

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

NATALLIE ZILIO DE SOUZA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO NUMÉRICO
SIMPLIFICADO PARA UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA
RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS**

Ilha Solteira
2014

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

NATALLIE ZILIO DE SOUZA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO NUMÉRICO
SIMPLIFICADO PARA UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA
RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Ilha Solteira – UNESP para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de conhecimento: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. João B. Campos Silva

Co-orientador: Prof. Dr. Márcio Antonio Bazani

Co-orientador: Prof. Dr. Amarildo Tabone Paschoalini

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S729a Souza, Natallie Zilio de .
Análise experimental e desenvolvimento de um modelo numérico simplificado para um trocador de calor compacto para resfriamento de componentes eletrônicos / Natallie Zilio de Souza. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2014
110 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas , 2014

Orientador: João Batista Campos Silva

Co-orientador: Márcio Antonio Bazani

Co-orientador: Amarildo Tabone Paschoalini

Inclui bibliografia

1. Vapor chamber. 2. Simulação numérica. 3. Análise térmica.
4. Trocador de calor. 5. Componentes eletrônicos.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise experimental e desenvolvimento de um modelo numérico simplificado para um trocador de calor compacto para resfriamento de componentes eletrônicos

AUTORA: NATALLIE ZILIO DE SOUZA

ORIENTADOR: Prof. Dr. JOÃO BATISTA CAMPOS SILVA

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI

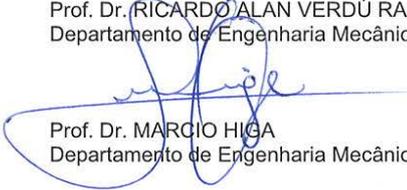
Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. MARCIO HIGA

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Estadual de Maringá

Data da realização: 10 de março de 2014.

DEDICO

Ao homem da minha vida, Antonio de Souza Filho, que tem presença constante em minha memória. Pelo seu amor e bondade, pela sua alegria e caráter, que se fazem presente a todo instante.

OFEREÇO

À minha mãe, Sandra T. Zilio de Souza,
meu maior exemplo de garra, força e amor.
Por ser meu espelho e por me fazer sentir o
maior amor do mundo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por tudo que tenho, por todos que tenho, e por tudo que sou. Por ele me dar serenidade e força nos momentos difíceis, por me dar sabedoria para conquistar o necessário e por cuidar da minha vida.

Ao meu pai, Antonio (*in memoriam*), meu eterno amor. Pelo esforço e empenho para o desenvolvimento de minha educação e formação do meu caráter ao longo de minha vida. Por confiar em mim e por ter me dado forças em todos os momentos.

À minha mãe, Sandra, por ser meu refúgio, por me orientar e por me amar tanto.

À minha irmã, Camila, por ser essencial em minha vida.

Ao meu namorado, Pedro Paulo, por ser tão importante e fundamental. Pelo apoio, atenção e paciência. Por mesmo longe, se fazer tão presente.

Ao Norberto e à Vilma, por terem sido presença constante e por me apoiarem em todo o período do meu estudo.

À Maria Gabriella, Irene, José e Stéfany Victória, por serem minha segunda família e por me dedicarem tanto amor e carinho. Por não medirem esforços em me ajudar nos momentos mais difíceis. Meu eterno reconhecimento.

Ao Etienne, Maria José, Ariadna e Ademar, por todo cuidado e atenção dedicados a mim.

Aos meus amigos Carlos, Giulio e Murilo, por estarem intensamente presentes em todas as fases da minha graduação e pós-graduação.

Às minhas amigas Nayara, Keity e Larissa, pelas risadas e pela cumplicidade. Por se preocuparem comigo sempre.

Ao João Batista Campos Silva, Márcio Antonio Bazani e Amarildo Tabone Paschoalini, pelos conselhos e pela partilha de seus vastos conhecimentos.

Aos meus amigos de laboratório Daniel, Alex, Guilherme, Jeferson e Alessandro, pela ajuda e compreensão em todo o decorrer do meu trabalho.

Finalmente, meu muito obrigada a todos os funcionários e professores da UNESP de Ilha Solteira, por todo conhecimento e atenção dispensados ao longo desses anos de pós-graduação.

**Só se pode alcançar um grande êxito
quando nos mantemos fiéis a nós mesmos.**

Friedrich Nietzsche

RESUMO

Este trabalho apresenta uma modelagem para um trocador de calor que opera através da ebulição de um fluido de trabalho, objetivando analisar a distribuição de temperatura quando utilizado em conjunto nos sistemas eletrônicos, visto que os componentes eletrônicos estão cada vez menores e dissipando muito mais calor. O trocador de calor estudado é conhecido como *vapor chamber*. Uma análise numérica utilizando um modelo simplificado de condutividades térmicas é realizada. Este modelo é criado para ser utilizado no *software ANSYS FLUENT*[®]. A *vapor chamber* é representada por vários blocos, cada um com uma condutividade térmica efetiva, e a contribuição de cada bloco na transferência de calor total é investigada. Uma vez que o desempenho térmico global depende da condutividade térmica de cada bloco, a avaliação pode dizer quais blocos contribuem para uma melhor eficiência na troca de calor. Os experimentos fornecem os dados necessários para serem inseridos no modelo numérico e, desta forma, o perfil de temperatura pode ser encontrado. Este modelo é adequado para a monitorização de problemas que envolvem falhas em componentes eletrônicos devido à alta temperatura.

Palavras-chave: *Vapor chamber*. Simulação numérica. Análise térmica. Trocador de calor. Componentes eletrônicos.

ABSTRACT

This work presents a modeling for a heat exchanger that operates through the boiling of a working fluid, aiming to analyze the temperature distribution when used together in electronic systems, since the electronic components are getting smaller and dissipating more heat. The heat exchanger studied is known as vapor chamber. A numerical analysis using a simplified model of thermal conductivities is performed. This model is created to be used in ANSYS FLUENT[®] software. The vapor chamber is represented by several blocks, each with effective thermal conductivity, and the contribution of each block in the total heat transfer is investigated. Since overall thermal performance depends on the thermal conductivity of each block, an evaluation can tell which blocks contribute for better efficiency in heat exchange. The experiments provide the necessary data to be inserted in the numerical model, so that, the temperature profile can be found. This model is adequate for monitoring of problems that involve failures in electronic components due to high temperature.

Keywords: Vapor chamber. Numerical simulation. Thermal analysis. Heat exchanger. Electronic components.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Circuito integrado	18
Figura 2 –	Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos	19
Figura 3 –	Ponto quente gerado pela potência dissipada de um componente eletrônico	22
Figura 4 –	Aparência básica de um <i>heat pipe</i> mostrando a região porosa	24
Figura 5 –	Vista do interior de uma <i>vapor chamber</i>	25
Figura 6 –	Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador	26
Figura 7 –	Mecanismos do fenômeno de ebulição	28
Figura 8 –	Curva de ebulição com fluxo de calor imposto	29
Figura 9 –	<i>Vapor chamber</i> entre o dissipador de calor e a fonte de calor de Koito (2010)	32
Figura 10 –	Detalhes do domínio computacional de Koito (2010)	32
Figura 11 –	Distribuição de temperatura no interior da <i>vapor chamber</i> de Koito (2010)	33
Figura 12 –	Esquema da transferência de calor entre vapor e região porosa na <i>vapor chamber</i> de Chen (2008)	34
Figura 13 –	Dissipador de calor anexado a <i>vapor chamber</i> e a estrutura interna da <i>vapor chamber</i> de Chen (2008)	35
Figura 14 –	Esquema do modelo físico de Wei (2006)	36
Figura 15 –	Fotografia da <i>vapor chamber</i> utilizada no experimento de Wang (2011)	37
Figura 16 –	Esquemática da <i>vapor chamber</i> e do dissipador de calor de Li (2010)	39
Figura 17 –	Distribuição de temperatura na superfície do dissipador de alumínio convencional e no dissipador de calor incorporado com a <i>vapor chamber</i> de Li (2010)	40
Figura 18 –	Resistências térmicas do dissipador de alumínio convencional e do dissipador de calor incorporado com a <i>vapor chamber</i> de Li (2010)	41
Figura 19 –	Fotografia da câmara de testes	43

