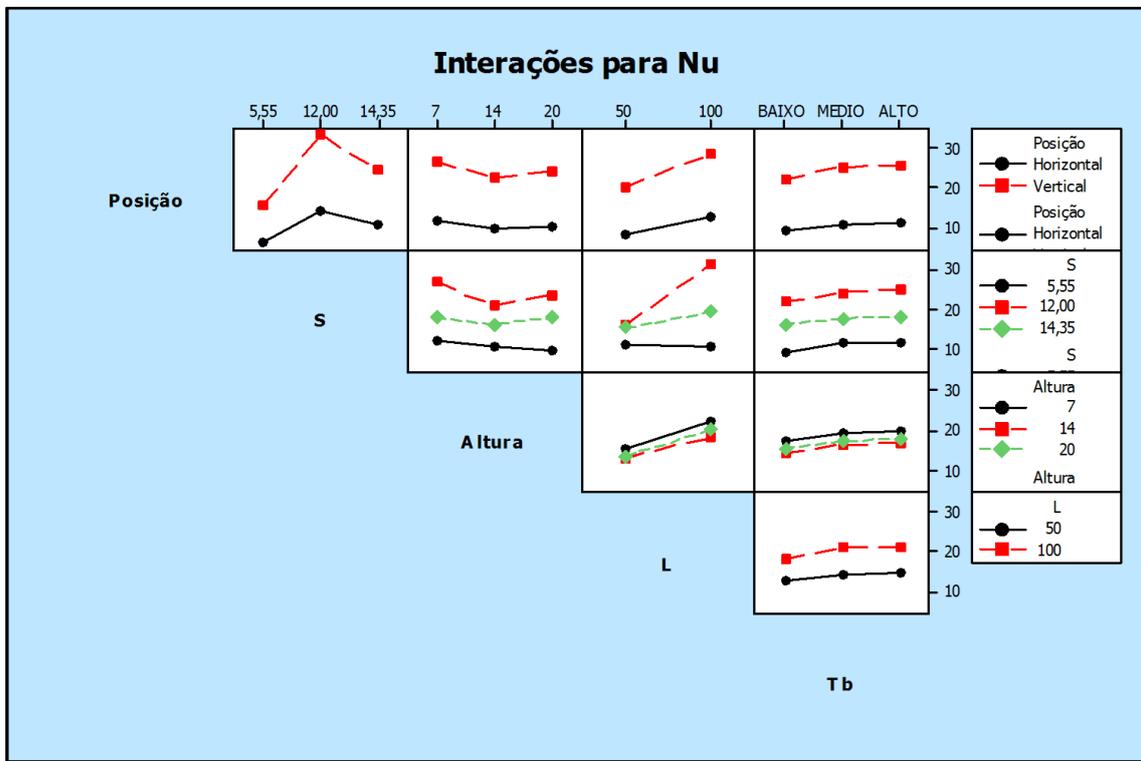


Figura 5.24 - Comportamento das interações entre variáveis no número de Nusselt.

Neste tipo de gráfico pode ser feita uma análise mais criteriosa das combinações entre os parâmetros utilizados como variáveis e o comportamento da variável de resposta, número de Nusselt. Confirma-se o que foi dito anteriormente que dissipadores na vertical exercem maior influência no número de Nusselt, também se verifica que o melhor espaçamento é o de $S = 12$ mm, pois aproxima-se do ideal. Outras análises podem ser feitas combinando a variável presente no eixo vertical com cada variável presente no eixo horizontal. Como exemplo tomando-se como base a relação entre S e L , nota-se que a configuração que exerce maior efeito no número de Nusselt seria fazendo $S = 12$ mm com o $L = 100$ mm. Da mesma maneira comparando Posição com Altura, a resposta seria um dissipador na vertical com 7 mm de altura.

Este gráfico pode ser de grande valor para estudos onde o número de parâmetros a serem analisados é grande, pois ele mostra uma comparação entre todos os parâmetros envolvidos no estudo e o efeito que os mesmos causam em uma variável escolhida.

5.5 Análise de Incertezas

Nesta seção é feita uma abordagem englobando as incertezas inerentes ao processo experimental decorrente neste trabalho. Quando se obtém resultados para procedimentos experimentais, é necessário saber a qualidade dos resultados que são mostrados. Segundo Taylor (1988), as medições nunca estão livres de incertezas, mesmo que todos os procedimentos de cálculos ou experimentos sejam feitos de forma correta. Sendo assim, é de fundamental importância executar um procedimento de análise de incerteza a fim de que seja diminuído ao máximo a incerteza dos resultados obtidos. De acordo com Figliola e Beasley (2007), erros são uma propriedade da medição e a mesma pode ser definida como a diferença entre o valor atribuído pela medição e o valor verdadeiro da variável. Uma análise de incertezas fornece uma abordagem metódica para estimar a exatidão dos resultados e pode ser utilizada para informar a qualidade dos resultados obtidos em um teste feito ou de um teste planejado (FIGLIOLA e BEASLEY, 2007).

Neste trabalho os resultados foram obtidos através de medições experimentais, sendo assim uma análise de incertezas é necessária a fim de se garantir uma confiabilidade dos resultados obtidos. Foi feita uma análise de incertezas sobre o principal parâmetro adimensional utilizado ao longo do trabalho, o número de Nusselt. Para tal análise, foi utilizada a teoria da propagação de erros desenvolvida com base nas incertezas das variáveis independentes (TAYLOR, 1988). De acordo com a Equação (3.36), tem-se o cálculo do coeficiente de transferência de calor, \bar{h} , entretanto a mesma equação é utilizada para o cálculo do número de Nusselt. Assim, isolando o número de Nusselt na Eq. (3.36), chega-se à Eq. (5.21) com a seguinte relação:

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot L}{k_{ar}} \quad (5.21)$$

sendo \bar{h} dado pela Eq. (3.39), então substituindo a Eq. (3.39) na Eq. (5.21), tem-se:

$$Nu = \frac{q_{pl}}{A_{ct} \cdot (T_s - T_\infty)} \cdot \frac{L}{k_{ar}} \quad (5.22)$$

sendo q_{pl} dado pela Eq. (3.40) e substituindo a mesma na Eq. (5.22), chega-se então a expressão para o número de Nusselt, dado pela Eq. (5.23).

$$Nu = \frac{P - q_{isol} - q_{rad}}{A_{ct} \cdot (T_s - T_\infty)} \cdot \frac{L}{k_{ar}} \quad (5.23)$$

sendo P dada pela Eq. (3.41), q_{isol} dada pela Eq. (3.37) e q_{rad} dada pela Eq. (3.38).

Substituindo as Eqs. (3.41), (3.37) e (3.38) na Eq. (5.23), tem-se:

$$Nu = \frac{\left(\frac{V - R_{fio} \cdot I}{R_{aq}}\right)^2 - \frac{k_{isol} \cdot A_{isol} \cdot (T_3 - T_2)}{Z} - \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_s^4 - T_\infty^4)}{A_{ct} \cdot (T_s - T_\infty)} \cdot \frac{L}{k_{ar}} \quad (5.24)$$

A incerteza para o número de Nusselt é então dada pela combinação de todas as incertezas de cada grandeza envolvida no seu cálculo. Logo, a incerteza para o número de Nusselt é dada pela Equação (5.25):

$$\begin{aligned} INu^2 = & \left(\frac{\partial Nu}{\partial V} IV\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{fio}} IR_{fio}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{aq}} IR_{aq}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial I} II\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{isol}} Ik_{isol}\right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A} IA_{isol}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_2} IT_2\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_3} IT_3\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Z} IZ\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \varepsilon} I\varepsilon\right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \sigma} I\sigma\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A_{ct}} IA_{ct}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_s} IT_s\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\infty} IT_\infty\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{ar}} Ik_{ar}\right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} IL\right)^2 \end{aligned} \quad (5.25)$$

onde cada termo do somatório representa a incerteza de uma variável independente que é composta pela grandeza número de Nusselt. As incertezas adotadas para cada uma das variáveis independentes foram as resoluções dos equipamentos de medição. Sendo assim, as grandezas como V , R_{fio} , R_{aq} e I tem as incertezas definidas como o menor incremento digital do multímetro. Portanto, os valores das incertezas assumem os seguintes valores: $IV = 0,01V$, $IR_{fio} = 0,01\Omega$, $IR_{aq} = 0,01\Omega$ e $II = 0,01$ A. Para as grandezas retiradas da literatura, tais como, ε , σ , k_{isol} e k_{ar} foram adotados valores nulos para as incertezas por serem valores retirados de tabelas, portanto, $I\varepsilon = I\sigma = Ik_{isol} = Ik_{ar} = 0$. As incertezas referentes à temperatura são calculadas levando-se em conta a incerteza do equipamento aquisitor de dados e a incerteza do termopar, assim a equação para o cálculo da incerteza da temperatura é dada pela Eq. (5.26):

