

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO ALESSANDRO PACHER

**ESTUDO NUMÉRICO - EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR CONJUGADA POR CONVECÇÃO NATURAL - RADIAÇÃO
EM UM DISSIPADOR DE CALOR ALETADO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2014

BRUNO ALESSANDRO PACHER

**ESTUDO NUMÉRICO - EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR CONJUGADA POR CONVECÇÃO NATURAL - RADIAÇÃO
EM UM DISSIPADOR DE CALOR ALETADO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa.

Orientador: *Prof.Dr.Thiago Antonini Alves*

PONTA GROSSA

2014



TERMO DE APROVAÇÃO

ESTUDO NUMÉRICO - EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA POR CONVECÇÃO NATURAL - RADIAÇÃO EM UM DISSIPADOR DE CALOR ALETADO

por

BRUNO ALESSANDRO PACHER

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 04 de agosto de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Orientador

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Membro Titular

Prof. Me. Tárík Linhares Tebchirani
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Laércio Javarez Junior
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

– O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso –

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família: *Herbert Kammerle, Odette L. Kammerle, Paulo R. Pacher, Christine C.K. Pacher e Celine C. Pacher*, pelo incentivo e amor incondicional.

AGRADECIMENTOS

À minha querida família, os quais são a razão de toda a minha existência, os quais me auxiliaram e me incentivaram além de não medirem esforços para tornarem meus sonhos realidades. Com constante apoio e paciência agradeço ao meus avôs, Herbert Kammerle e Odette L. Kammerle, aos meus pais, Paulo R. Pacher e Christine C. K. Pacher e minha querida irmã, Celine C. Pacher. *Bien sùr que à toi aussi, et le plus important, pour ta patience!*

Agradeço aos meus quatro amigos mais próximos, presentes desde longo tempo, com os quais grande parte dos momentos foram divididos, amigos estes que levo para toda a vida. Agradeço à aqueles que mesmo do outro lado do oceano estiveram comigo em momentos importantes, mostrando companheirismo em todos os momentos. *Merci beaucoup!*

Expresso meu sincero agradecimento a todos os professores que, durante esta minha caminhada pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná Campus Ponta Grossa, me acompanharam e estiveram presentes durante minha formação, transmitindo muitas vezes mais que apenas conhecimento técnico, mas também humanos.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* pela paciência, dedicação e ensinamentos transmitidos durante este período.

Aos Professores Dr. *Jhon Jairo Ramirez Behainne* e Me. *Tárik Linhares Tebchirani* por comporem minha banca avaliadora deste trabalho.

EPÍGRAFE

*O tempo é uma ilusão produzida pelos
nossos estados de consciência à medida
em que caminhamos através da duração eterna.*

(Isaac Newton 1642 - 1727)

RESUMO

Neste Trabalho de Conclusão de Curso foi realizada uma investigação experimental e uma análise numérica da transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica em uma aleta plana retangular. A investigação experimental foi realizada no Laboratório de Controle Térmico (LabCT), por meio de um aparato experimental desenvolvido especialmente para este caso e de uma câmera termográfica de alto desempenho. Para o cálculo das incertezas, foi adotada a Técnica de Amostragem Simples. A análise numérica foi executada no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC), através de simulações com o auxílio do *software ANSYS/FluentTM14.5*. As equações governantes foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle, dentro de um domínio único por meio de um procedimento acoplado pressão-velocidade utilizando o algoritmo SIMPLE. Todas as propriedades termofísicas foram consideradas constantes, obtidas da biblioteca do *software Engineering Equation SolverTM (EESTM)*. A comparação numérico-experimental dos resultados apresentou uma ótima concordância validando assim os procedimentos utilizados. Finalmente, uma proposta de otimização numérica de uma altura foi realizada considerando o menor valor para resistência térmica (ou maior condutância térmica global) quando comparado com os originais.

Palavras-chave: Convecção Natural; Radiação Térmica; Otimização de Aletas; Análise Numérica; Investigação Experimental.

ABSTRACT

In the present undergraduate thesis, both experimental investigation and numerical analysis of combined natural convection heat transfer and thermal radiation, was performed in a rectangular plate-fin. The experimental investigation of this problem was settled at the Laboratory of Thermal Control (LabCT), by means of an experimental setup developed specially for this particular case. A thermographic camera of high performance was also utilized. For the calculation of the experimental uncertainties, the simple sampling technique was adopted. The numerical analysis was done at the Computational Research Laboratory through simulations using ANSYS/Fluent™ 14.5 software. The governing equations with their respective boundary conditions were solved numerically by the Control Volume Method, within a single domain through a coupled procedure. All the thermophysical properties of the fluid and solid regions were considered constant and were obtained from the library of the Engineering Equation Solver™ software (ESS™). In order to validate the procedure, a comparison of the numerical and experimental analysis was performed with success. Finally, a numerical optimization proposal was presented providing an optimum fin height, where it was found a lower value for the thermal resistance and a higher overall thermal conductance value when compared with the original ones.

Keywords: Natural Convection; Thermal Radiation; Optimization fins; Numerical Analysis; Experimental Investigation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Níveis de empacotamento eletrônico.	2
Figura 2 – Aplicação de uma aletas em uma placa mãe.....	3
Figura 3 – Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa vertical aquecida. ...	8
Figura 4 – Exemplo de superfícies estendidas - aletas.....	12
Figura 5 – Troca de calor conjugada convecção natural-radiação térmica.	13
Figura 6 – Organograma Metodológico do Trabalho.....	17
Figura 7 – Aparato Experimental.....	18
Figura 8 – Seção de testes.....	18
Figura 9 – Fonte de alimentação Politem™ modelo POL-16E.....	19
Figura 10 – Sistema de Aquisição de dados Agilent™ modelo 34970A.	19
Figura 11 – Slot do sistema de aquisição de dados.	19
Figura 12 – Termopar Minipa™ MTK-01.....	20
Figura 13 – Interface Software AgilentBenchLink Data Logger 3.	20
Figura 14 – Câmera Termográfica FLIR™ T-440.....	21
Figura 15 – Câmera Fotográfica Canon™ 1100D.	21
Figura 16 – Ar Condicionado York™ de 18000BTU/h.....	21
Figura 17 – Base em MDP em [mm].	22
Figura 18 – Vista superior da base de fixação do dissipador de calor.	23
Figura 19 – Vista inferior da base de fixação do dissipador de calor.	23
Figura 20 – Resistência elétrica sob a base de MDP.....	24
Figura 21 – Colocação da pasta térmica.....	24
Figura 22 – Desenho técnico aleta em [mm].....	25
Figura 23 – Montagem final real.....	26
Figura 24 – Diagrama esquemático da montagem final.....	26
Figura 25 – Termopares fixados na aleta.....	27
Figura 26 – Localização termopares na seção de testes.	28
Figura 27 – Localização dos termopares em [mm].....	29
Figura 28 – Estrutura da montagem numérica em [mm].	31
Figura 29 – Domínio computacional [mm].....	32
Figura 30 – Esquema condições de contorno.	33
Figura 31 – Diagrama esquemático do problema de verificação numérica.....	35

Figura 32 – Comparação do perfil de velocidade.....	37
Figura 33 – Distribuição da temperatura na parede aquecida.....	38
Figura 34 – Distribuição da temperatura na parede aquecida.....	39
Figura 35 – Fluxo térmico por radiação térmica da cavidade fechada.	40
Figura 36 – Configuração das grades computacionais utilizadas no estudo de refinamento da grade computacional.	42
Figura 37 – Grade computacional 3D utilizada na resolução numérica.	43
Figura 38 – Grade computacional 3D utilizada na resolução numérica (vista em perspectiva 3D).	44
Figura 39 – Imagem câmera termográfica 3W (Caso #5).	46
Figura 40 – Perfil de velocidade em 3D.	55
Figura 41 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 1W (caso #1).	56
Figura 42 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 5W (caso #7).	56
Figura 43 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 11W (caso #13).	57
Figura 44 – Temperatura da aleta em função da potência.....	59
Figura 45 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 1W (caso #1).	60
Figura 46 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 5W (caso #7).	61
Figura 47 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 11W (caso #13).	62
Figura 48 – Temperatura da aleta e escoamento em função da potência.	63
Figura 49 – Perfil de temperatura experimental e numérico para potência de 3W (caso #5).	70
Figura 50 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 5W.....	77
Figura 51 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 7W.....	78
Figura 52 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 9W.....	78
Figura 53 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 11W.....	79
Figura 54 – Campo de velocidade 3D.....	81
Figura 55 – Perfis de velocidade 2D.	82
Figura 56 – Temperatura da aleta e o contorno de seu escoamento a 5W.....	82
Figura 57 – Vistas detalhadas do perfil de temperatura a 5W.....	83

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Fluxos de calor com diferenças de temperatura especificadas por diversos mecanismos de transferência de calor.....	1
Gráfico 2 – Temperatura experimental da superfície em função da potência dissipada.	47
Gráfico 3 – Transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica.	48
Gráfico 4 – Resistência térmica em função da potência dissipada.	51
Gráfico 5 – Condutância Térmica Global em função da potência dissipada.	52
Gráfico 6 – <i>Nusselt</i> médio experimental em função de <i>Rayleigh</i>	54
Gráfico 7 – Temperatura da superfície em função da potência dissipada.....	58
Gráfico 8 – Transferência de calor conjugada; convecção natural e por radiação. ...	65
Gráfico 9 – Resistência Térmica em função da potência.	67
Gráfico 10 – Condutância Térmica Global em função da potência dissipada.	68
Gráfico 11 – Número de Nusselt em função do número de Rayleigh.....	69
Gráfico 12 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais da temperatura da aleta.	71
Gráfico 13 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do q_{rad}	73
Gráfico 14 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do q_{conv}	73
Gráfico 15 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais da R_t	74
Gráfico 16 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do UA....	75
Gráfico 17 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do número de Nu_L	75
Gráfico 18 – Variação da altura e suas respectivas temperatura.....	77
Gráfico 19 – Resistência Térmica em função da potência para diferentes alturas da aleta.	80
Gráfico 20 – Condutância térmica global em função da potência - comparação de alturas.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção.	7
Tabela 2 – Exemplo de emissividade para alguns materiais.....	11
Tabela 3 – Localização Termopares.	28
Tabela 4 – Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor total (paredes de cavidade fechada).	35
Tabela 5 – Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor por radiação térmica (paredes de cavidade fechada).	36
Tabela 6 – Refinamento da grade computacional.	41
Tabela 7 – Dados experimentais coletados.....	46
Tabela 8 – Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica.	48
Tabela 9 – Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do <i>EESTM</i>	49
Tabela 10 – Resultados experimentais da Resistência Térmica.....	50
Tabela 11 – Resultados experimentais da Condutância Térmica Global e suas incertezas.....	52
Tabela 12 – <i>Nusselt</i> médio experimental com suas respectivas incertezas.....	53
Tabela 13 – Dados numéricos coletados.	58
Tabela 14 – Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica - numérico.....	64
Tabela 15 – Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do <i>EESTM</i>	66
Tabela 16 – Resultados numéricos obtidos.....	67
Tabela 17 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos.	70
Tabela 18 – Diferença entre as temperaturas da aleta.	72
Tabela 19 – Variação da altura em função de potências específicas.....	76
Tabela 20 – Resistência Térmica para potências específicas variando a altura da aleta.	79
Tabela 21 – Condutância Térmica Global para potências específicas variando a altura da aleta.....	80
Tabela A.1 – Grupo de testes 1.....	90
Tabela A.2 – Grupo de testes 2.....	91
Tabela A.3 – Grupo de testes 3.....	91
Tabela B.1 – Incertezas dos equipamentos de medição.....	93

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de troca de calor [m^2]
c_p	Calor específico a pressão constante [$J/kg.K$]
F	Força[N]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
Gr	Número de <i>Grashof</i> , Eq. (9)
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$]
k	Condutividade térmica [$W/m.K$]
L	Comprimento do aquecedor [m]
Nu	Número de <i>Nusselt</i> , Eq. (8)
Pr	Número de <i>Prandtl</i> , Eq. (10)
q	Taxa de transferência de calor [W]
Ra	Número de <i>Rayleigh</i> , Eq. (11)
R_t	Resistência térmica da aleta [$^{\circ}C/W$], Eq. (13)
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
u	Componente da velocidade na direção x [m/s]
U	Coeficiente de condutância térmica global [$W/^{\circ}C$], Eq. (15)
v	Componente da velocidade na direção y [m/s]
w	Componente da velocidade na direção z [m/s]
x	Coordenada cartesiana [m]
y	Coordenada cartesiana [m]
z	Coordenada cartesiana [m]

Letras gregas

β	Coeficiente de expansão volumétrica térmica [1/K]
δ	Espessura da camada-limite [m]
ν	Viscosidade cinemática do fluido [m ² /s]
∂	Derivada parcial
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
η	Parâmetro de similaridade
Ψ	Função corrente
Φ	Dissipação viscosa
∇	Operador gradiente
ε	Emissividade superficial
σ	Constante de <i>Stefan-Boltzmann</i> [W/(m ² .K ⁴)]

Subscritos

s	Superfície
∞	Fluido quiescente
x	Coordenada cartesiana
L	Comprimento total
c	Crítico
rad	Radiação
conv	Convecção
viz	Vizinhança
f	Filme

Superescritos

*	Adimensional
—	Médio
™	<i>Trade Mark</i>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS.....	4
1.1.1 Objetivos gerais	4
1.1.2 Objetivos específicos	4
1.2 JUSTIFICATIVA.....	4
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	4
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	6
2.1 CONVECÇÃO NATURAL	6
2.1.1As Equações da Convecção Natural.....	7
2.1.2Parâmetros Adimensionais	9
2.2 RADIAÇÃO TÉRMICA	10
2.3 SUPERFÍCIES ESTENDIDAS - ALETAS.....	12
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA CONVECÇÃO NATURAL-RADIAÇÃO TÉRMICA	13
2.5 REVISÃO DA LITERATURA.....	14
3 METODOLOGIA CIENTÍFICA	16
4 INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL	18
4.1 APARATO EXPERIMENTAL	18
4.1.1 Seção de Testes	18
4.1.2 Fonte de Potência.....	19
4.1.3 Sistema de Aquisição de Dados	19
4.1.4 Termopares	20
4.1.5 <i>Software</i> – Sistema de Aquisição de Dados.....	20
4.1.6 Câmera Termográfica de Alto Desempenho	20
4.1.7 Câmera Fotográfica	21
4.1.8 Condicionador Térmico de Ambiente	21
4.2 MONTAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL	22
4.2.1 Montagem da Seção de Testes	22
4.2.2 Ligação do aparato experimental	26
4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	27
4.3.1 Ligação com a fonte de potência	27
4.3.2 Sistema de Aquisição de Dados	27
4.3.2.1 <i>Software</i> AgilentBenchLink Data Logger 3.....	29

4.3.3 Procedimentos finais.....	30
5 ANÁLISE NUMÉRICA	31
5.1 MODELAGEM	31
5.2 TÉCNICA DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA	34
5.3 VERIFICAÇÃO NUMÉRICA.....	34
5.4 REFINAMENTO DA GRADE COMPUTACIONAL.....	41
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	45
6.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	45
6.2 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	54
6.3 COMPARAÇÃO	69
7 OTIMIZAÇÃO.....	76
8 CONCLUSÕES.....	84
9 REFERÊNCIAS.....	87
APÊNDICE A	90
APÊNDICE B	92
ANEXO A	94
ANEXO B	96
ANEXO C.....	99

1. INTRODUÇÃO

A acelerada evolução da tecnologia faz com que os aparelhos eletrônicos estejam presentes no nosso cotidiano. Devido à tendência da multifuncionalidade, que exige cada vez mais de seus componentes, a demanda por sistemas de refrigeração mais eficientes tem aumentando em decorrência das maiores dissipações de calor.

Este fato implica à concentração de estudos nesta área visando o desenvolvimento de componentes mais eficientes com o intuito de assegurar o funcionamento destes equipamentos, uma vez que quando funcionando em temperaturas superiores às desejadas alguns componentes destes eletrônicos estão sujeitos às tensões térmicas, as quais podem acarretar em falhas.

Existem vários dispositivos para acelerar a dissipação de calor de componentes eletrônicos, entre eles é possível citar as aletas, os tubos de calor, as câmaras de calor ou a combinação deles.

A maioria dos componentes eletrônicos utiliza como método de resfriamento as aletas, por apresentarem uma boa dissipação de calor, custo acessível, fácil construção e manutenção. Para determinados casos o processo de transferência de calor ocorre por uma combinação da convecção forçada e da radiação térmica.

No Gráfico 1 é possível observar diferentes técnicas de resfriamento de equipamentos eletrônicos. Para um determinado fluxo de calor e uma dada diferença de temperatura, pode ser obtido o processo de transferência de calor que melhor se adapta ao problema.

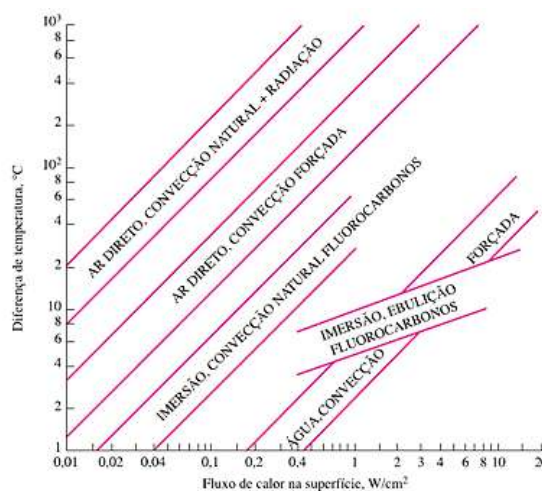


Gráfico 1 – Fluxos de calor com diferenças de temperatura especificadas por diversos mecanismos de transferência de calor.

Fonte: Çengel & Ghajar (2012)

Elenbaas (1942) documentou um estudo pioneiro detalhando a transferência de calor de uma aleta vertical com placas planas retangulares proporcionando oportunidades para estudos posteriores. A evolução da tecnologia e a otimização do espaço implicam na redução destes equipamentos e no aumento da eficiência da transferência de calor. Logo, a análise destas estruturas é crucial, uma vez que para a operação confiável destes equipamentos eletrônicos é necessário garantir uma estabilidade de temperatura.

A disposição destes componentes eletrônicos em aparelhos eletrônicos é denominada empacotamento eletrônico. De acordo com Alves (2010), são encontrados diversos níveis de empacotamento eletrônico, como mostrado na Figura 1.

Os níveis de empacotamento eletrônico 0 e 1 são submetidos a transferência de calor por condução que ocorre na direção do *chip* para a superfície do seu invólucro. No Nível 2, a transferência de calor ocorre por convecção, da placa de circuito impresso para o fluido de resfriamento, podendo também ocorrer condução e radiação térmica. Nos Níveis 3 e 4, em casos extremos, são utilizadas técnicas de convecção forçada, com ventiladores e bombas, ou de circuitos refrigerantes com fluidos dielétricos.

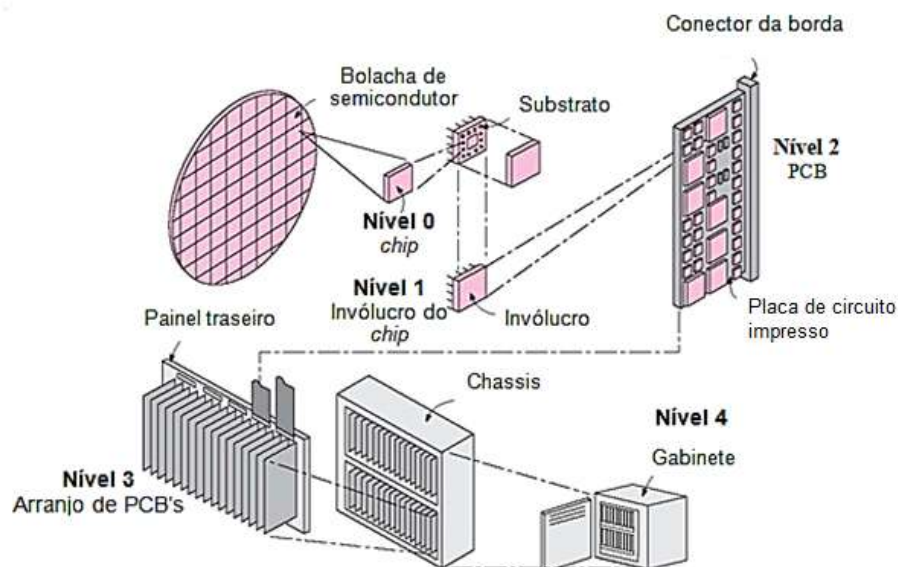


Figura 1– Níveis de empacotamento eletrônico.
 Fonte: Adaptado de Çengel & Ghajar (2012)

De acordo com Roy (2008), dispositivos de telecomunicação podem ser citados como um exemplo de aparelhos eletrônicos que requerem um eficiente gerenciamento térmico. Cerca de 1% de toda a energia global consumida no ano de 2007 foi destinada aos dispositivos de telecomunicações, o que equivale a energia consumida por 15 milhões de casas americanas ou o equivalente a emissão de gás carbônico de 29 milhões de carros. É estimado ainda, segundo Kilper *et al.* (2011) que 25% desta energia é requerida pelo sistema de resfriamento térmico.

Na Figura 2 é mostrado um exemplo da aplicação de aletas para resfriamento do *chipset* em uma placa mãe de um computador comum.

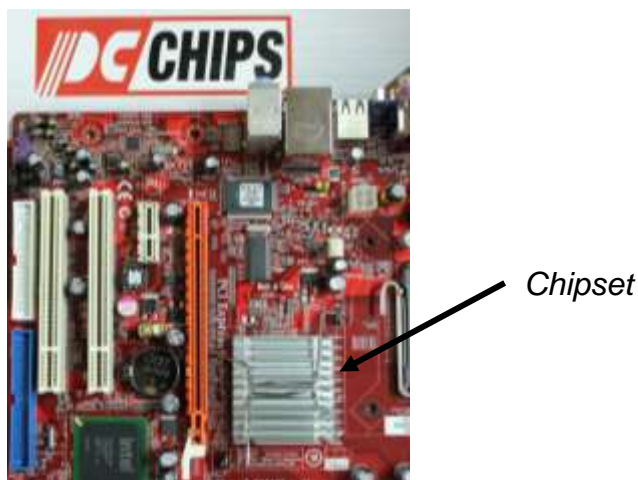


Figura 2 – Aplicação de uma aletas em uma placa mãe.
Fonte: Autor

De acordo com Henríquez *et al.* (2007), para um desempenho ótimo em dispositivos eletrônicos, é necessário que se tenha um bom controle da temperatura, sendo assim também se terá um funcionamento confiável e um aumento do tempo de vida. A crescente redução de componentes microeletrônicos e o aumento da densidade de empacotamento implica no direto aumento da potência térmica dissipada pelos novos sistemas eletrônicos.

Motivados pelo rápido avanço da tecnologia, os desafios se tornam frequentes, novos estudos e constantes otimizações são propostos em um curto espaço de tempo, entretanto todos consideram os estudos realizados pelos pesquisadores pioneiros.

Unindo dois requisitos, aproveitamento de espaço e aumento na dissipação de calor dos componentes, uma otimização dos componentes pode ser aplicada, de uma forma que estes sejam mais eficazes e com dimensões reduzidas, atendendo assim às necessidades impostas pelo mercado de microeletrônicos atual.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo geral

Realizar uma investigação experimental e uma análise numérica do processo de transferência de calor conjugado por convecção natural-radiação térmica em aletas planas retangulares.

1.1.2. Objetivos específicos

No estudo da transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação em aletas planas retangulares, os objetivos específicos são:

- Investigar experimentalmente a transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica utilizando um aparato experimental do Laboratório de Controle Térmico (LabCT) da UTFPR/Ponta Grossa;
- Analisar numericamente a transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica através do *software ANSYS/FluentTM14.5* utilizando o Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) da UTFPR/Ponta Grossa;
- Validar os resultados numéricos com os resultados experimentais;
- Efetuar uma otimização numérica da altura da aleta estudada.

1.2. JUSTIFICATIVA

A convecção natural conjugada com a radiação térmica é o método de transferência de calor que apresenta o mecanismo mais implementado, estando presente em diversos equipamentos e sistemas. Como neste processo são utilizados fluidos abundantes no sistema, como por exemplo o ar, seu custo econômico é atraente, além de seu sistema operacional não exigir complexas instalações e manutenção, sendo também confiável e praticamente sem ruído.

1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O conteúdo apresentado neste Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) está disposto em nove capítulos, três anexos e dois apêndices. O primeiro Capítulo é reservado para a introdução do assunto, onde são abordados os temas referentes à transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica,

contextualizando o que será estudado. Os objetivos e a justificativa deste TCC também são apresentados neste capítulo.

O Capítulo 2 é destinado ao referencial teórico, onde são encontradas as bibliografias estudadas para embasamento técnico-científico deste trabalho, apresentando portanto as equações utilizadas, os parâmetros físicos considerados, entre algumas correlações estudadas.

A metodologia deste estudo é encontrada no Capítulo 3 onde é possível observar um organograma metodológico do TCC ilustrando as etapas realizadas.

No Capítulo 4 é apresentada a descrição do aparato experimental utilizado, a sua montagem, além de observações importantes referentes às técnicas empregadas para a execução de cada experimento.

Na sequência, no Capítulo 5 são apresentadas as informações referentes ao estudo numérico, mostrando a verificação numérica da utilização do *software* comercial *ANSYS/FluentTM* 14.5, a modelagem do problema e as técnicas de resolução numérica.

Os resultados são apresentados em três sub-seções do Capítulo 6, são elas: Resultados Experimentais, Resultados Numéricos e Comparação. No Capítulo 7 a otimização numérica da altura da aleta é apresentada. O Capítulo 8, intitulado Conclusões, reúne todas as informações abordadas neste estudo numérico-experimental, terminando com algumas sugestões para futuros trabalhos.

Antecedida pelo Capítulo 9, o qual é destinado a listar as referências bibliográficas utilizadas, estão apresentados os Apêndices A e B, os quais contém dados coletados durante a execução dos testes experimentais e o método de incertezas experimentais utilizado, respectivamente.

Nos Anexos A, B e C são fornecidas as especificações técnicas da fonte de alimentação, do sistema de aquisição de dados e da câmera termográfica de alto desempenho, respectivamente.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. CONVECÇÃO NATURAL

O processo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos, os quais ocorrem simultaneamente, sendo eles a transferência de energia pelo movimento molecular (difusão) e a transferência de energia ocasionada pelo movimento macroscópico de parcelas do fluido (advecção). O escoamento fluido é movimentado devido à uma força externa provocada pelo gradiente de massa específica e/ou por uma diferença de pressão.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada, de acordo com a natureza do escoamento, em dois tipos: convecção natural e convecção forçada. Na convecção natural o escoamento é induzido por forças de empuxo, originadas por diferenças de massa específica causadas por variações de temperatura no fluido na presença de um campo gravitacional. Na convecção forçada, o escoamento é imposto por meios externos, tais como dispositivos de fluxo, como por exemplo, um ventilador ou uma bomba.

O processo de transferência de calor por convecção, independentemente de sua natureza, pode ser quantificado pela Lei de Resfriamento de *Newton*, proposta em 1701 (apud Kreith & Bohn, 2011, p.16):

$$q_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

sendo que, q_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção, A_s é a área de transferência de calor, T_s é a temperatura da superfície, T_∞ é a temperatura do fluido e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

A análise do coeficiente de transferência de calor por convecção é trabalhosa e depende da geometria, da superfície, da velocidade, das propriedades termofísicas do fluido e da diferença de temperaturas. Na Tabela 1 são apresentados valores típicos para os coeficientes de transferência de calor por convecção.

Tabela 1 – Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção.

Processo	\bar{h} [W/m ² .K]
Convecção natural: gases	2-25
Convecção natural: líquidos	50-1.000
Convecção forçada: gases	25-250
Convecção forçada: líquidos	100-20.000
Convecção com mudança de fase: ebulição e condensação	2.500-100.000

Fonte: Incropera et al. (2008)

Como mencionado anteriormente, a convecção natural é regida por movimentos de forças de empuxo, os quais são originados pelas diferenças de massa específica do fluido, a qual varia de acordo com a temperatura. Este processo de transferência de calor, que ocorre de forma natural em uma superfície, depende da geometria da mesma e de sua orientação, além da variação da temperatura na superfície entre outras propriedades do fluido.

Como observado na Tabela 1, os coeficientes de transferência de calor por convecção natural são inferiores quando comparados aos coeficientes de convecção forçada, entretanto, estes não devem ser desconsiderados, uma vez que o mecanismo de transferência de calor por convecção natural apresenta vantagens em suas aplicações, como por exemplo, baixo custo operacional e de manutenção, utiliza ar como fluido principal e baixo nível de complexidade em termos de projeto.

2.1.1 As Equações da Convecção Natural

Considerando o caso clássico (*benchmark*) do desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica laminar sobre uma placa plana vertical isotérmica, ilustrado na Figura 3, serão apresentadas as equações de conservação da transferência de calor por convecção natural.

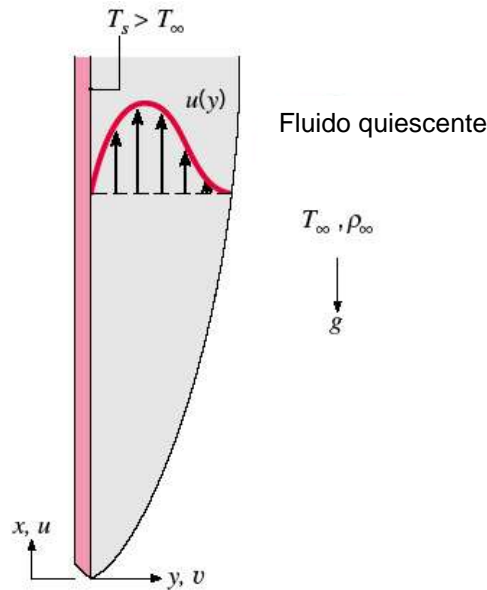


Figura 3 – Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa vertical aquecida.
Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2008)

Admitindo regime permanente, as equações de conservação da massa, do *momentum* e da energia, podem ser expressas, respectivamente, na forma vetorial, por

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (2)$$

$$\mathbf{F} - \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{V} = 0 \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q} + \mu \Phi = 0 \quad (4)$$

Algumas simplificações, na formulação deste problema em regime permanente, são:

- Escoamento na camada-limite laminar;
- Fluido *Newtoniano*;
- Força da gravidade atuando na direção x e contrário ao movimento do fluxo;
- Ar sendo o fluido de resfriamento, considerado incompressível;
- Ausência do termo-fonte na Equação da Energia;
- Adoção da aproximação de *Boussinesq* $[(\rho_\infty - \rho) \approx \rho \beta (T_s - T_\infty)]$;
- Dissipação viscosa desprezível.

Com isso, as equações governantes que regem a convecção natural na camada-limite, para coordenadas cartesianas, são expressas por:

- Conservação da Massa

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

- Conservação do *momentum* (direção x)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = g\beta(T - T_{\infty}) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (6)$$

- Conservação da Energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (7)$$

Estas três equações são acopladas, portanto, devem ser solucionadas simultaneamente.

2.1.2 Parâmetros Adimensionais

Por meio da adimensionalização das equações de conservação da convecção natural foram listados os principais parâmetros adimensionais a seguir:

- *Nusselt* – coeficiente de convecção de calor adimensionalizado, fisicamente ele pode ser definido o comportamento da taxa de transferência de calor através de uma camada de fluido por convecção em relação à condução deste por toda a camada-limite.

$$Nu = \frac{h.L}{k} \quad (8)$$

- *Prandtl* – relação entre a difusividade molecular, do *momentum* e térmica.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (9)$$

- *Grashof* – razão entre a força de empuxo e as forças viscosas que atuam no fluido (equivalente ao número de *Reynolds* na convecção forçada).

$$Gr_x = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu^2} \quad (10)$$

- *Rayleigh* – é o produto entre os números de *Grashof* e de *Prandtl*, caracteriza a camada-limite fluidodinâmica na convecção natural.

$$Ra_x = Gr_x Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \quad (11)$$

2.2. RADIAÇÃO TÉRMICA

O processo de transferência de calor por radiação considera que toda a superfície a uma temperatura não-nula emite energia na forma de ondas eletromagnéticas, se caracterizando como um fenômeno ondulatório, o qual é proveniente das mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos e/ou moléculas.

A radiação térmica é tratada como um fenômeno superficial na transferência de calor, uma vez que a emissão de energia na forma de calor por radiação ocorre nas moléculas localizadas a uma distância inferior a 1µm da superfície. Esta emissão de calor está relacionada à redução da energia interna armazenada pelo sólido. Um fator que a diferencia dos outros métodos de transferência de calor é que ela não precisa de um meio para se propagar, podendo ocorrer até mesmo no vácuo.

A taxa de transferência de calor por radiação de uma superfície cinza, opaca, difusa e envolta num entorno ou vizinhança extensa pode ser expressa por

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{total} \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (12)$$

sendo que, q_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação [W], ε é a emissividade, A_{total} é a área superficial total da superfície do corpo [m²], T_s é a temperatura da superfície [K] e T_{viz} é a temperatura da vizinhança [K].

Na Tabela 2 são encontrados valores típicos da emissividade de vários materiais utilizados em Engenharia.

Tabela 2 – Exemplo de emissividade para alguns materiais.

Material	Temperatura [°C]	Emissividade
Tijolo de construção	21	0,93
Tijolo refratário	1000	0,75
Bloco de concreto	1000	0,63
Esmalte branco sobre ferro	19	0,90
Vidro liso	22	0,94
PyrexTM	260 - 538	0,95 - 0,85
Laca preta brilhante sobre ferro	24	0,87
Laca preta fosca	38 - 93	0,96 - 0,99
Quartzo fundido	21	0,93
Carbeto de silício	147 - 647	0,83 - 0,96
Óxido de níquel	647 - 1257	0,59 - 0,86
Óxido de magnésio	147 - 487	0,69 - 0,55
Tinta de alta emissividade A	1000 - 2000	0,90
Tinta de alta emissividade B	1000	0,85
Tinta de alta emissividade C	1500	0,80

2.3. SUPERFÍCIES ESTENDIDAS - ALETAS

Como visto anteriormente, existem duas maneiras de aumentar a transferência de calor por convecção de uma superfície, seja pelo aumento do coeficiente convectivo ou pelo aumento da área da superfície por onde ocorre a convecção, desde que as temperaturas do fluido e da superfície sejam mantidas inalteradas. O aumento da área superficial pode ser realizado utilizando aletas, que são superfícies estendidas a partir da superfície de um corpo com o objetivo de aumentar a taxa de transferência de calor para com o ambiente.

Na Figura 4 é possível observar alguns modelos de superfícies estendidas: (a) Aleta plana com seção transversal uniforme, (b) Aleta plana com seção transversal não-uniforme, (c) Aleta anular e (d) Aleta piniforme.