Figura 20 –	Tubo de Pitot	44
Figura 21 –	Esquema do manômetro em “U” inclinado	45
Figura 22 –	Fotografia do sistema de aquisição de dados	49
Figura 23 –	Fotografia da fonte de alimentação	49
Figura 24 –	Fotografia da <i>vapor chamber</i> utilizada no presente trabalho	50
Figura 25 –	Corte transversal de uma <i>vapor chamber</i> similar à utilizada no presente trabalho	50
Figura 26 –	Estrutura porosa de uma <i>vapor chamber</i> similar à utilizada no presente trabalho	51
Figura 27 –	Dissipador de alumínio utilizado no presente trabalho	51
Figura 28 –	Resistência elétrica na fita kapton	52
Figura 29 –	Posicionamento dos termopares	53
Figura 30 –	Esquema do experimento completo	54
Figura 31 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W – caso 1	56
Figura 32 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para velocidade de 1 m/s e potência de 10 W – caso 1	57
Figura 33 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 1	57
Figura 34 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 1	58
Figura 35 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 1	58
Figura 36 –	Valores de temperatura na face inferior da <i>vapor chamber</i> para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 1	59
Figura 37 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W – caso 1	60
Figura 38 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para velocidade de 1 m/s e potência de 10 W – caso 1	60
Figura 39 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 1	61
Figura 40 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 1	61

Figura 41 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 1	62
Figura 42 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 1	62
Figura 43 –	Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências – caso 1	64
Figura 44 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 2	65
Figura 45 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 2	66
Figura 46 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 2	66
Figura 47 –	Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 2	67
Figura 48 –	Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências – caso 2	68
Figura 49 –	Comparação entre os dois casos para a potência de 20 W	69
Figura 50 –	Comparação entre os dois casos para a potência de 40 W	70
Figura 51 –	Comparação entre os dois casos para a potência de 60 W	71
Figura 52 –	Comparação entre os dois casos para a potência de 78 W	72
Figura 53 –	Esquema de funcionamento da <i>vapor chamber</i>	73
Figura 54 –	Domínio computacional	77
Figura 55 –	Temperatura da fonte de calor em função do número de elementos da malha	84
Figura 56 –	Vista no plano $x - y$ da malha utilizada no modelo numérico	85
Figura 57 –	Visão geral do domínio computacional	85
Figura 58 –	Regiões do domínio computacional	86
Figura 59 –	Detalhes da fonte de calor	87
Figura 60 –	Detalhes da <i>vapor chamber</i>	87
Figura 61 –	Condutividade térmica do vapor em função da temperatura	89
Figura 62 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W	91
Figura 63 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s	91

	e potência de 10 W	
Figura 64 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 20 W	92
Figura 65 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 20 W	92
Figura 66 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 20 W	93
Figura 67 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 20 W	93
Figura 68 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 40 W	94
Figura 69 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 40 W	94
Figura 70 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 40 W	95
Figura 71 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 40 W	95
Figura 72 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 60 W	96
Figura 73 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 60 W	96
Figura 74 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 60 W	97
Figura 75 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 60 W	97
Figura 76 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 78 W	98
Figura 77 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 78 W	98
Figura 78 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 78 W	99
Figura 79 –	Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 78 W	99

Figura 80 – Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências (experimental e numérico)

LISTA DE SÍMBOLOS

q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
Q	Potência	W
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
L	Comprimento característico do escoamento	[m]
U	Velocidade média característica	[m/s]
T	Temperatura	[°C]
T_s	Temperatura da superfície	[°C]
T_{sat}	Temperatura de saturação	[°C]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
u	Velocidade na direção x	[m/s]
v	Velocidade na direção y	[m/s]
w	Velocidade na direção z	[m/s]
t	Tempo	[s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
C_p	Calor específico	[J/kg.K]
p	Pressão estática	[Pa]
g	Aceleração devido à gravidade	[m/s ²]
V	Tensão	[V]
I	Corrente	[A]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
ΔT_{sat}	Diferença entre a temperatura de superfície e a de saturação	[°C]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa/s]
Re	Número de Reynolds	[-]
Z	Incerteza de medição	[-]

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Experimentos realizados: caso 1	54
Tabela 2 -	Experimentos realizados: caso 2	55
Tabela 3 -	Fluxo de calor para cada situação de potência	55
Tabela 4 -	Valores de condutividade do vapor para cada configuração	90
Tabela 5 -	Incerteza das medidas de potência térmica	108
Tabela 6 -	Incerteza das velocidades médias	109

SUMÁRIO

1	Introdução	17
1.1	Motivação	20
1.2	Objetivos e escopo do trabalho	22
1.3	Princípio de funcionamento de uma <i>vapor chamber</i>	22
1.4	Mudança de fase: ebulição	26
1.4.1	Introdução	26
1.4.2	Tipos de ebulição	27
1.4.3	Regimes de ebulição	29
2	Revisão bibliográfica	32
3	Análise experimental	42
3.1	Equipamentos utilizados	42
3.2	Procedimentos experimentais	52
3.3	Resultados experimentais	55
3.3.1	Resultados experimentais: caso 1	55
3.3.2	Resultados experimentais: caso 2	64
3.3.3	Comparação entre os resultados experimentais dos dois casos	69
4	Modelo analítico	73
4.1	O transporte de calor em dissipadores	74
4.1.1	Resistência de contato	74
4.1.2	A <i>vapor chamber</i>	75
4.1.3	A base do conjunto de aletas	75
4.1.4	O conjunto de aletas	75
4.2	Domínio computacional	76
4.3	Modelo matemático	77
4.3.1	Modelo do escoamento	77
4.3.2	Modelo simplificado de materiais sólidos	82
5	Desenvolvimento numérico	84
5.1	Introdução	84
5.1.1	Fonte de calor	86
5.1.2	<i>Vapor chamber</i>	87
5.1.3	Dissipador de calor	88
5.2	Configurações do modelo numérico	88

5.3	Comparação entre os resultados experimentais e numéricos	90
6	Conclusões e recomendações	102
6.1	Conclusões	102
6.2	Recomendações para trabalhos futuros	103
	Referências	104
	Apêndice A – Análise de incertezas experimentais	107

1 INTRODUÇÃO

Eletrônica é a parte da física que estuda e utiliza as variações de grandezas elétricas para captar, transmitir e processar informações. Tratam-se dos circuitos elétricos e instrumentos constituídos por válvulas termiônicas, dispositivos semicondutores (tais como transistores, termistores e circuitos integrados), tubos de raios catódicos e outros componentes baseados no efeito fotoelétrico (células fotoelétricas, válvulas fotomultiplicadoras, entre outros) (SILVA, 2004).

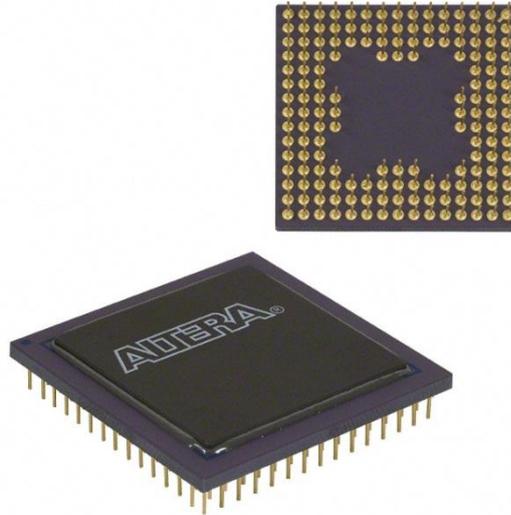
A descoberta de certas propriedades elétricas em alguns metais (em destaque o tungstênio, selênio, silício e germânio) foi de grande importância no desenvolvimento da indústria eletrônica, na criação de numerosos componentes e na expansão de seu uso a muitos aparelhos novos, destinados a diversas atividades técnicas e científicas. Por suas qualidades de peso e dureza, e principalmente por seu elevado ponto de fusão (3.370 °C), o tungstênio é empregado na fabricação de filamentos para lâmpadas comuns e tubos de televisão. O selênio, por sua sensibilidade à luz e outras características, é utilizado nos fotômetros de aparelhos fotográficos, nas células fotoelétricas de portas automáticas, nos equipamentos preventivos de incêndios, entre outros. Já o silício e o germânio têm largo emprego em vários dispositivos semicondutores como diodos, resistores e capacitores (SOUSA, 2008).

Um sistema eletrônico consiste de muitos componentes miniaturizados, como transistores e resistores fabricados em uma mesma peça de silício ou outro material semicondutor. Estes componentes são formados e interligados dentro de um mesmo corpo, normalmente uma pastilha de silício, constituindo um dispositivo que realiza a função de todo o circuito.

Os circuitos integrados são indicados principalmente para aplicações que têm funções repetitivas e possuem espaços limitados. São usados em quase todos os equipamentos eletrônicos e revolucionaram o mundo da eletrônica.

A Figura 1 mostra um circuito integrado. Os terminais metálicos são usados para conectar o circuito integrado à placa de circuitos.

Figura 1 - Circuito integrado.