$$IT_s = \sqrt{(I_{aquis})^2 + (I_{term})^2} \quad (5.26)$$

sendo $IT_s = IT_{inf} = IT_3 = IT_2$, as incertezas das temperaturas, I_{aquis} a incerteza da aquisição de dados, dada pelo seu incremento digital no valor de $0,01^\circ\text{C}$ e I_{term} a incerteza do termopar, adotada como referência uma oscilação de $0,1^\circ\text{C}$, pois o mesmo não foi calibrado. Com esses valores e substituindo na Eq. (5.26), obtém-se o valor da incerteza da temperatura igual a $0,1^\circ\text{C}$. A incerteza referente aos comprimentos L e Z são baseadas na menor resolução do paquímetro

utilizado nas medições, assim o valor de $IL = 0,05$ mm e $IZ = 0,05$ mm. Por último o valor da incerteza da área de convecção, IA_{ct} , obtida com base na Eq. (3.26) e dada pela Eq. (5.27):

$$IA_{ct}^2 = \left(\frac{\partial A_{ct}}{\partial L} IL\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{ct}}{\partial W} IW\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{ct}}{\partial n} In\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{ct}}{\partial H} IH\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{ct}}{\partial t} It\right)^2 \quad (5.27)$$

sendo consideradas as incertezas IL , IW , IH e It iguais a incerteza da menor resolução do paquímetro com valor de 0,05 mm. A incerteza In foi considerada nula pois o número de aletas n é uma grandeza contável. Com isso, todas as variáveis foram levadas em consideração no cálculo da incerteza para o número de Nusselt.

Esta metodologia foi utilizada para o cálculo das incertezas de todas as variáveis independentes envolvidas no cálculo do número de Nusselt, entretanto nesta metodologia foi utilizada a maneira experimental de obtenção do número de Nusselt. Como neste trabalho foram utilizadas correlações teóricas retiradas da literatura para obtenção de grandes adimensionais como o número de Nusselt, foi realizada também uma análise de incerteza relacionada à essas correlações. De forma análoga à utilizada anteriormente para o cálculo das incertezas experimentalmente, foram utilizadas as correlações empíricas de Harahap e Rudianto (2005) para a obtenção da incerteza na horizontal e de Harahap e Lesmana (2006) para a incerteza na vertical.

Para demonstrar como foi feita a análise de incerteza, utilizou-se a correlação usada para o cálculo do número de Nusselt para dissipadores orientados verticalmente. A Equação (3.35) foi a função utilizada nos cálculos de incerteza. Baseado na Equação (3.35), tem-se então a Equação (5.28) que representa o valor de incerteza para o número de Nusselt obtido através da correlação.

$$INu^2 = \left(\frac{\partial Nu}{\partial Ra} IRa\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} IL\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} IW\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial S} IS\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} IH\right)^2 \quad (5.28)$$

Nota-se que em algumas grandezas os valores das incertezas já foram utilizados na metodologia anterior. Assim, os valores de IL , IW , IS e IH são os mesmos e iguais a 0,05 mm. Para que seja calculada a incerteza do número de Rayleigh, a Eq. (5.29) foi utilizada para obtenção do valor do parâmetro Rayleigh para que depois seja derivada e utilizada na obtenção da incerteza.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (5.29)$$

Em seguida tem-se então a Eq. (5.30), que representa o cálculo da incerteza para o número de Rayleigh,

$$IRa^2 = \left(\frac{\partial Ra}{\partial g} Ig\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial \beta} I\beta\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial T_s} IT_s\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial T_{inf}} IT_{inf}\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial L} IL\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial \nu} I\nu\right)^2 + \left(\frac{\partial Ra}{\partial \alpha} I\alpha\right)^2 \quad (5.30)$$

As incertezas das grandezas β , ν e α são calculadas com base na temperatura de filme utilizada nos cálculos e seus valores são $I\beta = 1,12 \cdot 10^{-8} \text{ }^\circ\text{C}$, $I\nu = 9,33 \cdot 10^{-8} \text{ }^\circ\text{C}$ e $I\alpha = 1,39 \cdot 10^{-7} \text{ }^\circ\text{C}$. A grandeza g tem seu valor de incerteza baseado no valor da incerteza da aceleração da gravidade e seu valor é $Ig = 0,005 \text{ m/s}^2$. As incertezas de temperatura possuem valores $IT_s = IT_{inf} = 0,1^\circ\text{C}$. Com todos os valores de incerteza conhecidos, aplica-se então à Equação (5.28) e então encontra-se o valor da incerteza para o número de Nusselt.

Devido ao fato dos cálculos de derivadas serem extensos, foi utilizado o programa de modelagem matemática Maple para o desenvolvimento das equações utilizadas no cálculo das incertezas. Os resultados das incertezas obtidas para ambas as metodologias descritas nesta seção estão dispostos na Tabela 5.8. Os cálculos das incertezas foram feitos com dados dos dissipadores G6 na vertical e G2 na horizontal pois foram os mesmos utilizados no desenvolvimento dos cálculos na Seção 5.2.

Tabela 5.8 - Comparação entre incertezas experimental e teórica para o número de Nusselt.

Número de Nusselt	Experimental		Teórico	
	Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Valor Nu Obtido	5,410	19,230	5,300	20,040
Valor da Incerteza	0,178	0,705	0,150	0,060
Incerteza (%)	3,29	3,66	2,83	0,29

Os valores de incerteza para o número de Nusselt apresentaram valores menores que 5%, o que é considerado satisfatório pela literatura. Os cálculos envolvidos na determinação da incerteza estão contidos no Apêndice D deste trabalho.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram realizadas comparações entre a influência dos parâmetros geométricos dos dissipadores no cálculo do número de Nusselt e do coeficiente médio de transferência de calor por convecção \bar{h} . Os experimentos seguiram a mesma metodologia experimental utilizada por Silva (2015), porém análises em dissipadores com tamanhos da base diferentes e mesmos parâmetros geométricos foram realizados. Além disso, análises estatística usando o Minitab e das incertezas também foram feitas.

Foram ensaiados ao todo 16 dissipadores, sendo 8 dissipadores de dimensões da base 100 x 100 mm e 8 dissipadores menores de 50 x 50 mm. Os resultados obtidos foram apresentados e descritos ao longo do trabalho e mostraram boas concordâncias para as comparações com a literatura entre os coeficientes \bar{h} e os números de Nusselt. Foi observado que para dissipadores dispostos na posição horizontal existe uma melhor concordância para o número de Nusselt e nos dissipadores com bases maiores a diferença média foi em torno de 10%, comparando-se dados experimentais com os resultados obtidos de correlações empíricas. Em alguns casos a diferença é maior, mas uma possível causa se deve ao fato da faixa de aplicação das correlações ser ultrapassado. Comparando-se os gráficos pôde-se notar que o comportamento entre dissipadores de dimensões da base diferentes com mesmos padrões geométricos apresenta o mesmo comportamento para o número de Nusselt.

Observando as comparações feitas para o \bar{h} também foi obtida uma boa concordância entre os resultados. Nota-se que dissipadores menores, no geral, possuem maior valor de \bar{h} devido a maior temperatura alcançada em função da menor área de troca de calor por convecção. Nos dissipadores maiores, foram encontradas diferenças médias da ordem de 30% na horizontal e cerca de 20% na vertical. Na horizontal para dissipadores menores as diferenças médias ficaram em 25% enquanto na vertical ficou em torno de 22%. As diferenças encontradas são justificadas pelo fato de termos a análise de dados experimentais que são afetados por fatores difíceis de controlar durante o experimento, como a temperatura ambiente e a convecção natural. Também pode ser citada como fonte de erros a faixa de operação das correlações, que em alguns casos foi aplicada fora de seus limites, comprometendo os resultados obtidos.

Uma classificação entre os dissipadores mostrou que a semelhança geométrica condiz com o desempenho na relação temperatura máxima atingida por potência fornecida. Resultados

mostraram comportamento semelhante entre dissipadores de dimensões da base diferentes, apresentando as mesmas curvas de desempenho para ambas posições em que foram ensaiados. Foi percebida uma alternância entre os primeiros colocados na classificação, porém essa alternância não gera diferenças significativas, no caso da posição vertical a diferença entre os desempenhos dos dissipadores representou menos de 1%. Fato observado na classificação dos dissipadores seguindo o mesmo critério foi de que quanto maior a altura da aleta maior sua capacidade de dissipar calor, porém é confirmado pela literatura que existe um valor ótimo de altura, sendo este valor dependente de outros fatores que devem ser analisados em conjunto.