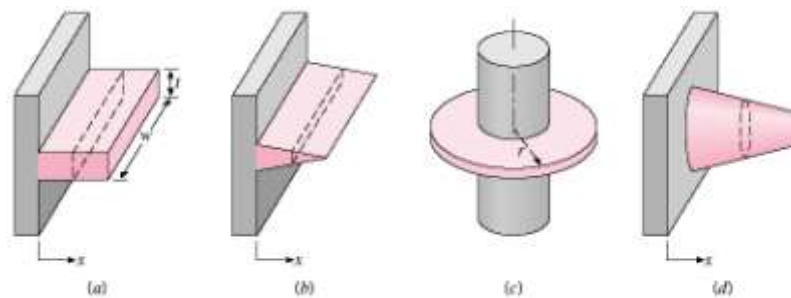


Figura 4 – Exemplo de superfícies estendidas - aletas.

Fonte: Incropera et al. (2008)

As aletas podem ser aplicadas em diversos casos, como por exemplo, em transformadores de energia, compressores, motores de combustão interna, aparelhos eletrônicos, entre outros. A escolha da melhor geometria a ser implantada deve ser bem analisada, pois esta depende de muitos parâmetros.

A configuração mais simples para dissipadores de calor de acordo com Tari & Mehrtasg (2013), são placas paralelas retangulares e aletas planas orientadas vertical ou horizontalmente com o objetivo de se obter maiores taxas de transferência de calor por convecção-radiação térmica.

Segundo Kim & Ortega (2004), as aletas planas tem como vantagem pequena queda de pressão, desenho simples e de fácil fabricação. Já as aletas cilíndricas, possuem uma alta taxa de transferência de calor e não requer direção para o escoamento do fluido.

A resistência térmica é um conceito importante quando se estudam aletas. Uma analogia pode ser feita entre as difusões de calor e de carga elétrica. Sendo assim, a definição de resistência é a razão entre um potencial motriz e sua correspondente taxa de transferência,

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} \quad (13)$$

Em sistemas compostos, a utilização do coeficiente global de transferência de calor é pertinente. Este, por sua vez, é definido por uma expressão análoga à Lei de Resfriamento de Newton, como se observa na Eq.(14):

$$q_x = U.A.\Delta T \quad (14)$$

A condutância térmica global pode ser definida como:

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (15)$$

2.4. TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA CONVECÇÃO NATURAL-RADIAÇÃO TÉRMICA

A transferência de calor entre as superfícies podem ocorrer de maneira conjugada, ou seja, por convecção natural e radiação térmica. Este fenômeno é ilustrado na Figura 5.

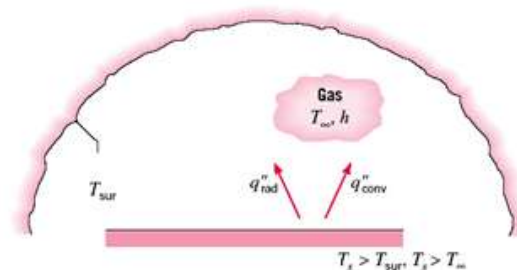


Figura 5 – Troca de calor conjugada convecção natural-radiação térmica.
Fonte: Incropera et al. (2008)

Para estas condições, a taxa de transferência de calor total pode ser obtido por uma balanço de energia na superfície e ela é expressa por:

$$q = q_{conv} + q_{rad} = h.A.(T_S - T_{\infty}) + \varepsilon.A.\sigma.(T_S^4 - T_{viz}^4) \quad (16)$$

2.5. REVISÃO DA LITERATURA

Ao decorrer do século XX, estudos envolvendo a Engenharia Térmica eclodiram, incentivados por uma mudança global no processo industrial. Os primórdios dos estudos de convecção natural ocorrem por volta de 1930 quando os alemães *Ernst Schmidt* e *Wilhelm Beckmann* realizaram estudos experimentais sobre uma placa plana vertical e isotérmica, com escoamento laminar.

Posteriormente, em 1942, Willem Elenbaas publicou o primeiro documento de um estudo detalhado da transferência de calor de uma aleta vertical retangular plana, analisando entre outros fatores a distância entre as aletas. Dando sequência a estes estudos, Starner & McManus (1963) modificaram o ângulo da base da aleta, estudando um plano inclinado de 45°, experimentos que também foram realizados por Pol & Tiemey (1973).

Em 1986, Bilitsky realizou uma análise da convecção natural em aletas com diferentes espessuras e espaçamentos. Uma dificuldade encontrada pelos pesquisadores da época referentes ao processo de transferência de calor, como para outros estudos, foi a dificuldade na resolução analítica das equações governantes com as condições de contorno impostas.

O desenvolvimento de métodos numéricos, bem como *softwares* comerciais e computadores mais potentes proporcionaram um grande avanço para a resolução dos problemas de transferência de calor por convecção e radiação.

Os primeiros estudos numéricos foram realizados por Culham *et al.* (1991), que também consideraram a radiação térmica em seus cálculos. Estes, por sua vez, procuravam encontrar a temperatura na interface sólido-fluido para o caso de uma aleta retangular plana.

Na década seguinte, Higuera (2002) realizou estudos da otimização de canais verticais e tubos, comprovando numericamente, para determinados parâmetros, a identificação de um comprimento ótimo. Kim *et al.* (2010) analisaram diferentes perfis de aleta com seção variável na tentativa de encontrar uma geometria que apresentasse uma melhor performance na dissipação de calor.

Com o decorrer dos anos, e após intensificados estudos na área, surgiu a necessidade de otimização de alguns trocadores de calor utilizados em equipamentos eletrônicos, devido à miniaturização dos aparelhos eletrônicos e constante exigência em performance.

Morega *et al.* (1995), realizaram um estudo da minimização da resistência térmica em um sequência de aletas paralelas. A maior taxa de dissipação de calor foi encontrada para uma disposição regular das aletas onde a distância entre elas era a mesma, além de encontrar um número ótimo de aletas que minimizam a resistência térmica para um dado escoamento.

Trabalhos mais recentes como o de Ahmadi *et al.* (2014) continuam a estudar a otimização do processo de transferência de calor em aletas planas retangulares verticais, contudo sempre com a variação de algum parâmetro. Neste caso, a mudança ocorreu na adoção de aletas não contínuas e sim interrompidas, ou seja, com cortes. Os resultados apresentados apontaram um aumento na taxa de transferência de calor.

3. METODOLOGIA CIENTÍFICA

O estudo realizado ao longo deste trabalho considera um problema de caráter físico que é abordado de duas maneiras: investigações experimentais e simulações numéricas. A metodologia do trabalho é apresentada pelo organograma da Figura 6, o qual mostra os passos sequenciais que nortearam a pesquisa.

A parte experimental foi realizada no Laboratório de Controle Térmico(LabCT) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa, enquanto que as simulações numéricas foram realizadas no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) da UTFPR/*Campus* Ponta Grossa.

As equações que descrevem os problemas físicos são frequentemente equações diferenciais, fato que dificulta algumas resoluções devido à complexidade matemática nos cálculos.

Para tanto, é recorrido aos métodos numéricos para manter uma pequena margem de erro nos resultados. Todavia, a preparação destes modelos requer muito cuidado e conhecimento adequado do fenômeno estudado.

Sendo assim, nas etapas deste trabalho foi realizada uma validação dos resultados numéricos obtidos através de métodos experimentais, certificando a confiabilidade dos resultados obtidos e do método escolhido.

Esta pesquisa científica é classificada como sendo de natureza básica, utilizando uma abordagem com parâmetros quantitativos. Do ponto de vista de procedimentos técnicos, ela apresenta um caráter numérico-experimental.



Figura 6 – Organograma Metodológico do Trabalho.

4. INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL

A parte experimental deste trabalho foi realizada no Laboratório de Controle Térmico (LabCT), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Campus Ponta Grossa. Os experimentos foram executados utilizando o aparato experimental ilustrado na Figura 7.

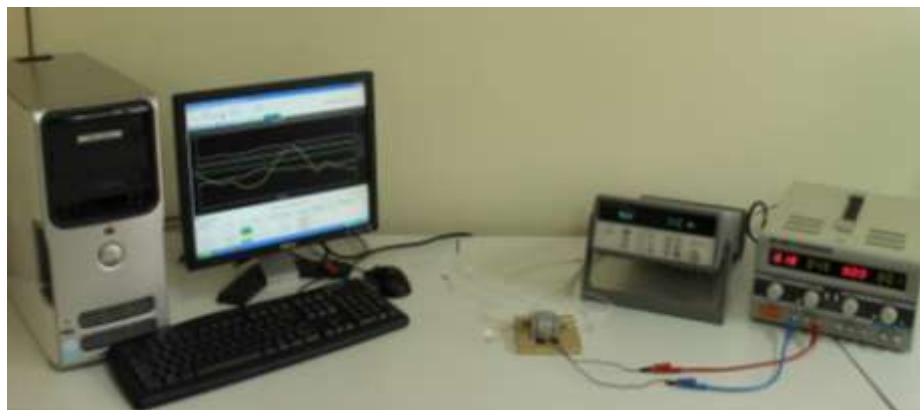


Figura 7 – Aparato Experimental.

Fonte: Autor

4.1. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado para realização dos experimentos consiste de um microcomputador, de uma fonte de alimentação, de um sistema de aquisição de dados e da seção de testes.

4.1.1. Seção de Testes

A seção de testes utilizada neste trabalho, mostrada pela Figura 8, é composta de uma base em MDP (*Medium Density Particleboard*, material de origem vegetal, aglomerado), de uma resistência elétrica e de uma aleta comercial.

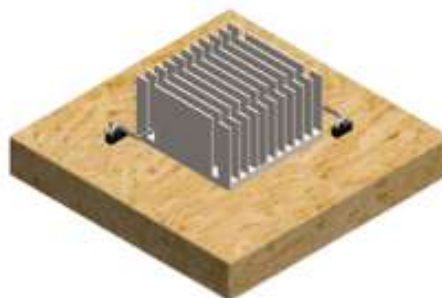


Figura 8 – Seção de testes.

Fonte: Autor

4.1.2. Fonte de Potência

A fonte de potência utilizada, responsável pela dissipação de calor em uma resistência elétrica é mostrada na Figura 9. Ela é fabricada pela empresa brasileira *Politerm*TM, seu modelo é POL-16E, com corrente podendo variar de 0 – 5A e tensão de 0 – 32V. Suas especificações técnicas são encontradas no Anexo A deste Trabalho de Conclusão de Curso.



Figura 9 – Fonte de alimentação PolitermTM modelo POL-16E.
 Fonte: www.politerm.com.br

4.1.3. Sistema de Aquisição de Dados

O Sistema de Aquisição de Dados da *Agilent*TM, modelo 34970A, utilizado para coleta de dados na seção de testes, pode ser visto na Figura 10. Detalhes técnicos podem ser encontrados no Anexo B do presente trabalho.



Figura 10 – Sistema de Aquisição de dados AgilentTM modelo 34970A.
 Fonte: www.home.agilent.com

Para utilização do sistema de aquisição de dados é necessário montar seu *slot* (módulo multifuncional) de aquisição (Figura 11), o qual compreende a ligação dos termopares.



Figura 11 – Slot do sistema de aquisição de dados.
 Fonte: www.commons.wikimedia.org

4.1.4. Termopares

Os termopares utilizados para este experimento são da marca *Minipa*TM, modelo MTK-01 (Figura 12). A junção dos materiais que formam o termopar é *Chromel-Alumel* (Tipo K), possibilitando uma faixa de operação de medida de -40°C até 204°C. Sua precisão varia entre $\pm 0,75\%$, ou $\pm 2,2^\circ\text{C}$.



Figura 12 – Termopar MinipaTM MTK-01.

Fonte:www.minipa.com.br

4.1.5. Software – Sistema de Aquisição de Dados

O software do sistema de aquisição de dados, *AgilentBenchLink Data Logger 3*, foi utilizado para receber e armazenar as informações captadas durante o experimento. Um exemplo de sua interface é mostrado na Figura 13.

Configuration: Data Tools Help									
Configuration		Instruments		Scan Mode		Espectra BenchLink Data Logger Pro...			
Status:	0205_3rd_pes	1 Connected	Active						
Scan and Log Data									
Instrument		Scan Control			Data Control		Scan Status		
1: ASRL2 INSTR	***	Interval	00:00:10.00	Stop	User	***	Data Invt: PSTR	Export Data	Auto
								Scan#	Elapsed Time
								89	00:00:14:50
Last Scan Results									
Instrument	Channel	Measurement	Data	Alert	Min	Max			
1: (ASRL2 INSTR)	101	Temp (Type K)	65.95000 C	0#	60.26400 C	65.95000 C			
2: (ASRL2 INSTR)	102	Temp (Type K)	95.85000 C	0#	90.76700 C	95.85000 C			
3: (ASRL2 INSTR)	103	Temp (Type K)	91.23500 C	0#	87.24800 C	95.47600 C			
4: (ASRL2 INSTR)	104	Temp (Type K)	92.42200 C	0#	87.87600 C	92.57600 C			
5: (ASRL2 INSTR)	105	Temp (Type K)	95.04300 C	0#	90.04900 C	95.00100 C			
6: (ASRL2 INSTR)	106	Temp (Type K)	87.30700 C	0#	83.70800 C	90.85300 C			
7: (ASRL2 INSTR)	107	Temp (Type K)	20.28800 C	0#	19.01900 C	20.70900 C			
8: (ASRL2 INSTR)	108	Temp (Type K)	20.40200 C	0#	19.10800 C	20.80700 C			

Figura 13 – Interface Software AgilentBenchLink Data Logger 3.

Fonte:Autor

4.1.6. Câmera Termográfica de Alto Desempenho

Uma câmera termográfica de alto desempenho foi utilizada para captar imagens termográficas dos experimentos durante sua realização. O intervalo de medição da câmera é de -20°C a 1200°C. Na Figura 14 é mostrada a imagem do equipamento utilizado neste trabalho, marca FLIRTM modelo T-440. Outras informações estão contidas no Anexo C.



Figura 14 – Câmera Termográfica FLIR™ T-440.

Fonte: www.extech.com

4.1.7. Câmera Fotográfica

Para registro das imagens durante a construção e experimentos, uma câmera fotográfica Canon™, modelo 1100D (Figura 15) foi utilizada.



Figura 15 – Câmera Fotográfica Canon™ 1100D.

Fonte: www.canon.pt

4.1.8. Condicionador Térmico de Ambiente

O equipamento utilizado para manter a temperatura ambiente constante foi um aparelho de ar condicionado da marca York™, modelo Mini Split de 18000BTU/h, potência de 1864W e vazão de ar de 815m³/h, que pode ser visto na Figura 16.



Figura 16 – Ar Condicionado York™ de 18000BTU/h.

Fonte: www.yorkminisplit.com.br

4.2. MONTAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL

4.2.1. Montagem da Seção de Testes

O componente principal deste aparato experimental é a seção de testes visando às pesquisas em transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação na aleta. Esta seção de testes é constituída de uma base em MDP, por uma resistência elétrica e de uma aleta plana retangular comercial.

A base em MDP foi confeccionada sob medida para comportar a resistência elétrica (*skin heater* ou *film heater*) e o dissipador de calor. As dimensões da base são de 100mm de comprimento, 100mm de largura e 15mm de espessura, como mostrado na Figura17.

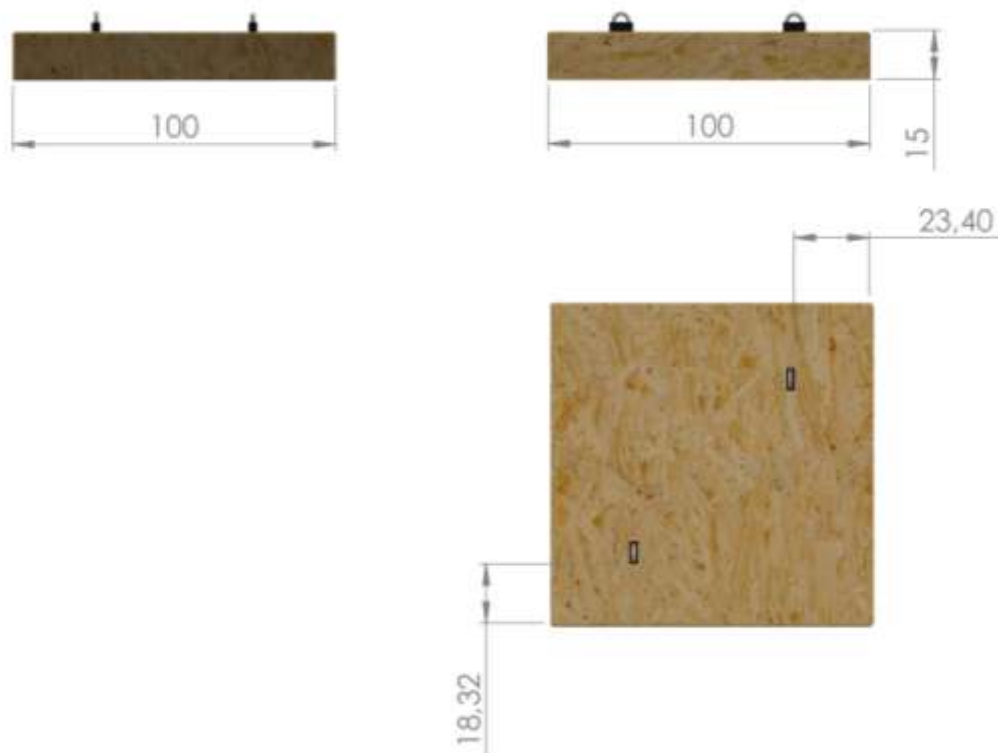


Figura 17 – Base em MDP em [mm].

A montagem da base foi restringida à colocação dos pinos de encaixe para a aleta, simulando as condições reais de pressão e encaixe, equiparando com sua montagem na placa-mãe, de onde foi retirada.

Foi necessário também realizar algumas furações na base para instalar os termopares. Nas Figuras 18 e 19 são apresentadas as vistas superior e inferior, respectivamente, da base de fixação.



Figura 18 – Vista superior da base de fixação do dissipador de calor.
Fonte: Autor



Figura 19 – Vista inferior da base de fixação do dissipador de calor.
Fonte: Autor

Na Figura 19 é observado o furo central para a colocação de um termopar, o qual será responsável pela aquisição de dados na parte inferior da seção de testes, entre o aquecedor e a base da aleta. Os outros dois furos são responsáveis pela fixação dos pinos de suporte da aleta.

O próximo componente colocado foi a resistência elétrica, a qual se situa entre a base de MDP e a aleta. Sua espessura pode ser considerada desprezível e suas dimensões de comprimento e largura são iguais às da aleta, 42,3mm de aresta. Sua fixação sob a base foi realizada com a fita *Kapton*TM, pois esta não interfere nas medições e suporta altas temperaturas além de não danificar o equipamento após ser retirada. Na Figura 20 é identificada a localização da resistência elétrica.

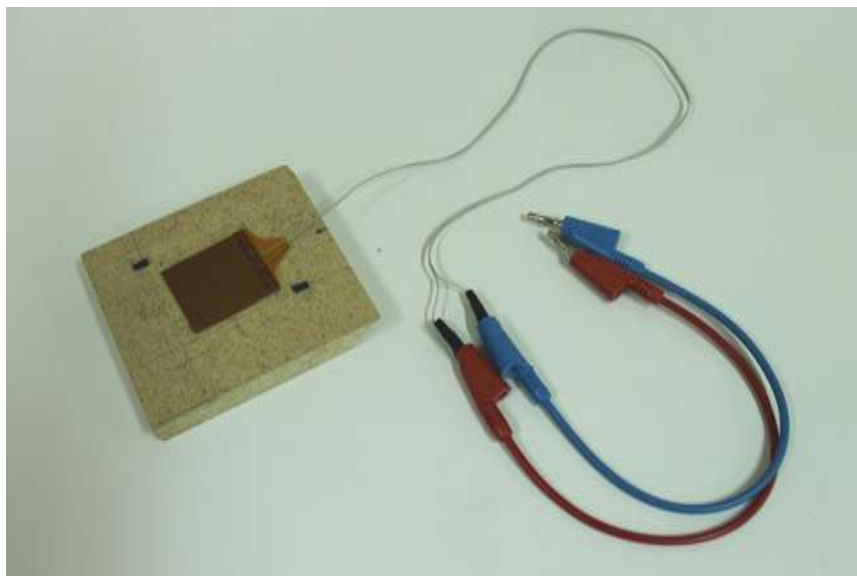


Figura 20 – Resistência elétrica sob a base de MDP.

Fonte: Autor

Após a colocação e fixação da resistência elétrica sobre a base de MDP, foi colocada a pasta térmica visando diminuir a resistência térmica de contato entre o aquecedor e a aleta, como ilustrado na Figura 21.



Figura 21 – Colocação da pasta térmica.

Fonte: Autor

O dissipador de calor comercial contendo dois rasgos, que é utilizada no resfriamento de *chipsets* em placas de circuito impresso, é feito de alumínio e tem como dimensões, em milímetros, as mostradas na Figura 22.

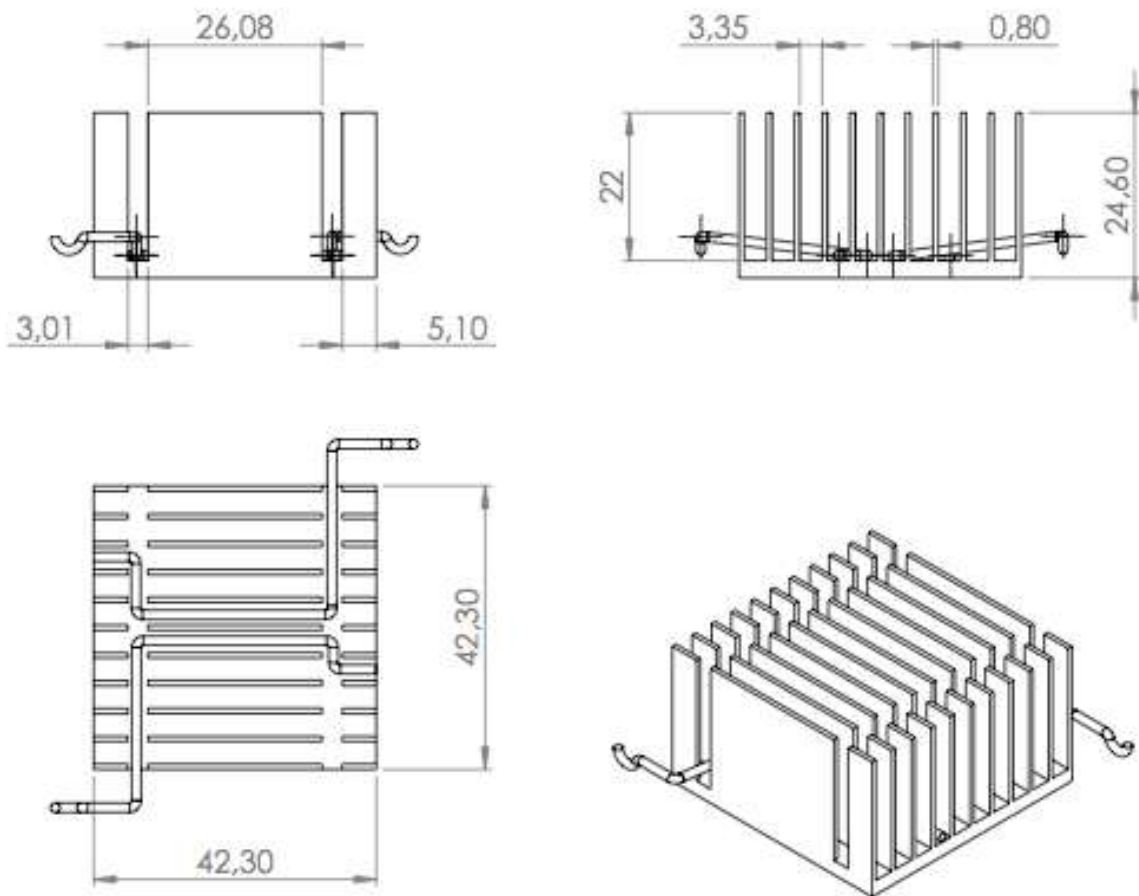


Figura 22 – Desenho técnico dissipador de calor em [mm].

Fonte: Autor

Posteriormente, a aleta foi acomodada sob esta montagem, base MDP-resistência elétrica, contudo, alguns cuidados antes de colocá-la foram tomados. Um deles foi a total remoção do adesivo e da pasta térmica original. Para tal, a aleta passou por um processo de polimento utilizando uma politriz com uma lixa de granulometria 300, nivelando toda a superfície. E por fim esta foi isolada com um banho em álcool etílico. Todo este processo foi realizado no Laboratório de Materiais do Departamento de Mecânica da UTFPR/Ponta Grossa.

Com a aleta preparada para montagem, este foi fixado na base de MDP, como observado nas Figuras 23 e 24.

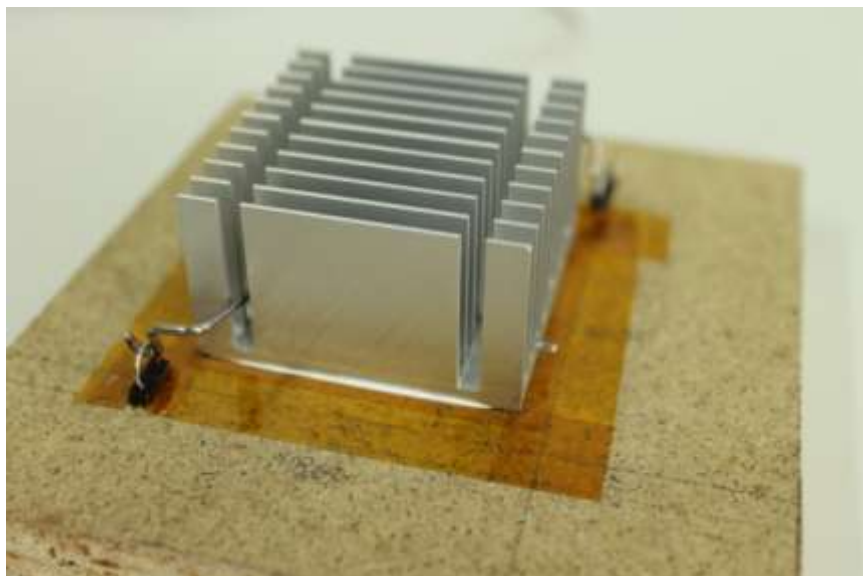


Figura 23 – Montagem final real.

Fonte: Autor

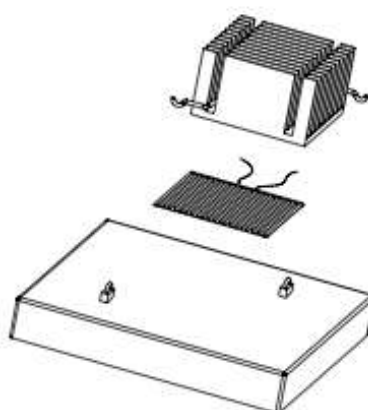


Figura 24 – Diagrama esquemático da montagem final.

Fonte: Autor

4.2.2 Ligação do aparato experimental

Os termopares foram inicialmente conectados no *slot*, em seguida, foram colocados cuidadosamente na seção de testes em diferentes pontos. Toda esta manipulação deveu ser realizada com os aparelhos desligados e desconectados da energia elétrica.

Feito isso, foi verificado se a resistência térmica estava bem posicionada para que seus cabos de alimentação se conectassem com a fonte de potência. Após serem isolados, os mesmos são conectados à fonte com cabos de cor vermelha e azul.

4.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.3.1. Ligação com a fonte de potência

A fonte de potência deve ser ligada para alimentar a resistência elétrica. Suas conexões devem ser bem isoladas, para que não haja risco de contato entre os dois pólos, causando um curto-circuito.

4.3.2. Sistema de Aquisição de Dados

Foram conectados 8 termopares ao sistema de aquisição de dados, dos quais 5 foram fixados na aleta, e os outros 3 ao seu redor, visando a obtenção da temperatura em cada ponto. Esta montagem pode ser observada na Figura 25.

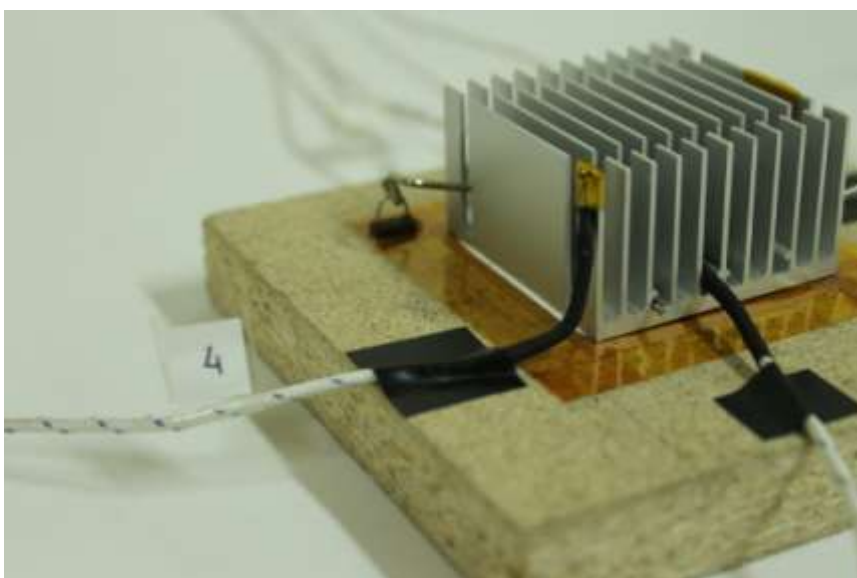


Figura 25 – Termopares fixados na aleta.

Fonte: Autor

De forma mais precisa é possível visualizar a localização dos 5 termopares aplicados na aleta, na Figura 26, onde são encontrados os diferentes pontos de medição, bem como a localização descrita na Tabela 3.

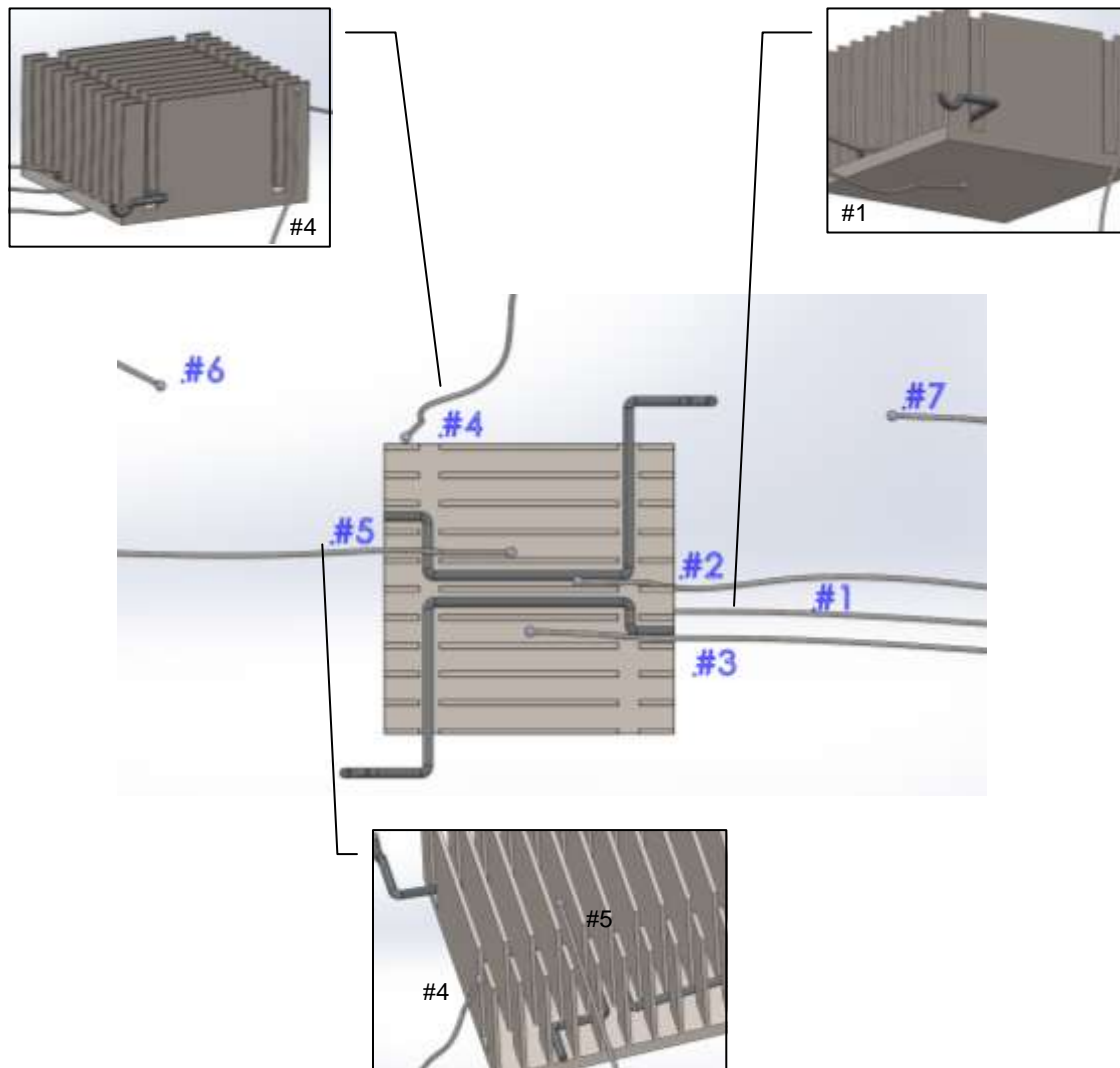


Figura 26 – Localização termopares na seção de testes.

Fonte: Autor

Tabela 3 – Localização Termopares.

Termopar	Localização
#1	Base inferior – entre aquecedor e MDP
#2	Base superior – base da aleta meio-direita
#3	Centro – base superior
#4	Ponta –norte esquerda
#5	Centro – superior meio
#6	Esquerda – Ao redor
#7	Direita – Ao redor
#8	Afastado

Fonte: Autor

Após alguns testes pilotos utilizando os dados experimentais e as imagens termográficas, foi confirmada a homogeneidade na temperatura da aleta (condição isotérmica). Neste contexto foram escolhidos 2 pontos específicos para a captação dos dados na aleta, localizados na base superior da aleta, os quais podem ser vistos na Figura 27, onde as dimensões são apresentadas em milímetros.

Os termopares responsáveis pela temperatura ambiente permaneceram no mesmo local.