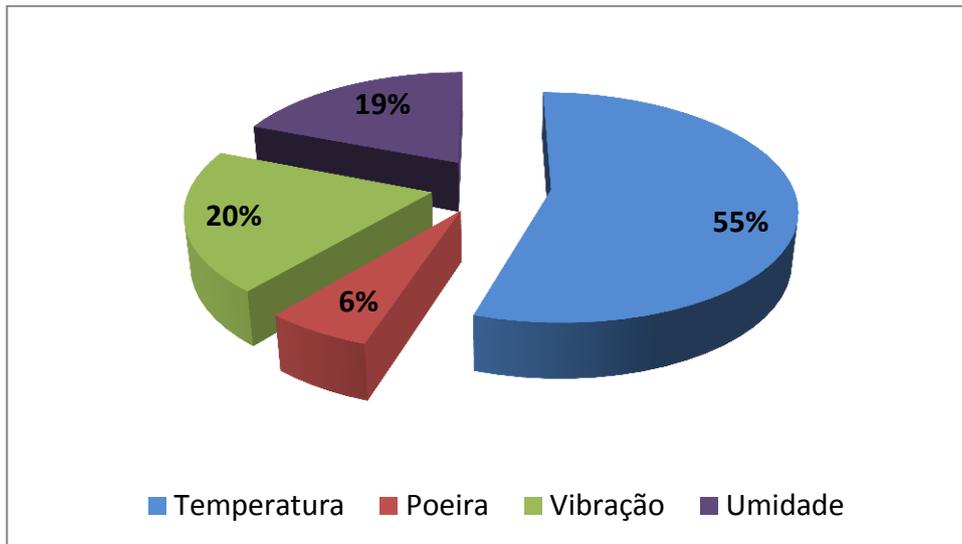
Fonte: Digi-key (2013).

Como mencionado por Sousa (2008), com a evolução dos componentes eletrônicos, estes se tornaram cada vez menores. Isto levou a uma compactação gerando problemas em manter os sistemas estáveis. Juntamente com a compactação, alguns equipamentos eletrônicos atuais realizam mais funções e dissipam mais calor. Deste modo, o estudo da transferência térmica do componente é importante para garantir o correto funcionamento destes dispositivos, pois muitas falhas eletrônicas estão relacionadas aos excessivos níveis de temperatura e à fadiga térmica.

Um projeto térmico de um equipamento eletrônico é uma das partes mais importantes do produto, sendo decisivo para a confiabilidade do mesmo. A análise de projetos térmicos consiste em ensaios experimentais e simulações computacionais que irão garantir que os projetos satisfaçam os requisitos das especificações do produto.

Um fator bastante importante que deve ser considerado para o controle térmico é o ambiente térmico, que se refere a todas as condições, configurações e fenômenos externos que, de algum modo, influenciam o projeto térmico de um equipamento eletrônico. Sabe-se que a temperatura é o principal fator responsável por falhas em equipamentos eletrônicos, conforme indicado na Figura 2. Ela pode alterar parâmetros como: resistência, indutância, capacitância, constante dielétrica, provocar deterioração do encapsulamento e induzir reações químicas parasitas. Alguns outros fatores que podem gerar falhas são a vibração, poeira e umidade.

Figura 2 - Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos.



Fonte: Ramsey et al. (2004).

O rápido ritmo do desenvolvimento tecnológico na indústria eletrônica impulsionou uma crescente miniaturização de sistemas e um incrível aumento nas densidades de potência dissipadas. A potência de processadores já ultrapassa valores considerados elevados, e projeções indicam que ela continuará crescendo. Em consequência disso, o gerenciamento térmico se tornou uma das áreas mais críticas no projeto de componentes eletrônicos e terá impacto significativo em custo, confiabilidade e desempenho da próxima geração tecnológica, com pesado uso de dispositivos microeletrônicos (ESSS, 2013).

A taxa de falha através da destruição da camada de óxido no semicondutor é exponencialmente dependente da temperatura e impacta diretamente na confiabilidade do circuito integrado. Para reduzir esse efeito, fabricantes limitam a temperatura de microeletrônicos entre 85 °C e 110 °C. Outra característica peculiar da distribuição térmica de um circuito integrado é a dissipação térmica desigual, que leva a regiões com concentração de elevadas temperaturas, conhecidas como *hot spots* (ESSS, 2013).

Todos estes desafios apontam para a necessidade de desenvolvimento de soluções de gerenciamento térmico de alto desempenho. Essa atividade tem recebido significativa assistência dos *softwares* de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD). Na fase inicial do projeto, a análise de CFD é usada para selecionar a estratégia de resfriamento e refinar o projeto térmico através da análise

paramétrica. Na fase final de projeto, a análise detalhada do desempenho térmico do produto é realizada para prever sua confiabilidade.

Desta forma, novas técnicas de refrigeração estão sendo estudadas para melhorar o desempenho térmico dos componentes eletrônicos, e é neste contexto que surge o estudo relacionado a *vapor chamber*, trocador de calor compacto estudado no presente trabalho.

Conforme mencionado por Jabardo (2008), a ebulição nucleada é um dos mecanismos mais eficientes de remoção de calor de uma superfície aquecida. Sua característica mais importante é a elevada taxa de remoção de calor de superfícies aquecidas com diferencial relativamente reduzido de temperaturas. Em outros termos, a ebulição nucleada se caracteriza por elevados coeficientes de transferência de calor.

1.1 Motivação

Na condição de grande protagonista no cenário tecnológico mundial, a indústria eletrônica tem realizado investimentos crescentes em pesquisa e desenvolvimento, visando o aprimoramento de dispositivos e a concepção de sistemas mais robustos, eficientes e sofisticados. É neste contexto que se inserem muitas das pesquisas relacionadas ao empacotamento e à miniaturização de sistemas eletrônicos (CERVO, 2013).

O advento da miniaturização trouxe ganhos estéticos e funcionais a diferentes tipos de aparelhos, mas também criou novos desafios a serem superados, principalmente nos quesitos confiabilidade e segurança de sistemas.

De fato, o bom funcionamento e a vida útil de um circuito eletrônico estão diretamente associados à eficiência dos mecanismos de remoção do calor gerado pelos seus componentes. A fabricação de elementos cada vez mais compactos e, ao mesmo tempo, com maior potência, tem agravado os riscos de superaquecimento, causa principal de danos em componentes eletrônicos. Assim, o desenvolvimento de novos dissipadores térmicos e o aprimoramento dos atuais sistemas de remoção de calor representam preocupações constantes no setor eletrônico.

Como mencionado por Cervo (2013), em algumas situações, componentes eletrônicos podem ser considerados como fontes de calor posicionadas no interior

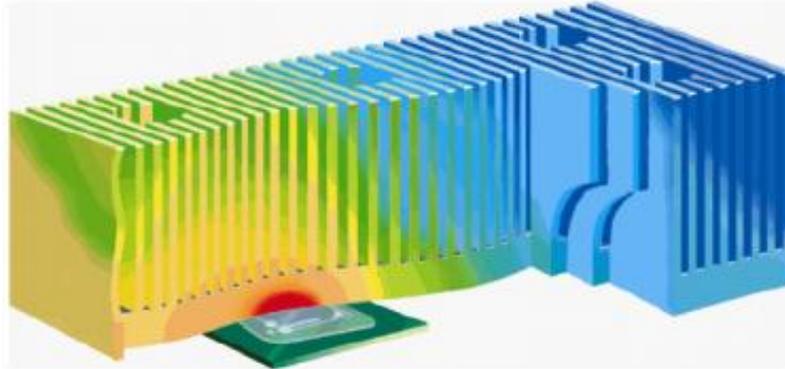
de cavidades, dutos ou canais, ocupados por um fluido de arrefecimento mantido em movimento forçado. Nesses casos, as taxas de transferência de calor dos componentes para o meio circundante mantêm estrita relação com a estrutura do escoamento no interior do sistema. Zonas de estagnação ou de recirculação podem ser prejudiciais ao processo de dissipação térmica, fazendo com que as temperaturas se elevem além de patamares considerados seguros.

Assim sendo, a correta especificação dos parâmetros que caracterizam o escoamento, em função do posicionamento dos elementos geradores de calor no interior do sistema, constitui fator preponderante para o funcionamento seguro de circuitos eletrônicos.

A miniaturização dos componentes está atingindo seu limite técnico devido ao aumento da temperatura apresentado pelos atuais componentes. Neste sentido, as técnicas de simulação numérica computacionais podem auxiliar no processo de desenvolvimento de novas tecnologias de refrigeração. Elas são úteis para prever o comportamento de tais sistemas mesmo antes de tê-los fabricados. Além disso, é possível obter uma análise de falhas para o caso do não funcionamento de determinados componentes no sistema.