Com a utilização do programa computacional Minitab foram feitas algumas análises estatísticas, utilizando ferramentas de regressão e DOE (Design of Experiments), incluindo o desenvolvimento de uma nova correlação para o número de Nusselt. Nesta nova correlação foram utilizados parâmetros geométricos, tais como, comprimento L , altura da aleta H e espaçamento S . Foi verificado graficamente que a curva traçada envolvendo dados experimentais e os resultados da nova correlação tem uma boa concordância com relação ao número de Nusselt e com os dados obtidos foi possível encontrar uma média de diferenças para dissipadores menores em torno de 12% e de 18,5% para os dissipadores maiores. Vale lembrar que as equações foram feitas para utilização em uma faixa específica do número de Rayleigh, que neste trabalho ficou entre o intervalo $1,4 \times 10^5 < Ra < 5,5 \times 10^6$. Além disso, uma análise estatística de dados foi feita e com a mesma foi possível verificar como os parâmetros geométricos e adimensionais exercem influência no número de Nusselt. Vale lembrar que neste trabalho foram feitas análises com base em experimentos que já haviam sido realizados de forma aleatória, sem um padrão determinado para que uma análise estatística pudesse ser feita. As ferramentas utilizadas como o Minitab produzem excelentes análises, desde que seja feito um planejamento de experimentos para que os dados sejam colhidos já com uma tratativa definida de análise. Assim, não foi feita uma análise mais criteriosa do ponto de vista estatístico pois não foi feita uma programação adequada dos experimentos.

Uma outra contribuição realizada neste trabalho foi realizar uma análise de incertezas envolvidas na obtenção do parâmetro adimensional Nusselt. Dessa forma foram realizadas duas análises distintas, sendo a primeira envolvendo o cálculo de incerteza para o número de Nusselt obtido experimentalmente e uma segunda maneira foi desenvolvida para o cálculo da incerteza com o número de Nusselt obtido através das correlações teóricas utilizadas ao longo deste

trabalho. Os cálculos mostraram uma incerteza máxima em termos percentuais em torno de 3,5% para o caso do dissipador na vertical, o que já era esperado pois nessa disposição os valores de Nusselt ultrapassam a faixa de utilização para a correlação empírica utilizada. Porém esse percentual ainda se encontra dentro do limite aceitável pela literatura de 5%.

Como sugestões para trabalhos futuros, os seguintes tópicos são propostos:

- Testes com os dissipadores em experimentos envolvendo convecção forçada, com a utilização de um túnel de vento;
- Realização de uma análise computacional, utilizando a metodologia numérica para obtenção e comparação de resultados;
- Como forma de melhorar a análise estatística desenvolvida nesse trabalho, pode ser feito um planejamento dos experimentos com as ferramentas de DOE do Minitab, a fim de obter-se uma melhor análise dos dados obtidos.
- Como forma de avaliar a qualidade da solda dos termopares, pode-se planejar a realização dos experimentos utilizando o novo dispositivo de solda capacitiva, verificando se haverá alguma mudança significativa nos resultados obtidos.

APÊNDICE A - Transferência de calor em superfícies estendidas

Neste Apêndice são apresentados os dois modelos utilizados para o cálculo da transferência de calor em aletas. O primeiro modelo apresentado no item A-1, a Equação (3.8) é resolvida analiticamente. Para o outro modelo a Equação (3.8) é resolvida numericamente usando o método de Runge-Kutta Fehlberg de Quarta e Quinta ordem. Duas condições distintas são usadas para as condições de contorno: a primeira considera a aleta com temperaturas conhecidas na base e na ponta e em seguida uma outra considerando temperatura prescrita na base e o efeito de convecção na ponta da aleta. Foi utilizado o programa de modelagem matemática Maple na demonstração das equações e resultados obtidos. Valores utilizados no programa, como T_b e T_p e T_∞ , foram retirados de ensaios realizados com o dissipador G8. A seguir é apresentada primeiramente a solução analítica para o caso de temperaturas prescritas na base e na ponta da aleta, seguida da solução para a condição de convecção na ponta da aleta, obtendo-se os valores de temperatura ao longo da aleta e também será mostrado um valor de temperatura para um ponto aleatório $x = 9$ mm. Em seguida é apresentada a metodologia numérica para o caso de temperaturas prescritas na base e na ponta da aleta.

A-1: Solução analítica para temperatura prescrita na base e na ponta da aleta

> restart;

>Eq1 := diff(theta(x), x, x) - (m·h)²·theta(x) = 0;

$$\frac{d^2}{dx^2} \theta(x) - m^2 h^2 \theta(x) = 0$$

>Eq2 := dsolve(Eq1, theta(x));

$$\theta(x) = _C1 e^{-m h x} + _C2 e^{m h x}$$

>bc1 := thetab - evalf(subs(x=0, rhs(Eq2)));

$$thetab - 1. _C1 - 1. _C2$$

>bc2 := thetaL - evalf(subs(x=L, rhs(Eq2)));

$$thetaL - _C1 e^{-1. m h L} - _C2 e^{m h L}$$

>const := solve({bc1=0, bc2=0}, {_C1, _C2});

$$\left\{ _C1 = -\frac{1. (thetab e^{m h L} - 1. thetaL)}{e^{-1. m h L} - 1. e^{m h L}}, _C2 = \frac{thetab e^{-1. m h L} - 1. thetaL}{e^{-1. m h L} - 1. e^{m h L}} \right\}$$

>assign(const) :

>sol1 := simplify(Eq2);

$$\theta(x) = \frac{e^{-1. m h (L-x)} \text{thetab} - e^{m h (L-x)} \text{thetab} + e^{-m h x} \text{thetaL} - e^{m h x} \text{thetaL}}{e^{-1. m h L} - e^{m h L}}$$

>Tb := 60.7230

60.7230

>Tinf := 24.5776

24.5776

>Ttop := 59.3821

59.3821

>hc := 3.359

3.359

>L := 14·10⁻³

$\frac{7}{500}$

>k := 209

209

>epsilon := 0.23

0.23

>sigma := 5.67·10⁻⁸

5.670000000 10⁻⁸

>Asr := 0.0004

0.0004

>p := 0.208

0.208

>m := sqrt($\frac{p}{k \cdot \text{Asr}}$)

1.577351666

>Tmedio := $\frac{(Tb + Ttop)}{2} + 273.15$

333.2025500

>hr := $\frac{\text{epsilon} \cdot \text{sigma} \cdot ((Tmedio)^4 - (Tinf + 273.15)^4)}{(Tmedio) - (Tinf + 273.15)}$

1.642841105

>h := sqrt((hc) + (hr))

2.236479623

>thetab := Tb - Tinf

36.1454

>thetaL := Ttop - Tinf

34.8045

>theta[0.009] := evalf(subs(x = 0.009, rhs(sol1)))

35.2734801

>T[0.009] = theta[0.009] + Tinf

$$T_{0.009} = 59.8510801$$

A-2: Solução analítica para temperatura prescrita na base e convecção na ponta da aleta

> restart;

>Eq1 := diff(theta(x), x, x) - (m·h)²·theta(x) = 0;

$$\frac{d^2}{dx^2} \theta(x) - m^2 h^2 \theta(x) = 0$$

>Eq2 := dsolve(Eq1, theta(x));

$$\theta(x) = _C1 e^{mhx} + _C2 e^{-mhx}$$

>Eq3 := diff(Eq2, x);

$$\frac{d}{dx} \theta(x) = _C1 m h e^{mhx} - _C2 m h e^{-mhx}$$

>bc1 := thetab - evalf(subs(x=0, rhs(Eq2)));

$$thetab - 1._C1 - 1._C2$$

>bc2 := simplify(subs(x=L, rhs(Eq3)));

$$m h (e^{mhL} _C1 - e^{-mhL} _C2)$$

>bc3 := simplify(subs(x=L, rhs(Eq2)));

$$e^{mhL} _C1 + e^{-mhL} _C2$$

>const := solve({bc1=0, bc2 = $\frac{h^2 \cdot bc3}{k}$ }, {_C1, _C2});

$$\left\{ \begin{aligned} _C1 &= -\frac{1. thetab e^{-1. mhL} (km + h)}{-1. e^{mhL} km - 1. e^{-1. mhL} km + e^{mhL} h - 1. e^{-1. mhL} h}, _C2 \\ &= \frac{e^{mhL} (-1. mk + h) thetab}{-1. e^{mhL} km - 1. e^{-1. mhL} km + e^{mhL} h - 1. e^{-1. mhL} h} \end{aligned} \right\}$$