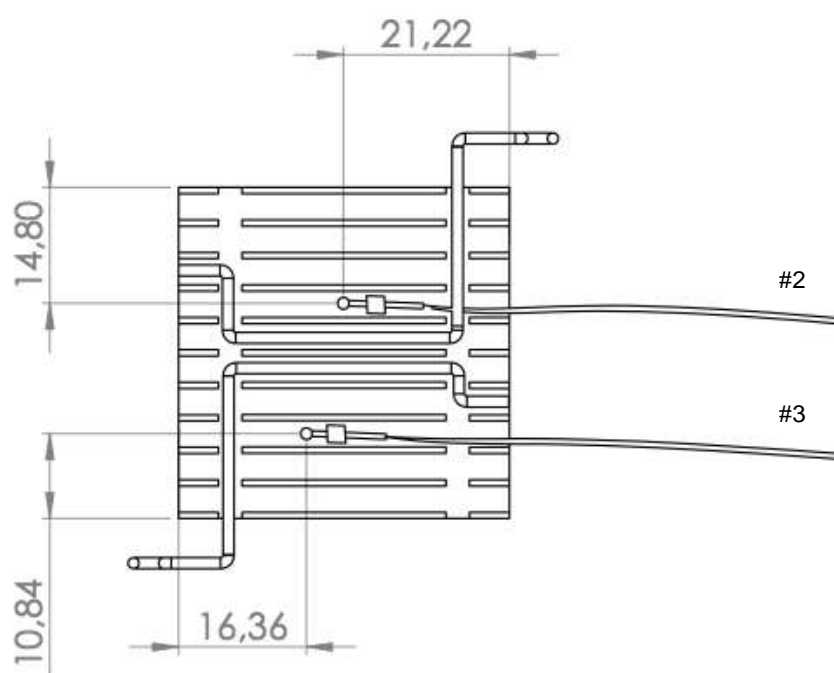


Figura 27 – Localização dos termopares em [mm].

4.3.2.1. Software AgilentBenchLink Data Logger 3

Primeiramente foram ativados os termopares em serviço, selecionando seu correspondente tipo em função do material, neste caso, Tipo K. Feito isso, o escaneamento pode ser configurado para ser realizado em um espaço de tempo preferível para coleta de dados. Na investigação experimental deste trabalho foi escolhida pela captação dos dados enviados pelos termopares a cada 10 segundos. O tempo para que o teste entrasse em regime permanente foi de aproximadamente 60 minutos para cada caso, ou seja, para cada mudança de potência dissipada. O sistema de aquisição de dados está conectado à um microcomputador *Dell™* (processador *Pentium 4 HT 3,06GHz* com 512MB de RAM).

4.3.3. Procedimentos finais

Com todos os cabos conectados, o sistema de aquisição de dados foi acionado, desde que o *slot* estava bem inserido. Com o computador em funcionamento foi verificada a conexão com o equipamento, o *software* foi iniciado.

A fonte de alimentação foi ligada, sua corrente e tensão foram ativados de forma gradativa e cautelosa. Por fim, o *software* foi ativado para realizar a coleta de dados. Este processo tem uma duração até que o sistema entra em regime permanente.

Para a realização dos experimentos as condições térmicas (20°C) do LabCT foram controladas, utilizando o condicionador térmico de ambiente. A localização do aparato experimental em relação à saída de ar do condicionador de ambiente também foi tomada em conta, para que as correntes de ar não provocassem interferência.

5. ANÁLISE NUMÉRICA

A análise numérica foi realizada no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Campus Ponta Grossa. As simulações foram realizadas em um dos 10 computadores de alto desempenho, com processadores *Intel™Core™i7* 3,6GHz, 16 GB de memória RAM e placa de vídeo de 4GB, com licença acadêmica do software *ANSYS/Fluent™* 14.5 disponíveis.

5.1. MODELAGEM

Para realização da simulação numérica é indispensável a construção de uma geometria que represente o aparato experimental da maneira mais fidedigna possível. O modelo construído tem como principal objetivo delimitar as condições de contorno para o caso estudado. Esta configuração geométrica observada na Figura 28 representa a seção de testes utilizada na representação numérica.

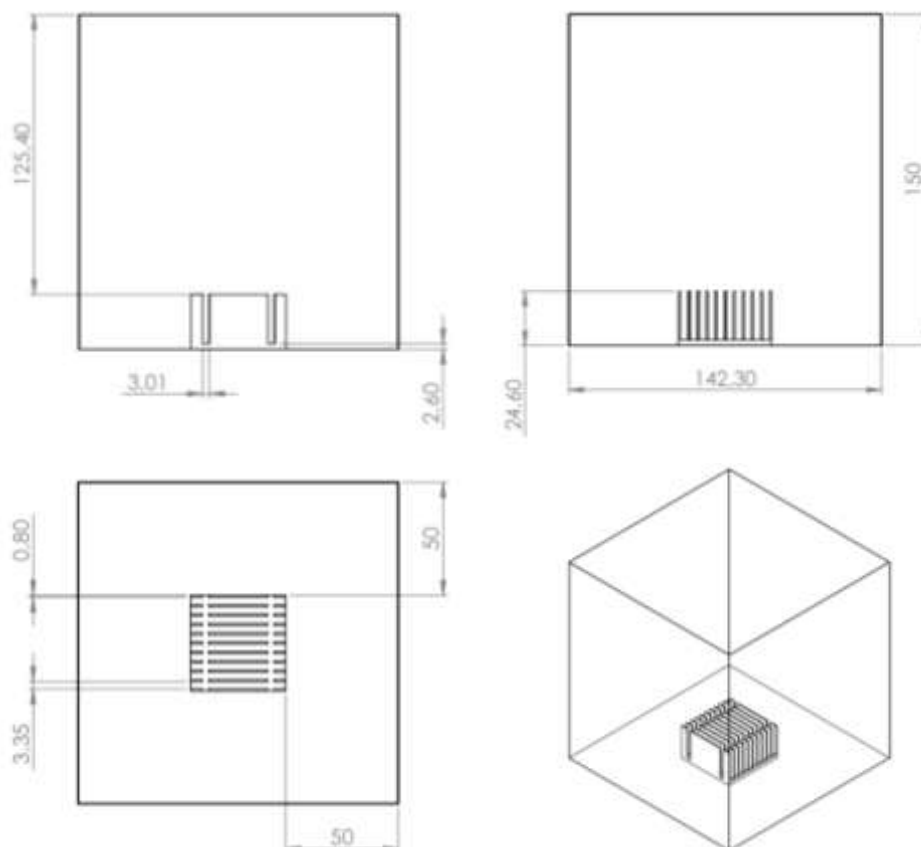


Figura 28 – Estrutura da montagem numérica em [mm].

A modelagem numérica deste problema foi efetuada para um domínio único, o qual compreende as regiões sólidas (dissipador de calor e a base de MDP), e o fluido. O domínio computacional é representado na Figura 29. Suas dimensões estão em milímetros.

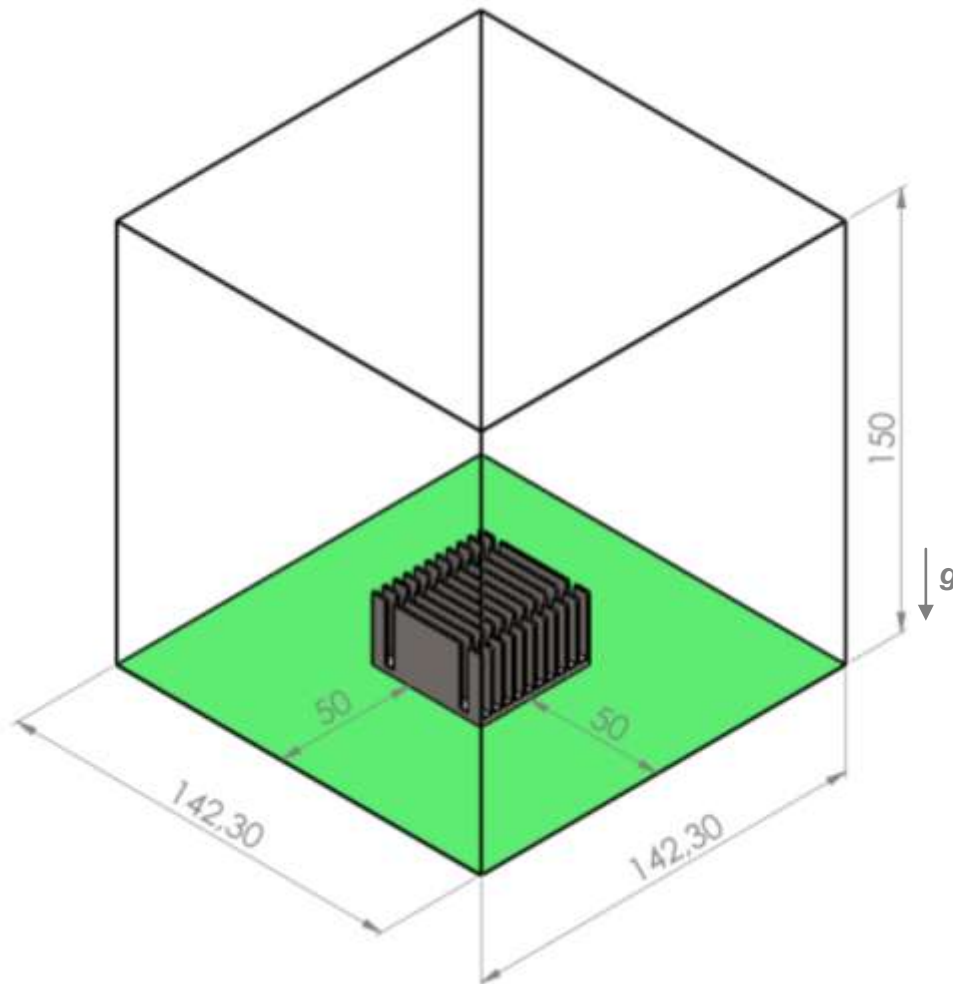


Figura 29 – Domínio computacional [mm].

As equações governantes englobam os princípios de conservação de massa, de *momentum* e de energia no domínio considerado, sob condições de regime permanente, propriedades constantes, validade de aproximação de Boussinesq para o termo de empuxo e dissipação viscosa desprezível. Os efeitos da radiação térmica foram considerados nesta modelagem.

As condições de contorno impostas para o escoamento fluido foram de entradas e saídas abertas a pressão atmosférica na seção de testes, ou seja as faces perpendiculares à base juntamente com a face superior permaneceram

abertas. A base onde a aleta está colocada foi considerada uma parede fechada. A velocidade é nula nas interfaces sólido-fluido, condição de não deslizamento.

As condições de contorno térmicas foram temperatura ambiente uniforme (T_∞) do fluido quiescente em toda a seção de testes para todas as condições de testes. A superfície inferior da seção de testes foi considerada adiabática e uma condição de fluxo térmico constante foi imposta na região entre a base inferior da aleta e a placa de MDP.

A fim de detalhar as condições impostas, estas informações são apresentadas na Figura 30.

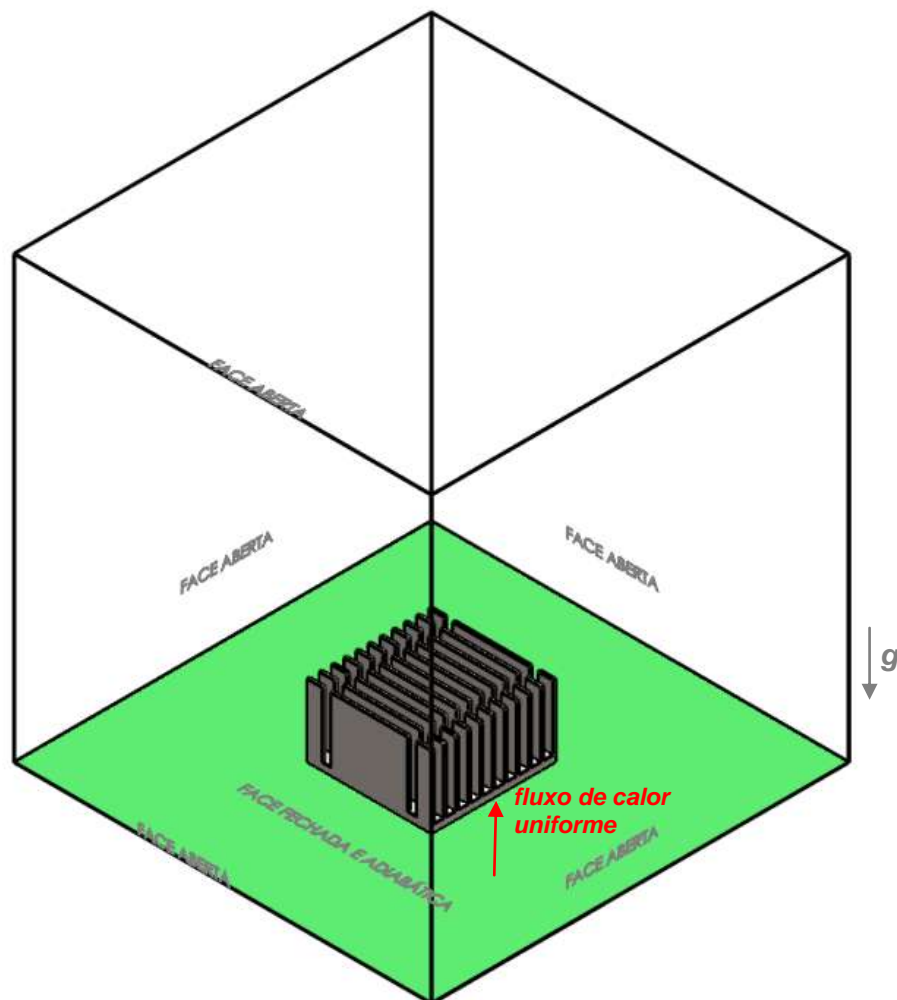


Figura 30 – Esquema condições de contorno.

5.2. TÉCNICA DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA

As equações governantes com suas respectivas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle (PATANKAR, 1980) através do *software* comercial ANSYS/Fluent™ 14.5.

O algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi feita por meio do esquema *Upwind* de 1ª Ordem. Para o modelo de radiação térmica foi utilizado *SurfacetoSurface* (ANSYS, 2011). Os fatores de sub-relaxação utilizados nas componentes de pressão e velocidade afim de prevenir a instabilidade e a divergência, provocadas pela não-linearidade na equação do *momentum* foram: 0,7 para as componentes da velocidade, 0,3 para a correção da pressão e 1,0 para a temperatura. O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudança absoluta das variáveis primitivas menores do que pelo menos quatro casas decimais entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações.

As simulações numéricas foram executadas em um microcomputador equipado com processador *Intel™Core™ i7* 3,6GHz, com 16 GB de memória RAM e placa de vídeo de 4GB. O tempo de processamento de uma solução típica foi de aproximadamente 9 (nove) minutos.

5.3. VERIFICAÇÃO NUMÉRICA

A verificação dos procedimentos adotados neste trabalho foi feita por meio da comparação dos resultados numéricos da convecção natural e radiação térmica, com os apresentados por ANSYS (2011).

O problema analisado, representado esquematicamente na Figura 31, compreende um cubo de $0,125\text{m}^3$, com uma de suas faces aquecida a temperatura de $199,85^\circ\text{C}$ (473K) e as demais paredes com temperatura de $19,85^\circ\text{C}$ (292K). O fluido utilizado neste caso é o ar, e o número de *Rayleigh* é calculado com base no valor de referência de $L=0,5\text{m}$ e se encontra na faixa de 10^8 (regime laminar).

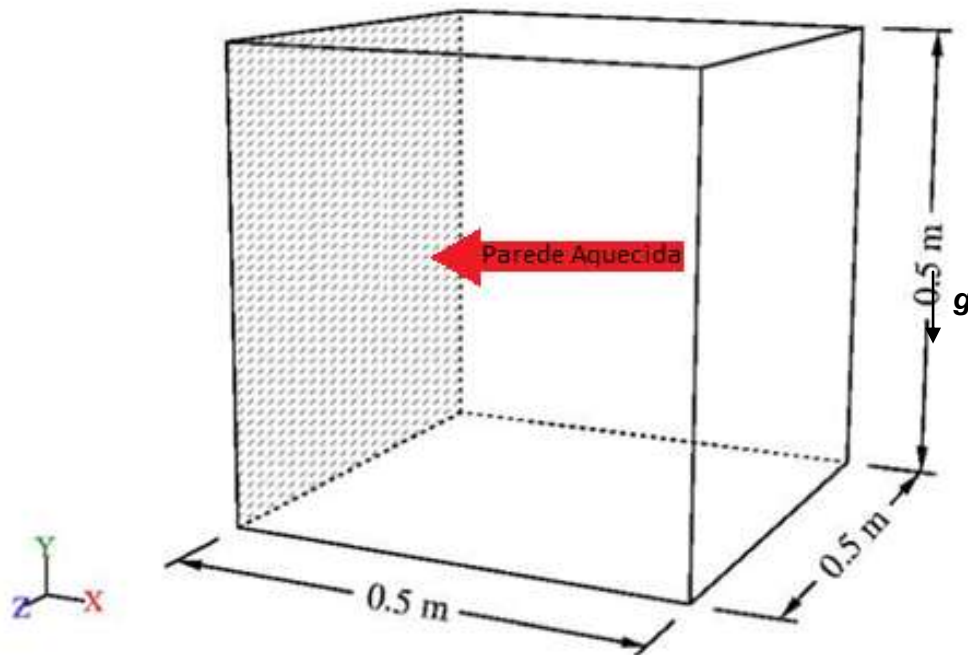


Figura 31 – Diagrama esquemático do problema de verificação numérica.
 Autor: Modificado ANSYS (2011)

O principal objetivo deste problema é a obtenção da distribuição de temperatura na cavidade fechada e as taxas de transferência de calor nas paredes. Para tal, será utilizado o modelo de radiação térmica denominado *Surface to Surface*, disponível no *software* comercial *ANSYS/FluentTM 14.5*.

A Tabela 4 apresenta os resultados obtidos para a taxa de transferência de calor total comparados com os valores apresentados por ANSYS (2011). Pode ser observado uma ótima concordância entre os resultados.

Tabela 4 – Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor total (paredes de cavidade fechada).

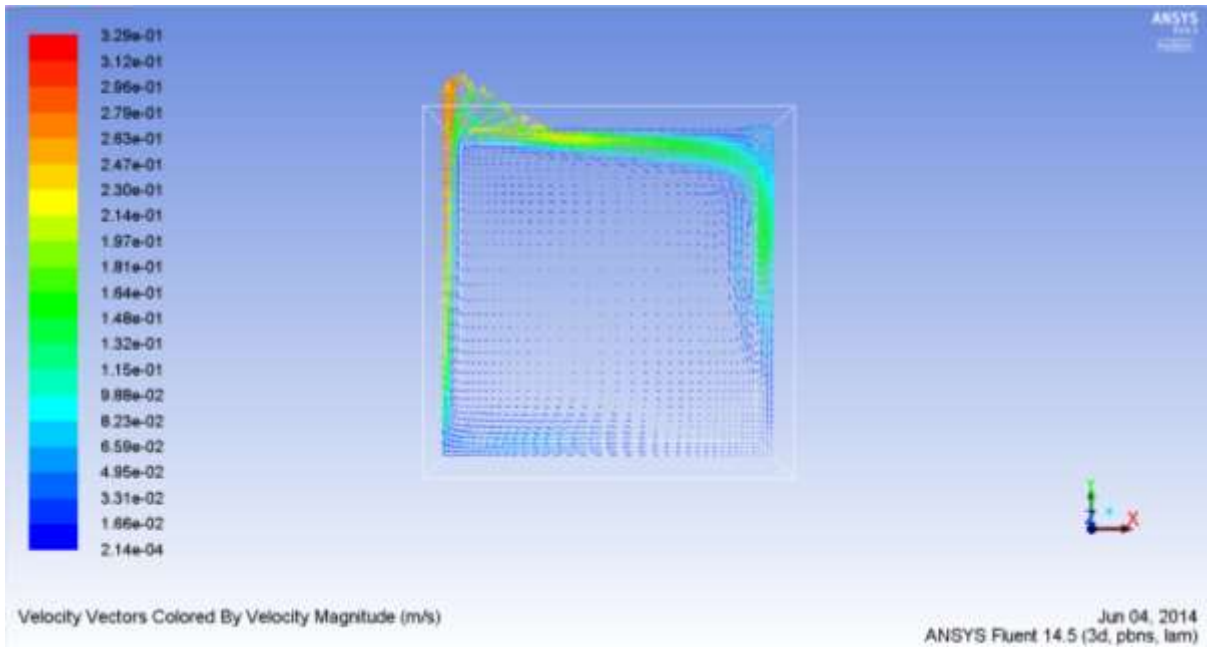
Parede da Cavidade Fechada	Presente Trabalho	ANSYS (2011)
Face X, sentido positivo	-50,466	-50,479
Face Y, sentido positivo	-50,415	-50,379
Face Z, sentido positivo	-51,061	-51,164
Face X, sentido negativo	250,576	251,478
Face Y, sentido negativo	-48,522	-48,599
Face Z, sentido negativo	-51,067	-51,168

A Tabela 5 apresenta a comparação dos resultados numéricos obtidos da transferência de calor por radiação térmica, com os valores apresentados por ANSYS (2011). Novamente, uma ótima concordância entre os resultados pode ser notada.

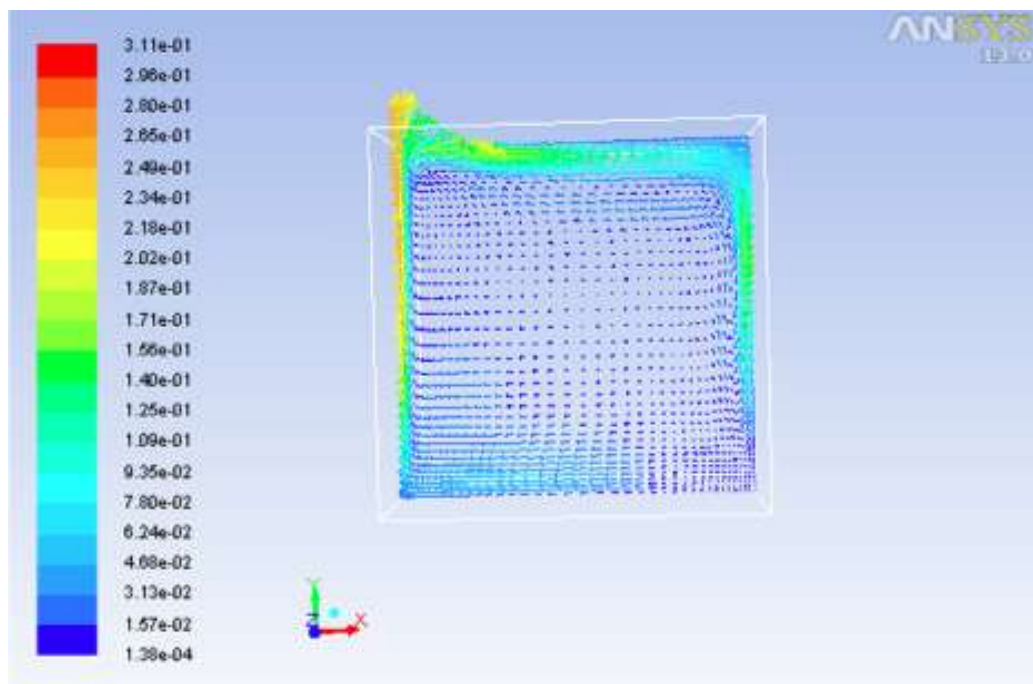
Tabela 5 – Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor por radiação térmica (paredes de cavidade fechada).

Parede da Cavidade Fechada	Presente Trabalho	ANSYS (2011)
Face X, sentido positivo	-41,495	-42,037
Face Y, sentido positivo	-29,507	-30,482
Face Z, sentido positivo	-43,521	-42,841
Face X, sentido negativo	208,255	208,000
Face Y, sentido negativo	-50,409	-50,067
Face Z, sentido negativo	-43,454	-42,884

Os perfis de velocidade e de temperatura na parede aquecida e no plano central da cavidade fechada e do fluxo térmico por radiação térmica na cavidade fechada são apresentados nas Figuras 32 a 35 respectivamente, incluindo também os resultados apresentados por ANSYS (2011). Os comportamentos destes parâmetros termofluidodinâmicos apresentam uma excelente concordância aos apresentados em ANSYS (2011).

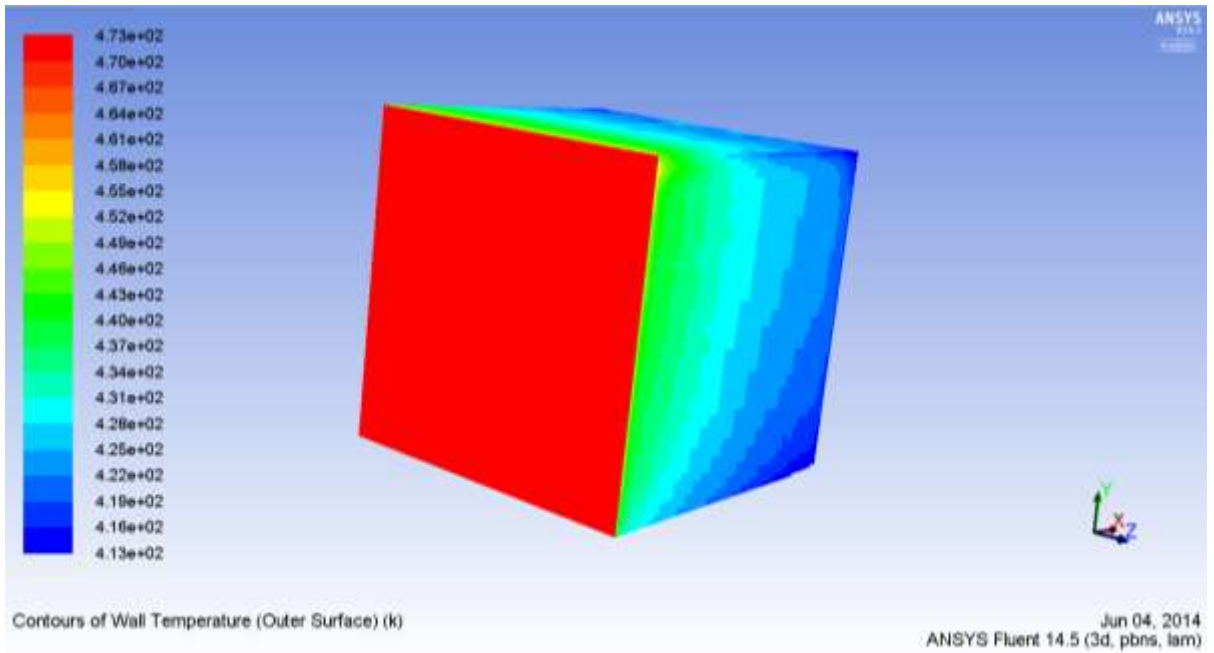


(a) Presente trabalho

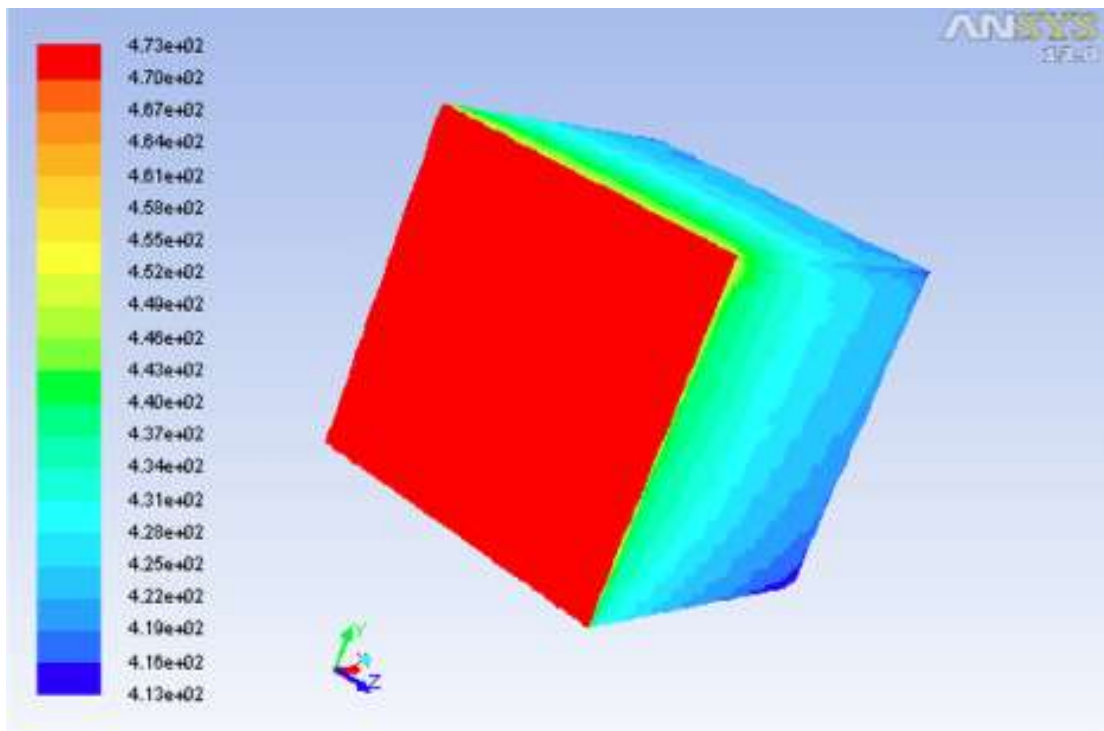


(b) ANSYS (2011) [m/s]

Figura 32 – Comparação do perfil de velocidade.

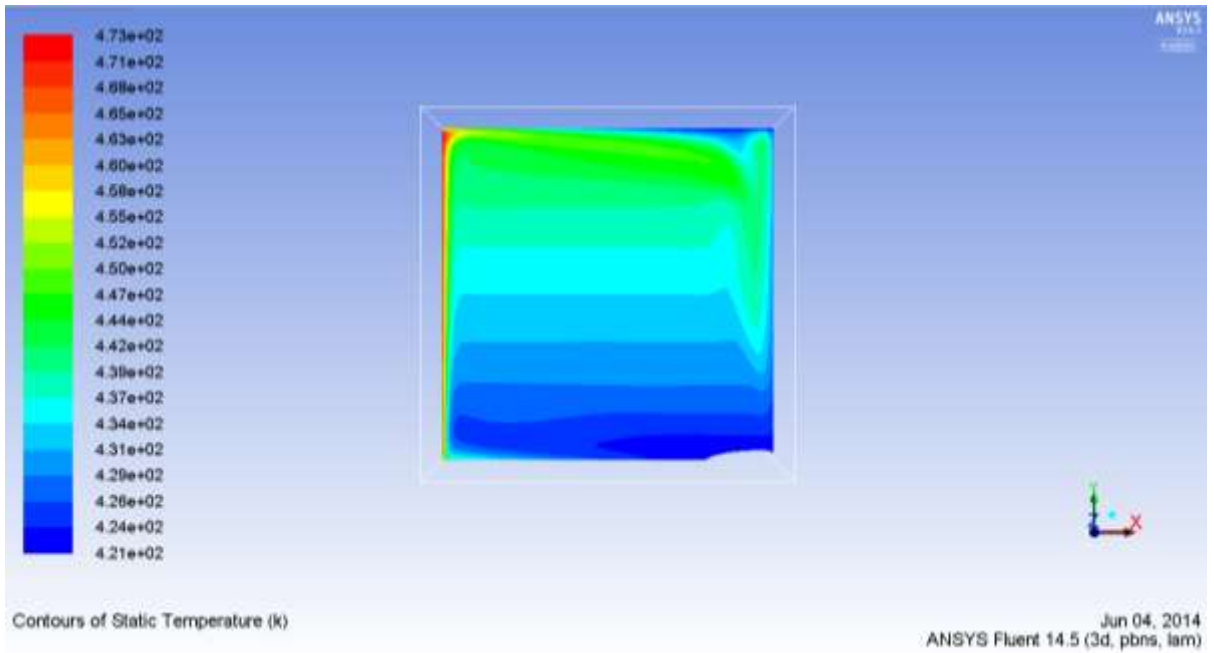


(a) Presente trabalho

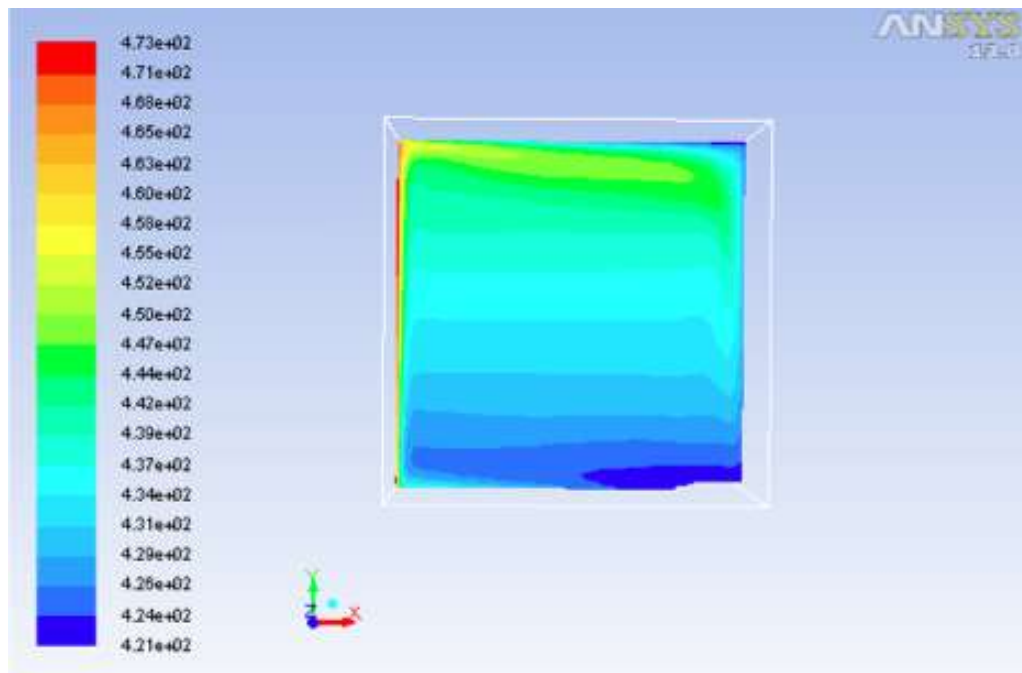


(b) ANSYS (2011) [K]

Figura 33 – Distribuição da temperatura na parede aquecida.