De acordo com Oliveira (2007), atualmente são utilizados alguns mecanismos para a dissipação do calor oriundo dos componentes eletrônicos. Entre os mais conhecidos está o dissipador aletado, que pode assumir diversas formas, de acordo com a geometria, a potência da fonte de calor e do sentido que se deseja que o fluxo de calor percorra. Embora esse sistema de dissipação seja o mais utilizado, ele possui algumas limitações quando se deseja dissipar grandes quantidades de calor oriundas de pequenas áreas. A limitação no transporte de calor por condução do material utilizado impede que o calor se espalhe pela base inteira do dissipador, ocorrendo concentração de calor e aumento de temperatura num local bem próximo ao componente, impossibilitando o aproveitamento total do dissipador, conforme mostrado na Figura 3. A indústria vem buscando nas últimas décadas uma solução para esse problema. O presente trabalho apresenta uma alternativa para reduzir este efeito, através da tecnologia das chamadas *vapor chambers*.

Figura 3 - Ponto quente gerado pela potência dissipada de um componente eletrônico.



Fonte: Oliveira (2007).

1.2 Objetivos e escopo do trabalho

Este trabalho tem como objetivo definir um modelo numérico capaz de simular o desempenho térmico de um trocador de calor compacto que opera através da ebulição de um fluido de trabalho, conhecido como *vapor chamber*. O intuito do trabalho é estudar o trocador de calor compacto e encontrar a distribuição de temperatura quando for utilizado nos sistemas eletrônicos. Para isso, um modelo é criado para ser utilizado no programa de simulação numérica computacional, o *ANSYS FLUENT*[®], possibilitando a análise numérica do fluxo de calor através do trocador de calor, bem como uma análise das variáveis de interesse do problema estudado. Um modelo simplificado que apresenta características apenas condutivas e que é baseado em dados experimentais é definido, de forma que o trocador de calor é representado por vários blocos, cada um com uma condutividade térmica efetiva.

A análise de um protótipo de um trocador de calor compacto obtido comercialmente é feita para que sejam realizadas as verificações experimentais necessárias. A partir do embasamento fornecido pelos experimentos, realizam-se as simulações numéricas, comparando-se os resultados e ajustando o modelo numérico.

1.3 Princípio de funcionamento de uma *vapor chamber*

Os *heat pipes*, além de oferecerem uma eficiência impressionante em relação ao transporte do calor (cerca de até 100 vezes mais do que um condutor sólido),

também oferecem algumas possibilidades interessantes, como o fato de continuarem a funcionar mesmo quando montados de lado ou até mesmo de ponta-cabeça. Além deles existem as *vapor chambers*, que apesar do formato diferente são baseadas no mesmo princípio, sendo também conhecidas como *flat heat pipes* ou tubos de calor achatados.

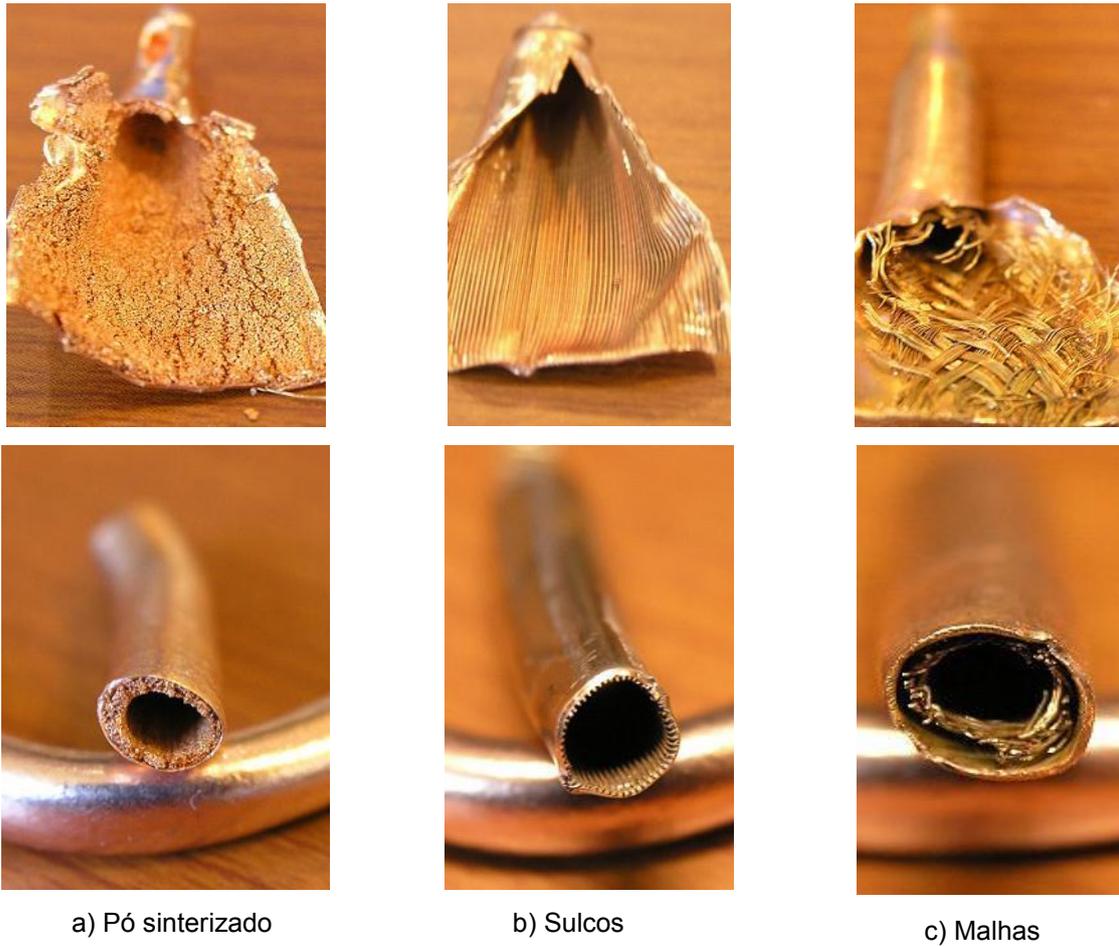
Os *heat pipes* são usados como sistemas de transferência de calor da base (quente), até o dissipador (frio), usando uma pequena quantidade de líquido (geralmente uma mistura de água com etanol ou metanol) que é continuamente evaporado e condensado, criando a troca. Isso explica como eles podem ser tão eficientes, já que líquido e vapor permitem transportar o calor de uma forma muito mais eficiente que uma barra sólida de metal.

Em sua fabricação, o *heat pipe* é apenas parcialmente preenchido com o líquido. Todo o ar é retirado, criando um quase vácuo, o que favorece a evaporação e a condensação do líquido, melhorando a eficiência. O princípio de funcionamento é simples: o líquido evapora com o calor produzido por uma fonte quente e condensa ao se aproximar de um dissipador, onde a temperatura é bem mais baixa. O grande problema é como fazer o líquido condensado voltar para a parte quente. A gravidade pode ser utilizada para este fim, mas ela limita a orientação de uso, fazendo com que ele funcione somente na vertical.

Para que funcionem em qualquer direção, o transporte é feito usando uma região porosa, também conhecida por seu termo inglês *wick* que significa pavio, sendo que ela opera exercendo o efeito de bombeamento por capilaridade. A ideia central é a mesma de quando se coloca o canto de um pano na água. O pano “puxa” a água, fazendo-a ir contra a gravidade. Esta região porosa pode ser composta de pó metálico sinterizado, depositado sobre as laterais do *heat pipe*, espuma de cobre, produzida usando um processo mais complicado, ou mesmo outros materiais. Pode também ser composta por sulcos ou por uma sobreposição de malhas.

De qualquer forma a aparência básica é a mesma: um tubo dentro do tubo, deixando a parte central vazia para a passagem do vapor, conforme mostra a Figura 4.

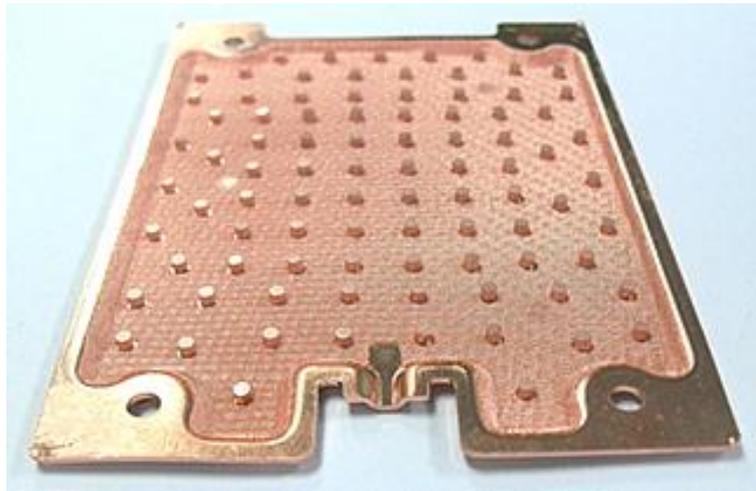
Figura 4 - Aparência básica de um *heat pipe* mostrando a região porosa.