>assign(const) :

>sol1 := simplify(Eq2);

$$\theta(x) = \frac{(-e^{-1. mh(L-x)} km - e^{mh(L-x)} mk - e^{-1. mh(L-x)} h + e^{mh(L-x)} h) thetab}{-e^{mhL} km - e^{-1. mhL} km + e^{mhL} h - e^{-1. mhL} h}$$

>Tb := 60.7230

$$60.7230$$

>Tinf := 24.5776

$$24.5776$$

>Ttop := 59.3821

$$59.3821$$

>hc := 3.359

$$3.359$$

>L := 14·10⁻³

$$\frac{7}{500}$$

```

>k := 209
209
>epsilon := 0.23
0.23
>sigma := 5.67·10-8
5.670000000 10-8
>Asr := 0.0004
0.0004
>p := 0.208
0.208
>m := sqrt( $\frac{p}{k \cdot Asr}$ )
1.577351666
>Tmedio :=  $\frac{(Tb + Ttop)}{2} + 273.15$ 
333.2025500
>hr :=  $\frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot ((Tmedio)^4 - (Tinf + 273.15)^4)}{(Tmedio) - (Tinf + 273.15)}$ 
1.642841105
>h := sqrt((hc) + (hr))
2.236479623
>thetab := Tb - Tinf
36.1454
>theta[0.009] := evalf(subs(x = 0.009, rhs(sol1)))
36.11474864
>T[0.009] = theta[0.009] + Tinf
T0.009 = 60.69234864
>thetatopo := evalf(subs(x = L, rhs(sol1)))
36.11345230
>Ttopo = thetatopo + Tinf
Ttopo = 60.69105230

```

A-3: Programa Numérico para determinar a temperatura no ponto **x=9mm**

```

> restart;
> Tb := 60.723
Tb := 60.723
> T[infinity] := 24.578
T∞ := 24.578
> Tp := 59.382

```

```

                                Tp := 59.382
> h := 3.359                                h := 3.359
> k := 209                                    k := 209
> epsilon := 0.23                            ε := 0.23
> L := 14·10-3                               L :=  $\frac{7}{500}$ 
> t := 4·10-3                                 t :=  $\frac{1}{250}$ 
> W := 100·10-3                               W :=  $\frac{1}{10}$ 
> sigma := 5.67·10-8                          σ := 5.670000000 10-8
> Asr := t·W                                  Asr :=  $\frac{1}{2500}$ 
> p := (2·t + 2·W)                            p :=  $\frac{26}{125}$ 
> theta[infinity] :=  $\frac{T[infinity]}{Tb}$ 
                                θ∞ := 0.4047560233
> Nc :=  $\frac{h·p·L^2}{k·Asr}$ 
                                Nc := 0.001638034832
> Nr :=  $\frac{\epsilon·\sigma·p·Tb^3}{k·Asr}$ 
                                Nr := 0.007264866052
> Eq1 := diff(theta(X), X, X) - Nc·(theta(X) - theta[infinity]) - Nr·(theta(X)4
    - (theta[infinity])4) = 0;
                                Eq1 :=  $\frac{d^2}{dX^2} \theta(X) - 0.001638034832 \theta(X) + 0.0008579893253 - 0.007264866052 \theta(X)^4$ 
                                = 0
> Eq2 := dsolve({Eq1, theta(0) = 1, theta(1) = 0.9779177577}, theta(X), numeric);
                                Eq2 := proc(x_bvp) ... end proc

```

```

> for j from 0 by 0.1 to 1 do print (j, Eq2(j));od;
    print (0, [ X = 0.,  $\theta(X) = 1.000000000000000$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0259838668738973$  ])
    print (0.1, [ X = 0.1,  $\theta(X) = 0.997441706217072$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0251833132896070$  ])
    print (0.2, [ X = 0.2,  $\theta(X) = 0.994963081522429$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0243904349792026$  ])
    print (0.3, [ X = 0.3,  $\theta(X) = 0.992563373180764$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0236049379833649$  ])
    print (0.4, [ X = 0.4,  $\theta(X) = 0.990241857445534$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0228265358083621$  ])
    print (0.5, [ X = 0.5,  $\theta(X) = 0.987997838852735$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0220549490766693$  ])
    print (0.6, [ X = 0.6,  $\theta(X) = 0.985830649548071$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0212899051919479$  ])
    print (0.7, [ X = 0.7,  $\theta(X) = 0.983739648605748$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0205311380102607$  ])
    print (0.8, [ X = 0.8,  $\theta(X) = 0.981724221399805$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0197783875274425$  ])
    print (0.9, [ X = 0.9,  $\theta(X) = 0.979783779016304$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0190313995807495$  ])
    print (1.0, [ X = 1.0,  $\theta(X) = 0.977917757700000$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0182899255630157$  ])
> print(0.642857, Eq2(0.642857)); #Encontrando temperatura no ponto x=9mm.
    0.642857, [ X = 0.642857,  $\theta(X) = 0.984925216528065$ ,  $\frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0209639670633693$  ]
> 0.984925213840453-60.7230;
    59.80761376

```

Na Tabela A.1 são apresentados os valores de temperatura em $x = 9$ mm medidos e os valores de temperatura calculados pelos dois métodos descritos anteriormente. Os resultados encontrados se mostram em acordo com as medidas feitas experimentalmente. Uma provável fonte de erros pode ser considerada como a imprecisão em se medir a posição correta do termopar fixado na parede da aleta e também o fato da possibilidade de ocorrência de troca de calor nas superfícies laterais das aletas (bidimensionalidade).

Tabela A.1 - Valores de temperatura medidos e calculados em $x = 9$ mm.

Método	Valor de Temperatura em $x = 9$ mm [°C]
Medido	59,457
Analítico	59,851
Numérico	59,807

APÊNDICE B - Desempenho da Aleta

Neste Apêndice é apresentada uma tabela com a classificação de todos os dissipadores ensaiados conforme foi mostrado na Seção 5.3.3. A classificação foi feita baseando-se na relação entre temperatura atingida pelo dissipador pela potência entregue ao aquecedor resistivo. Na Tabela B.2 mostra-se a classificação que foi encontrada para todos os 16 dissipadores estudados em ambas as posições em que foram ensaiados.

Tabela B.2 - Classificação dos dissipadores maiores e menores.

Classificação	Horizontal				Vertical			
	Maior	°C/W	Menor	°C/W	Maior	°C/W	Menor	°C/W
1°	G3	2,63	P3	7,11	G6	2,56	P6	6,61
2°	G6	2,99	P6	7,64	G3	2,57	P3	6,64
3°	G8	3,03	P2	7,98	G8	2,66	P2	7,89
4°	G7	3,20	P8	8,79	G7	2,98	P8	8,35
5°	G2	3,42	P5	9,79	G2	3,28	P5	9,58
6°	G5	3,75	P7	11,18	G5	3,36	P4	10,65
7°	G1	4,47	P4	11,59	G1	4,00	P1	10,75
8°	G4	4,76	P1	12,74	G4	4,69	P7	10,80

Nota-se que existe uma boa semelhança no comportamento entre os dissipadores de maiores e menores áreas da base quando são comparados os desempenhos com relação ao posicionamento (horizontal e vertical). Entretanto na comparação entre dissipadores maiores e menores em uma mesma orientação não foi observada uma similaridade no comportamento dos dissipadores, somente nos dois primeiros colocados para cada posição.

Muitas características podem ser citadas como causa da não concordância entre o comportamento dos dissipadores, tais como, erros durante a montagem da bancada, controle da temperatura ambiente no laboratório, fixação dos termopares e até mesmo presença de convecção forçada durante algum período do experimento.

APÊNDICE C – Comparações do Número de Nusselt

Neste Apêndice são mostradas comparações dos números de Nusselt obtidos experimentalmente (Nusselt experimental) com as correlações de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006) utilizadas neste trabalho. Comparações com relação ao posicionamento do dissipadores também são apresentadas. Na Figura C.1 mostra-se estes resultados para os dissipadores maiores G1, G2, G3.