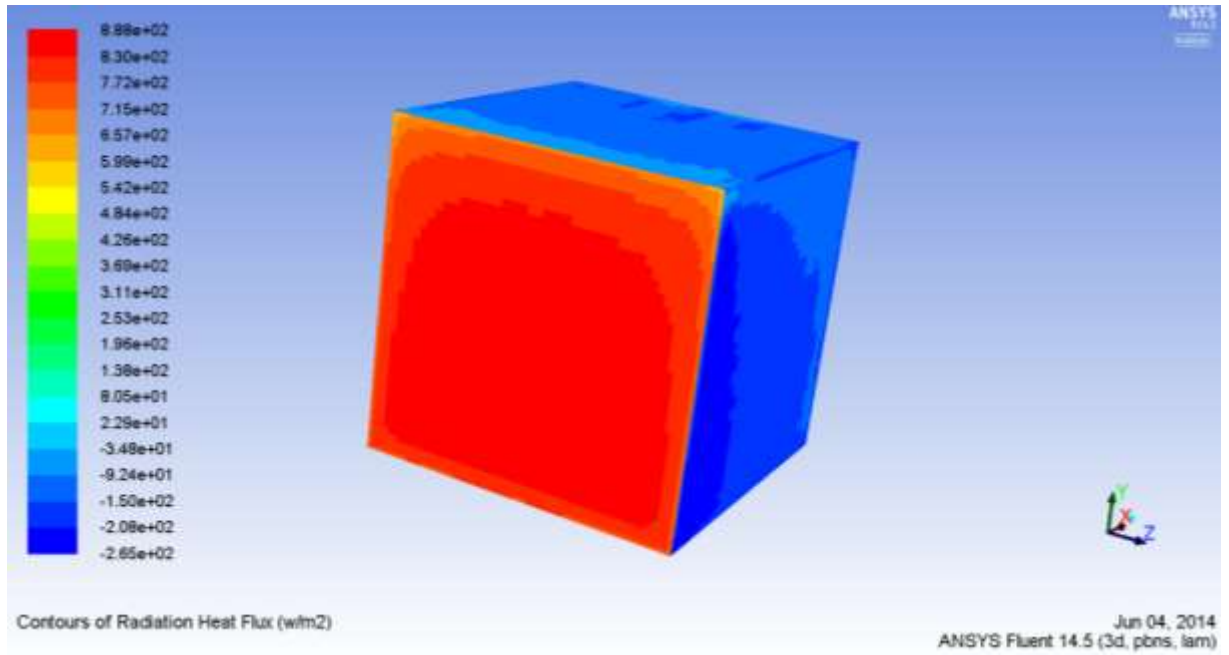


(a) Presente trabalho



(b) ANSYS (2011) [K]

Figura 34 – Distribuição da temperatura na parede aquecida.



(a) Presente trabalho

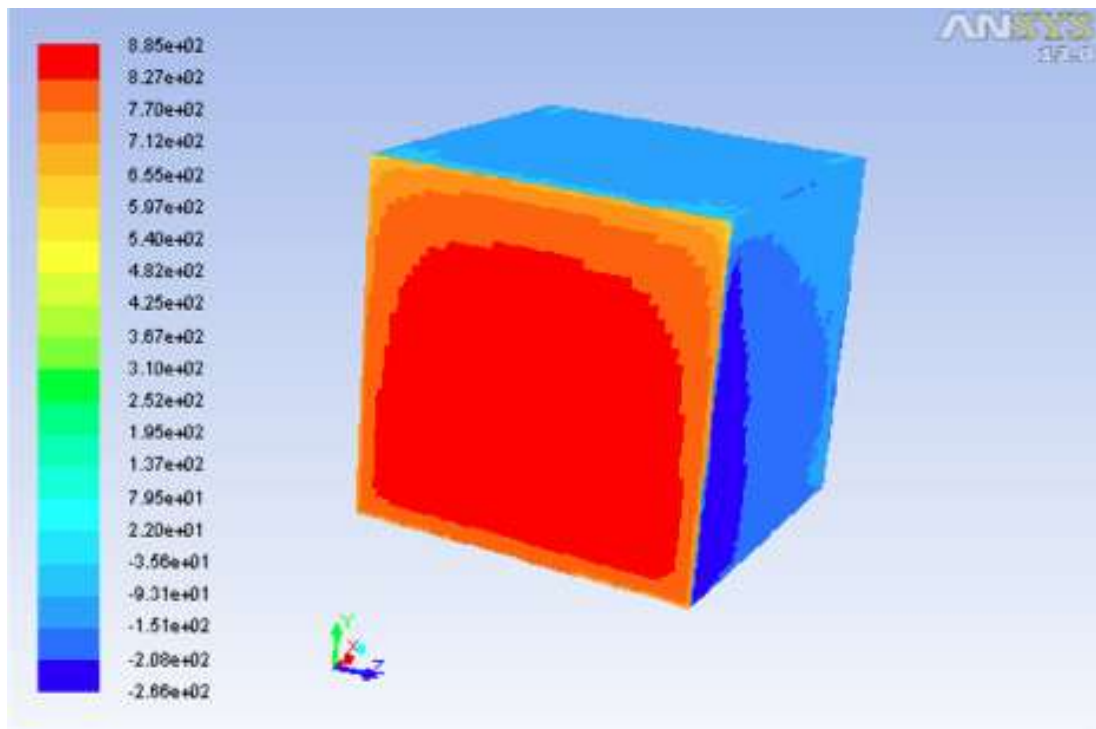
(b) ANSYS (2011) [W/m²]

Figura 35 – Fluxo térmico por radiação térmica da cavidade fechada.

5.4. REFINAMENTO DA GRADE COMPUTACIONAL

Uma análise da grade computacional foi realizada visando a obtenção de resultados numéricos que não dependam dela. Para tal, com a geometria de testes construída em uma primeira análise, foi utilizada uma malha considerada grosseira, como um ponto de partida. Na sequência de testes computacionais a grade foi refinada até se encontrar a opção mais adequada para empregá-la no domínio de cálculo obtendo assim a solução numérica.

Para este estudo de refinamento foram analisadas 4 grades computacionais, as quais são apresentadas na Figura 36. Estas grades são não-uniformes obtidas utilizando um recurso de adaptação de grade computacional disponível no *ANSYS/FluentTM* 14.5. Este recurso efetua um refinamento em regiões específicas do escoamento que apresentam um maior gradiente de velocidade na interface sólido-fluido.

O critério de escolha da grade computacional foi definido com o aumento gradativo do número de volumes de controle no domínio do cálculo computacional, até que refinamentos adicionais não alterassem mais os resultados numéricos encontrados.

Para esta análise foi utilizada uma dissipação de calor de 5W na base da aleta. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 – Refinamento da grade computacional.

Malha	Tipo	N° de Volumes de Controle	Temp. da base [°C]	\overline{Nu}_L	Tempo de processamento [min]
#1	Não-uniforme	49.104	54,1995	5,36	7,1
#2	Não-uniforme	117.876	53,9868	5,45	8,7
#3	Não-uniforme	155.168	53,7308	5,55	9,0
#4	Não-uniforme	168.140	53,7009	5,56	10,2

Fonte: Autor

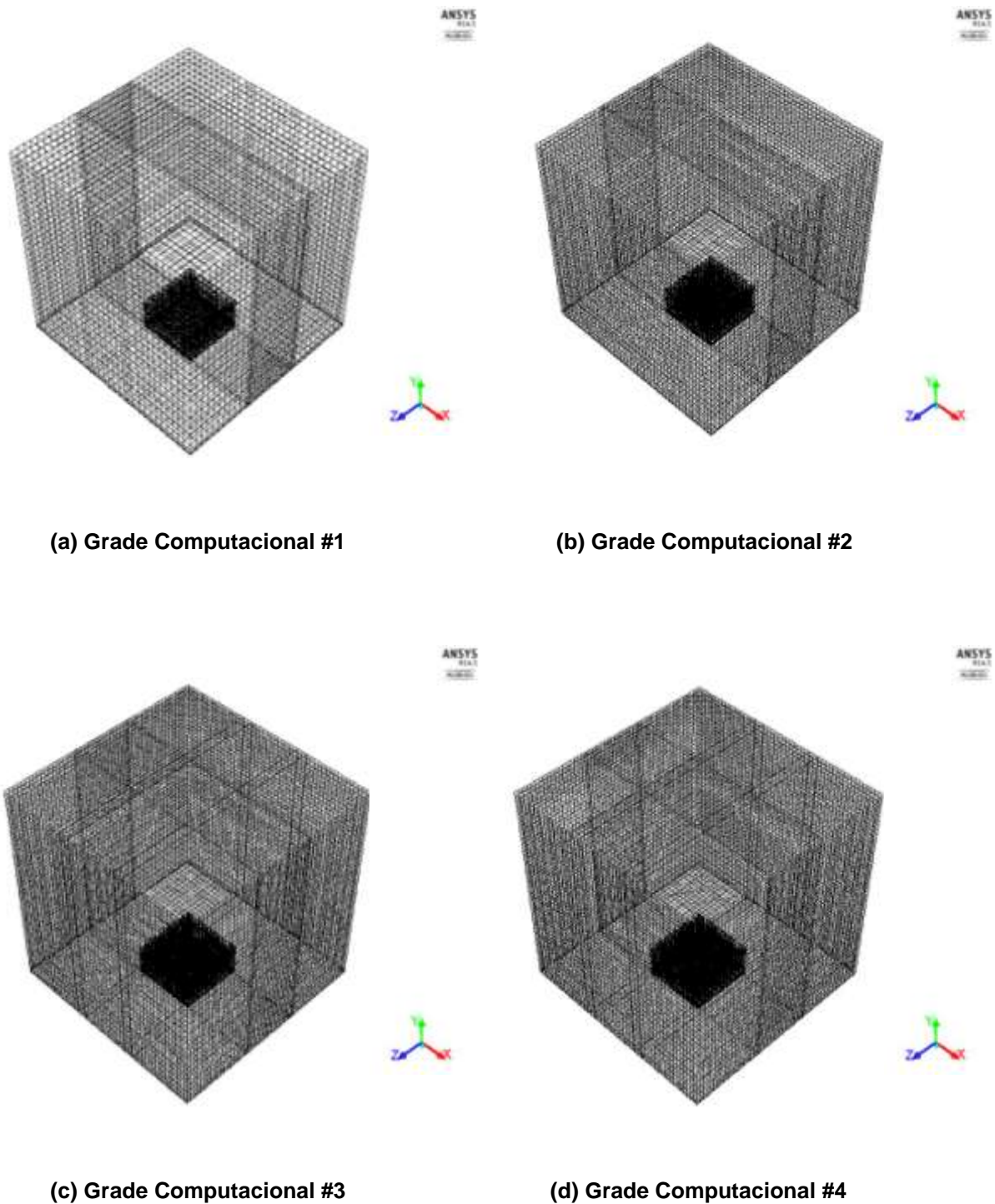


Figura 36 – Configuração das grades computacionais utilizadas no estudo de refinamento da grade computacional.

Com base nos resultados obtidos na Tabela 6, foi notado que entre as duas configurações, Grade Computacional #3 e Grade Computacional #4, a temperatura na base da aleta começa a se estabilizar, apontando assim uma opção

de malha a ser utilizada. Entre estas duas, a Grade Computacional #4 foi a escolhida, uma vez que apresenta uma precisão de 94,7% e quase não requer tempo de cálculo adicional.

A Grade Computacional #4, é uma grade 3D não-uniforme, no domínio da solução, contendo aproximadamente 170.000 volumes de controle, tendo como característica um maior refinamento nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões, como ilustrado nas Figuras 37 e 38.

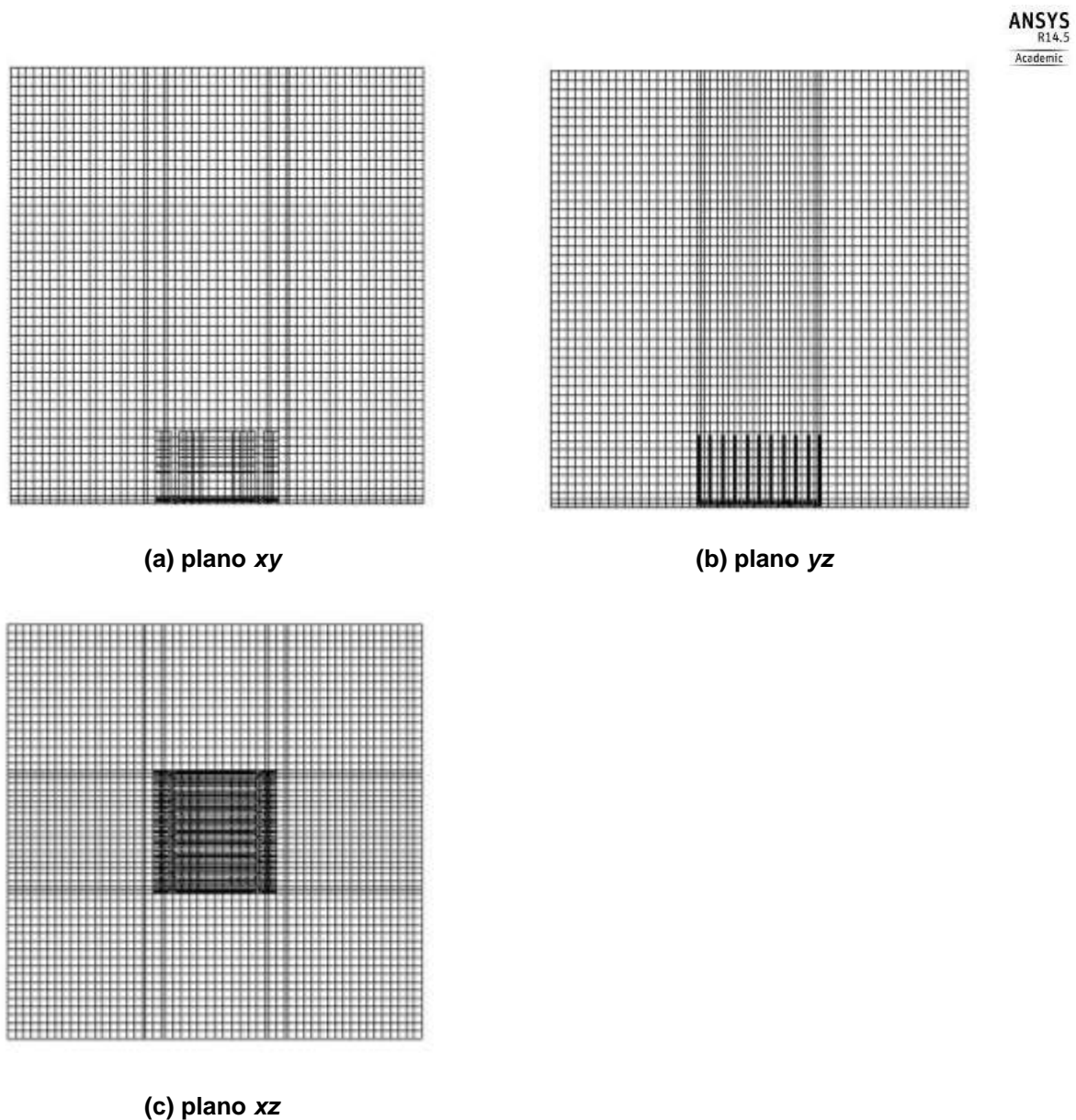


Figura 37 – Grade computacional 3D utilizada na resolução numérica.

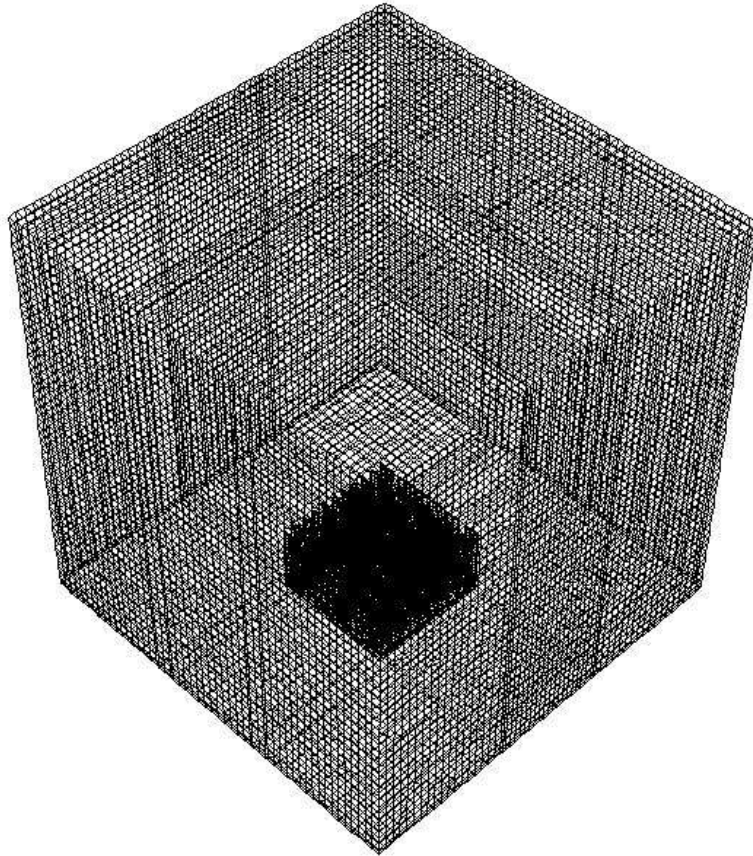


Figura 38 – Grade computacional 3D utilizada na resolução numérica (vista em perspectiva 3D).

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Trabalho de Conclusão de Curso, a transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação em uma aleta plana retangular foi analisada de forma numérica e experimental para números de *Rayleigh* compreendidos em 10^5 . Para esta faixa de investigação de Ra_L a natureza da camada-limite fluidodinâmica é laminar (INCROPERA *et al.*, 2008 e ÇENGEL & GHAJAR, 2012). Após a realização das investigações experimentais e das simulações numéricas, os resultados obtidos foram analisados e comparados, com o intuito de convalidar o modelo numérico.

A configuração geométrica utilizada para a investigação experimental pode ser observada nas Figuras 23 e 24. O fluido de resfriamento utilizado foi o ar atmosférico. A aleta utilizada é de alumínio extrudado, garantindo assim as condições isotérmicas do dissipador de calor, devido sua alta condutividade térmica. Os resultados numéricos também foram obtidos de acordo com as configurações mostradas nas Figuras 27 e 28. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes e foram obtidas através do *software Engineering Equation SolverTM* (EESTM).

6.1. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Por meio do aparato experimental apresentado no Capítulo 4, foi possível a execução deste experimento, tendo em conta o controle das condições higrótérmicas do LabCT/DAMEC/UTFPR/Ponta Grossa.

Para início dos experimentos uma corrente e uma tensão foram regulados na fonte de potência, visando à dissipação de calor desejada, a qual variou de 1 W a 11 W. A média das temperaturas obtidas em cada caso são apresentadas na Tabela 7. Estes valores foram calculados a partir de uma média aritmética dos 3 grupos de testes que foram realizadas. Os valores para cada seção podem ser encontrados no Apêndice A deste TCC.

A temperatura da superfície [T_s] mostrada na Tabela 7 refere-se à temperatura indicada pela posição do termopar #3. A temperatura da vizinhança [T_∞] foi captada pelo termopar #6.

Tabela 7 – Dados experimentais coletados.

#	Corrente [A]	Tensão [V]	q [W]	T_s [°C]	T_∞ [°C]	T_{filme} [°C]
1	0,593	1,7	1,009	29,49	20,90	25,19
2	0,730	2,1	1,533	33,16	20,45	26,81
3	0,828	2,5	2,102	36,38	20,26	28,32
4	0,905	2,8	2,488	38,98	20,83	29,91
5	1,003	3,0	3,033	42,04	20,77	31,40
6	1,163	3,5	4,098	46,89	20,32	33,60
7	1,303	3,9	5,070	51,49	20,53	36,01
8	1,415	4,3	6,109	56,61	20,78	38,69
9	1,525	4,7	7,109	60,71	20,42	40,57
10	1,645	5,0	8,139	64,74	20,28	42,51
11	1,725	5,3	9,055	68,61	20,77	44,69
12	1,830	5,5	10,065	72,36	20,62	46,49
13	1,908	5,8	11,011	76,08	20,59	48,33

A Figura 39 foi captada com a câmera termográfica de alto desempenho FLIR T-440, durante os experimentos. É possível observar que para este caso (Caso #5) a temperatura da aleta é uniforme, assegurando assim as condições de estudo impostas, aleta isotérmica.

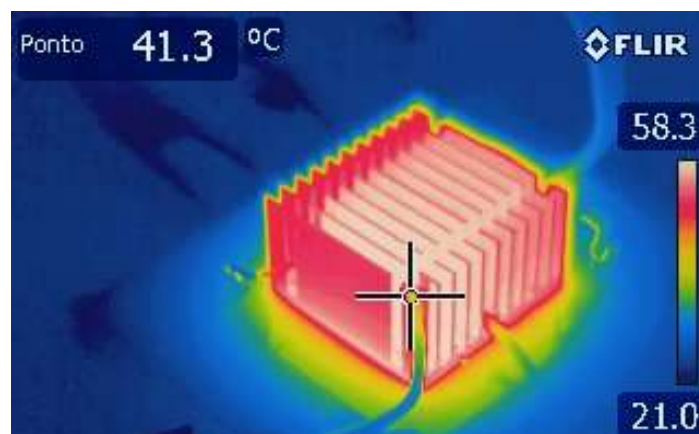


Figura 39 – Imagem câmera termográfica 3W (Caso #5).

O Gráfico 2 apresenta o comportamento da temperatura da superfície da aleta em função da potência dissipada. Uma correlação entre a dissipação de calor e a temperatura da superfície, com erros menores do que 6,3% é expressa por:

$$T_s = 27,54q^{0,406} \quad (17)$$

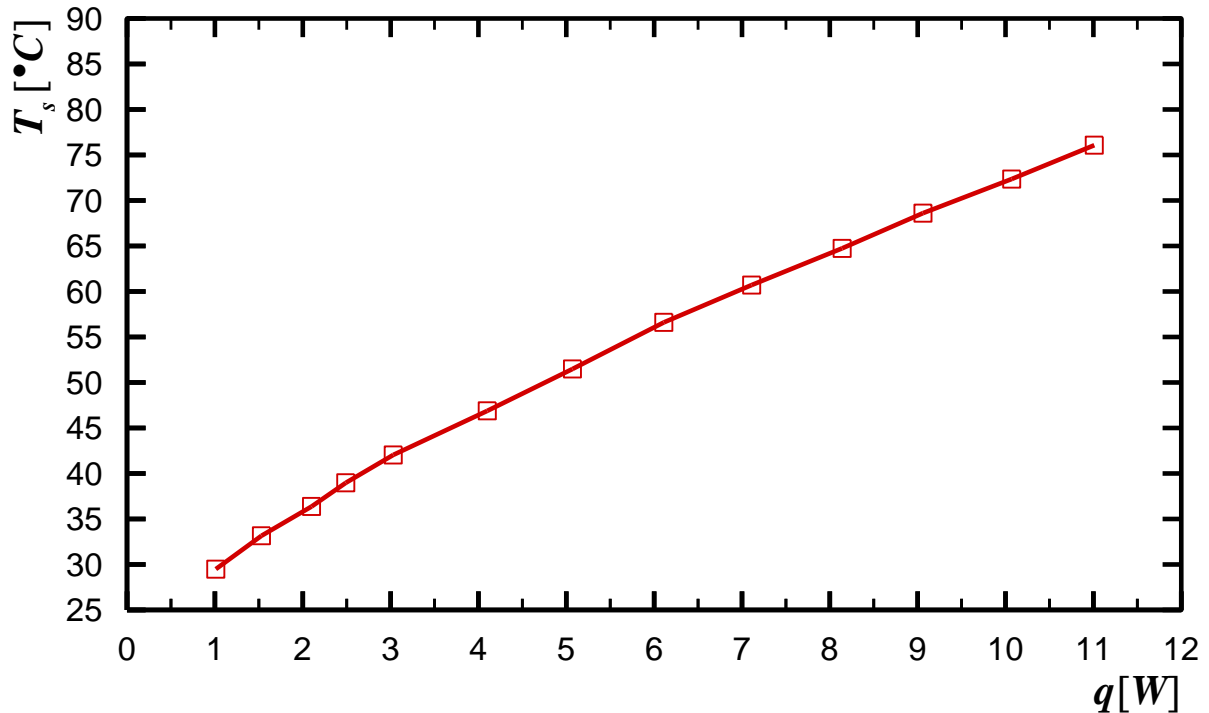


Gráfico 2 – Temperatura experimental da superfície em função da potência dissipada.

Para estimar a transferência de calor por radiação térmica foi considerada uma emissividade na superfície da aleta igual a 0,61 (Öhman, 1999). Na Tabela 8 são apresentados os valores para as taxas de transferência de calor total (conjugada convecção natural-radiação térmica).

É possível observar que para uma baixa dissipação de calor, a transferência de calor pelo fenômeno de radiação predomina, iniciando com quase o dobro do valor da transferência de calor por convecção natural. Com o aumento da dissipação de calor ocorre uma inversão dos papéis, onde a quantidade de calor transferida com o ambiente por convecção natural é dominante, o que é possível comprovar a partir do Caso #7. O comportamento das taxas de transferência de calor, por radiação térmica e por convecção natural é apresentado no Gráfico 3 em função da dissipação de calor.

Tabela 8 – Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica.

#	q [W]	q_{rad} [W]	q_{conv} [W]	q_{rad}/q	q_{conv}/q
1	1,009	0,625	0,384	0,619	0,381
2	1,533	0,939	0,594	0,613	0,387
3	2,102	1,210	0,892	0,575	0,425
4	2,488	1,384	1,104	0,556	0,444
5	3,033	1,647	1,386	0,543	0,457
6	4,098	2,104	1,994	0,513	0,487
7	5,070	2,511	2,559	0,495	0,505
8	6,109	2,985	3,124	0,489	0,511
9	7,109	3,420	3,688	0,481	0,519
10	8,139	3,847	4,292	0,473	0,527
11	9,055	4,230	4,825	0,467	0,533
12	10,065	4,656	5,409	0,463	0,537
13	11,011	5,086	5,924	0,462	0,538

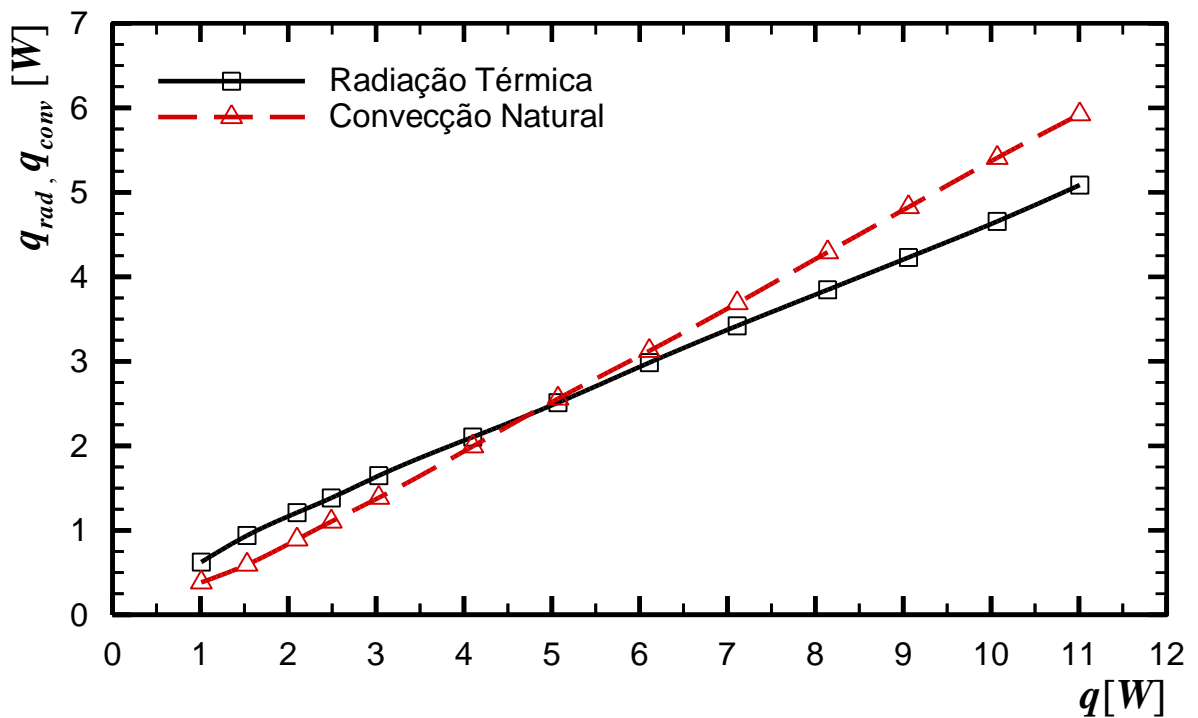


Gráfico 3 – Transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica.

As propriedades termofísicas do ar (fluido de resfriamento), apresentadas na Tabela 9, foram obtidas por meio da biblioteca disponível no *software Engineering Equation SolverTM*. Estes valores foram calculados considerando a temperatura de filme. Para tanto as propriedades termofísicas calculadas foram: condutividade térmica (k), coeficiente de expansão térmica (β), viscosidade cinemática (ν), difusividade térmica (α) e número de *Prandtl* (Pr).

Tabela 9 – Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do *EESTM*.

#	$T_{\text{filme}} [^{\circ}\text{C}]$	$k \cdot 10^3 [\text{W/mK}]$	$\beta \cdot 10^4 [\text{K}^{-1}]$	$\nu \cdot 10^6 [\text{m}^2/\text{s}]$	$\alpha \cdot 10^6 [\text{m}^2/\text{s}]$	Pr
1	25,19	26,27	33,52	15,82	22,36	0,7075
2	26,81	26,37	33,34	15,95	22,55	0,7074
3	28,32	26,48	33,17	16,08	22,74	0,7072
4	29,91	26,58	33,00	16,21	22,93	0,7070
5	31,40	26,57	32,83	16,20	22,92	0,7068
6	33,60	26,85	32,60	16,56	23,44	0,7066
7	36,01	27,04	32,35	16,81	23,80	0,7062
8	38,69	27,23	32,07	17,06	24,17	0,7059
9	40,57	27,39	31,88	17,27	24,48	0,7057
10	42,51	27,55	31,68	17,50	24,80	0,7055
11	44,69	27,67	31,46	17,66	25,04	0,7053
12	46,49	27,84	31,29	17,88	25,37	0,7050
13	48,33	28,03	31,11	18,14	25,74	0,7047

Com todas as propriedades encontradas, a resistência térmica total foi calculada através da Eq.(13) para cada caso e a condutância térmica global foi calculada pela Eq.(15). Estes resultados são mostrados na Tabela 10 e 11, respectivamente.

Como são manipulados resultados experimentais é válido considerar as incertezas presentes nestes valores, sendo assim, estes resultados acompanham suas devidas incertezas experimentais que foram calculadas com auxílio do *software*

Uncertainty Calculator, disponível no site do *ColbyCollege*¹, utilizando a Técnica de Amostragem Simples. No Apêndice B deste trabalho é possível encontrar mais informações referente ao cálculo de incertezas.

Tabela 10 – Resultados experimentais da Resistência Térmica.

#	q_{total} [W]	R_t [°C/W]	Incerteza [+/-]	Incertezas [%]
1	1,009	8,51	3,10	36,41
2	1,533	8,29	2,00	24,14
3	2,102	7,67	1,50	19,57
4	2,488	7,29	1,20	16,46
5	3,033	7,01	1,00	14,26
6	4,098	6,48	0,77	11,88
7	5,070	6,11	0,62	10,15
8	6,109	5,87	0,52	8,87
9	7,109	5,67	0,44	7,76
10	8,139	5,46	0,38	6,96
11	9,055	5,28	0,34	6,44
12	10,065	5,14	0,31	6,03
13	11,011	5,04	0,28	5,56

As incertezas calculadas para este experimento consideraram um erro na medição dos termopares, indicado pelo fabricante, de $\pm 2,2^\circ\text{C}$, implicando em um resultado elevado de incerteza quando se medem baixas temperaturas como, por exemplo, no Caso#1 e Caso#2.

Os resultados apresentados na Tabela 10 estão disponíveis no Gráfico 4, considerando a resistência térmica em função da potência dissipada. Como esperado, a resistência térmica diminui com o aumento da dissipação de calor.

¹<http://www.colby.edu/chemistry/PChem/scripts/error.html>

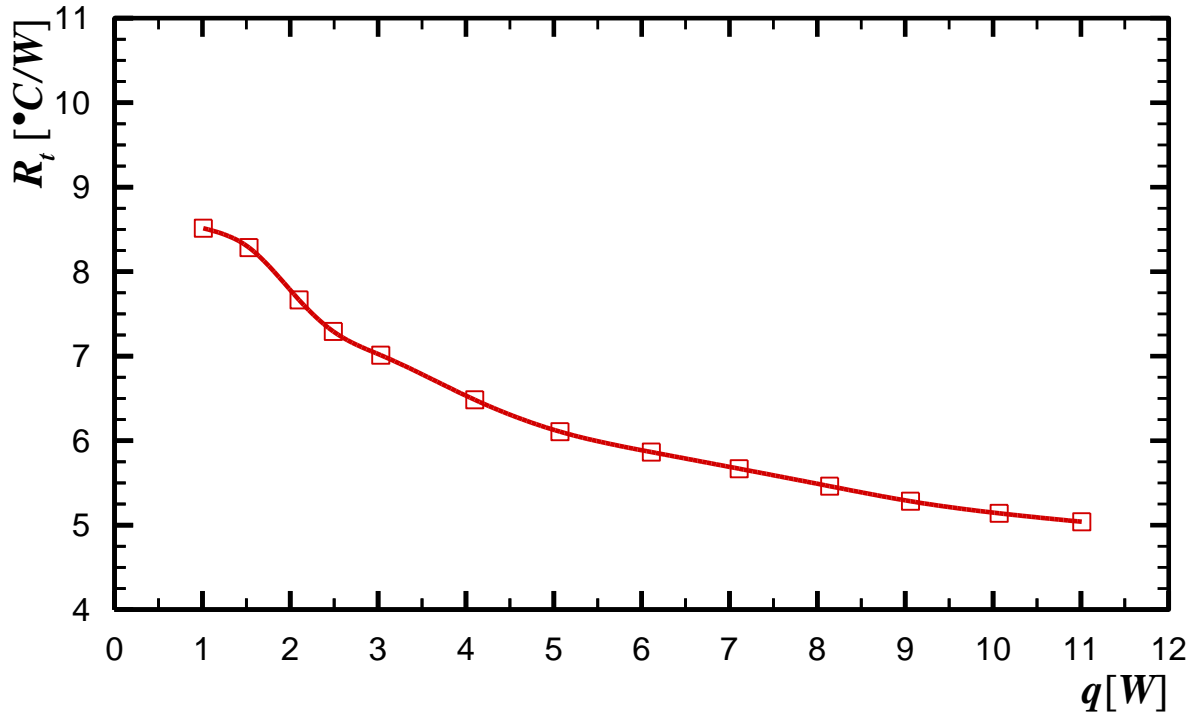


Gráfico 4 – Resistência térmica em função da potência dissipada.