Fonte Frostytech (2013).

Em seguida têm-se as *vapor chambers*, que funcionam basicamente da mesma forma, mas oferecem uma flexibilidade maior, podendo ser usadas em situações onde não seria possível acomodar tubos do diâmetro de um canudo. Elas apresentam a aparência de uma placa e possuem apenas alguns milímetros de espessura. A Figura 5 mostra o interior de uma *vapor chamber*.

Figura 5 - Vista do interior de uma *vapor chamber*.



Fonte: Coolermaster (2013).

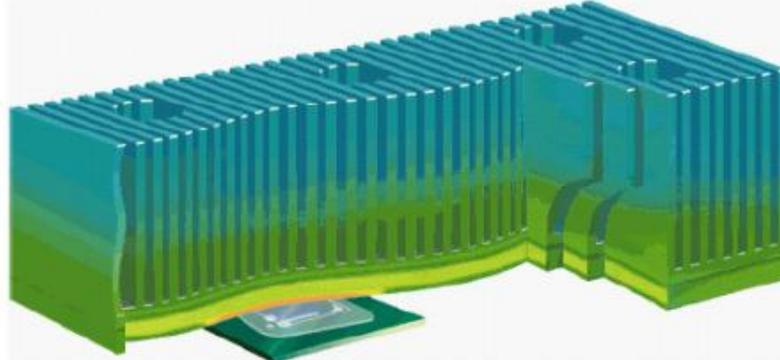
A *vapor chamber* tem unicamente a função de transportar o calor, mas ela o faz de forma muito mais eficiente que uma simples camada de cobre sólido. Entre o *heat pipe* e a *vapor chamber* a questão central é o formato do cooler. Se o espaço for suficiente para acomodar tubos, o *heat pipe* é a solução mais econômica. Entretanto, se é necessário algo muito compacto e fino, a *vapor chamber* é a única opção.

Conforme mencionado por Oliveira (2007), quando um fluxo de calor é imposto por uma fonte aquecida na base inferior da *vapor chamber*, como acontece em equipamentos eletrônicos, o fluido de trabalho se vaporiza em seu interior. Por diferença de densidade, o vapor gerado se desloca para a parte superior da *vapor chamber* onde o calor é absorvido pela chapa que a fecha, que por sua vez está em contato com as aletas, fazendo com que o vapor se condense e haja formação de líquido novamente. Este líquido condensado retorna para a região inferior devido à força da gravidade ou através da estrutura capilar.

O principal objetivo da *vapor chamber* é fazer com que o alto fluxo de calor gerado por uma pequena fonte se espalhe rapidamente para uma grande superfície, para depois este calor ser trocado com o ar ambiente através de um conjunto de aletas. Sendo assim, ela tem a função de homogeneizar a temperatura em toda a base das aletas, conforme mostrado na Figura 6. Essa homogeneização está associada a uma distribuição uniforme do fluxo de calor na superfície inferior do dissipador, diminuindo sua resistência térmica total e, conseqüentemente, diminuindo a temperatura da fonte de calor. Isso ocorre devido a grande capacidade

de transporte de calor que esses supercondutores de calor possuem (OLIVEIRA, 2007).

Figura 6 - Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador.



Fonte: Oliveira (2007).

O próximo tópico explica o fenômeno de mudança de fase, principal característica da *vapor chamber*.

1.4 Mudança de fase: ebulição

1.4.1 Introdução

O estudo da ebulição é extremamente importante. Muitas aplicações na engenharia que são caracterizadas por altos fluxos térmicos envolvem ebulição. Os altos coeficientes de transferência de calor associados à ebulição a tornam atrativa para ser considerada com propósitos de gerenciamento do desempenho térmico de equipamentos eletrônicos avançados.

Os primeiros circuitos integrados e microprocessadores eram resfriados simplesmente por convecção natural e dissipadores de calor. Tal método se tornou ineficaz, e ventiladores e exaustores foram integrados a esses sistemas, gerando escoamentos que podem atingir velocidade de até 5 m/s. Assim, o escoamento passou a ser mais complexo, possuindo trocas de calor por convecção forçada e apresentando turbulência.

O método de refrigeração por convecção forçada também está se tornando ineficiente em alguns casos na indústria eletrônica onde existem grandes potências dissipadas em pequenas áreas, pois, mesmo com velocidades de escoamentos

mais elevadas, a temperatura na junção do componente ainda é muito alta. Este é o motivo pela busca de novas formas de refrigeração.

A ebulição nucleada é um dos mecanismos mais eficientes de remoção de calor de uma superfície aquecida e sua característica mais importante é a elevada taxa de remoção de calor de superfícies aquecidas com diferencial relativamente reduzido de temperaturas. Ela tem sido objeto de inúmeros trabalhos de pesquisa durante os últimos 50 anos, dentre os quais se destacaram aqueles cujo objetivo era as aplicações nucleares. Apesar do declínio das atividades na área nuclear, o mecanismo da ebulição nucleada continuou a ser atraente para a comunidade científica. A ebulição nucleada pode ser encontrada em evaporadores inundados para resfriamento de líquidos, no caso específico de aplicações frigoríficas e, também, em evaporadores associados aos sistemas denominados de “recirculação de líquido”.

Na *vapor chamber* a mudança do estado líquido para o estado vapor, devido à ebulição, é mantida pela transferência de calor oriundo da superfície sólida, estando esta superfície a uma temperatura superior à temperatura de saturação correspondente ao líquido na pressão de trabalho imposta. O calor transferido da superfície sólida para o líquido pode ser calculado pela lei do resfriamento de Newton, da seguinte forma:

$$q'' = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_{sat} \quad (1)$$

na qual q'' é o fluxo de calor, h é o coeficiente de troca de calor, T_s a temperatura da superfície, T_{sat} a temperatura de saturação do líquido e ΔT_{sat} a diferença entre as duas temperaturas.

1.4.2 Tipos de ebulição

O processo de ebulição é caracterizado pelo surgimento de bolhas de vapor, que crescem e se desprendem da superfície. A diferença de temperatura (ΔT_{sat}), a natureza da superfície sólida e as propriedades termofísicas do fluido influenciam no crescimento e na dinâmica das bolhas, afetando, assim, o movimento do líquido próximo à superfície e, por consequência, o coeficiente de transferência de calor.

A presença da ebulição em um sistema pode ser caracterizada da seguinte forma:

- Ebulição em piscina: o líquido encontra-se em repouso e o seu movimento próximo à superfície é devido à convecção natural e à mistura induzida pelo crescimento e o desprendimento das bolhas.

- Ebulição convectiva: onde o movimento do fluido é induzido por fontes externas (bombas hidráulicas, por exemplo) e, também, por convecção natural e pela mistura induzida das bolhas.

- Ebulição confinada: onde o fluido de trabalho é confinado em um ambiente pequeno, podendo estar sujeito diretamente ao ciclo de ebulição e condensação e podendo haver formação de colunas diretas de vapor.

Conforme citado por Cardoso (2005), a transferência de calor por ebulição ocorre através de diferentes modos, caracterizados por:

- Calor latente: refere-se à parcela de calor, devido à mudança de fase, transportada pelas bolhas de vapor quando estas deixam a superfície aquecida.

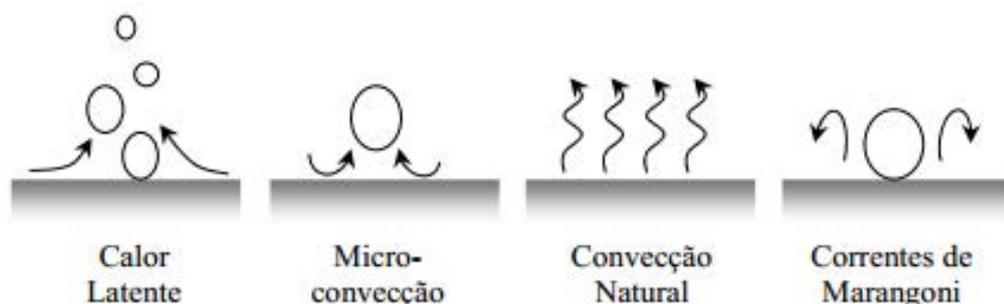
- Micro convecção: resulta do calor transferido pelo líquido aquecido na partida da bolha de vapor.

- Convecção natural: é o transporte de calor sensível dissipado das porções da superfície aquecida, sem bolhas de vapor, para o fluido devido ao movimento do líquido induzido pelos gradientes de densidade.

- Correntes de Marangoni: são causadas pelo gradiente de tensão superficial enquanto a bolha ainda está sobre a superfície aquecida, criando fluxos convectivos laterais a bolha.