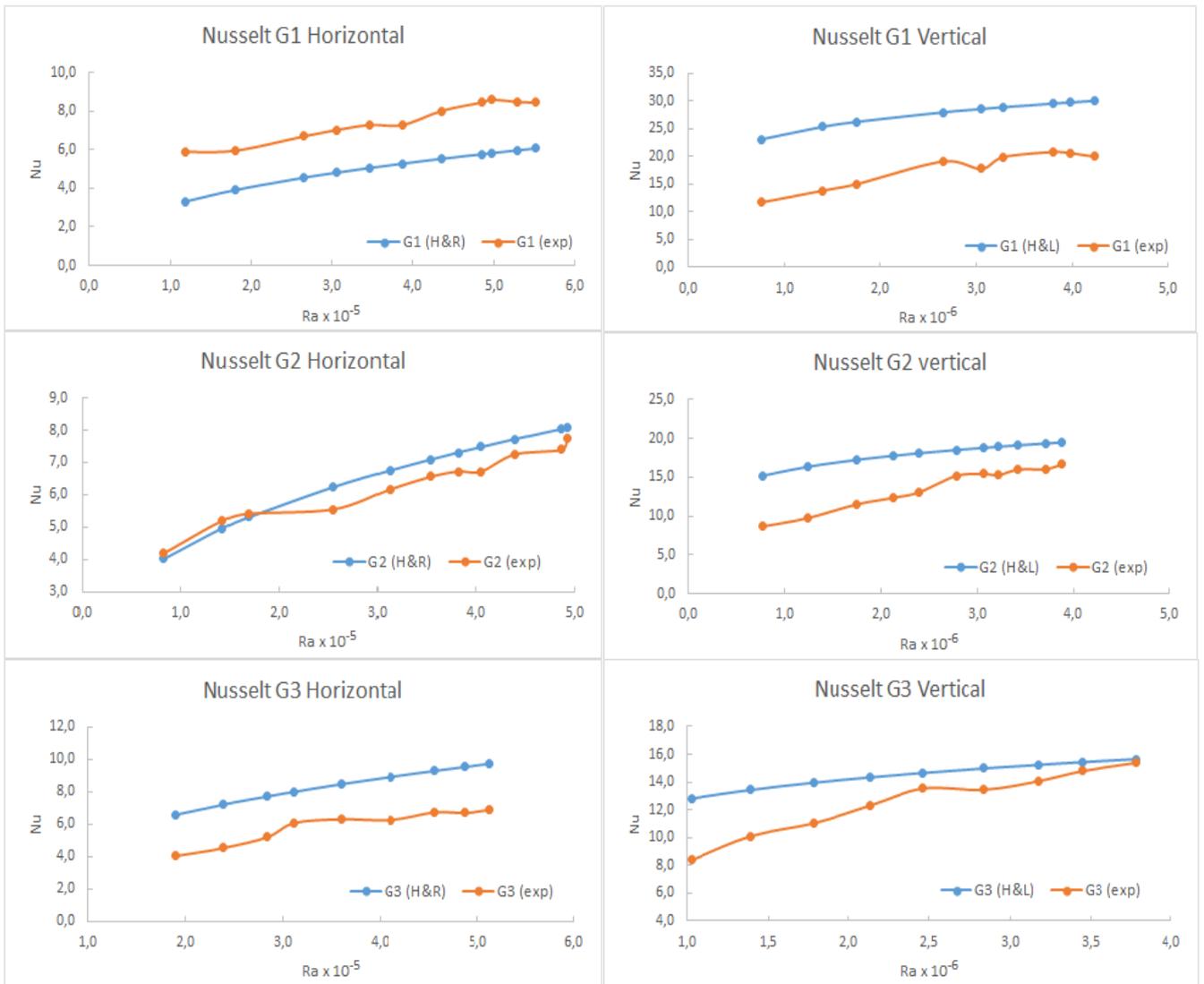


Figura C.1 – Número de Nusselt para os dissipadores G1, G2 e G3.

Da mesma maneira na Figura C.2 mostra-se o comportamento da relação entre os mesmos parâmetros para os dissipadores G4, G6, G7 e G8.

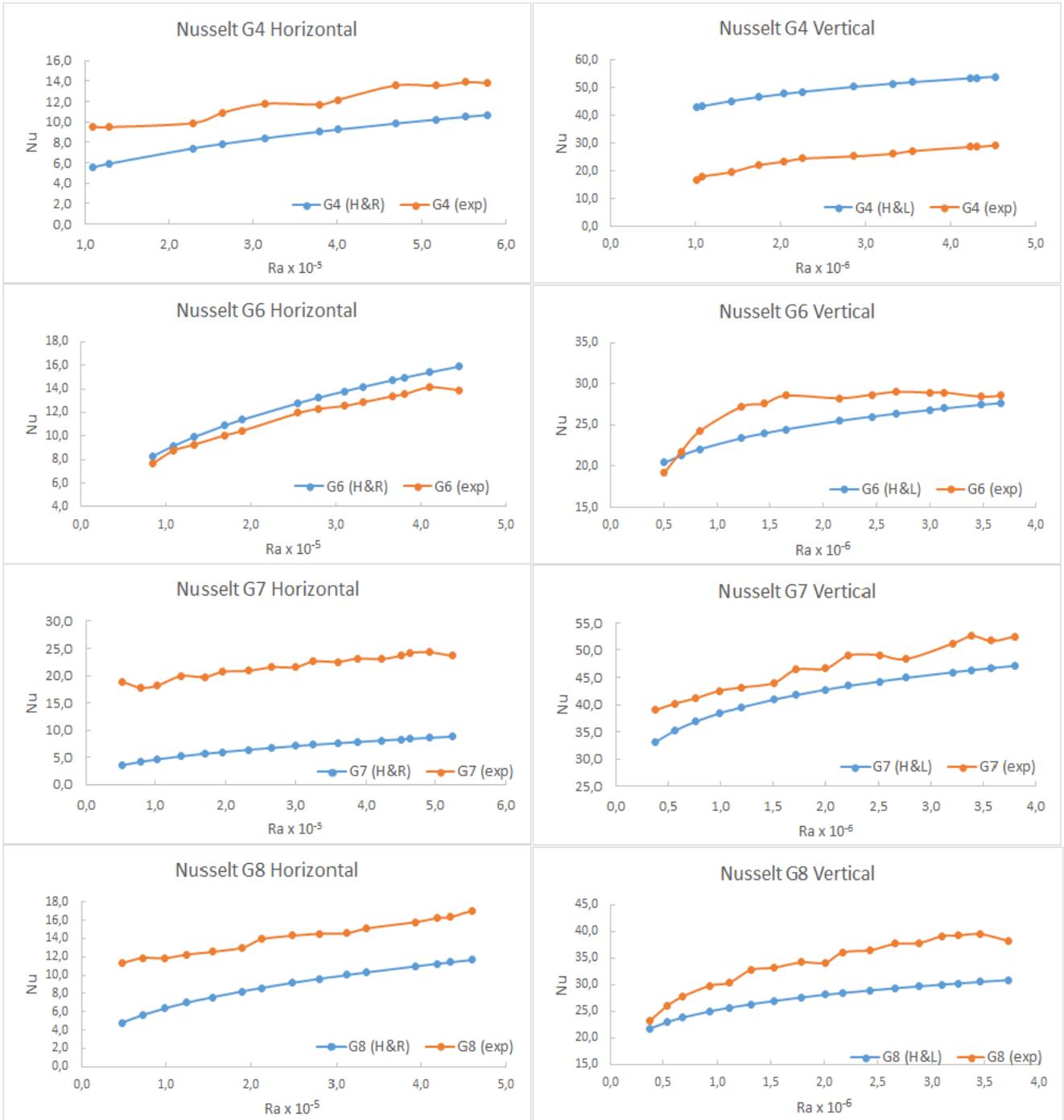


Figura C.2 – Número de Nusselt para os dissipadores G4, G6, G7 e G8.

Nota-se uma grande concordância para alguns dissipadores, como é o caso dos dissipadores G1, G2, G4 e G6 na posição horizontal que apresentam boa concordância entre valores

experimentais e valores calculados pelas correlações empíricas. Outras comparações não apresentam resultados tão satisfatórios, como se pode observar os dissipadores G7 na horizontal, G1 e G4 na vertical. Na Figura C.3 mostra-se os mesmos gráficos para os dissipadores menores P1, P2 e P4.