Na Tabela 11 são apresentados os valores da Condutância Térmica Global, calculada através da Eq.(15). Respectivamente encontram-se as incertezas. Estes valores são mostrados também pelo Gráfico 5, onde a Condutância Térmica Global está em função da potência de dissipação. Como observado no Gráfico 5 a Condutância Térmica Global aumenta com a potência dissipada.

Tabela 11 – Resultados experimentais da Condutância Térmica Global e suas incertezas.

#	q_{total} [W]	UA [W/°C]	Incerteza [+/-]	Incertezas [%]
1	1,009	0,1175	0,043	36,61
2	1,533	0,1207	0,030	24,86
3	2,102	0,1304	0,025	19,16
4	2,488	0,1371	0,024	17,50
5	3,033	0,1426	0,021	14,73
6	4,098	0,1542	0,018	11,67
7	5,070	0,1638	0,017	10,38
8	6,109	0,1705	0,015	8,80
9	7,109	0,1764	0,014	7,94
10	8,139	0,1831	0,013	7,10
11	9,055	0,1893	0,013	6,87
12	10,065	0,1945	0,012	6,17
13	11,011	0,1984	0,011	5,54

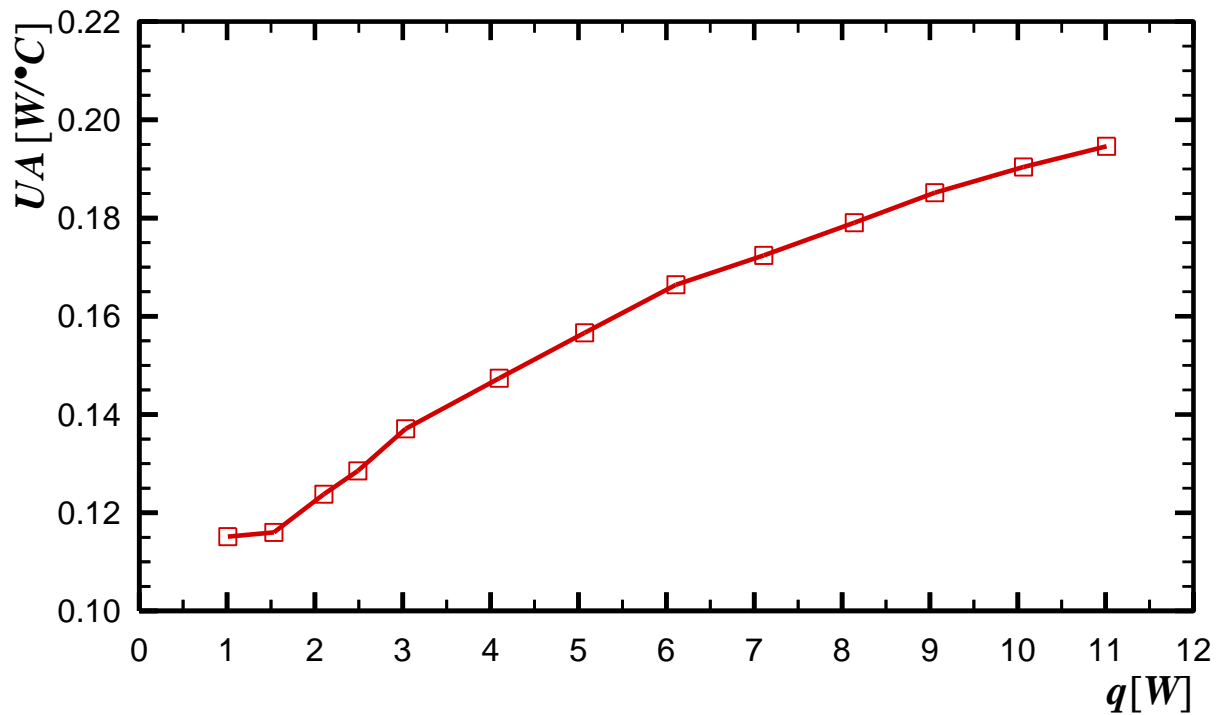


Gráfico 5 – Condutância Térmica Global em função da potência dissipada.

Os resultados experimentais para o número de *Nusselt* médio foram obtidos utilizando a Eq.(8), onde h foi calculado utilizando o q_{conv} . Suas respectivas incertezas e o número de Ra_L que foi calculado através da Eq.(11) são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – *Nusselt* médio experimental com suas respectivas incertezas.

#	q_{total} [W]	$Ra_L \cdot 10^{-5}$	\bar{h} [W/m ² °C]	\overline{Nu}_L	Incerteza [+/-]	Incerteza [%]
1	1,009	0,60	2,26	3,64	1,6	44,01
2	1,533	0,87	2,36	3,79	1,4	36,97
3	2,102	1,08	2,80	4,47	1,5	33,59
4	2,488	1,19	3,07	4,89	1,6	32,73
5	3,033	1,39	3,29	5,24	1,6	30,55
6	4,098	1,65	3,79	5,97	1,8	30,16
7	5,070	1,85	4,18	6,53	1,9	29,11
8	6,109	2,06	4,41	6,84	2,0	29,25
9	7,109	2,25	4,63	7,14	2,0	28,03
10	8,139	2,40	4,88	7,48	2,1	28,06
11	9,055	2,52	5,10	7,78	2,2	28,26
12	10,065	2,64	5,28	8,02	2,2	27,44
13	11,011	2,74	5,39	8,13	2,3	28,28

O Gráfico 6 apresenta o comportamento do número de *Nusselt* médio em função do número de *Rayleigh*. Como esperado, o *Nusselt* médio aumenta com o número de *Rayleigh*, fato que indica uma maior transferência de calor por convecção natural. Estes resultados foram correlacionados com um desvio máximo de cerca de 9,1%.

$$\overline{Nu}_L = 0,005Ra_L^{0,59} \quad (18)$$

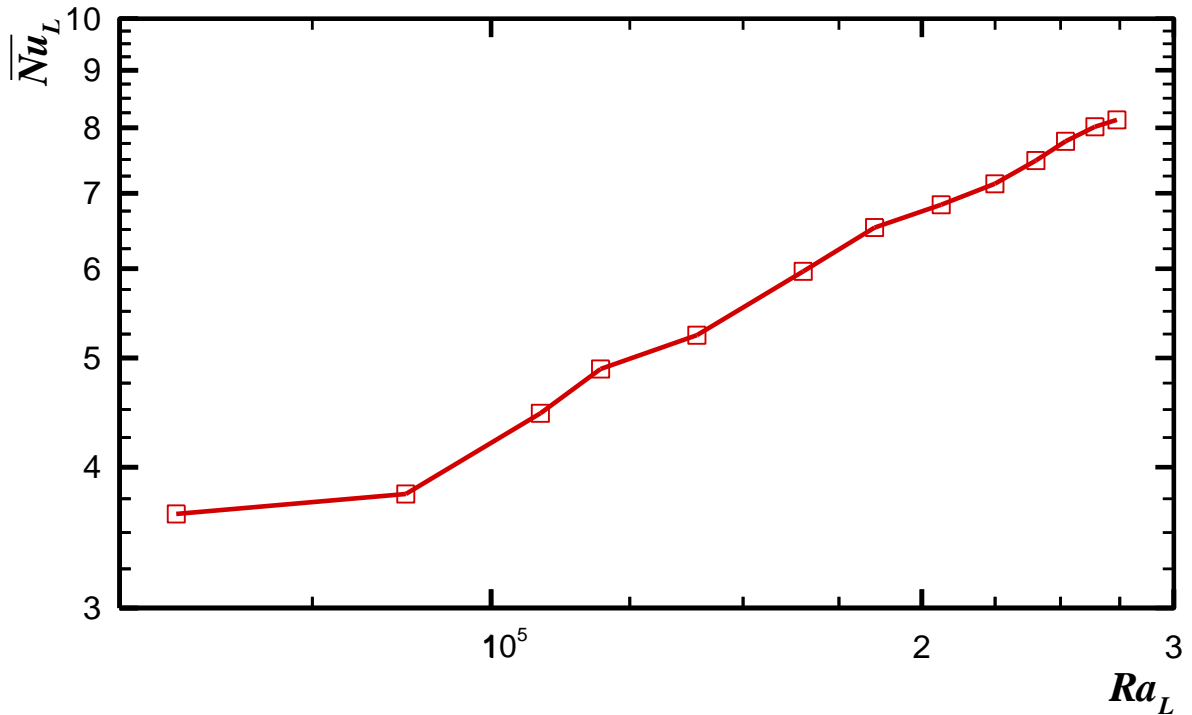


Gráfico 6 – *Nusselt* médio experimental em função de *Rayleigh*.

6.2. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Nesta seção são apresentados os resultados numéricos obtidos através das simulações numéricas utilizando o *software ANSYS/FluentTM14.5*. A configuração geométrica utilizada para esta simulação é ilustrada na Figura 30. O comprimento da aleta plana retangular, L , é de 0,04226m. Os valores de dissipação de potência e temperatura do fluido externo e quiescente foram os mesmos estudados na investigação experimental.

Na Figura 40 é mostrado o perfil de velocidade 3D para diferentes casos de dissipação de calor. Pode ser notado o aumento da velocidade em função do aumento da potência.

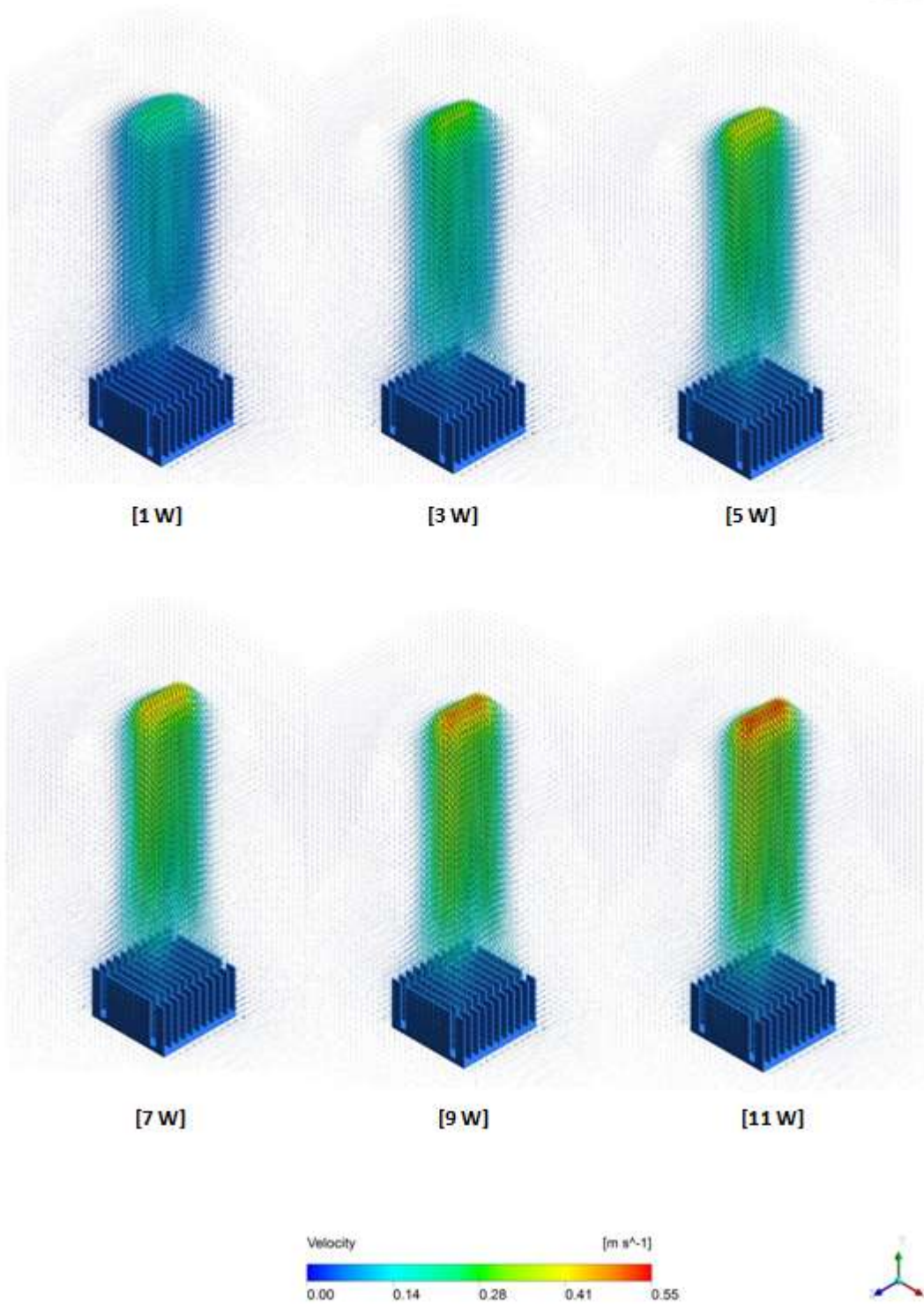


Figura 40 – Perfil de velocidade em 3D.

As Figuras 41 a 43 detalham o perfil de velocidade para 3 casos específicos, são eles: 1W, 5W e 11W, onde a imagem (a) apresenta os vetores normalizados.

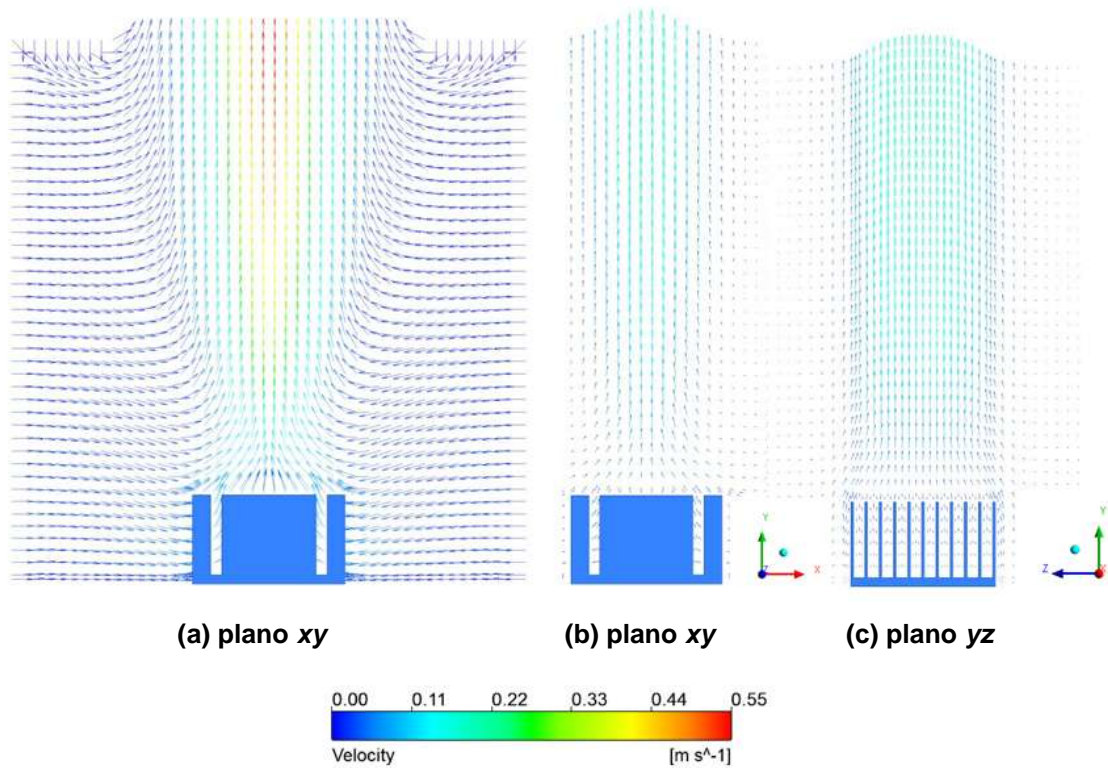


Figura 41 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 1W (caso #1).

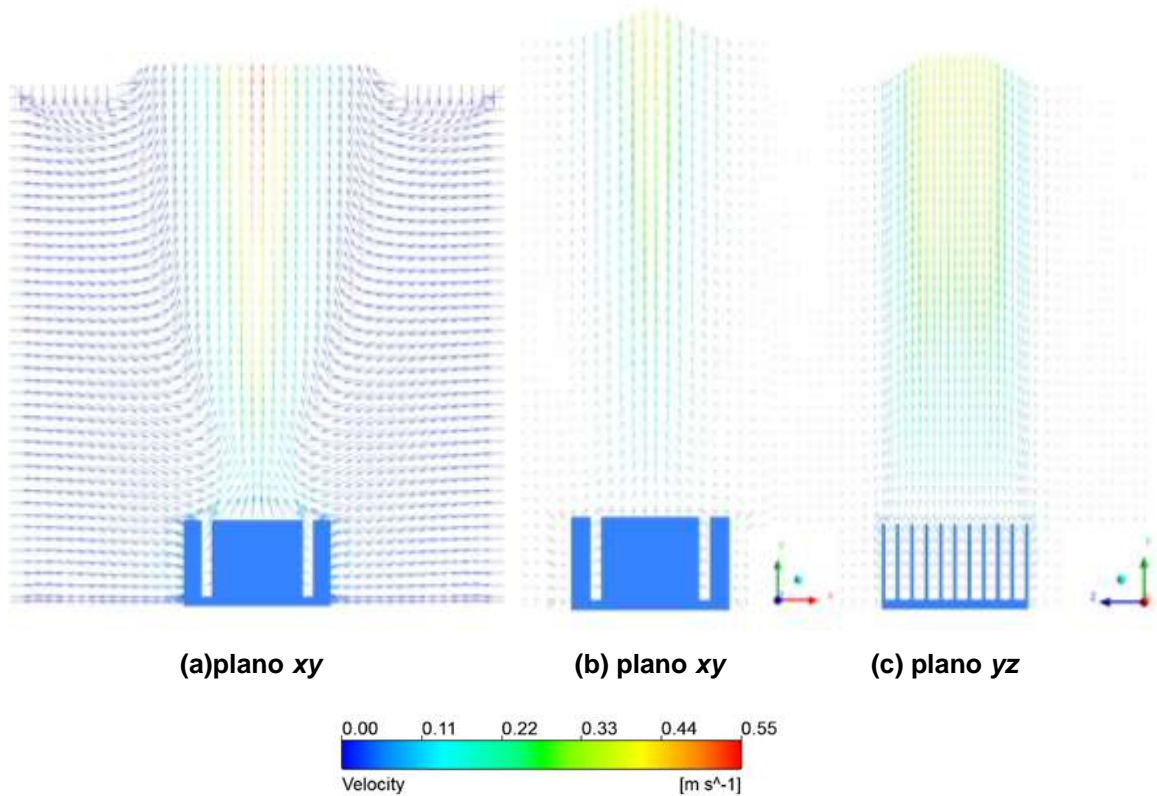


Figura 42 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 5W (caso #7).

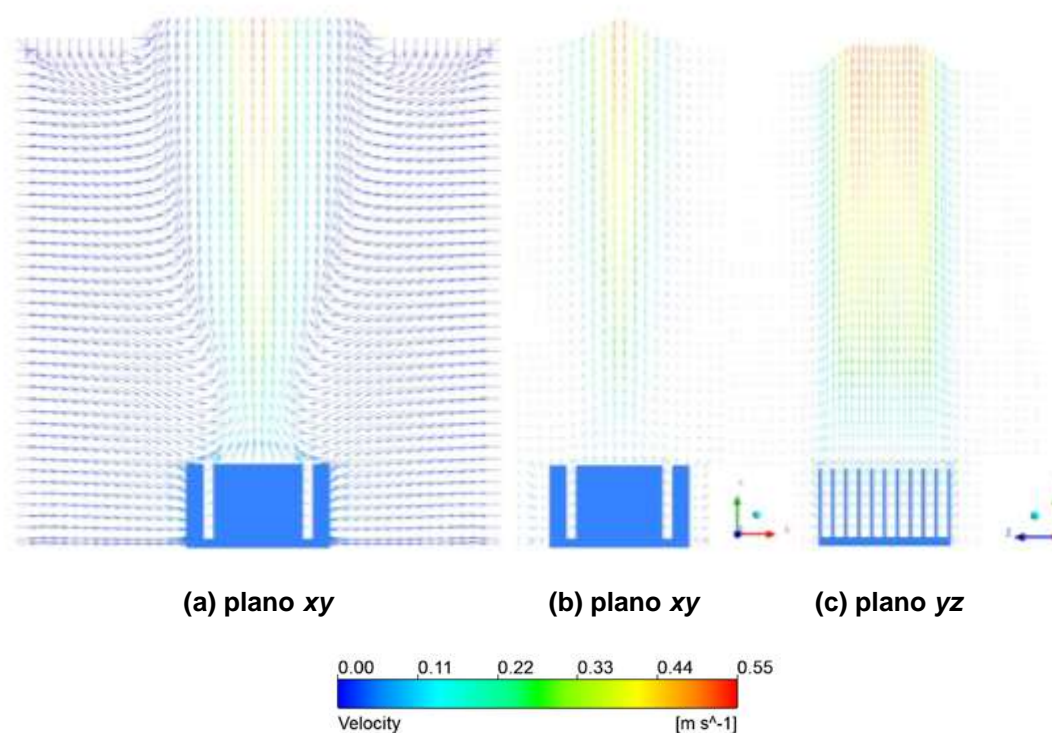


Figura 43 – Perfil de velocidade detalhado para potência de 11W (caso #13).

Os perfis de velocidade 2D mostrados nas Figuras 41 a 43 indicam velocidades que variam de 0m/s a 0.55m/s. Com o auxílio destas imagens é possível observar o campo de velocidade desenvolvido no caso da convecção natural, extraindo informações como a direção e a magnitude dos vetores, para o caso de potências de 1W, 5W e 11W.

A Tabela 13 apresenta os resultados numéricos obtidos após as simulações de cada caso da temperatura da superfície da aleta. A curva de comportamento da temperatura da superfície em função da potência dissipada pode ser observada no Gráfico 7.

Tabela 13 – Dados numéricos coletados.

#	q [W]	T_s [°C]	T_∞ [°C]	T_{filme} [°C]
1	1,0	29,99	21,00	25,49
2	1,5	34,18	21,00	27,59
3	2,0	37,81	21,00	29,41
4	2,5	40,80	21,00	30,90
5	3,0	43,62	21,00	32,31
6	4,0	48,85	21,00	34,93
7	5,0	53,70	21,00	37,35
8	6,0	58,26	21,00	39,63
9	7,0	62,59	21,00	41,80
10	8,0	66,74	21,00	43,87
11	9,0	70,74	21,00	45,87
12	10,0	74,60	21,00	47,80
13	11,0	78,34	21,00	49,67

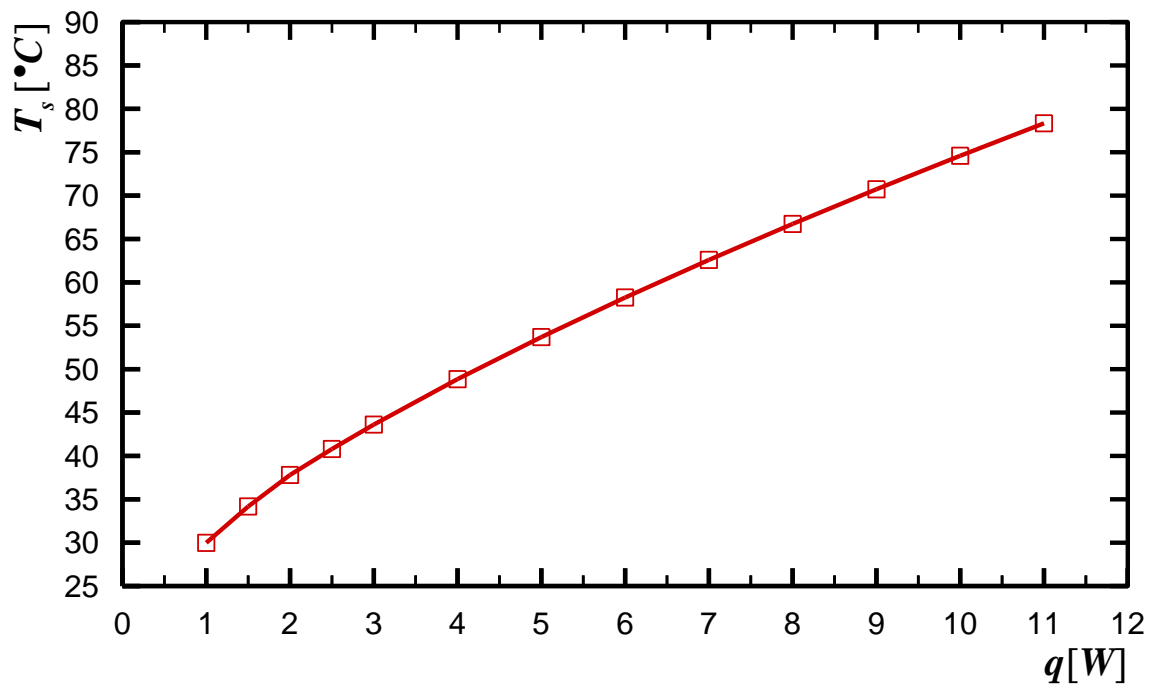


Gráfico 7 – Temperatura da superfície em função da potência dissipada.

Os resultados gráficos obtidos através da simulação numérica são apresentados na sequência. Na Figura 44 são apresentadas as isotérmicas em função da potência dissipada na resistência térmica. Foram escolhidos 6 casos para serem apresentados.

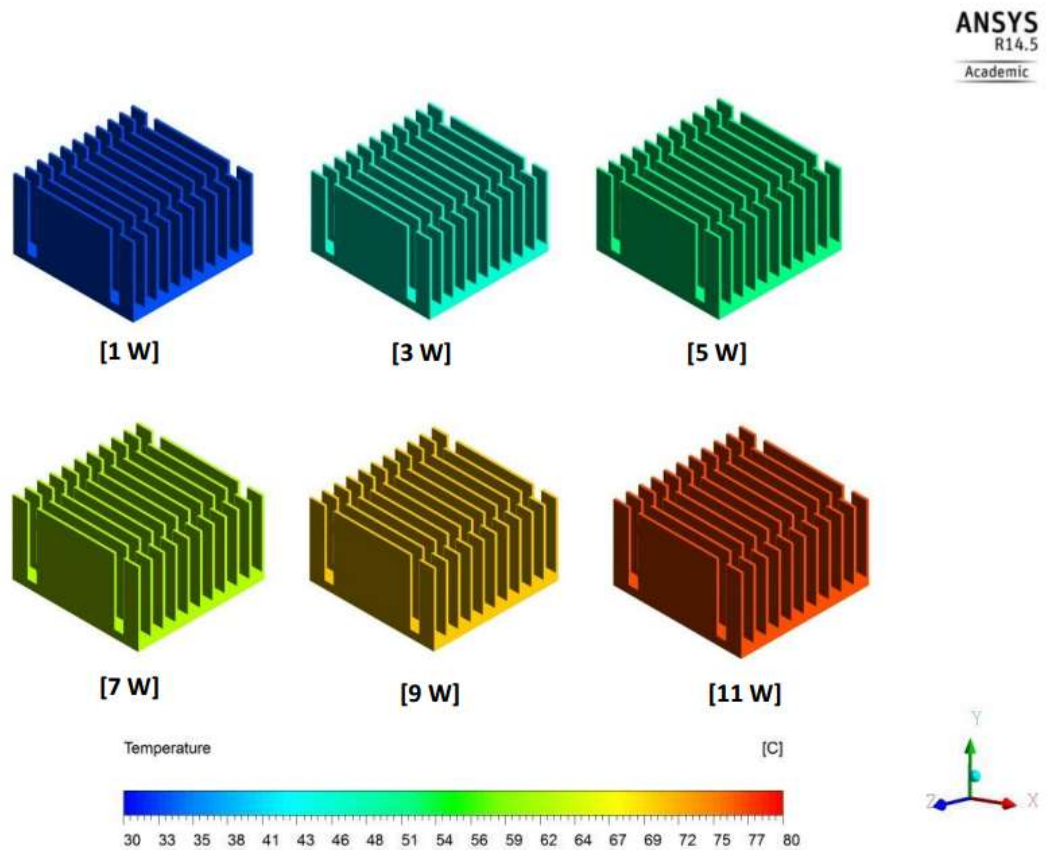


Figura 44 – Temperatura da aleta em função da potência.

As Figuras 45 a 47 mostram 3 diferentes vistas, para os casos de 1W, 5W e 11W de potência dissipada, nas quais são apresentadas o perfil de temperatura. Os planos cortantes estão localizados no plano mediano de cada orientação da aleta, com exceção da vista localizada a 4mm da base inferior.

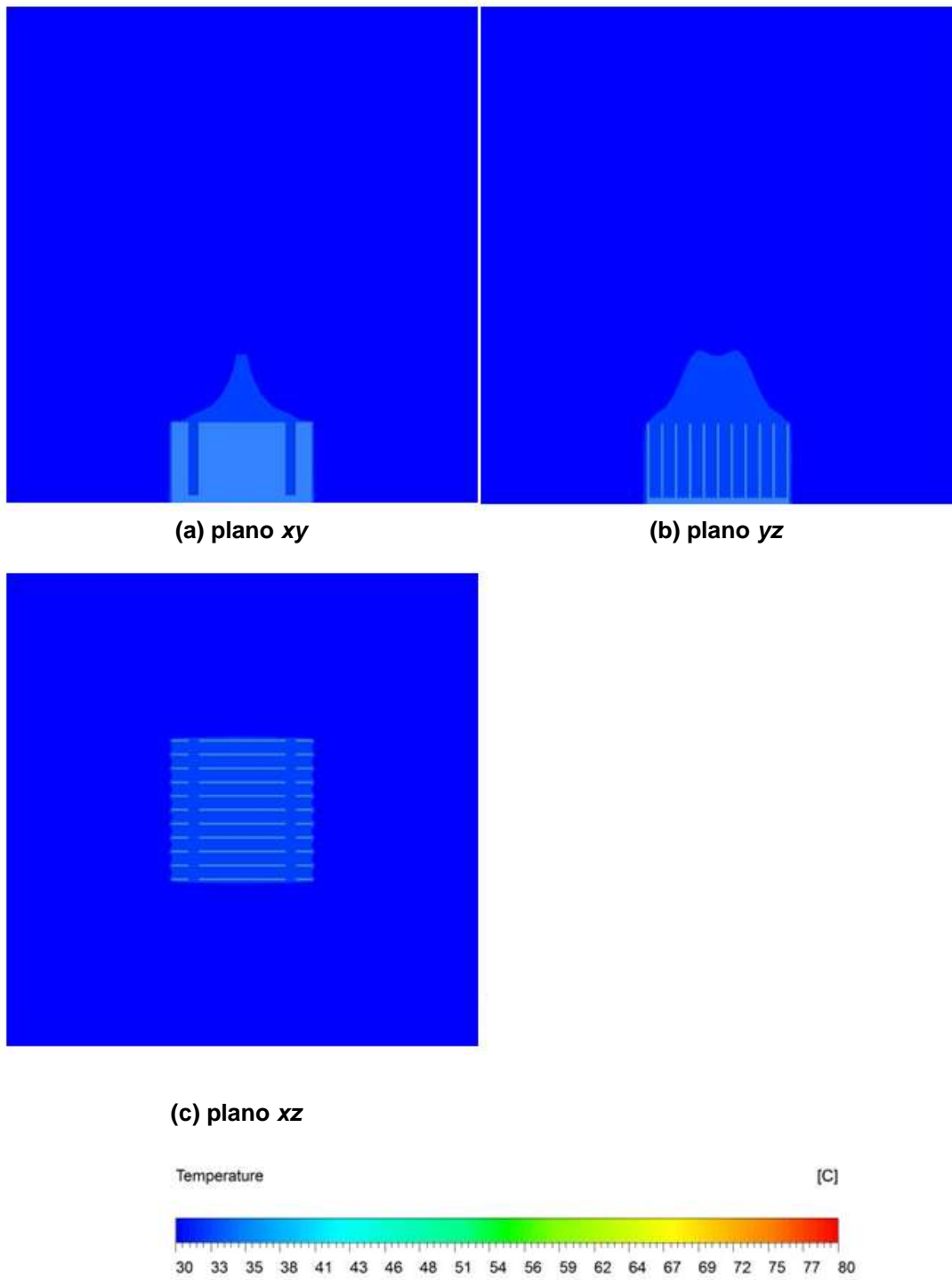


Figura 45 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 1W (caso #1).

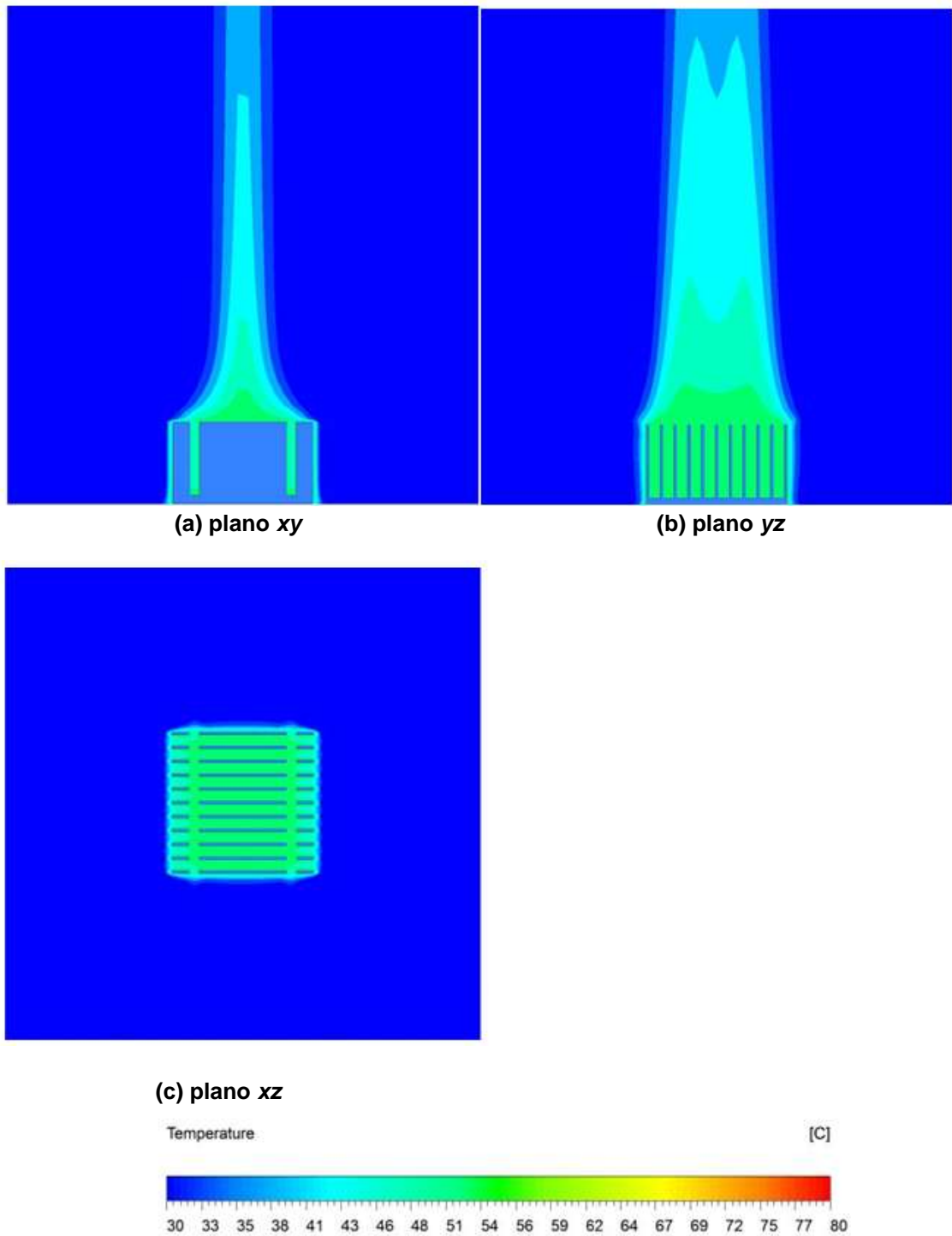


Figura 46 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 5W (caso #7).