A Figura 7 mostra os mecanismos do fenômeno de ebulição.

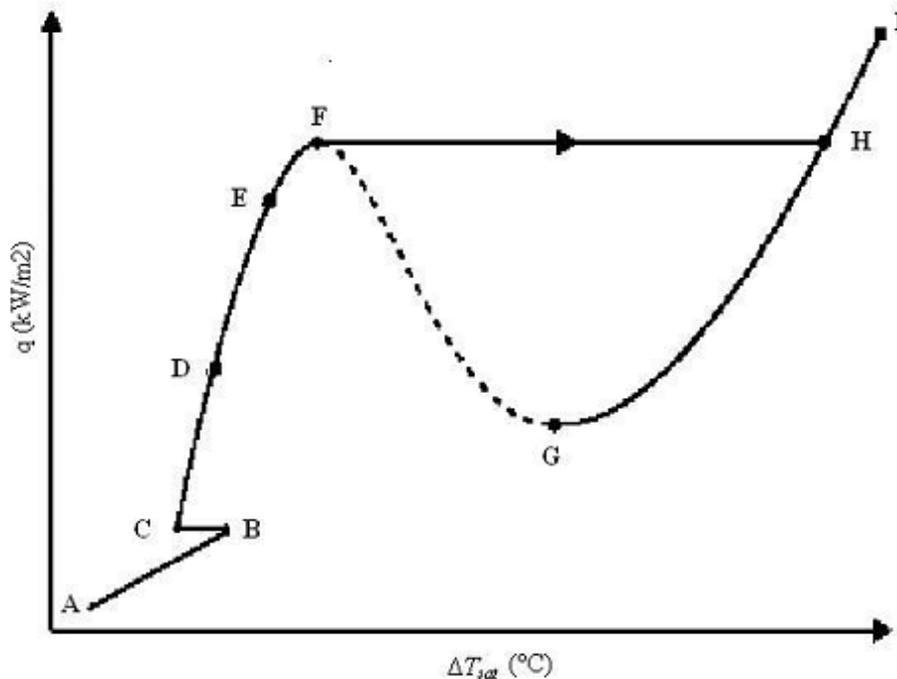
Figura 7 - Mecanismos do fenômeno de ebulição.



1.4.3 Regimes de ebulição

A curva de ebulição para uma dada superfície e fluido pode ser obtida experimentalmente (NUKIYAMA, 1934). A curva apresentada na Figura 8 representa um esboço qualitativo do fluxo de calor em função do superaquecimento do líquido, $\Delta T_{\text{sat}} = T_s - T_{\text{sat}}$, em contato com a superfície aquecida, para ebulição nucleada, sob fluxo imposto, sobre uma placa plana horizontal voltada para cima e sob a ação da aceleração da gravidade.

Figura 8 - Curva de ebulição com fluxo de calor imposto.



Fonte: Cardoso (2005).

Primeiramente a transferência de calor ocorre por convecção natural (região A B). O regime de convecção natural é caracterizado pelo movimento do fluido devido aos efeitos do empuxo. No caso de uma superfície horizontal voltada para cima e aquecida, o fluido que está próximo a esta superfície se expande, torna-se mais leve e se desloca para cima e neste deslocamento transporta calor para as regiões mais frias do fluido. O fluido mais frio, por ser mais pesado, desloca-se para baixo e retira calor da superfície aquecida. Portanto, na convecção natural, é observada a sequência de processos de aquecimento, expansão, resfriamento e compressão do fluido.

Quando o fluxo de calor é crescente, aumenta-se a diferença de temperatura entre a superfície e o líquido, e este alcança o superaquecimento necessário para iniciar o crescimento de bolhas de vapor sobre a superfície aquecida. O crescimento de bolhas de vapor em uma cavidade ou sítio de nucleação pode se estender para cavidades vizinhas, causando a ativação destas. O resultado disto é a dispersão rápida da ebulição sobre toda a superfície, com o conseqüente aumento do coeficiente de transferência de calor, podendo causar uma diminuição rápida e localizada da temperatura da superfície (região B C). Logo após este estágio tem-se então, o início da ebulição nucleada.

Um aumento subsequente do fluxo de calor leva à ativação de mais sítios de nucleação causando o aumento da frequência de saída de bolhas, constituindo o regime de ebulição nucleada (região CDEF). Este propicia consideráveis aumentos no fluxo de calor sem que ocorra o mesmo com a temperatura da superfície.

Na região CDEF podem ser destacados três processos:

- a) bolhas isoladas que correspondem à região CD;
- b) colunas e bolsões de vapor que correspondem à região DE;
- c) grandes cogumelos que correspondem à região EF.

O limite superior do fluxo de calor (ponto F), na região EF, é chamado de fluxo de calor crítico, ou em inglês, "*critical heat flux (CHF)*". Neste ponto as bolhas de vapor de grandes volumes, devido à coalescência, impedem ou dificultam o resfriamento da superfície aquecida permitindo que a película líquida, entre a superfície e as bolhas de vapor, também se vaporize. Isto causa a secagem da superfície com a conseqüente degradação da transferência de calor.

No modo de aquecimento com fluxo de calor imposto, ocorre o aumento brusco da temperatura da superfície aquecida (região FH), com a passagem do regime de ebulição nucleada para o regime de ebulição em película.

A região de transição (região FG) é caracterizada por uma camada, intermitente, de vapor instável sobre a superfície e por bolhas de vapor. Na Figura 9, pode-se observar que à medida que ΔT_{sat} aumenta, o fluxo de calor diminui. Dependendo do modo como a superfície está sendo aquecida, por fluxo de calor imposto ou por temperatura imposta, o regime de transição pode ser estabilizado ou não (CAREY, 1992).

O próximo regime é chamado de ebulição em película (região GHI), o qual é caracterizado por uma película ondulada contínua de vapor sobre a superfície. A transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido refrigerante ocorre por condução e radiação (CAREY, 1992).

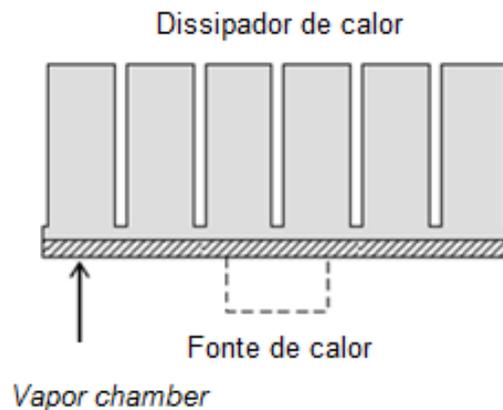
A descrição da curva de ebulição mostra um regime eficiente do ponto de vista de transferência de calor: o regime de ebulição nucleada. Este regime permite a dissipação de grandes densidades de fluxos de calor para baixos valores de superaquecimento da superfície, resultando em um elevado coeficiente de transferência de calor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão discutidos alguns trabalhos relacionados ao tema *vapor chamber*.

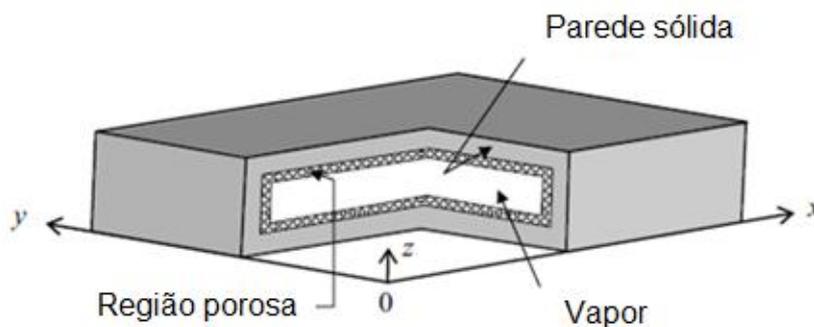
Koito (2010) pôde visualizar através de um trabalho numérico a transferência de calor em uma *vapor chamber*. O domínio computacional foi composto por uma pequena fonte de calor, um dissipador de calor de grandes dimensões e a *vapor chamber*, sendo esta última composta pela região do vapor, região porosa e parede sólida. A parte inferior da *vapor chamber* recebeu o calor da fonte de calor, enquanto que a parte superior foi inteiramente arrefecida pelo dissipador de calor. As Figuras 9 e 10 mostram o domínio computacional e seus detalhes.

Figura 9 - *Vapor chamber* entre o dissipador de calor e a fonte de calor de Koito (2010).



Fonte: Koito (2010).

Figura 10 - Detalhes do domínio computacional de Koito (2010).