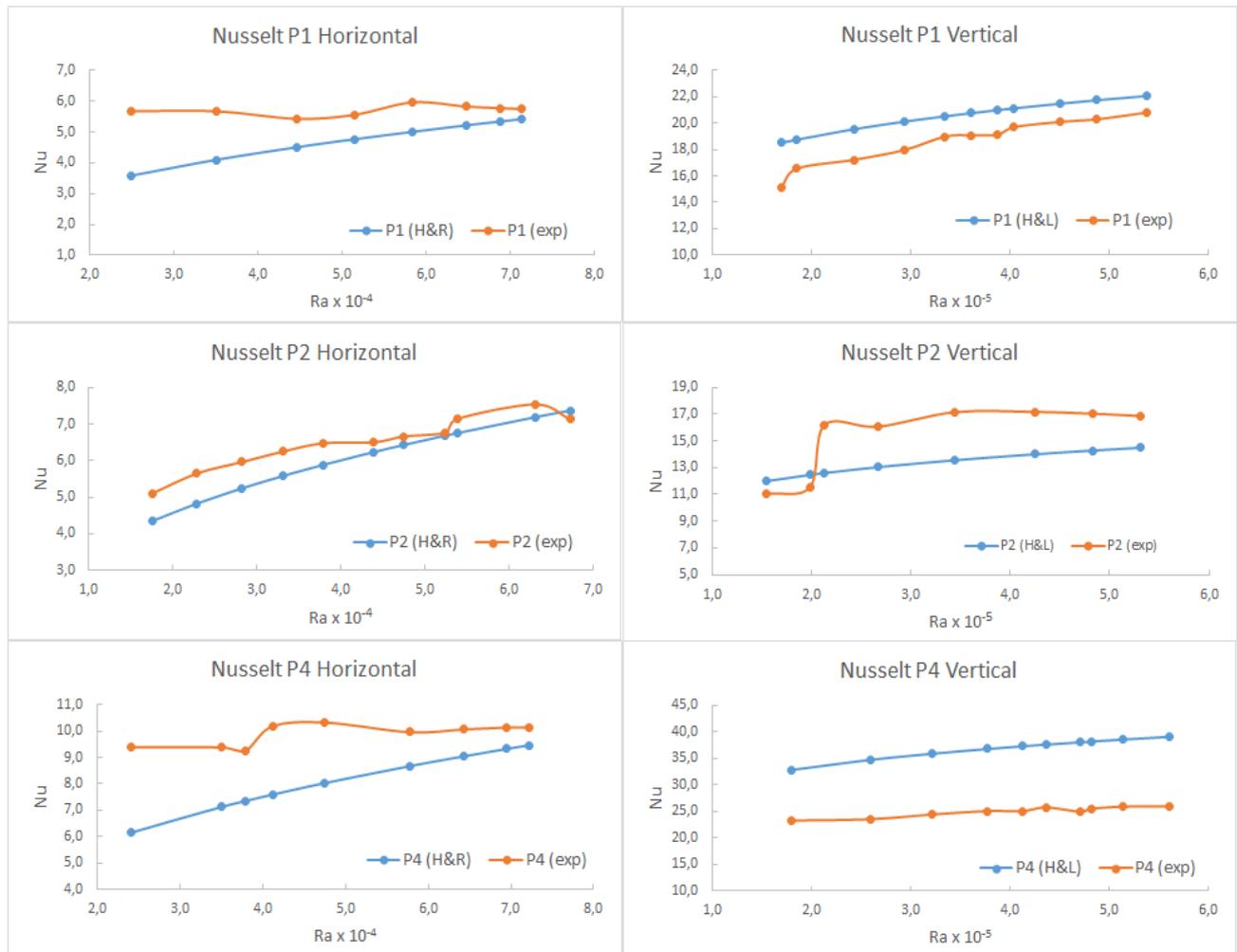


Figura C.3 – Número de Nusselt para os dissipadores P1, P2 e P4.

Da mesma maneira na Figura C.4 mostra-se os resultados obtidos para os dissipadores P6, P7 e P8.

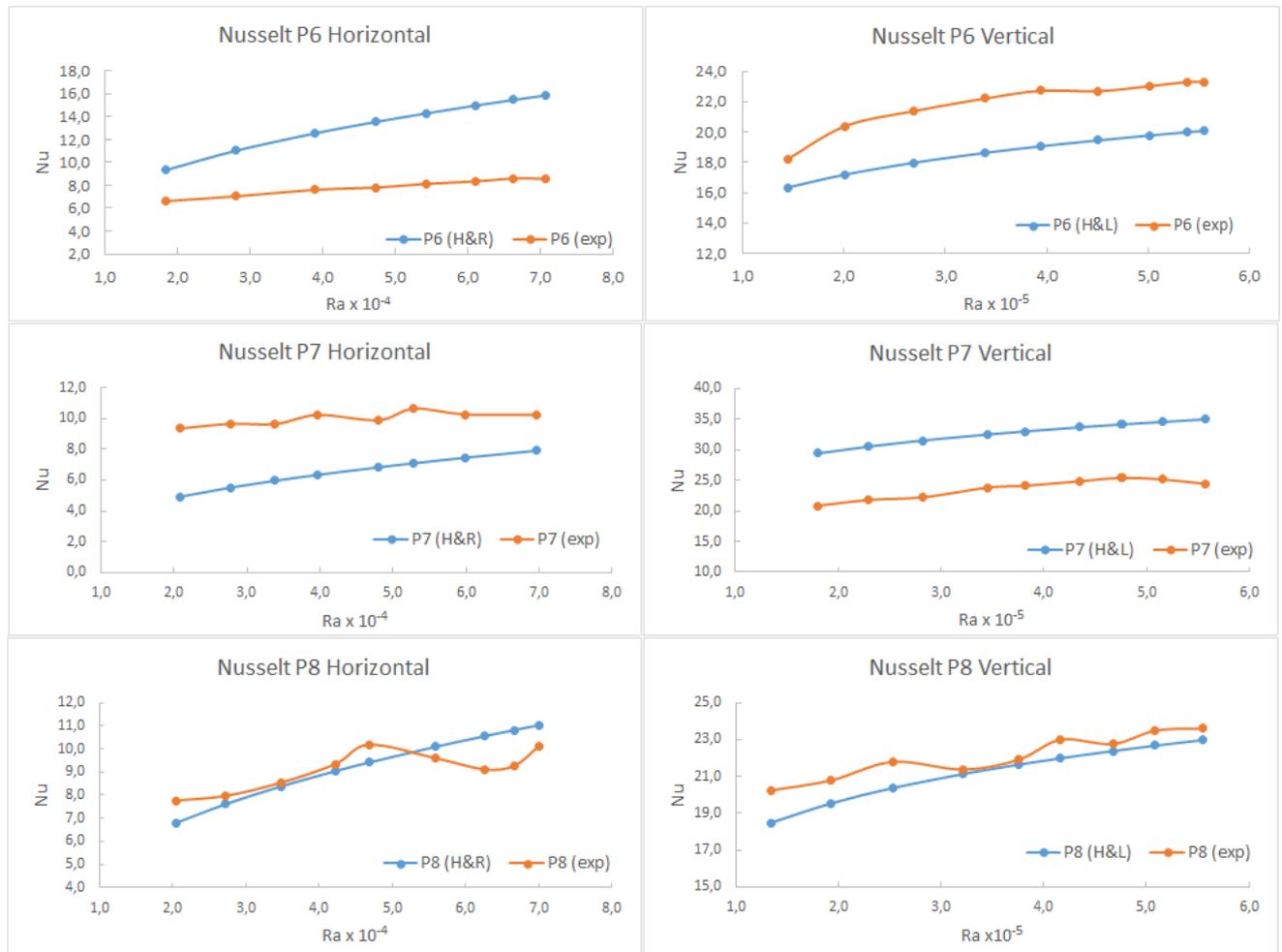


Figura C.4 – Número de Nusselt para dissipadores P6, P7 e P8.

As diferenças no comportamento das curvas de comparação nos dissipadores podem ter relação com a amplitude de valores para o Número de Rayleigh, que no caso deste trabalho ultrapassa os valores sugeridos pelos autores Harahap e Lesmana (2006). Com isso os valores podem sofrer alterações, fugindo assim do nível de confiança de aplicação das correlações. Diferenças nas medidas geométricas dos dissipadores também podem afetar os resultados obtidos.