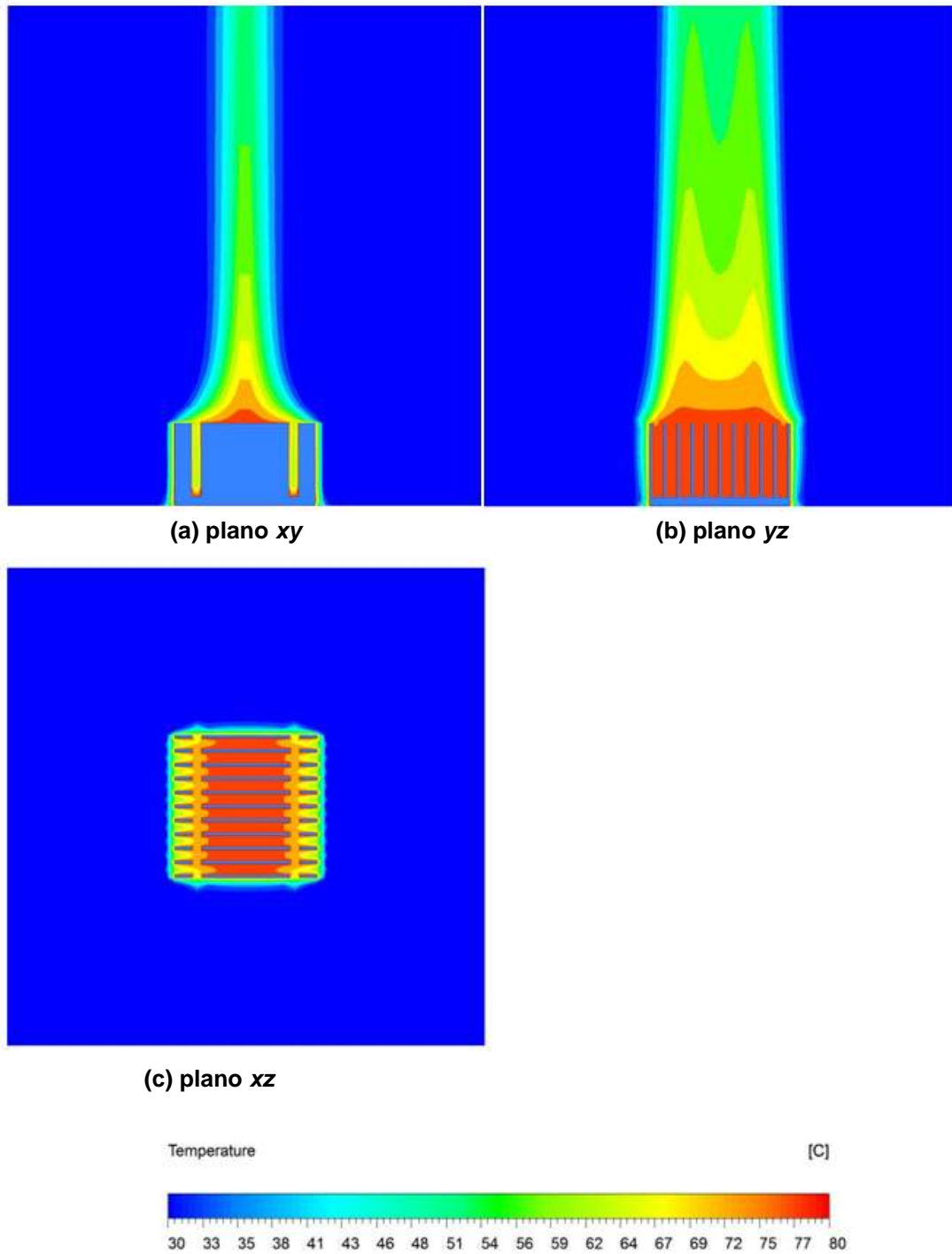


Figura 47 – Perfil de temperatura detalhado para potência de 11W (caso #13).

Na Figura 48, é possível observar o gradiente de temperatura do escoamento para os seis casos selecionados.

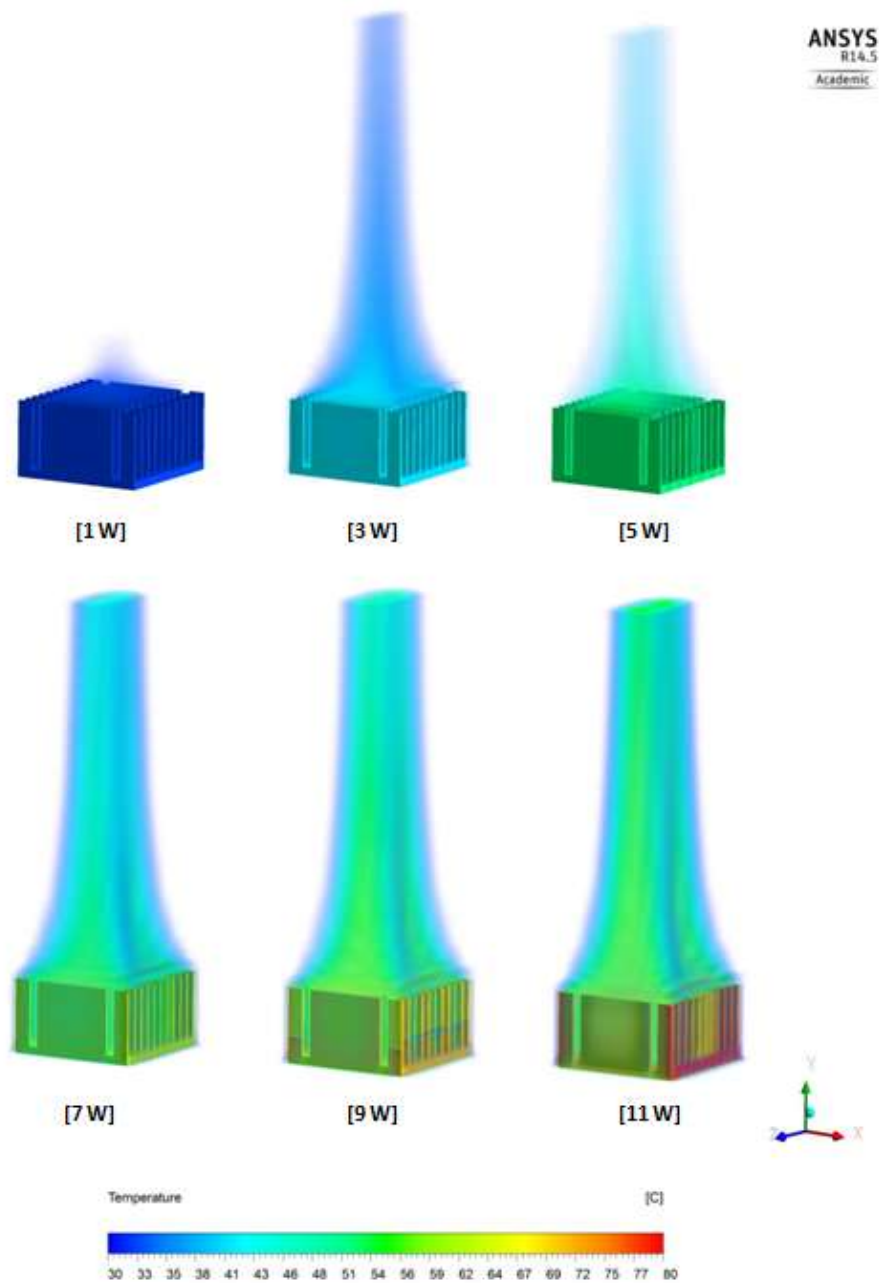


Figura 48 – Temperatura da aleta e escoamento em função da potência.

É observado que com o aumento da potência dissipada, a temperatura do escoamento aumenta e este se torna mais significativo para uma potência de 11W.

Na Tabela 14 foram compilados os resultados referentes à potência dissipada pelo *skin heater*, que por sua vez são dissipadas pela aleta de forma conjugada, dividida em potência dissipada por convecção natural, e outra parcela dissipada pela radiação térmica. A razão destes respectivos valores com a potência total também é apresentada.

Tabela 14 – Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica - numérico.

#	q [W]	q _{rad} [W]	q _{conv} [W]	q _{rad} /q	q _{conv} /q
1	1,0	0,656	0,344	0,656	0,344
2	1,5	0,982	0,518	0,655	0,345
3	2,0	1,276	0,724	0,638	0,362
4	2,5	1,526	0,974	0,610	0,390
5	3,0	1,767	1,233	0,589	0,411
6	4,0	2,234	1,766	0,559	0,441
7	5,0	2,688	2,312	0,538	0,462
8	6,0	3,133	2,867	0,522	0,478
9	7,0	3,573	3,427	0,510	0,490
10	8,0	4,011	3,989	0,501	0,499
11	9,0	4,448	4,552	0,494	0,506
12	10,0	4,885	5,115	0,489	0,511
13	11,0	5,323	5,677	0,484	0,516

Pode ser observado que para baixas dissipações de calor a parcela de transferência de calor por radiação é maior, entretanto com o aumento da potência dissipada ela diminui. No caso dos resultados numéricos esta inversão de tendência ocorre na potência de 8W. Este comportamento é mostrado no Gráfico 8.

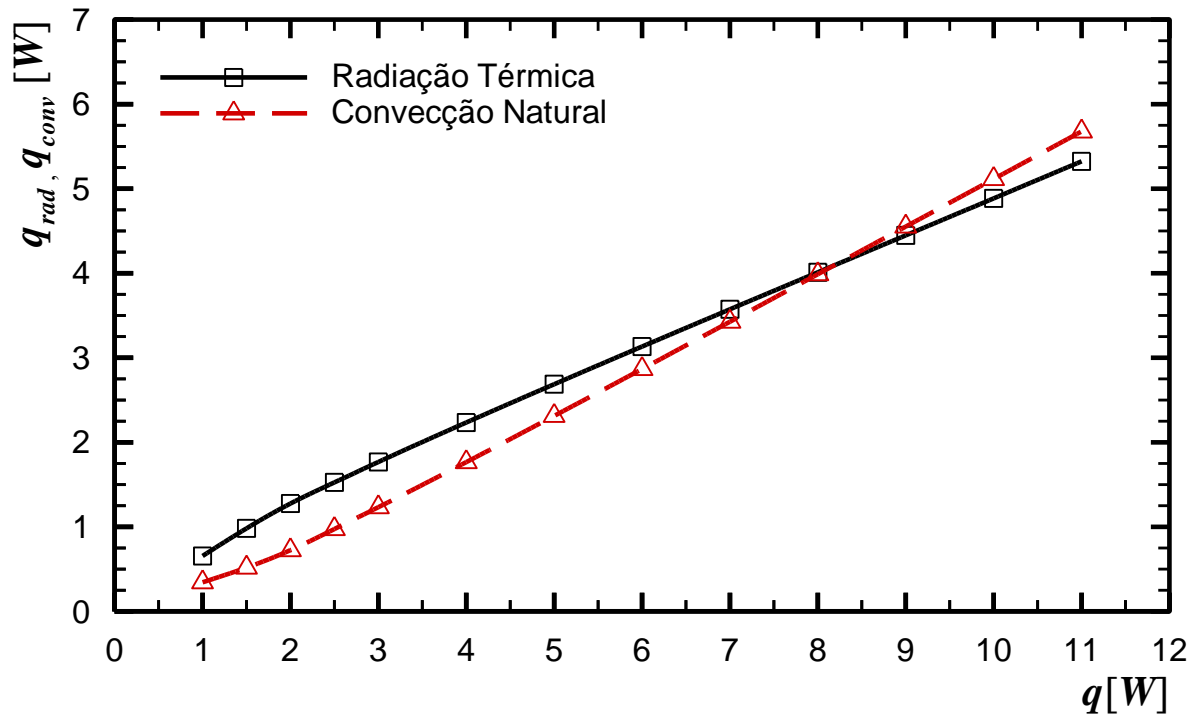


Gráfico 8– Transferência de calor conjugada; convecção natural e por radiação.

As propriedades para o ar são calculadas com base na temperatura de filme mostrada na Tabela 12. Para o cálculo destas propriedades foi utilizado o mesmo *software* que do cômputo das propriedades para os valores experimentais. Estes valores estão disponíveis na biblioteca do *EESTM*. As propriedades analisadas também foram as mesmas, como é visto na Tabela 15.

Tabela 15 – Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do *EES™*.

#	$T_{\text{filme}} [^{\circ}\text{C}]$	$k \cdot 10^3 [\text{W/mK}]$	$\beta \cdot 10^4 [\text{K}^{-1}]$	$\nu \cdot 10^6 [\text{m}^2/\text{s}]$	$\alpha \cdot 10^6 [\text{m}^2/\text{s}]$	Pr
1	25,49	26,28	33,45	15,83	22,38	0,7075
2	27,59	26,45	33,23	16,05	22,70	0,7072
3	29,41	26,57	33,05	16,21	22,92	0,7070
4	30,90	26,68	32,89	16,35	23,13	0,7068
5	32,31	26,79	32,74	16,48	23,33	0,7067
6	34,93	26,98	32,46	16,74	23,69	0,7063
7	37,35	27,16	32,21	16,97	24,03	0,7061
8	39,63	27,33	31,97	17,19	24,36	0,7058
9	41,80	27,49	31,75	17,40	24,67	0,7055
10	43,87	27,64	31,54	17,61	24,96	0,7053
11	45,87	27,78	31,35	17,80	25,25	0,7051
12	47,80	27,92	31,16	18,00	25,53	0,7049
13	49,67	28,06	30,98	18,18	25,80	0,7047

A resistência térmica (R_t) e a condutância térmica global (UA) são mostrados na Tabela 16 e nos Gráficos 9 e 10, respectivamente.

O número de *Rayleigh*, o coeficiente de transferência de calor e o número de *Nusselt*, também são mostrados na Tabela 16.

Tabela 16 – Resultados numéricos obtidos.

#	q [W]	$Ra_L \cdot 10^{-5}$	R_t [°C/W]	UA [W/°C]	\bar{h} [W/m ² °C]	\overline{Nu}_L
1	1,0	0,629	8,99	0,1113	5,62	3,11
2	1,5	0,891	8,79	0,1138	5,75	3,17
3	2,0	1,11	8,41	0,1190	6,51	3,46
4	2,5	1,28	7,92	0,1262	6,91	3,94
5	3,0	1,43	7,54	0,1326	7,26	4,34
6	4,0	1,69	6,96	0,1436	7,86	5,02
7	5,0	1,91	6,54	0,1529	8,36	5,56
8	6,0	2,11	6,21	0,1610	8,81	6,01
9	7,0	2,28	5,94	0,1683	9,21	6,40
10	8,0	2,43	5,72	0,1749	9,57	6,74
11	9,0	2,57	5,53	0,1810	9,90	7,03
12	10,0	2,69	5,36	0,1866	10,21	7,30
13	11,0	2,80	5,21	0,1918	10,49	7,53

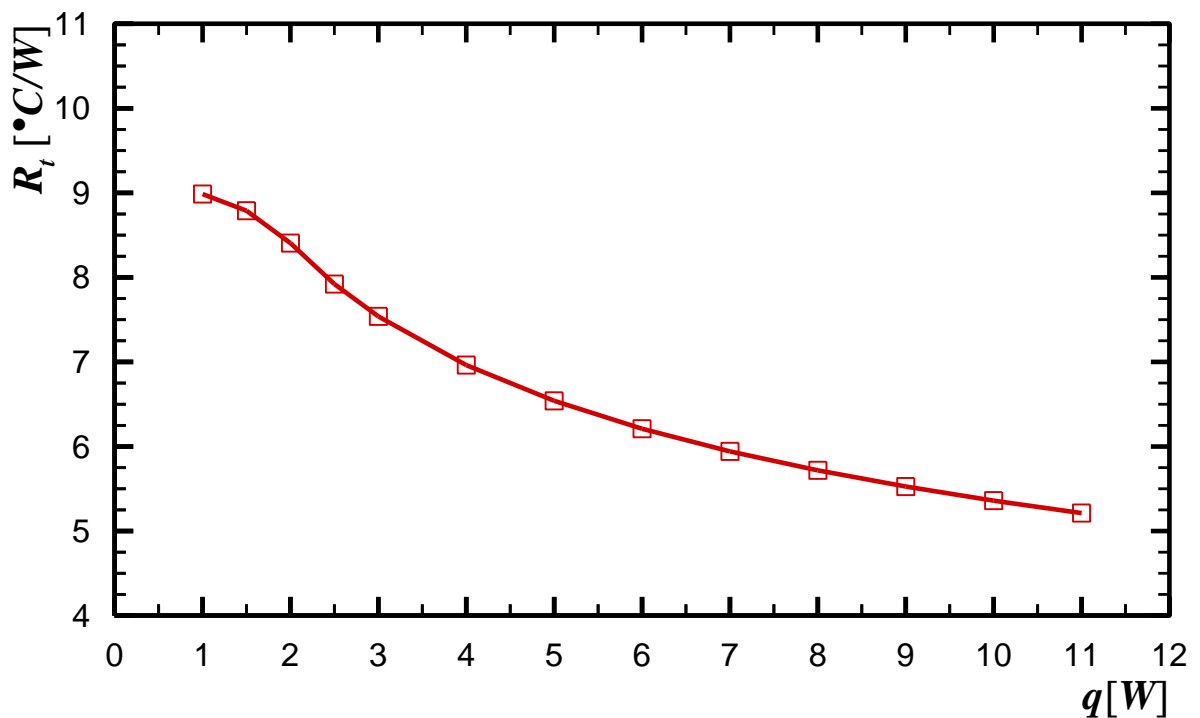


Gráfico 9 – Resistência Térmica em função da potência.

No Gráfico 9 é observado que a resistência térmica decresce com o aumento da potência dissipada.

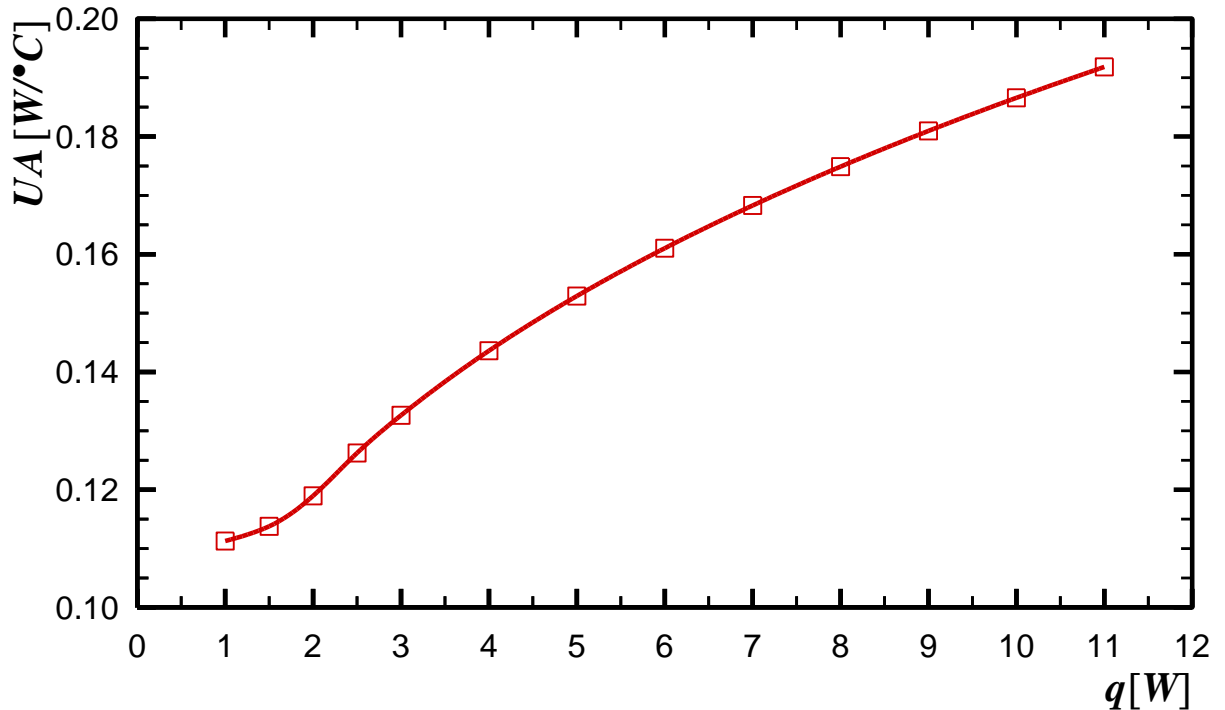


Gráfico 10 – Condutância Térmica Global em função da potência dissipada.

O Gráfico 10 mostra que a condutância térmica global está aumentando gradativamente em função da potência dissipada.

No Gráfico 11 é mostrado o comportamento do número de *Nusselt* médio em função do número de *Rayleigh*, Estes valores são correlacionados com um desvio máximo de aproximadamente 15,65%.

$$\overline{Nu}_L = 0,001442Ra_L^{0,679} \quad (19)$$

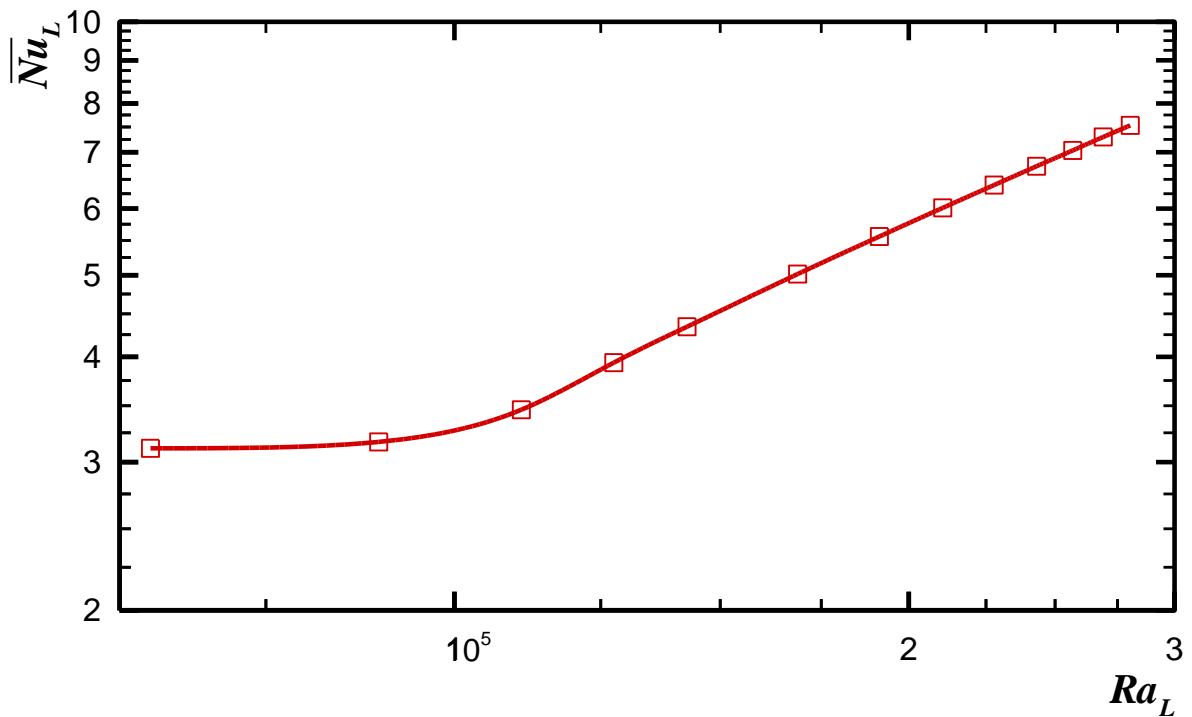


Gráfico 11 – Número de Nusselt em função do número de Rayleigh.

6.3. COMPARAÇÃO

Após a apresentação dos resultados experimentais e numéricos é possível realizar uma comparação entre eles com o objetivo de conhecer a diferença entre os valores obtidos por cada método. Esta comparação é feita por meio de tabelas, gráficos e imagens termográficas.

Na Tabela 17 é apresentada uma comparação entre os valores de potência utilizados na dissipação de calor, tanto numérica quanto experimental, em seguida as temperaturas obtidas na aleta e a temperatura da vizinhança.

Tabela 17 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos.

#	q_{exp} [W]	q_n [W]	$T_{s, exp}$ [°C]	$T_{s, num}$ [°C]	$T_{\infty, exp}$ [°C]	$T_{\infty, num}$ [°C]
1	1,009	1,0	29,49	29,99	20,90	21,00
2	1,533	1,5	33,16	34,18	20,45	21,00
3	2,102	2,0	36,38	37,81	20,26	21,00
4	2,488	2,5	38,98	40,80	20,83	21,00
5	3,033	3,0	42,04	43,62	20,17	21,00
6	4,098	4,0	46,89	48,85	20,22	21,00
7	5,070	5,0	51,49	53,70	20,53	21,00
8	6,109	6,0	56,61	58,26	20,78	21,00
9	7,109	7,0	60,71	62,59	20,42	21,00
10	8,139	8,0	64,74	66,74	20,28	21,00
11	9,055	9,0	68,61	70,74	20,77	21,00
12	10,065	10,0	72,36	74,60	20,62	21,00
13	11,011	11,0	76,08	78,34	20,59	21,00

Também pode ser feita uma comparação entre a imagem fornecida pela câmera termográfica e seu respectivo resultado numérico, analisando a temperatura da superfície, como é mostrado na Figura 49.

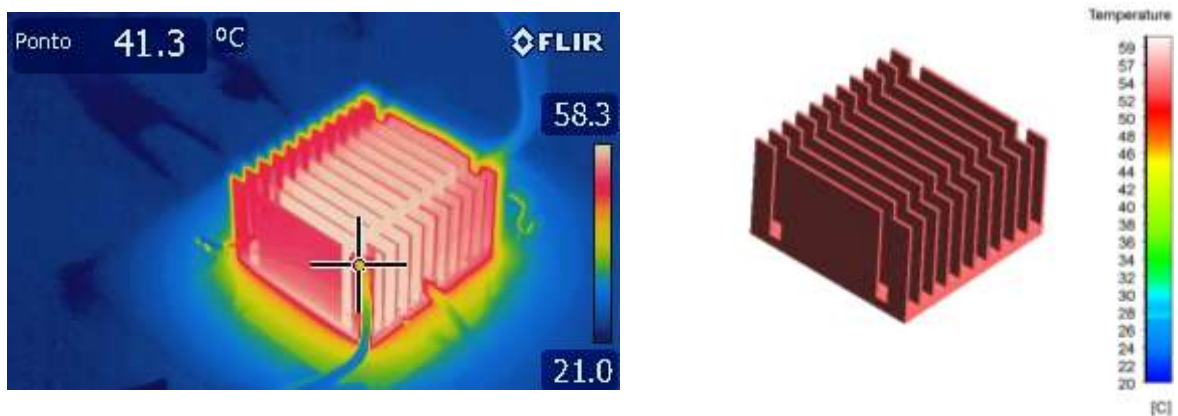


Figura 49 – Perfil de temperatura experimental e numérico para potência de 3W (caso #5).

No Gráfico 12 são observadas as curvas numérica e experimental da temperatura da superfície em função da potência dissipada.

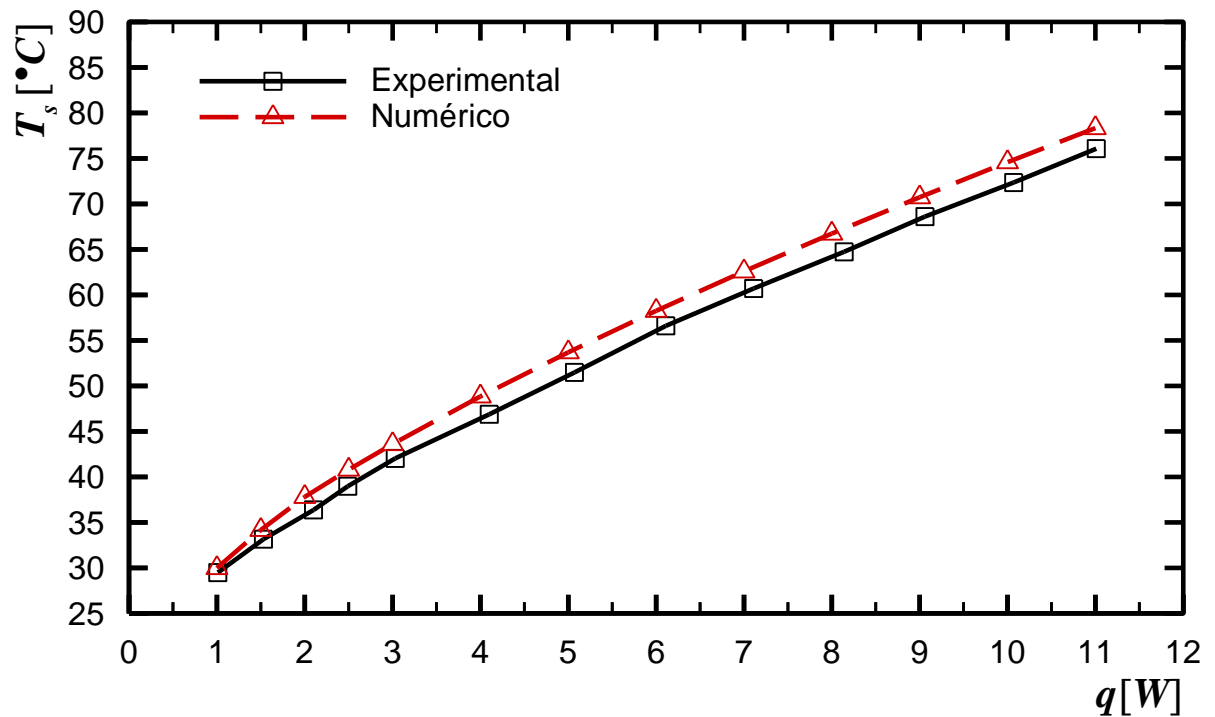


Gráfico 12 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais da temperatura da aleta.

Para avaliar a diferença apresentada no Gráfico 12, os valores foram agrupados na Tabela 18 mostrando a diferença de temperatura superficial entre cada resultado em °C e em porcentagem.

Tabela 18 – Diferença entre as temperaturas da aleta.

#	$T_{s,exp}$ [°C]	$T_{s,num}$ [°C]	Diferença [°C]	Diferença [%]
1	29,49	29,99	0,50	1,68
2	33,16	34,18	1,02	3,00
3	36,38	37,81	1,43	3,79
4	38,98	40,80	1,82	4,47
5	42,04	43,62	1,58	3,63
6	46,89	48,85	1,96	4,02
7	51,49	53,70	2,21	4,12
8	56,61	58,26	1,65	2,83
9	60,71	62,59	1,88	3,00
10	64,74	66,74	2,00	3,00
11	68,61	70,74	2,13	3,01
12	72,36	74,60	2,24	3,01
13	76,08	78,34	2,26	2,88

Verifica-se que a diferença obtida para as temperaturas superficiais variou de 0,33°C a 1,53°C, indicando uma boa concordância do modelo numérico adotado.

Os valores para as parcelas de potência dissipada por radiação térmica e por convecção natural podem ser comparadas a partir dos Gráficos 13 e 14 respectivamente.

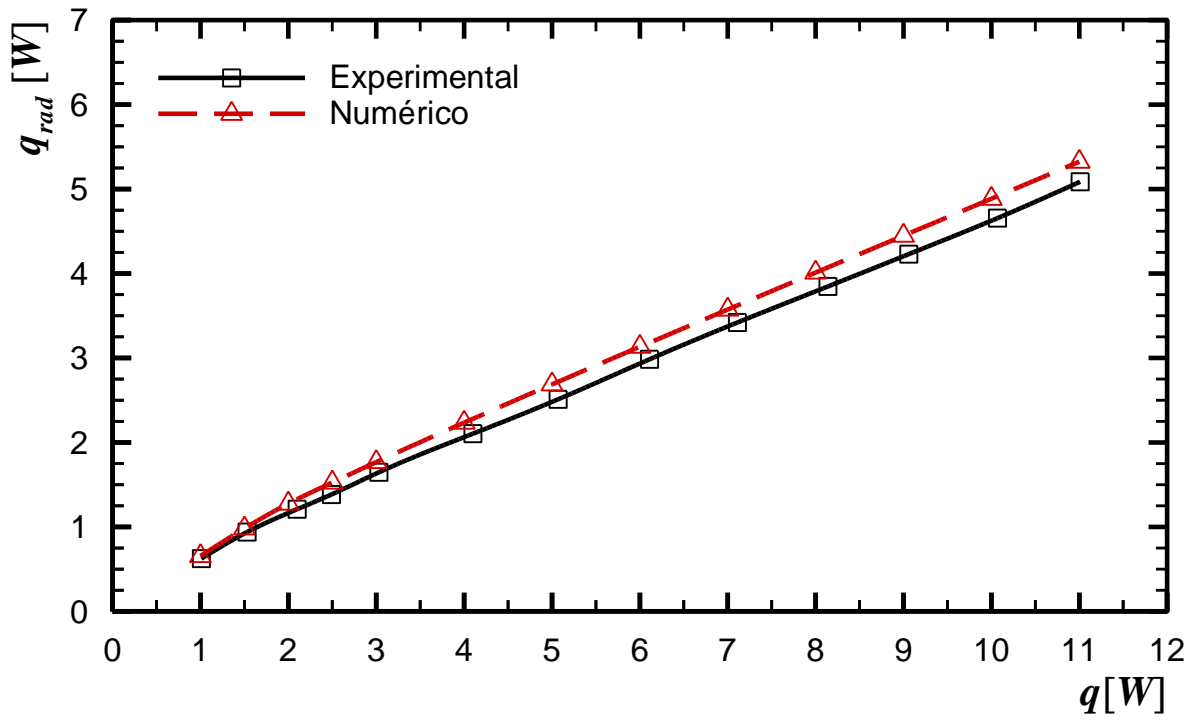


Gráfico 13 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do q_{rad} .