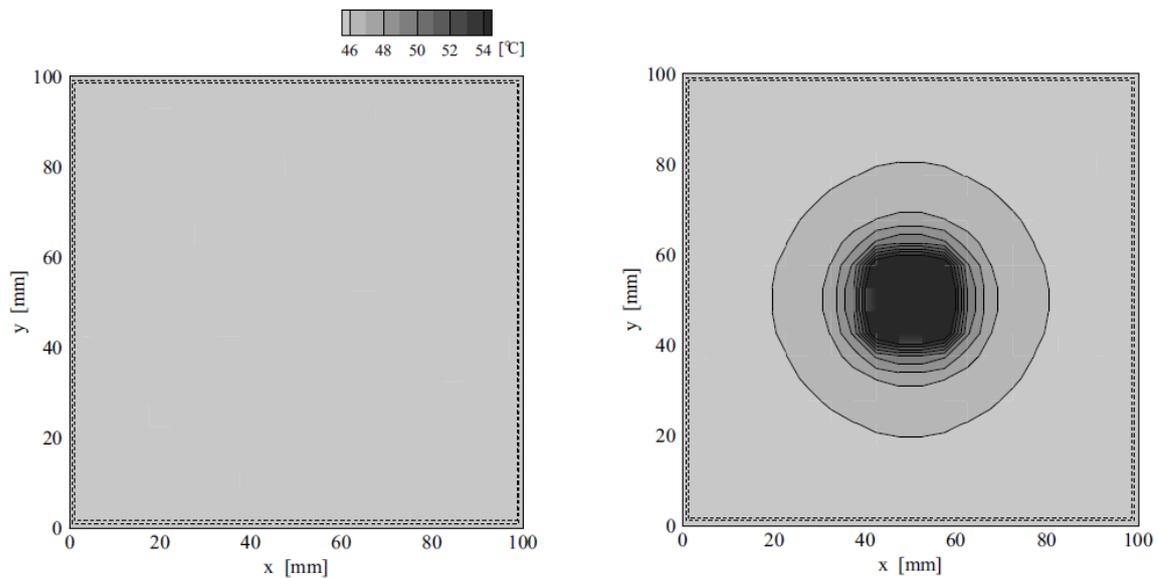
Fonte: Koito (2010).

O fluido de trabalho utilizado foi a água, e a *vapor chamber* apresentou 100 mm de comprimento, 100 mm de largura e 5 mm de espessura total. A espessura da parede foi de 1 mm e da região porosa foi de 0,5 mm, sendo esta última feita de pó de cobre sinterizado.

A condutividade térmica efetiva da região porosa estimada a partir da equação de Yagi e Kunii (1957) foi de 8,13 W/m.K e a potência de entrada foi de 30 W/cm². A temperatura ambiente foi mantida em 25 °C.

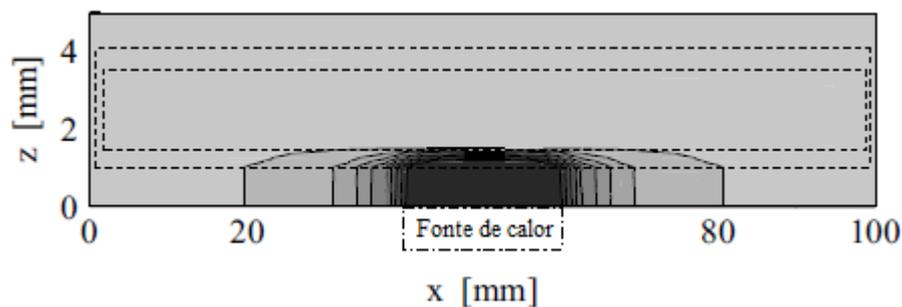
Desta maneira, utilizando algumas simplificações e condições de contorno, foi determinada a distribuição de temperatura no interior da *vapor chamber*, conforme representado na Figura 11.

Figura 11 - Distribuição de temperatura no interior da *vapor chamber* de Koito (2010).



a) Distribuição de temperatura na seção resfriada ($z = 5$ mm)

b) Distribuição de temperatura na seção aquecida ($z = 0$ mm)



c) Distribuição de temperatura em $y = 50$ mm

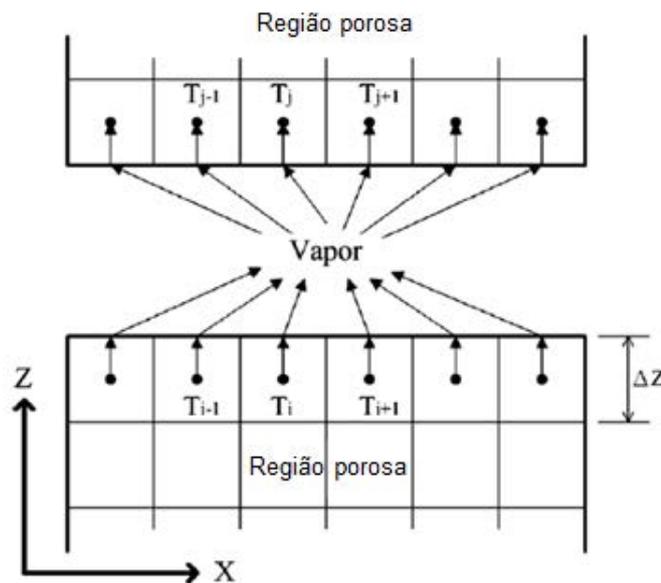
Fonte: Koito (2010).

Chen (2008) apresentou uma análise numérica de um conjunto formado por um dissipador de calor incorporado a uma *vapor chamber*, sob a influência de fontes de calor concentradas.

O objetivo principal foi o de simplificar a análise da *vapor chamber*, de modo que ela pudesse ser incorporada nas simulações de um sistema completo. Como se sabe, o fenômeno de mudança de fase é o principal mecanismo de transferência de calor na *vapor chamber*, de modo que a transferência de calor por este fenômeno é muito mais forte que a transferência por condução nas partes sólidas.

No estudo, a região porosa foi dividida em vários volumes de controle, como mostrado na Figura 12. Os fenômenos físicos envolvidos foram simplificados de forma que a transferência de calor fosse representada apenas através da condução de calor entre cada volume. O vapor foi tratado como uma interface comum de transferência de calor entre todos os volumes de controle adjacentes a ele.

Figura 12 - Esquema da transferência de calor entre vapor e região porosa na *vapor chamber* de Chen (2008).

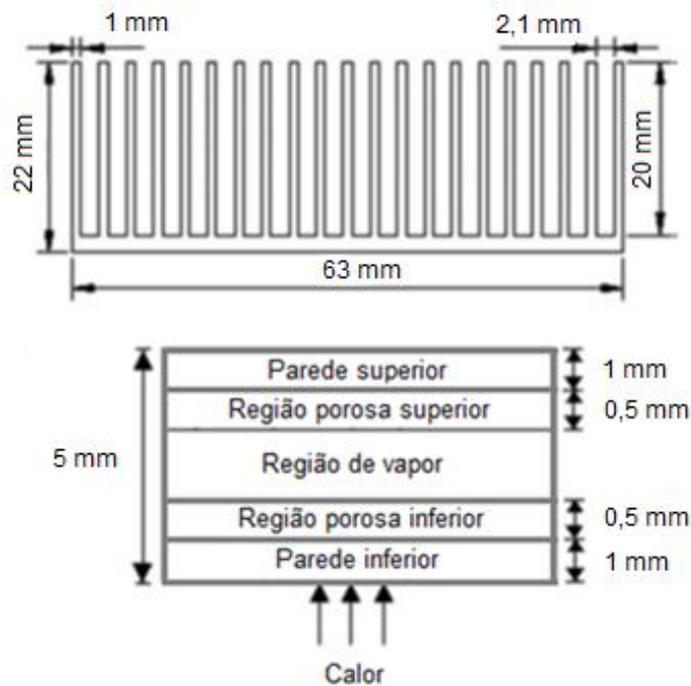


Fonte: Chen (2008).

O fluido de trabalho utilizado foi a água, e a *vapor chamber* apresentou 86 mm de comprimento, 71 mm de largura e 5 mm de espessura total.

Como mostrado na Figura 13, um dissipador de calor de aletas planas feitas de liga de alumínio foi fixado na *vapor chamber*. A espessura da parede foi de 1 mm e da região porosa foi de 0,5 mm, sendo esta última feita de pó de cobre sinterizado.

Figura 13 - Dissipador de calor anexado a *vapor chamber* e a estrutura interna da *vapor chamber* de Chen (2008).



Fonte: Chen (2008).

Estimada também a partir da equação de Yagi e Kunii (1957), a condutividade térmica efetiva da região porosa foi definida como 10,23 W/m.K, e a potência da fonte variou entre 30 e 60 W.