$$> Act := 0.05;$$

$$Act := 0.05$$

$$> Ts := 313.37;$$

$$Ts := 313.37$$

$$> Tinf := 297.3;$$

$$Tinf := 297.3$$

$$> L := 0.1;$$

$$L := 0.1$$

$$> N := \frac{\left(\frac{(V - Rfio \cdot A)^2}{Raq} \right) - \left(\frac{kisol \cdot Aisol \cdot (T3 - T2)}{Z} \right) - (\epsilon \cdot \sigma \cdot Act \cdot (Ts^4 - Tinf^4))}{Act \cdot (Ts - Tinf)} \cdot \frac{L}{kar};$$

$$N := 10.81501454$$

>

$$> dNV := \frac{2(-ARfio + V)L}{Raq Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNV := 4.984892584$$

$$> dNRfio := -\frac{2(-ARfio + V)AL}{Raq Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNRfio := -2.641993070$$

$$> dNRaq := -\frac{(-ARfio + V)^2 L}{Raq^2 Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNRaq := -1.332750211$$

$$> dNA := -\frac{2(-ARfio + V)RfioL}{Raq Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNA := -0.9969785168$$

$$> dNkisol := -\frac{Aisol(T3 - T2)L}{Z Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNkisol := -25.31630318$$

$$> dNT2 := \frac{kisol Aisol L}{Z Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNT2 := 0.4408311498$$

$$> dNT3 := -\frac{kisol Aisol L}{Z Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNT3 := -0.4408311498$$

$$> dNZ := \frac{kisol Aisol (T3 - T2) L}{Z^2 Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNZ := 196.3591382$$

$$> dNTs := -\frac{4\epsilon\sigma Ts^3 L}{(Ts - Tinf) kar} - \frac{\left(\frac{(-ARfio + V)^2}{Raq} - \frac{kisol Aisol (T3 - T2)}{Z} - \epsilon\sigma Act (-Tinf^4 + Ts^4) \right) L}{Act (Ts - Tinf)^2 kar};$$

$$dNTs := -1.047118432$$

- >
$$dNTinf := \frac{4 \epsilon \sigma Tinf^3 L}{(Ts - Tinf) kar} + \frac{\left(\frac{(-A Rfio + V)^2}{Raq} - \frac{kisol Aisol (T3 - T2)}{Z} - \epsilon \sigma Act (-Tinf^4 + Ts^4) \right) L}{Act (Ts - Tinf)^2 kar};$$

$$dNTinf := 0.9924628786$$
- >
$$dN\epsilon := -\frac{\sigma (-Tinf^4 + Ts^4) L}{(Ts - Tinf) kar};$$

$$dN\epsilon := -24.19703773$$
- >
$$dN\sigma := -\frac{\epsilon (-Tinf^4 + Ts^4) L}{(Ts - Tinf) kar};$$

$$dN\sigma := -9.815376854 \cdot 10^7$$
- >
$$dNAct := -\frac{\epsilon \sigma (-Tinf^4 + Ts^4) L}{Act (Ts - Tinf) kar} - \frac{\left(\frac{(-A Rfio + V)^2}{Raq} - \frac{kisol Aisol (T3 - T2)}{Z} - \epsilon \sigma Act (-Tinf^4 + Ts^4) \right) L}{Act^2 (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNAct := -327.6066643$$
- >
$$dNL := \frac{\frac{(-A Rfio + V)^2}{Raq} - \frac{kisol Aisol (T3 - T2)}{Z} - \epsilon \sigma Act (-Tinf^4 + Ts^4)}{Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNL := 108.1501454$$
- >
$$dNkar := -\frac{\left(\frac{(-A Rfio + V)^2}{Raq} - \frac{kisol Aisol (T3 - T2)}{Z} - \epsilon \sigma Act (-Tinf^4 + Ts^4) \right) L}{Act (Ts - Tinf) kar^2};$$

$$dNkar := -405.0567243$$
- >
$$dNAisol := -\frac{kisol (T3 - T2) L}{Z Act (Ts - Tinf) kar};$$

$$dNAisol := -290.6763751$$
- >
$$deltaV := 0.01;$$

$$deltaV := 0.01$$
- >
$$deltaRfio := 0.01;$$

$$deltaRfio := 0.01$$
- >
$$deltaRaq := 0.01;$$

$$deltaRaq := 0.01$$
- >
$$deltaA := 0.01;$$

$$deltaA := 0.01$$
- >
$$deltakisol := 0;$$

$$deltakisol := 0$$
- >
$$deltaT2 := 0.1;$$

$$deltaT2 := 0.1$$

```

> deltaT3 := 0.1;
                                deltaT3 := 0.1

> deltaZ :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
                                deltaZ := 0.000050000000000

> deltaTs := 0.1;
                                deltaTs := 0.1

> deltaTinf := 0.1;
                                deltaTinf := 0.1

> delta_ε := 0;
                                delta_ε := 0

> delta_σ := 0;
                                delta_σ := 0

> delta_Act := 0.000075366;
                                delta_Act := 0.000075366

> deltaL :=  $\frac{0.5}{1000}$ ;
                                deltaL := 0.000500000000000

> deltakar := 0;
                                deltakar := 0

> deltaAisol :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
                                deltaAisol := 0.000050000000000

> Inu := ((dNV·deltaV)2 + (dNRfio·deltaRfio)2 + (dNRaq·deltaRaq)2 + (dNA·deltaA)2
          + (dNkisol·deltakisol)2 + (dNAisol·deltaAisol)2 + (dNZ·deltaZ)2 + (dNε·delta_ε)2
          + (dNσ·delta_σ)2 + (dNAct·delta_Act)2 + (dNTs·deltaTs)2 + (dNTinf·deltaTinf)2
          + (dNkar·deltakar)2 + (dNL·deltaL)2 + (dNT3·deltaT3)2 + (dNT2·deltaT2)2)0.5
                                Inu := 0.1788919746

```

D-2: Programa desenvolvido para cálculo da incerteza através da correlação de Harahap e Lesmana (2006) para o dissipador G6 na posição vertical.

```

> restart;

> R := 5.051·105
                                R := 5.05100000 105

> H := 0.02;
                                H := 0.02

> n := 7;
                                n := 7

```

```

> S := 0.01435;
S := 0.01435

>
> L := 0.1;
L := 0.1

> W := 0.10010;
W := 0.10010

> Tfilme := 298.23;
Tfilme := 298.23

> beta :=  $\frac{1}{T_{\text{filme}}}$ ;
β := 0.003353116722

> v := 1.5735 · 10-5;
v := 0.00001573500000

> Ts := 300.91;
Ts := 300.91

> Tinf := 295.54;
Tinf := 295.54

> dS :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
dS := 0.00005000000000

> dL :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
dL := 0.00005000000000

> dW :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
dW := 0.00005000000000

> dH :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
dH := 0.00005000000000

> dn := 0;
dn := 0

> dl :=  $\frac{0.05}{1000}$ ;
dl := 0.00005000000000

> dg := 0.005;
dg := 0.005

> g := 9.81;
g := 9.81

> dTs := 0.001;
dTs := 0.001

> dTinf := 0.001;
dTinf := 0.001

```

$$> dT_{filme} := 0.001;$$

$$dT_{filme} := 0.001$$

$$> \alpha := \frac{4.185189000 \cdot 10^{-9} T_{filme}^{2.5}}{(T_{filme} + 110.4) (0.68 + 4.690000000 \cdot 10^{-7} (T_{filme} - 540)^2)};$$

$$\alpha := 0.00002223767070$$

$$> dNR := \frac{0.512550 \left(\frac{L}{W}\right)^{0.121} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.605}}{R^{0.847}};$$

$$dNR := 0.000006190066801$$

$$> dNL := \frac{0.405350 R^{0.153} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.605}}{\left(\frac{L}{W}\right)^{0.879} W};$$

$$dNL := 24.72672759$$

$$> dNW := -\frac{0.405350 R^{0.153} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.605} L}{\left(\frac{L}{W}\right)^{0.879} W^2};$$

$$dNW := -24.70202556$$

$$> dNS := \frac{2.026750 R^{0.153} \left(\frac{L}{W}\right)^{0.121}}{\left(\frac{S}{H}\right)^{0.395} H};$$

$$dNS := 861.5584524$$

$$> dNH := -\frac{2.026750 R^{0.153} \left(\frac{L}{W}\right)^{0.121} S}{\left(\frac{S}{H}\right)^{0.395} H^2};$$

$$dNH := -618.1681896$$

>

$$> dRg := \frac{\beta (T_s - T_{inf}) L^3}{\nu \alpha};$$

$$dRg := 51459.66034$$

$$> dRBeta := \beta \frac{g (T_s - T_{inf}) L^3}{\nu \alpha};$$

$$dRBeta := 5.048192678 \cdot 10^5$$

$$> dRT_s := \frac{g \beta L^3}{\nu \alpha};$$

$$dRT_s := 94007.31242$$

$$> dRT_{inf} := -\frac{g \beta L^3}{\nu \alpha};$$

$$dRTinf := -94007.31242$$

$$> dRL := \frac{3 g \beta (T_s - T_{inf}) L^2}{\nu \alpha};$$

$$dRL := 1.514457803 \cdot 10^7$$

$$> dRv := -\frac{g \beta (T_s - T_{inf}) L^3}{\nu^2 \alpha};$$

$$dRv := -3.208257183 \cdot 10^{10}$$

$$> dRalfa := -\frac{g \beta (T_s - T_{inf}) L^3}{\nu \alpha^2};$$

$$dRalfa := -2.270108567 \cdot 10^{10}$$

>

$$> dalfa := \frac{1.046297250 \cdot 10^{-8} T_{filme}^{1.5}}{(T_{filme} + 110.4) (0.68 + 4.690000000 \cdot 10^{-7} (T_{filme} - 540)^2)} - \frac{4.185189000 \cdot 10^{-9} T_{filme}^{2.5}}{(T_{filme} + 110.4)^2 (0.68 + 4.690000000 \cdot 10^{-7} (T_{filme} - 540)^2)} - \frac{4.185189000 \cdot 10^{-9} T_{filme}^{2.5} (9.380000000 \cdot 10^{-7} T_{filme} - 0.000506520000)}{(T_{filme} + 110.4) (0.68 + 4.690000000 \cdot 10^{-7} (T_{filme} - 540)^2)^2};$$