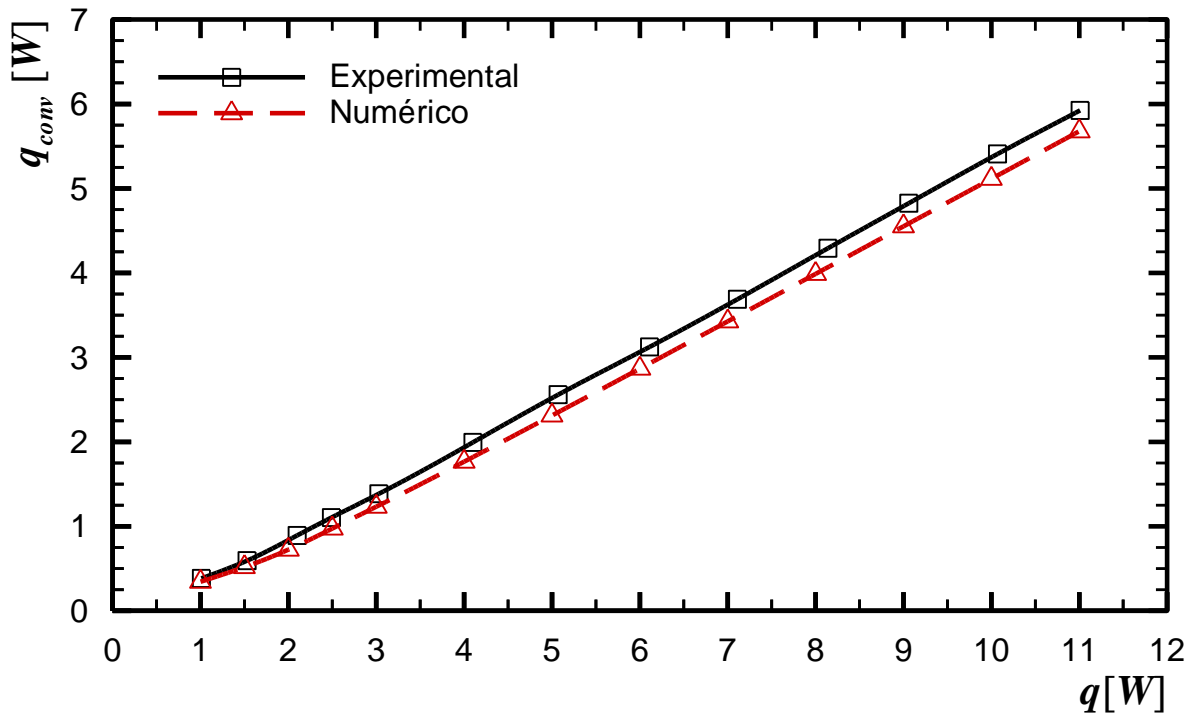


Gráfico 14 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do q_{conv} .

Os valores apresentados no Gráfico 13 indicam uma ótima correlação na análise da dissipação de calor por radiação para baixas potências. Para os valores de potência dissipada por convecção natural esta observação também é válida.

Outras comparações são possíveis como por exemplo entre os valores de resistência térmica e condutância térmica global, numérico e experimental, disponíveis nos Gráficos 15 e 16.

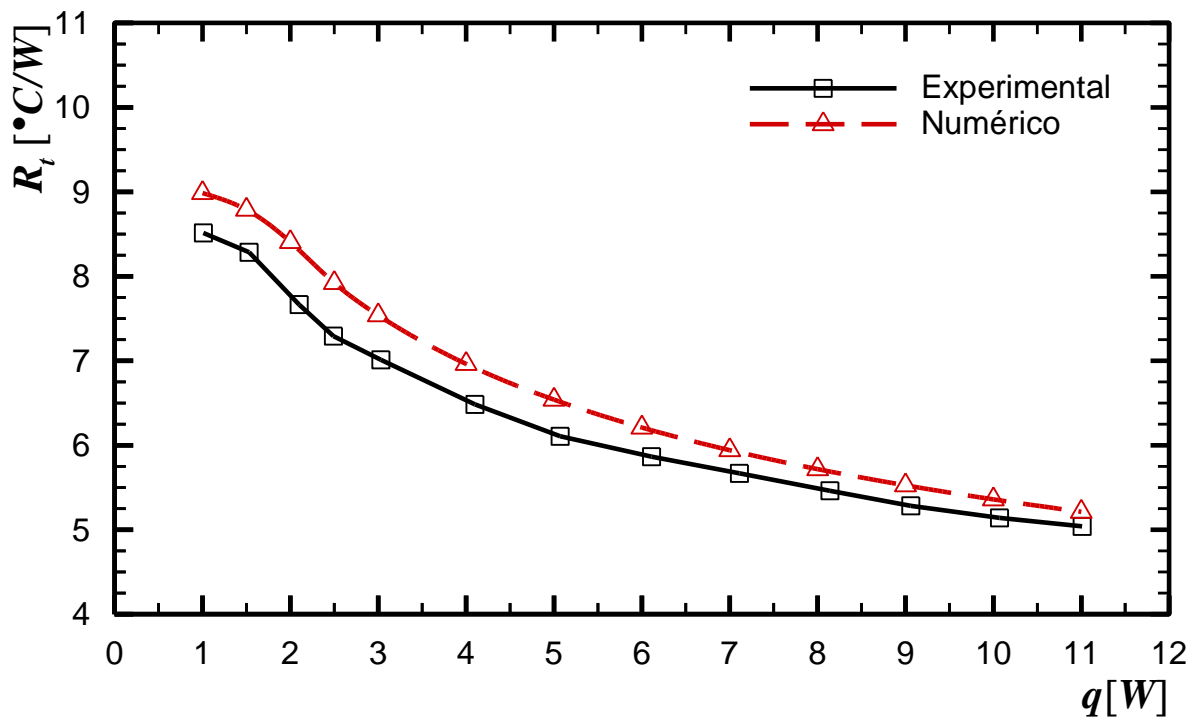


Gráfico 15 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais da R_t .

A comparação das curvas apresentadas no Gráfico 15 mostram uma boa concordância, apresentado um pequena diferença entre elas que pode ser justificada pelas incertezas experimentais. O mesmo ocorre para a condutância térmica.

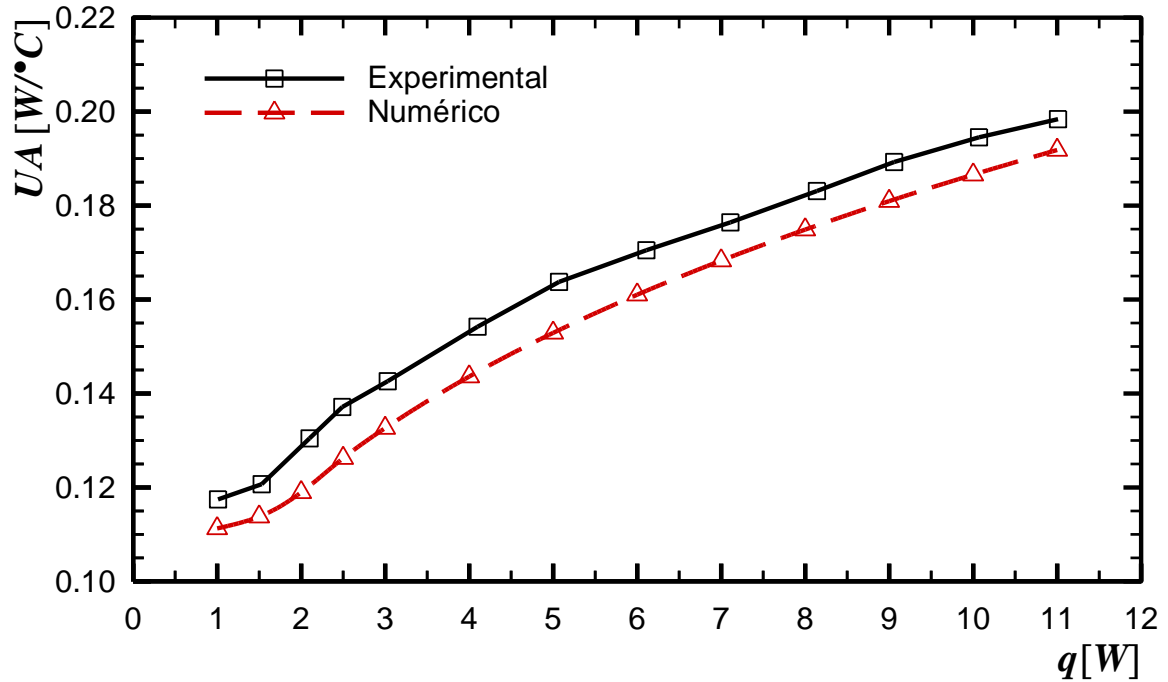


Gráfico 16 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do UA.

O número de *Nusselt* médio também pode ser comparado para os resultados numéricos e experimentais, como pode ser observado no Gráfico 17.

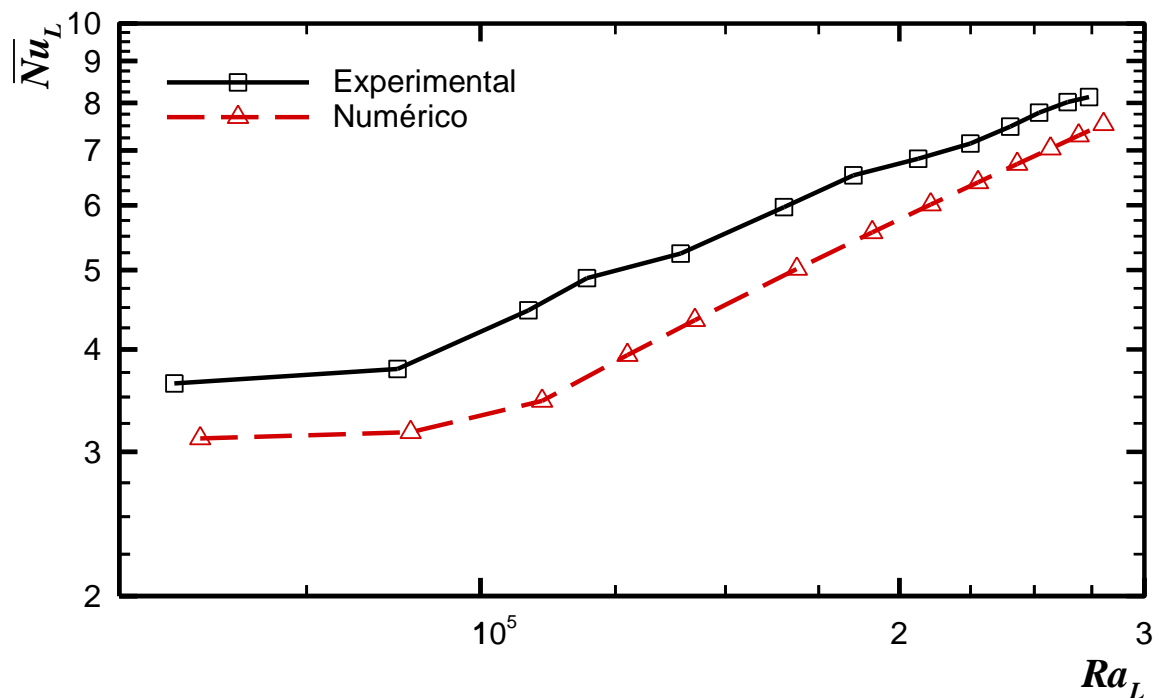


Gráfico 17 – Comparação entre os valores numéricos e os experimentais do número de \overline{Nu}_L .

Os resultados para o número de *Nusselt* médio experimental encontram-se levemente acima dos resultados numéricos, esta pequena diferença é contínua para o intervalo do número de *Rayleigh* estudado, contudo o perfil de ambas as curvas é similar.

7. OTIMIZAÇÃO

Com todos os resultados numéricos e experimentais analisados, os estudos foram direcionados para a otimização da altura da aleta. Como as simulações numéricas foram validadas com os experimentos a encontrar resultados satisfatórios, foi proposto o estudo numérico da variação da altura da aleta, visando encontrar uma altura ótima que forneça a menor temperatura de superfície possível. Para tal, os parâmetros de resistência térmica e condutância térmica global também foram analisados.

Na geometria foi variada apenas a altura da aleta, as outras dimensões permaneceram constantes. Foram mantidas todas as propriedades utilizadas anteriormente, bem como as condições de contorno.

Diversas alturas foram analisadas, tanto inferiores ao modelo original quanto superiores, contudo são apresentados os resultados mais significativos. A variação da altura da aleta foi calculada com potências específicas de 5W, 7W, 9W e 11W. Os resultados são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 – Variação da altura em função de potências específicas.

Altura [mm]	Temperatura da superfície [°C]			
	5W	7W	9W	11W
16,83	59,10	69,54	79,01	88,02
22 _{original}	53,70	62,59	70,74	78,34
30	49,07	56,71	63,73	70,18
40	45,02	52,24	58,34	63,94
44	44,48	51,04	57,55	62,67
50	43,60	49,57	54,92	60,72
53	36,94	41,74	46,37	50,72
60	41,73	47,34	53,01	58,12

Na Tabela 19 é observado que a altura de 53mm apresenta melhores resultados para todas as potências apresentadas. Esta diminuição na temperatura da superfície não é linear, como pode ser verificado no Gráfico 18.

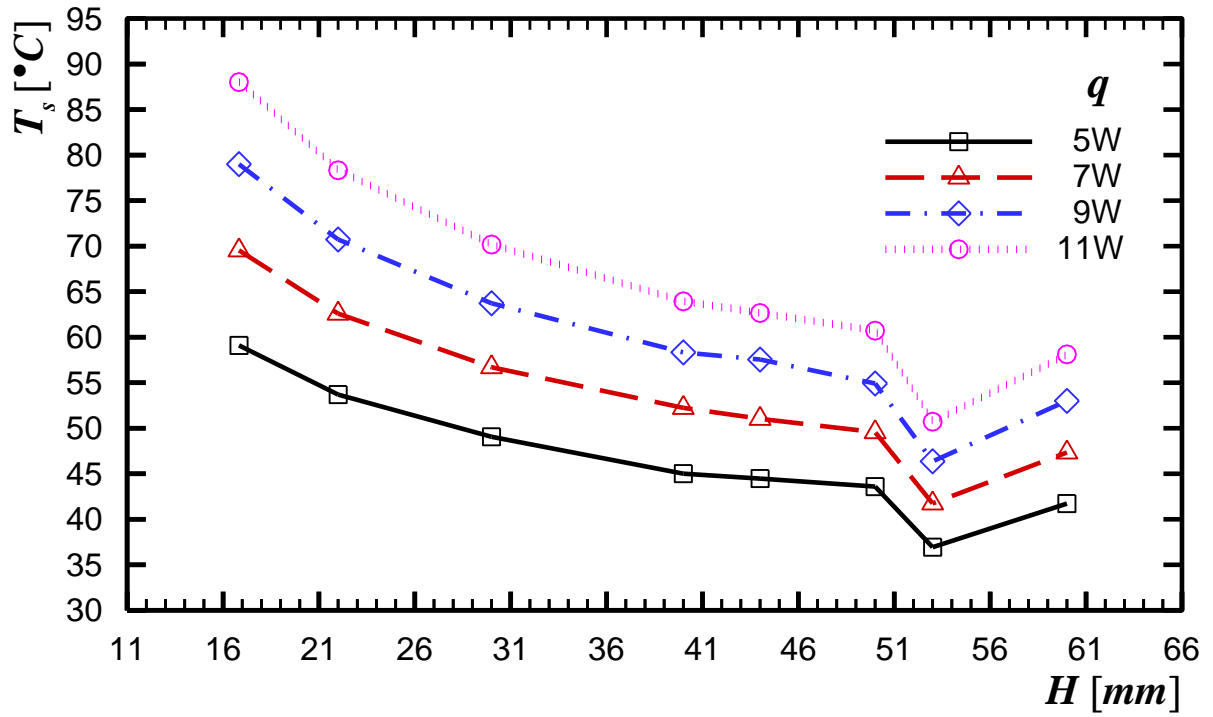


Gráfico 18 – Variação da altura e suas respectivas temperatura

Nas Figuras 50 a 53 são mostrados os resultados numéricos comparando a temperatura da aleta em função da variação da altura em ordem crescente, para cada potência estudada.

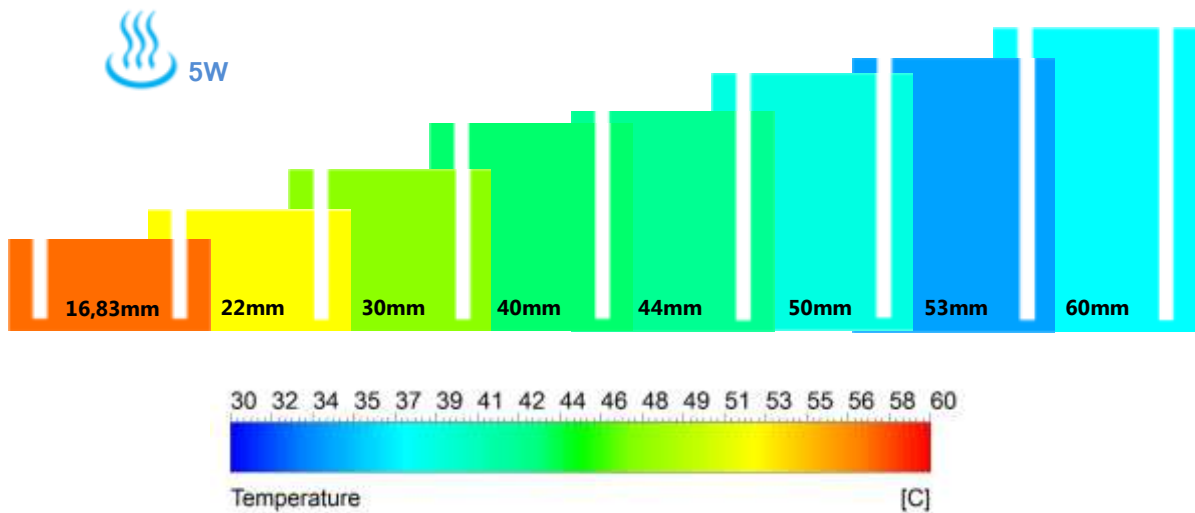


Figura 50 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 5W.

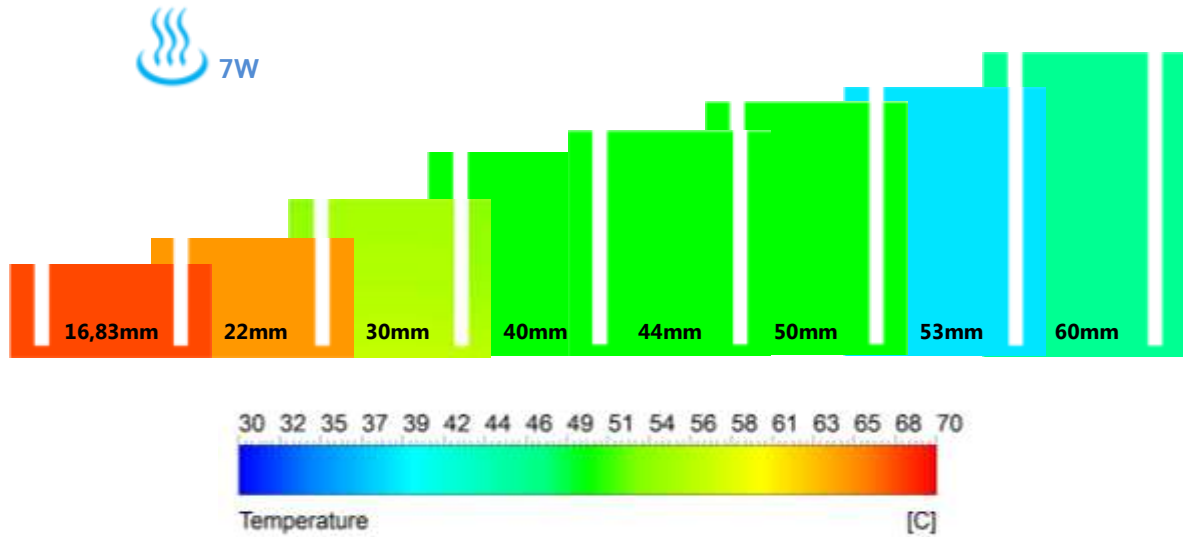


Figura 51 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 7W.

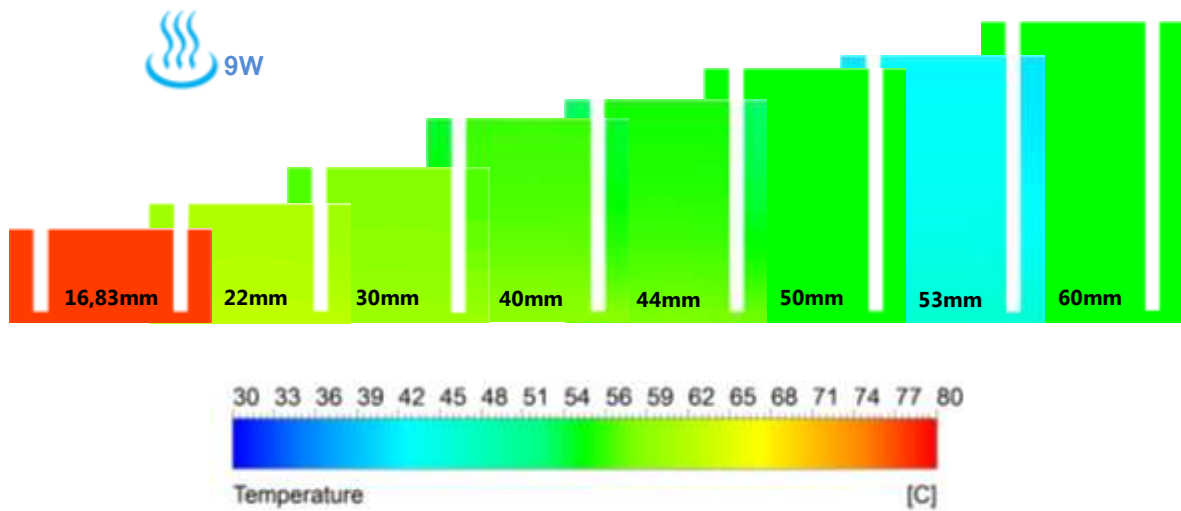


Figura 52 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 9W.

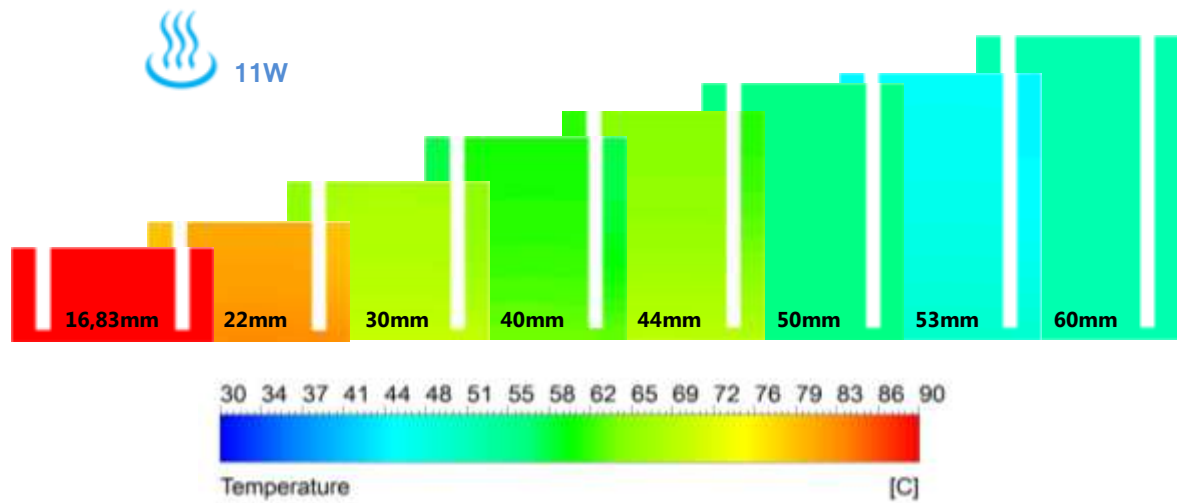


Figura 53 – Comparação do perfil de temperatura para diferentes alturas de aleta a 11W.

As informações apresentadas indicam que a altura de 53mm reduz a temperatura da aleta comparada ao modelo original e às outras aletas, de maneira que a resistência térmica foi calculada e apresentada na Tabela 20 e no Gráfico 19.

Tabela 20 – Resistência Térmica para potências específicas variando a altura da aleta.

Altura [mm]	Resistência Térmica - R_t [°C/W]			
	5W	7W	9W	11W
16,83	7,62	6,93	6,45	6,09
22 _{original}	6,54	5,94	5,53	5,21
30	5,61	5,10	4,75	4,47
40	4,80	4,46	4,15	3,90
44	4,70	4,29	4,06	3,79
50	4,52	4,08	3,77	3,61
53	3,19	2,96	2,82	2,70
60	4,15	3,76	3,56	3,37

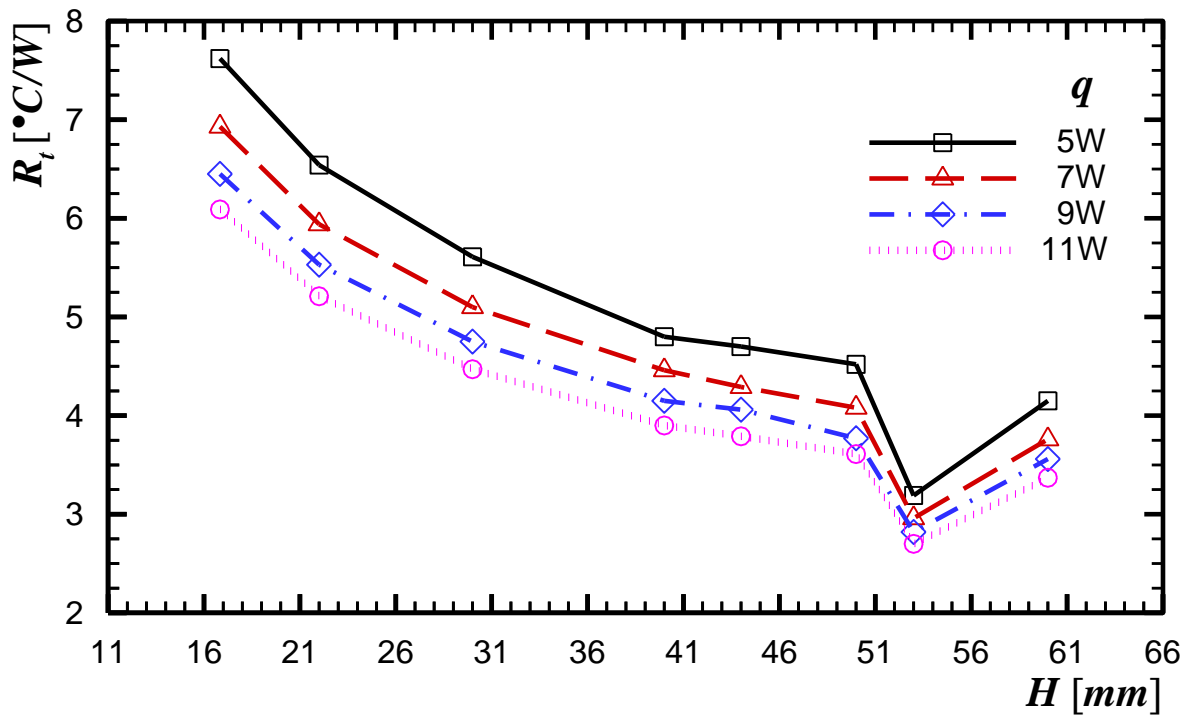


Gráfico 19 – Resistência Térmica em função da potência para diferentes alturas da aleta.

Tabela 21 – Condutância Térmica Global para potências específicas variando a altura da aleta.

Altura [mm]	Condutância Térmica Global - U.A [W/°C]			
	5W	7W	9W	11W
16,83	0,13	0,14	0,16	0,16
22 _{original}	0,15	0,17	0,18	0,19
30	0,18	0,20	0,21	0,22
40	0,21	0,22	0,24	0,26
44	0,21	0,23	0,25	0,26
50	0,22	0,24	0,27	0,28
53	0,31	0,34	0,35	0,37
60	0,24	0,27	0,28	0,30

Considerando os dados expostos na Tabela 21, é apresentado seu respectivo Gráfico 20 onde são observadas as curvas, para cada altura, da potência em função da condutância térmica global.

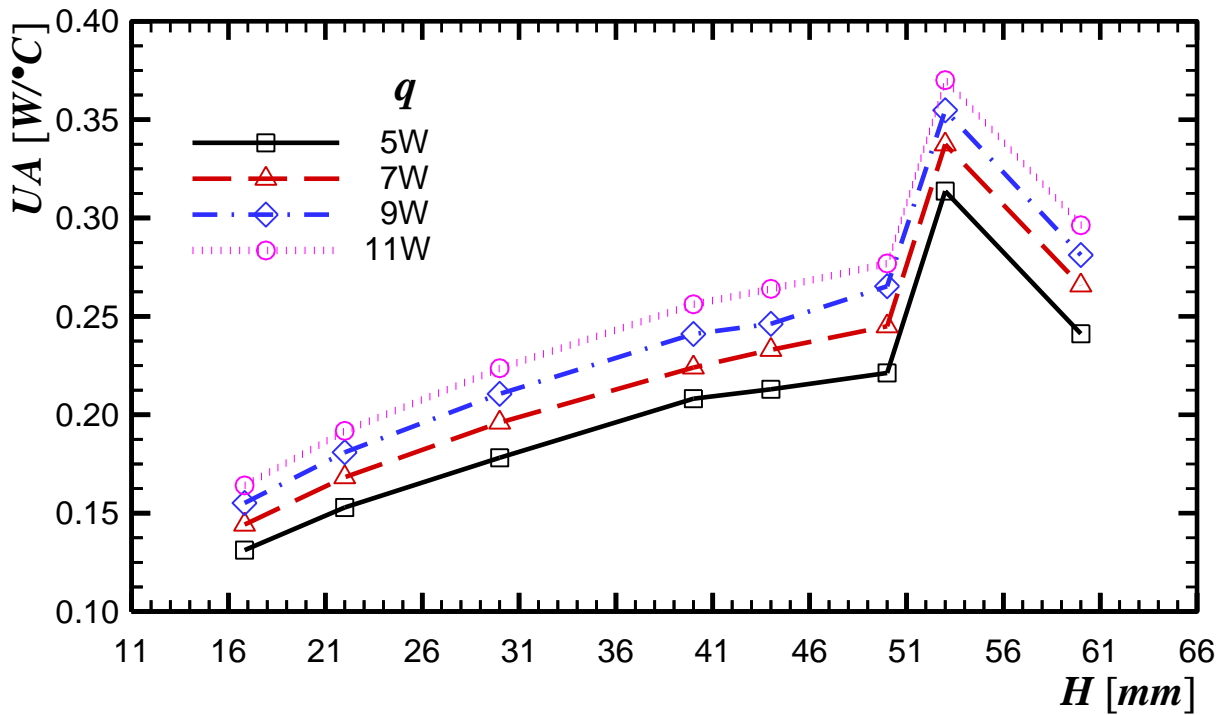


Gráfico 20 – Condutância térmica global em função da potência - comparação de alturas.

Como comprovado, a altura de 53mm apresenta os melhores resultados quando comparada a qualquer outra dimensão, seja para os valores de resistência térmica ou para a condutância térmica global. Sendo assim são explorados seus resultados numéricos em função de uma potência de 5W que são mostrados nas Figuras 54 a 57.

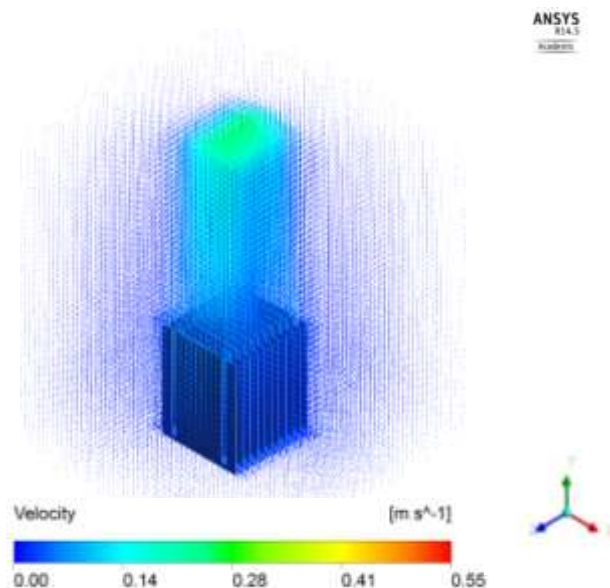


Figura 54 – Campo de velocidade 3D.

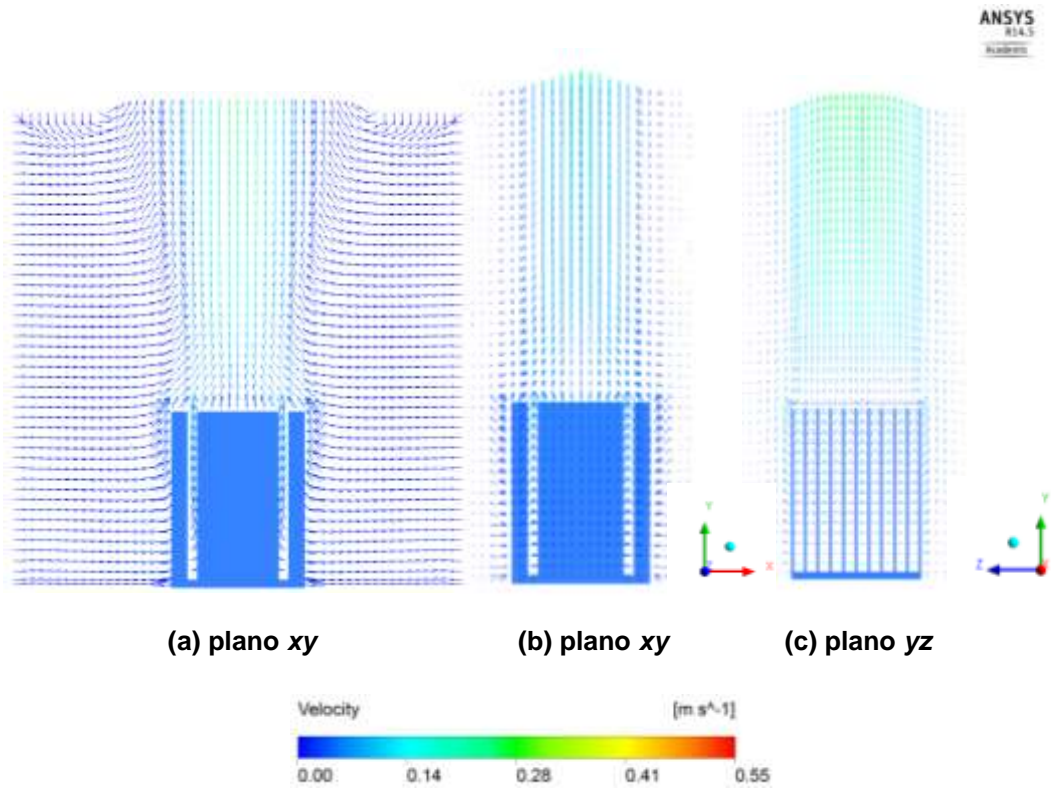


Figura 55 – Perfis de velocidade 2D.

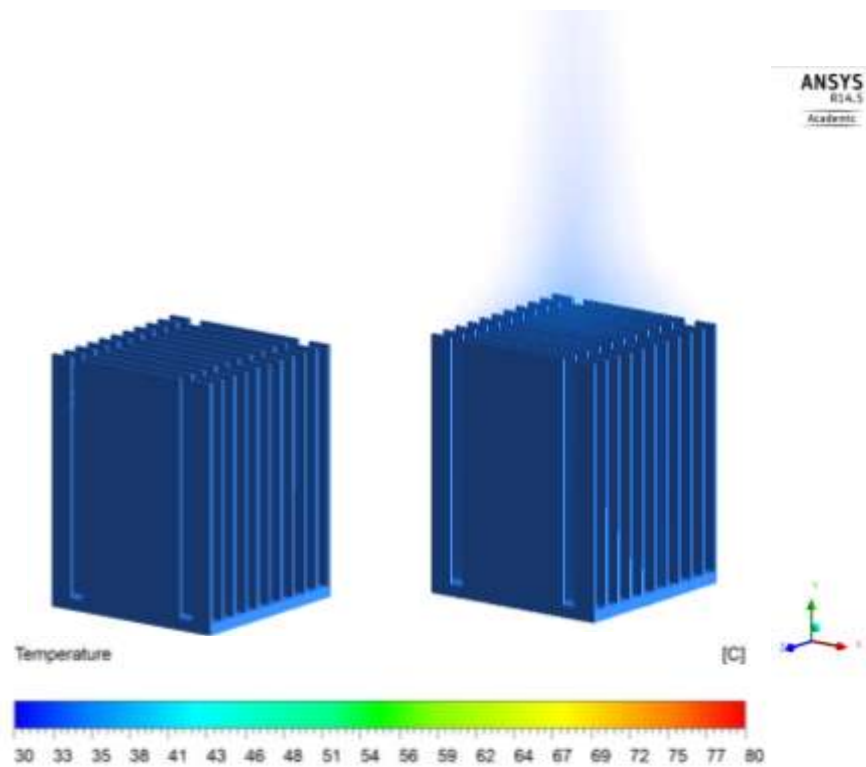


Figura 56 – Temperatura da aleta e o contorno de seu escoamento a 5W.

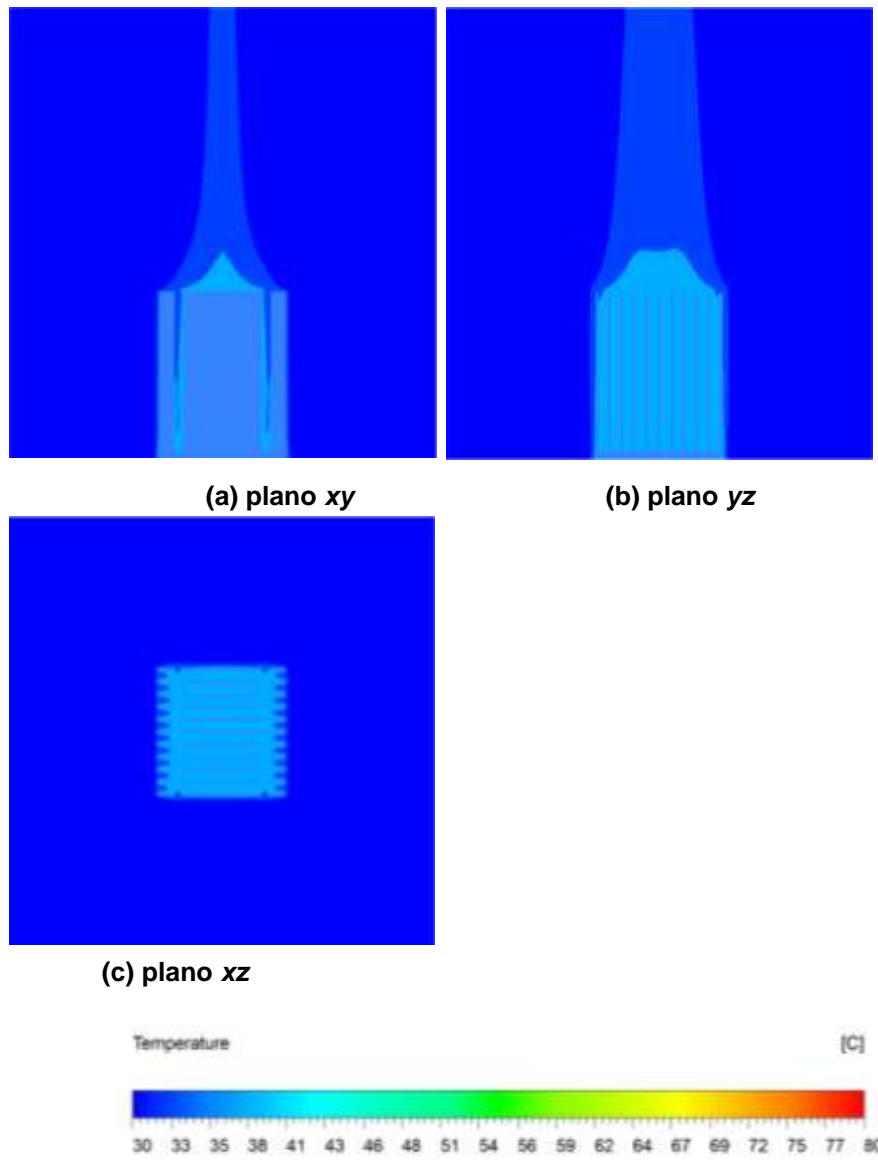


Figura 57 – Vistas detalhadas do perfil de temperatura a 5W.

8. CONCLUSÕES

As atividades realizadas neste trabalho partiram do estudo da transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica em uma aleta plana retangular utilizada para dissipação de calor no *chipset* da placa mãe de um computador convencional. Este estudo compreendeu a realização de uma investigação experimental e de uma análise numérica, onde se almejava a comparação dos resultados para uma consequente validação deste estudo. Posteriormente foi proposta a otimização geométrica da altura da aleta visando seu melhor desempenho na transferência de calor conjugada.

A execução das atividades propostas para a realização deste estudo tiveram como local no que se refere a parte experimental o Laboratório de Controle Térmico (LabCT), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/*Campus* Ponta Grossa. As simulações numéricas foram executadas no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) localizado no mesmo *Campus*.

A primeira parte deste trabalho constituiu em realizar um estudo experimental onde foi concebida uma base de testes para acomodar a aleta em estudo, bem como a acomodação dos termopares responsáveis pela captação das temperaturas. Com o auxílio do sistema de aquisição de dados foi possível encontrar as temperaturas nos pontos desejados variando a potência que alimentava a resistência térmica localizada abaixo da aleta. Para acompanhar os testes experimentais foi utilizada também a câmera termográfica de alta resolução com o objetivo de capturar algumas imagens durante os experimentos.

Na sequência, na parte da simulação numérica, os estudos partiram da reprodução fidedigna da geometria estudada, como também das condições de contorno impostas. Sendo assim, estas variáveis foram inseridas no *software ANSYS/FluentTM* 14.5. Como saída foram obtidos resultados para cada potência analisada na parte experimental.

Este problema foi modelado matematicamente considerando um domínio único, o qual compreende as regiões sólidas (aleta e a base) e o fluido presente no volume de controle. As equações governantes envolvidas neste trabalho são baseadas nos princípios da conservação da massa, de *momentum* e de energia sob condições de regime permanente e propriedades constantes.

As equações governantes propostas neste trabalho para a resolução deste caso foram compiladas pelo Método dos Volumes de Controle (PATANKAR, 1980) por meio do *software ANSYS/FluentTM* 14.5. O acoplamento pressão-velocidade foi tratado pelo algoritmo *SIMPLE*. O esquema *Upwind* de 1ª Ordem foi utilizado para a discretização dos termos difusivo-convectivos. Para tratar a radiação térmica o modelo utilizado foi *Surface to Surface* (ANSYS, 2011). Foi usufruído da sub-relaxação afim de prevenir instabilidades e divergências, devido às não-linearidades na equação do *momentum*.

A validação dos procedimentos numéricos realizados neste trabalho ocorreu pela comparação do resultados de um caso de convecção natural e radiação térmica proposto por ANSYS (2011). Em seguida foi adotada uma grade computacional posterior a seu estudo, a qual é caracterizada por ser não-uniforme e conter aproximadamente 170.000 volumes de controle.

Para o fluido de resfriamento foi considerado ar atmosférico, já para a aleta sua superfície foi tratada como alumínio anodizado e seu interior como alumínio puro. As propriedades termofísicas do fluido foram calculadas para a temperatura de filme através do *software Engineering Equation SolverTM*, estas foram consideradas constantes. Já para a parte sólida as propriedades utilizadas foram as fornecidas pelo próprio *software* de simulação.

Para os testes experimentais as condições higrótérmicas foram controladas, para que temperatura ambiente permanecesse a 21°C. A potência da resistência térmica foi variada entre 1W e 11W, com intervalos de 1W no geral e 0,5W para as 2 primeiras medidas. As incertezas geradas pelo experimento foram calculadas por meio do *software Uncertainty Calculator*, disponível no *site* do *Colby College*. A técnica de amostragem simples foi utilizada. Para a análise dos resultados tanto experimentais quanto numéricos, os quais são encontrados no Apêndice A e B, respectivamente, o comprimento discreto da aleta utilizado foi de $L = 0,04226\text{m}$.

A comparação entre os resultados experimentais e numéricos apresentaram uma excelente coerência mostrando assim que os parâmetros utilizados e as condições estabelecidas foram validados permitindo assim dar sequência ao estudo proposto.

Este trabalho traz uma contribuição científico-tecnológica que proporcionará um melhor conhecimento teórico-numérico-experimental do comportamento da dissipação de calor conjugada entre condução natural e radiação térmica, assim

como do comportamento da variação da geometria em função da dissipação de calor.

Por fim, como sugestão para posteriores trabalhos é proposto a realização do estudo de outras geometrias mais complexas com o objetivo de analisar suas performances e compreender seus desenhos, além de propor também soluções mais versáteis e performantes.

9. REFERÊNCIAS

AHMADI, M. MOSTAFAVI, G. BAHRAMI, M. **Natural convection from rectangular interrupted fins.** International Journal of Thermal Sciences, v.82, p. 62. 2014.

ALVES, T. A; **Nota de aula: Transferência de calor 2.** Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa, 2013.

ANSYS/FluentTM. **Tutorial: Modeling Radiation and Natural Convection.** Capítulo 7, 2011.

AZEVEDO, R.L. & HENRÍQUEZ, J.R. **Transferência de calor e distribuição de temperatura em um dissipador aletado acoplado a um microprocessador: Um estudo numérico.** Associação Brasileira de Engenharia e ciências mecânicas (ABCM), 2004, Paper CIT04-0212.

BILITSKY, A. **The effect of Geometry on Heat Transfer by Free Convection from a Fin Array.** MS Thesis Department of Mechanical Engineering, Ben Gurion University of the Negev, Beer Sheva, Israel, 1986.

ÇENGEL, Y. A. & GHAJAR, A. J., **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.** 3. ed. São Paulo, SP, BRASIL: McGraw-Hill, 2012.

ELENBAAS, W. **Heat dissipation of parallel plates by free convection.** Physica, v. 9, p.128, 1942.

HENRÍQUEZ, J. R. et al. **Estudo Numérico sobre a Dissipação Térmica num Microprocessador comercial.** VII Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM8), 2007, Cusco, Peru, 2007.

HIGUERA, F.J. & RYAZANTSEV, Y. S. **Natural convection flow due to a heat source in a vertical channel.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, p. 2207, 2002.

HUANG, C.H.& CHANG, W.L. **An inverse design method for optimizing design parameters of heat sink modules with encapsulated chip.** Applied Thermal Engineering, v.40, p. 216. 2012.

HUANG, C.H.& CHEN, Y.H. **An impingement heat sink module design problem n determining simultaneously the optimal non-uniform fin widths and heights.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.73, p. 627. 2014

HUANG, C.H., LU, J. J., & AY, H. **A three-dimensional heat sink module design problem with experimental verification.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.54, p. 11. 2010.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P, BERGMAN,T. L. & LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro, RJ, BRASIL: LTC, 2008.

KIM, D.K. **Thermal optimization of plate-fin heat sinks with fins of variable thickness under natural convection.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.55, p. 752. 2012.

KIM, T.Y.& KIM,S.J. **Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.52, p. 5358. 2009.

KIM, D.K.& KIM,S.J. **Thermal optimization of plate-fin heat sinks with variable fin thickness.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.53, p. 5988. 2010

KIPLER, D.C. et al. **Power Trends Commun.** Networks 17 (2011) 275-284.

KRAUS, A. D. AZIZ, A. & WELTY, J. **Extend Surface Heat Transfer.** 1. ed New York, NY, USA: Wiley, 2001.

LI, H.Y.& CHAO,S.M. **Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.52, p. 2949. 2009.

MACHADO, V. **Análise Numérica e Investigação Experimental da Convecção Natural Laminar em um canal vertical com Aquecimento Discreto.**2013. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná,Ponta Grossa 2013.

ÖHMAN, C. **Emittansmätningar med AGEMA E-Box. Teknisk rapport**, AGEMA 1999. (Emissivity measurements with AGEMA E-Box. Technical report, AGEMA 1999.)

OSTRACH, S. **An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the direction of the generating body force**. NACA REPORT, Washington, n. 2635, February, 1952.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. 1. ed. McGraw-Hill Book Company, New York, NY, USA. 1980.

ROSIM, E. L. B. **Estudo experimental do escoamento em cavidades retangulares: padrões de escoamento e instabilidade hidrodinâmicas na camada cisalhante**. 2012. Dissertação (mestrado), Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira, 2012.

ROY, S. N. **Energy logic: a road map to reducing energy consumption in telecommunications networks in**. INTELEC 2008-2008 IEEE 30th Int. Telecommun. Energy Conf., 2008, pp. 1-9.

SCHIMIDT, E. & BECKMANN, W. **The temperature and velocity field in front of a heat dissipating vertical plate at natural convection**. Tech. Mech. u. Thermodynamik, v.1, n.10, p. 341, 1930.

STARNER, K. E. & MCMANUS JR, H. N. **An experimental investigation of free convection heat transfer from rectangular fin array**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.85, p. 273. 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. 2013.

VAN DE POL, D. W. & TIEMEY, J. K. **Free convection Nusselt number for vertical U-shaped channels**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.95, p. 542. 1973.

YANG, Y.T. & PENG, H.S. **Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.52, p. 3473. 2009.

APÊNDICE A

DADOS EXPERIMENTAIS COLETADOS

Neste apêndice pode-se observar os resultados experimentais obtidos. Foram realizados 3 testes, os quais estão apresentados em tabelas individuais, fornecendo os valores das seguintes variáveis; Corrente, tensão, potência de dissipação, temperatura da superfície e temperatura ambiente.

Estes valores são resultados da coleta de dados realizada pelo sistema de aquisição de dados, o qual operou 60 minutos para cada potência, sendo assim coletados os valores após que o sistema entrou em regime permanente.

Tabela A.1 – Grupo de testes 1.

#	Corrente [A]	Tensão [V]	Potência [W]	T _s [°C]	T _{viz} [°C]
1	0,59	1,7	1,00	29,38	20,94
2	0,82	2,5	2,05	36,56	19,66
3	1,01	3,0	3,03	42,87	21,54
4	1,17	3,5	4,10	47,22	20,73
5	1,31	3,9	5,11	51,27	20,70
6	1,43	4,3	6,15	56,29	21,43
7	1,53	4,6	7,04	61,43	20,16
8	1,63	5,0	8,15	64,08	21,23
9	1,90	5,8	11,02	76,28	21,39

Tabela A.22 – Grupo de testes 2.

#	Corrente [A]	Tensão [V]	Potência [W]	T _s [°C]	T _{viz} [°C]
1	0,60	1,7	1,02	29,82	20,80
2	0,73	2,1	1,53	33,35	20,20
3	0,85	2,5	2,13	35,98	20,88
4	0,92	2,7	2,48	38,45	21,03
5	1,00	3,0	3,00	41,29	20,98
6	1,17	3,5	4,10	46,85	20,71
7	1,31	3,9	5,11	51,14	20,35
8	1,42	4,3	6,11	56,45	20,96
9	1,52	4,7	7,14	60,46	20,83
10	1,68	4,9	8,23	65,26	21,00
11	1,75	5,2	9,10	68,25	21,03
12	1,82	5,5	10,01	72,56	20,21
13	1,93	5,7	11,00	76,15	20,70

Tabela A.3 – Grupo de testes 3.

#	Corrente [A]	Tensão [V]	Potência [W]	T _s [°C]	T _{viz} [°C]
1	0,59	1,7	1,00	29,27	21,00
2	0,73	2,1	1,53	32,97	20,71
3	0,82	2,6	2,13	36,61	20,83
4	0,89	2,8	2,49	39,51	20,64
5	0,99	3,1	3,07	41,97	20,76
6	1,14	3,6	4,10	46,61	19,72
7	1,28	3,9	4,99	52,07	20,71
8	1,38	4,4	6,07	57,09	21,00
9	1,52	4,7	7,14	60,25	20,01
10	1,64	4,9	8,04	64,89	19,57
11	1,70	5,3	9,01	68,97	20,51
12	1,84	5,5	10,12	72,16	21,03
13	1,90	5,8	11,02	75,81	20,47

APÊNDICE B

ESTIMATIVAS DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Segundo Rosin (2012) e Machado (2013), de maneira geral pesquisas experimentais em Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos, são caracterizadas com experimentos de amostragem simples, casos em que o ponto experimental é testado apenas um vez.

Para tanto foi utilizada a técnica da Análise de Incertezas para Amostragem Simples no tratamento dos resultados experimentais deste Trabalho de Conclusão de Curso, o qual será explanado a seguir.

As incertezas apresentadas nos resultados foram calculados com auxílio do *software Uncertainty Calculator*, fornecido pelo *Colby College*.

Análise de Incertezas para Amostragem Simples

Considera-se que uma determinada variável X , cuja incerteza acoplada a ela é conhecida como δX_i é expressa por

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (\text{A.1})$$

onde, $X_i(\text{medido})$ representa a medição realizada e δX_i corresponde a duas vezes o desvio padrão da população de possíveis medidas das quais a amostra X_i foi retirada. O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado pode ser obtida por

$$\delta R_{X_i} = \frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \quad (\text{A.2})$$

A derivada parcial de R em relação à X_i é definida como o coeficiente de sensibilidade do resultado R em relação à variável X_i . As variáveis sendo combinadas formam a equação básica para análise de incertezas.

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

sendo que, cada termo da equação representa a influência da variável δX_i para a incerteza global do resultado δR e possui a mesma forma de derivada parcial de R em relação a X_i , multiplicado pela incerteza da variável correspondente.

Realizando uma representação da incerteza como uma fração do resultado, encontrando diretamente uma incerteza relativa, a Equação (A.4) é uma opção:

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \left(c \frac{\delta X_3}{X_3} \right)^2 + \dots + \left(m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

A determinação das incertezas associadas a cada variável foram obtidas de acordo com a incerteza do equipamento de medição. Admitindo como incerteza a metade da menor divisão do instrumento, tem-se

Tabela B.23 – Incertezas dos equipamentos de medição.

Equipamento	Incertezas
Fonte de Alimentação	Corrente: +/- 0,05 [A]
	Tensão: +/- 0,0005 [V]
Termopar	+/- 2,2 [°C]
Paquímetro	+/- 0,005 [m]

ANEXO A

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA FONTE DE ALIMENTAÇÃO POLITERM
MODELO POL-16E



FONTE DE ALIMENTAÇÃO MODELO POL-16E

Características Gerais

- a. Alimentação: 115/230V (50/60Hz) - consumo máximo 520W.
- b. Dimensões e peso: 343 x 360 x 170mm, 8,5Kg.
- c. Temperatura e umidade de operação: de 0° a 40°C, menos que 80%.
- d. Temperatura e umidade de armazenamento: de -10° a 70°C, menos que 85%.
- e. Modos de operação:
 - e.1. Independente: Duas saídas de 0 a 32V até 5A e uma fixa de 5V até 3A.
 - e.2. Série: Uma saída de 0 a 64V até 5A e uma fixa de 5V até 3A.
 - e.3. Paralelo: Uma saída de 0 a 32V até 10A e uma fixa de 5V até 3A.
- f. Acessórios inclusos: Um manual de instruções, um cabo de força.
- g. Proteção total contra sobre carga, curto circuito e inversão de polaridade.
- h. Potenciômetro multivoltas de precisão para ajuste de tensão.
- i. Ventilação forçada através de ventoinha na parte traseira.



Operação com tensão constante

- a. Tensão de saída: de 0 a 32V continuamente ajustável
- b. Regulação da tensão:
 - Regulação de linha: $\leq 0,01\% + 3mV$ (corrente $\leq 5A$)
 - Regulação de carga: $\leq 0,01\% + 3mV$ (corrente $\leq 5A$)
- c. Tempo de recuperação: $\leq 100 S$ (variação de 50% da carga, $>0,5A$).
- d. Ripple e ruído: $\leq 1mVrms$ (5Hz a 1MHz, $\leq 5A$)
- e. Coeficiente de temperatura: menor que 300ppm/°C

Operação com corrente constante

- a. Corrente de saída: de 0 a 5A continuamente ajustável.
- b. Regulação da corrente:
 - Regulação de linha: $\leq 0,2\% + 3mA$
 - Regulação de carga: 20mA
- c. Ripple e ruído: $\leq 3mAms$

Erro de Tracking: $\pm 1,0\%$

Operação em série / paralelo

- Em paralelo

- a. Regulação da tensão:
 - Regulação de linha: $\leq 0,01\% + 3mV$
 - Regulação de carga: $\leq 0,01\% + 3mV$ (corrente $\leq 5A$)
 - $\leq 0,03\% + 5mV$ (corrente $>5A$)

- Em série

- a. Regulação da tensão:
 - Regulação de linha: $\leq 0,01\% + 3mV$
 - Regulação de carga: $\leq 0,01\% + 3mV$ (corrente \leq

Medidores

- a. Tipo: Digital simples.
- b. Visor: LED 3-1/2 dígitos para tensão ou corrente(1999).
- c. Exatidão: $\pm (0,5\% \text{ da leitura} + 2 \text{ dígitos})$
- d. Fundo de escala em tensão: 199,9V em uma escala.
- e. Fundo de escala em corrente: 19,99A

Isolação

Entre o chassis e os terminais de saída: $\geq 100M \text{ Ohm}$ (500VDC)
 Entre o chassis e o cabo de alimentação: $\geq 100M \text{ Ohm}$ (500VDC)

Acessórios

Cabo de alimentação
 Manual de operação
 Um jogo de ponta de prova

ANEXO B

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS
AGILENT 34970A

Unidades de aquisição e comutação de dados Agilent 34970A e 34972A

O 34970A é um líder da indústria em aplicações de pequeno a médio porte. O novo 34972A oferece interfaces LAN e USB, para que os clientes possam fazer a conexão, configuração e aquisição de dados facilmente, na bancada, em rede ou no campo. O 34980 oferece maior capacidade, para aplicações de médio a grande porte:

Principais recursos

- 34970A / 34972A - tenha a flexibilidade de que precisa, com um mainframe de 3 slots (até 60 canais a2 fios)
- DMM interno de 6 ½ dígitos, para medições de precisão
- Mostrador de fácil leitura, para monitorar a configuração e os valores medidos
- Painel frontal de fácil uso, para o controle manual da configuração
- Interfaces do 34970A para computador: GPIB e RS-232
- Interfaces do 34972A para computador: LAN e USB
- 34972A: Oferece interfaces gráficas para web e porta de memória USB para aplicações remotas
- Oito diferentes módulos plug-in para o 34970 e 34972
- Linguagem de programação SCPI, drivers e software Data Logger incluídos



Comutação de alta qualidade com multímetro digital (DMM) de 6 ½ dígitos integrado

- Ampla variedade de comutação: uso geral, multiplexador, matriz, RF, micro-ondas e driver de relés para micro-ondas
- O DMM interno faz medições de tensão e corrente CC/CA, resistência, temperatura, frequência, totalizador
- Conversores digital/análogo para a saída analógica
- Entradas e saídas digitais



Agilent Technologies

Unidades de aquisição e comutação de dados Agilent 34970A e 34972A

Performance sem concessões

- **Medições de alta precisão**
- **Comutação de alta qualidade**
- **Software de alta produtividade**

Módulos plug-in para o 34970A/34972A

Código	Descrição
34901A	Mux de uso geral, 20 canais
34902A	Mux de alta velocidade, 16 canais
34908A	Mux SE, 40 canais
34903A	Atuador/comutador, 20 canais
34904A	Matriz 4x8
34905A	Mux de RF de 50 ohms
34906A	Mux de RF de 75 ohms
34907A	Multifuncional

Accessórios de aquisição de dados do 34970A/34972A

Código	Descrição
34830A	Licença do software BenchLink DataLogger Pro
34307A	Pacote com 10 termopares tipo J
34308A	Pacote com 5 termistores de 10 kΩ

Tudo o que você precisa saber sobre os mainframes

Característica	34970A	34972A
Medições analógicas	Tensão, corrente, resistência, frequência e temperatura	
I/O digital	Até 48 bits	
Saída analógica	-10 V a +10 V, 20 mA	
Multiplexação	Máx. 120 a 1 fio, 60 a 2 fios	
Matriz	Máx. de 96 pontos de cruzamento	
Uso geral	Máx. de 60 comutadores	
Multiplexação de RF	Máx. de 24 canais, 2 GHz	
Interface gráfica web	N/A	Sim
Porta de memória USB	N/A	Sim
Interface	GPIB, RS-232	LAN, USB

Opções de serviço recomendadas

Extensão de dois anos da garantia com retorno à Agilent
 Extensão de dois anos da calibração com retorno à Agilent
 Para obter mais informações, visite www.agilent.com/find/removealldoubt

Para obter mais informações, visite
www.agilent.com/find/34970A
www.agilent.com/find/34972A
www.agilent.com/find/34980A
 Para encontrar um distribuidor, veja:
www.agilent.com/find/distributors



Dados técnicos sujeitos a alterações sem aviso.
 © Agilent Technologies, 2011. Impresso no Brasil, 03 de março de 2011.
 5989-8706P1BR



Agilent Technologies

ANEXO C**ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA CÂMERA TERMOGRÁFICA FLIR T-440**



FLIR T420 & T440

High Performance Infrared Camera With on-board Visual Camera, Touch Screen, Wi-Fi Connectivity, & Interchangeable Lens, Plus MSX® Image Enhancement & FOV Match

Get maximum flexibility and efficiency out of 320 x 240 thermal imaging from our new T400 line:

Superior Thermal Imaging – Sharp thermal resolution at 76,800 pixels for solid accuracy from farther away

MSX® Enhancement – Multi-Spectral Dynamic Imaging adds visible spectrum definition to IR images in real time for excellent thermal detail to help you instantly recognize the problem locations

Field of View (FOV) Match – Now you have the option to automatically match the visible camera field of view to the IR FOV for better documentation

Compass – Adds camera pointing direction to every image for additional location documentation

Wi-Fi Connectivity – Send images and data to smart phones and tablets (ie. iPhone®, iPad®, iPod touch®, or Android™) to share images and critical information quickly using FLIR Tools Mobile app

Accurate Temperature Measurements – Accuracy calibrated within +/- 2°C or +/- 2% of reading

High Temperature Range – measuring up to 2192°F (1200°C) targeting electrical and industrial applications (T440 model)

Scalable P-i-P and Fused Thermal Images – Blend thermal with visible light images on-screen; includes picture-in-picture window sizing

Multiple Measurements – Add up to 5 box areas and 5 moveable spots using the touchscreen to gather more detailed information

METERLINK® – Wirelessly transmit vital diagnostic data from clamp and moisture meters directly to the camera for annotating thermal images to further support findings.

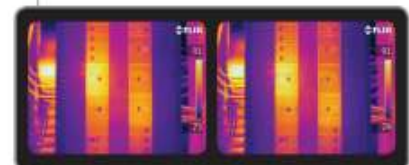
Annotation – Add voice comments via Bluetooth headset and text notes from the touchscreen keypad; New! T440 has image sketch feature to draw circles and pointers on IR/Visual stored images

InstantReport – Create PDF document directly from the camera

Includes – SD Memory Card, 100-260V AC adaptor/charger, two Li-Ion rechargeable batteries, 2-bay battery charger, power supply (with multi-plugs), FLIR Tools software, USB cable, video cable, sun shield, Bluetooth® headset, lens cap, neckstrap, and hard case



Wi-Fi Connectivity



Original IR Image on the Left and with MSX™ Enhancement on the Right image (available on T440 model)



Built-in 3.1MP Digital Camera, LED Lamp, Laser Pointer, Fine Focus Adjust, and Auto focus & Image Capture Button. 120° Rotating Lens with 8X Continuous Zoom



Fused thermal images insert IR image set within a temperature interval onto corresponding digital image



Wireless METERLINK® Communication via Bluetooth®

Applications



Utility Market — Utilities worldwide use infrared cameras to locate problems or to detect hot spots and other problems before they turn into costly failures and production downtime or dangerous electrical fires.



Electrical Inspections — With FLIR thermal imaging cameras electrical contractors can scan electrical cabinets/panels and components for a non-contact view of conditions.

Imaging Specifications

FEATURES	FLIR T420	FLIR T440
Temperature range	-4°F to 1202°F (-20°C to 650°C)	-4°F to 2192°F (-20°C to 1200°C)
Zoom	4X Continuous	8X Continuous
LCD Image Sketch	—	Draw on stored images right on touchscreen
Multi-Spectral Dynamic Imaging (MSX)	IR image with enhanced detail presentation	IR image with enhanced detail presentation
Measurement Presets	—	Presets for standard measurements
Profile Measurement Analysis	—	Shows a live graph of temperatures across a line on the image
COMMON FEATURES		
Frame Rate	60Hz	
Field of view/Minimum focus distance/FOV Match	25° x 19° / 1.31ft (0.4m) / Field of View Match where Digital Image FOV adapts to the IR lens	
Focus	Manual/Automatic	
Thermal sensitivity (N.E.T.D)	<0.045°C at 30°C	
Detector Type - Focal plane array (FPA) uncooled microbolometer	320 x 240 pixels	
Spectral range	7.5 to 13µm	
Compass	Adds camera pointing direction to each image	
Display	Built-in touch-screen 3.5" color LCD	
Image modes	Thermal/Visual/Fused thermal image/P+P/MSX (Resizable and movable) and Thumbnail Gallery	
Image Storage	1000 radiometric JPEG images (SD card memory)	
Image annotation	Voice (60 sec), text comments, Sketch, image markers on IR	
Periodic image storage	7 seconds to 24 hours (IR) and 14 seconds to 24 hours (IR and visual)	
Lens	25° (optional 6°, 15°, 45°, 90°, Close up 100, 50µm lenses available)	
Video Lamp	Bright LED lamp	
Laser Classification/Type	Class 2/Semiconductor AlGaInP Diode Laser: 1mW/635nm (red)	
Set-up controls	Mode selector, color palettes, configure info to be shown in image, local adaptation of units, language, date and time formats, and image gallery	
Measurement modes	5 Spotmeters, 5 Box areas, Isotherm, Auto hot/cold spot, Delta T	
Measurement correction	Reflected ambient temperature & emissivity correction	
Video Recording in Camera and Video Streaming	Non-radiometric IR-video recording (MPEG-4 to memory card), Radiometric IR-video streaming (Full dynamic to PC using USB or Wi-Fi), and Non-radiometric IR-video streaming (MPEG-4 using Wi-Fi and uncompressed colorized video using USB)	
Instant Report	Create a Thermographic Inspection report directly in the camera	
Battery Type/operating time	Li-Ion/ >4 hours, Display shows battery status	
Charging system	In camera AC adapter/2 bay charging system	
Shock / Vibration	25G, IEC 60068-2-29 / 2G, IEC 60068-2-6	
Dimensions/Weight	4.2x7.9x4.9" (106x201x125mm)/1.94lbs (0.88kg), including battery	
2-5-10 Warranty	When the camera is registered within 60 days: 2 years on Parts/Labor for the Camera; 5 years of Coverage on Batteries; 10 years of Protection on the IR Detector	

Ordering Information

62101-0101 FLIR T420 Thermal Imaging InfraRed Camera (320x240)
 62101-0301 FLIR T440 Thermal Imaging InfraRed Camera (320x240)

ACCESSORIES

1196398 Li-Ion Rechargeable Battery
 1910490 Cigarette Lighter Adapter Kit, 12VDC (1.2m cable)
 T197650 2-Bay Battery Charger including Power Supply (multi plugs)
 T911048 Camera Pouch Case
 T197717 FLIR Reporter Professional
 4114887 FLIR ThermalTrak™

CERTIFICATION TRAINING

3300149 ITC Level I Certification Training per attendee



10-Year Detector Protection
 5-Year Battery
 2-Year Parts & Labor



BOSTON

FLIR Systems, Inc.
 PH: +1 866.477.3687

PORTLAND

Corporate Headquarters
 FLIR Systems, Inc.
 PH: +1 866.477.3687

CANADA

FLIR Systems, Ltd.
 PH: +1 800.613.0507

MEXICO/LATIN AMERICA

FLIR Systems Brasil
 Av. Antonio Bardeila
 PH: +55 15 3238 8070

Equipment described herein may require US Government authorization for export purposes. Diversion contrary to US law is prohibited. Imagery used for illustration purposes only. Specifications are subject to change without notice. ©2012 FLIR Systems, Inc. All rights reserved. 3241 (Rev. 09/12)

www.flir.com
 NASDAQ: FLIR