$$dalfa := 1.391225697 \cdot 10^{-7}$$

$$> dv := \frac{0.001046297250 T_{filme}^{1.5}}{100000 T_{filme} + 1.104000000 \cdot 10^7} - \frac{41.85189000 T_{filme}^{2.5}}{(100000 T_{filme} + 1.104000000 \cdot 10^7)^2};$$

$$dv := 9.337423499 \cdot 10^{-8}$$

$$> dbeta := -\frac{1}{T_{filme}^2};$$

$$dbeta := -0.00001124339175$$

$$> deltabeta := ((dbeta \cdot dT_{filme})^2)^{0.5};$$

$$deltabeta := 1.124339175 \cdot 10^{-8}$$

$$> deltav := ((dv \cdot dT_{filme})^2)^{0.5}$$

$$deltav := 9.337423499 \cdot 10^{-11}$$

$$> deltaRayleigh := ((dRg \cdot dg)^2 + (dRBeta \cdot deltabeta)^2 + (dRTs \cdot dTs)^2 + (dRTinf \cdot dTinf)^2 + (dRL \cdot dL)^2 + (dRv \cdot dv)^2 + (dRalfa \cdot dalfa)^2)^{0.5};$$

$$deltaRayleigh := 4427.848578$$

$$> deltaNusselt := ((dNRe \cdot deltaRayleigh)^2 + (dNL \cdot dl)^2 + (dNW \cdot dW)^2 + (dNS \cdot dS)^2 + (dNH \cdot dH)^2)^{0.5};$$

$$deltaNusselt := 0.05971035800$$

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AIHARA, T.; MARUYAMA, S.; KOBAYAKAWA, S. Free Convective/Radiative Heat Transfer from Pin Fin Arrays with a Vertical Base Plate (General Representation of Heat Transfer Performance). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 33, n. 6, p. 1223–1232, 1990.
- AZARKISH, H.; SARVARI, S. M. H.; BEHZADMEHR, A. Optimum design of a longitudinal fin array with convection and radiation heat transfer using a genetic algorithm. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, n. 11, p. 2222–2229, 2010.
- BASKAYA, S.; SIVRIOGLU, M.; OZEK, M. Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. **International journal of thermal sciences**, v. 0729, p. 797–805, 2000.
- BEASLEY, D. E.; FIGLIOLA, R. S. **Teoria e Projeto para Medições Mecânicas**. 4^a ed. 2007.
- CHEN, H.-T.; LAI, S.-T.; HAUNG, L.-Y. Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 352–360, 2013.
- COMMITTEE, A. I. H. **ASM Handbook – Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials**. 1990.
- DIXON, J. C. The Shock Absorber Handbook. In: J. W. & Sons (Ed.); . 2nd ed., p.375–378, 2007.
- GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing – Materials, Processes, and Systems**. 3^o ed ed.INC, 2007.
- GUIMARÃES, P. R. B. Métodos Quantitativos Estatísticos. , p. 245, 2008.
- HARAHAP, F.; LESMANA, H. Measurements of heat dissipation from miniaturized vertical rectangular fin arrays under dominant natural convection conditions. **Heat and Mass Transfer**, v. 42, n. 11, p. 1025–1036, 2006.
- HARAHAP, F.; MCMANUS, H. N. Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays. **Journal of Heat Transfer**, v. 89, p. 32–38, 1967.
- HARAHAP, F.; RUDIANTO, E. Measurements of steady-state heat dissipation from miniaturized horizontally-based straight rectangular fin arrays. **Heat and Mass Transfer**, p. 280–288, 2005.
- HARAHAP, F.; SETIO, D. Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based , vertically-finned arrays. **Applied Energy**, v. 69, p. 29–38, 2001.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 4^o ed. Rio de Janeiro, 1998.

JANG, D.; PARK, S. J.; YOON, S. J.; LEE, K. S. The orientation effect for cylindrical heat sinks with application to LED light bulbs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 71, p. 496–502, 2014.

JOUHARA, H.; AXCELL, B. Modelling and simulation techniques for forced convection heat transfer in heat sinks with rectangular fins. **Simulation Modelling Practice and Theory**, v. 17, n. 0, p. 871–882, 2009.

KIM, D. K. Thermal optimization of plate-fin heat sinks with variable fin thickness. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 25-26, p. 5988–5995, 2012.

KIM, T. H.; KIM, D.-K.; DO, K. H. Correlation for the fin Nusselt number of natural convective heat sinks with vertically oriented plate-fins. **Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 3, p. 413–425, 2013.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo, 2003.

LEUNG, C. W.; PROBERT, S. D. Heat-exchanger performance: Effect of orientation. **Applied Energy**, v. 33, n. 4, p. 235–252, 1989.

LEUNG, C. W.; PROBERT, S. D.; SHILSTON, M. J. Heat exchanger design: Thermal performances of rectangular fins protruding from vertical or horizontal rectangular bases. **Applied Energy**, v. 20, n. 2, p. 123–140, 1985.

LI, B.; BYON, C. Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a concentric ring. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 159–164, 2015.

LIENHARD IV, J. H. LIENHARD V, J. H. **A Heat Transfer Textbook**. 3th ed ed. Cambridge: Phlogiston Press, 2006.

MEHRTASH, M.; TARI, I. A Correlation for Natural Convection Heat Transfer from Inclined Plate-Finned Heat Sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1-2, p. 1067–1075, 2013.

MICHELI, L.; REDDY, K. S.; MALLICK, T. K. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 91, p. 711–724, 2015.

NAIA, F. R.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Aletas Planas Retangulares. **VIV - Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica**, 2007.

NAIA, F. R.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Aletas Planas Retangulares. **V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2008.

RAO, V. D.; NAIDU, S. V.; RAO, B. G.; SHARMA, K. V. Heat transfer from a horizontal fin array by natural convection and radiation—A conjugate analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 19-20, p. 3379–3391, 2006.

RAO, V. R.; VENKATESHAN, S. P. Experimental study of free convection and radiation in horizontal fin arrays. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 4, p. 779–789, 1996.

SHEN, Q.; SUN, D.; XU, Y.; JIN, T.; ZHAO, X. Orientation effects on natural convection heat dissipation of rectangular fin heat sinks mounted on LEDs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 75, p. 462–469, 2014.

SILVA, V. A. Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural. **Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**, p. 100, 2015.

SILVA, V. A.; ANSELMO, B. C. S.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Experimental Analysis of the Influence of Heat Sink Geometric Parameters on Natural Convection. **International Congress of Mechanical Engineering**, 2015.

SILVA, V. A.; GOMES, L. A. C. N.; RIBEIRO, C. A. C.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Analysis of Steady-State Heat Dissipation in Short Horizontal Rectangular Fin Array. **Encit 2012 - Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**, 2012.

SILVA, V. A.; SANTOS, R. W. S.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Aletas Planas Retangulares Dispostos na Horizontal e Vertical. **VII CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2014.

STARNER, K. E.; MACMANUS, H. N. An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays. **Journal of Heat Transfer**, v. 85, p. 273–278, 1963.

TARI, I.; MEHRTASH, M. Natural convection heat transfer from inclined plate-fin heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 56, p. 574–593, 2013.

TAYLOR, B. N. **The Physical Constants**. 1988.

WALUNJ, A. A.; PALANDE, D. D. Experimental Analysis of Inclined Narrow Plate-Fins Heat Sink under Natural. , v. 2, n. 6, p. 8–13, 2014.

YAZICIOĞLU, B.; YÜNCÜ, H. A Correlation for Optimum Fin Spacing of Vertically-Based Rectangular Fin Arrays Subjected to Natural Convection Heat Transfer. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 29, p. 99–105, 2009.

YAZICIOĞLU, B.; YÜNCÜ, H. Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer. **Heat and Mass Transfer**, v. 44, n. 1, p. 11–21, 2007.

YÜNCÜ, H.; ANBAR, G. An Experimental Investigation on Performance of Rectangular Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer. **Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 507–514, 1998.