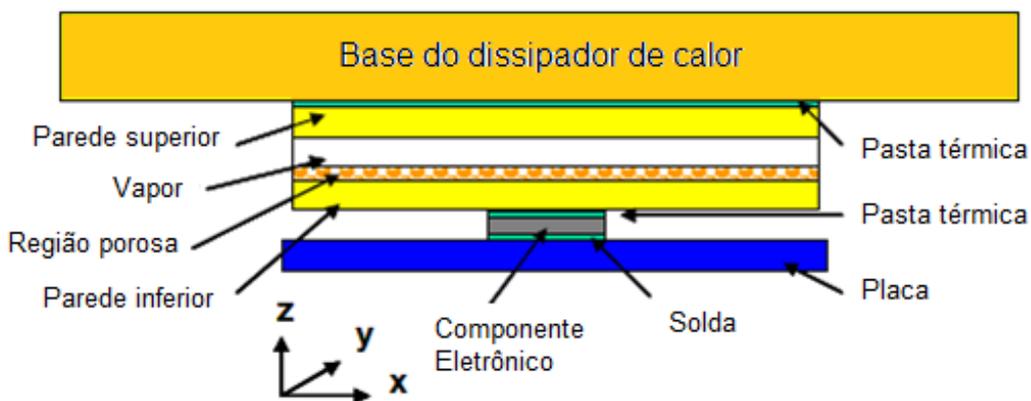
Simulações em CFD foram realizadas no *software FLUENT*[®] e os resultados possuíram divergência de até 6,3% da temperatura encontrada experimentalmente na fonte de calor.

A *vapor chamber* apresenta uma maior resistência à propagação de calor se a fonte de calor for do mesmo tamanho que sua superfície, o que indica que temperaturas mais baixas podem ser obtidas quando se utiliza, ao invés de uma *vapor chamber*, uma placa de cobre ou alumínio, por exemplo. Para pequenas fontes de calor, a *vapor chamber* pode proporcionar um melhor perfil de distribuição de temperatura. Isso é útil para o design térmico dos chips com pequenas áreas.

Wei (2006) adotou um modelo semelhante ao anterior, com a presença de um dissipador de calor e uma *vapor chamber*, mas a fonte de calor foi representada como um componente eletrônico dissipando calor em uma placa de circuito impresso. Foi representado também um material de interface térmica, comumente conhecido como pasta térmica. O modelo numérico também foi comparado com dados experimentais dos autores.

A região porosa desta vez foi representada apenas adjacente à superfície sólida inferior. O modelo numérico foi construído desta vez no *software FLOTHERM*[®], representado também por camadas de blocos com condutividades térmicas efetivas. Em adição ao modelo anterior, este considerou a resistência térmica referente à adoção da pasta térmica e, também, a resistência térmica referente à soldagem entre o componente e a placa. Um esquema do modelo pode ser observado na Figura 14.

Figura 14 - Esquema do modelo físico de Wei (2006).



Fonte: Wei (2006).

O fluido de trabalho utilizado foi a água, e a *vapor chamber* apresentou 40,5 mm de comprimento, 40,5 mm de largura e 4 mm de espessura total.

Este trabalho demonstrou que ao se adotar pequenos valores para a condutividade da região porosa (ordem de dezenas) e grandes valores de condutividade para a região de vapor (ordem de dezenas de milhares), o desempenho térmico é dependente da condutividade da região porosa e pouco sensível à condutividade adotada para região do vapor.

Wang (2011) obteve uma fórmula para calcular a condutividade térmica efetiva de uma *vapor chamber* comercial, utilizando para isto uma análise experimental da mesma. Esta fórmula é dependente das suas características, da potência de entrada e dimensões da fonte de calor.

O aparato se compôs de um dissipador de calor de alumínio soldado na *vapor chamber*, e ele foi testado em um túnel de vento. A Figura 15 mostra uma fotografia da *vapor chamber* utilizada. A água era o fluido de trabalho empregado e suas dimensões eram 88 mm de comprimento, 88 mm de largura e 3,85 mm de espessura. A estrutura porosa era composta pela sobreposição de malhas de cobre.

Figura 15 - Fotografia da *vapor chamber* utilizada no experimento de Wang (2011).



Fonte: Wang (2011).

Foram medidas experimentalmente a temperatura da fonte quente, temperatura ambiente, temperatura média da superfície superior da *vapor chamber*, temperatura média da superfície inferior, temperatura central da superfície superior e temperatura central da superfície inferior da *vapor chamber*.

A dedução da fórmula para o cálculo da condutividade térmica efetiva baseou-se na sistemática dimensional do Teorema de Pi de Buckingham. As variáveis dimensionais de interesse são a condutividade térmica do material da *vapor chamber* (k_b), a condutividade térmica efetiva da região porosa (k_w), o fluxo de calor da fonte quente (q_{in}), o calor latente do fluido de trabalho (h_{fg}), a pressão de saturação do vapor (P_{sat}), a espessura da *vapor chamber* (t) e a altura do fluido de trabalho dentro da *vapor chamber* (Φ_h), além da área da *vapor chamber* (A).

A condutividade térmica efetiva foi relacionada com o controle de parâmetros no experimento, onde constantes necessárias foram encontradas. Ao fim do trabalho os autores encontraram uma fórmula com poucos termos e com várias constantes, que dependia unicamente das características da *vapor chamber* e da fonte de calor utilizadas.

Os resultados obtidos mostraram que a *vapor chamber* apresentava uma condutividade térmica efetiva semelhante a um sólido com condutividade térmica de aproximadamente 100 W/m.K na direção normal da superfície plana da *vapor chamber*, ou seja, na direção da fonte de calor para o dissipador, mas de aproximadamente 900 W/m.K nas direções paralelas à superfície plana. Este valor é muitas vezes maior que uma chapa metálica convencional de cobre e promove o espalhamento do fluxo de calor através de toda a base do dissipador. Estes valores de condutividade estão relacionados com o fluxo de calor e com as dimensões da *vapor chamber*, dissipador e fonte.

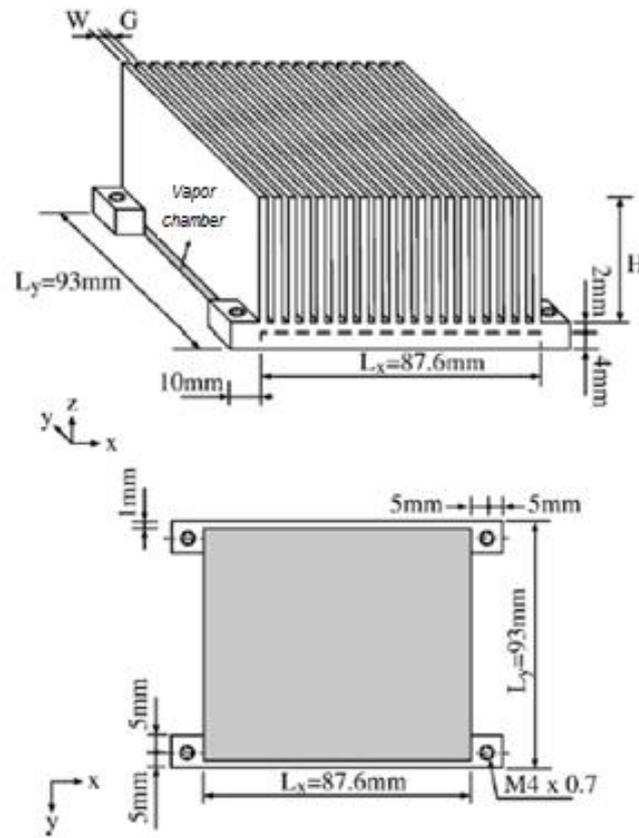
Li (2010) estudou experimentalmente o desempenho térmico de uma *vapor chamber* ligada à base de um dissipador de calor de aletas planas utilizando termografia por infravermelho.

A resistência térmica da *vapor chamber* ligada à base do dissipador de calor foi comparada com a resistência térmica do dissipador de calor de alumínio convencional.

O aparato experimental consistiu de um de túnel de vento, *vapor chamber*, dissipador de calor, sistemas de aquecimento, dispositivos para medir temperatura e velocidade do escoamento e, também, o sistema de termografia por infravermelho. Termopares foram adotados como sensores de temperatura e as superfícies foram revestidas com tinta de coloração escura com uma emissividade de 0,96 para possibilitar o uso da termografia. O fluido de trabalho utilizado na *vapor chamber*, como nos demais trabalhos, foi a água.

A base do dissipador de calor de aletas planas foi fabricada de tal forma que apresentou um entalhe onde era possível colocar a *vapor chamber* ou uma placa de alumínio, para formar o conjunto desejado. A *vapor chamber* e o dissipador de calor utilizados por Li (2010) estão mostrados na Figura 16.

Figura 16 - Esquemática da *vapor chamber* e do dissipador de calor de Li (2010).



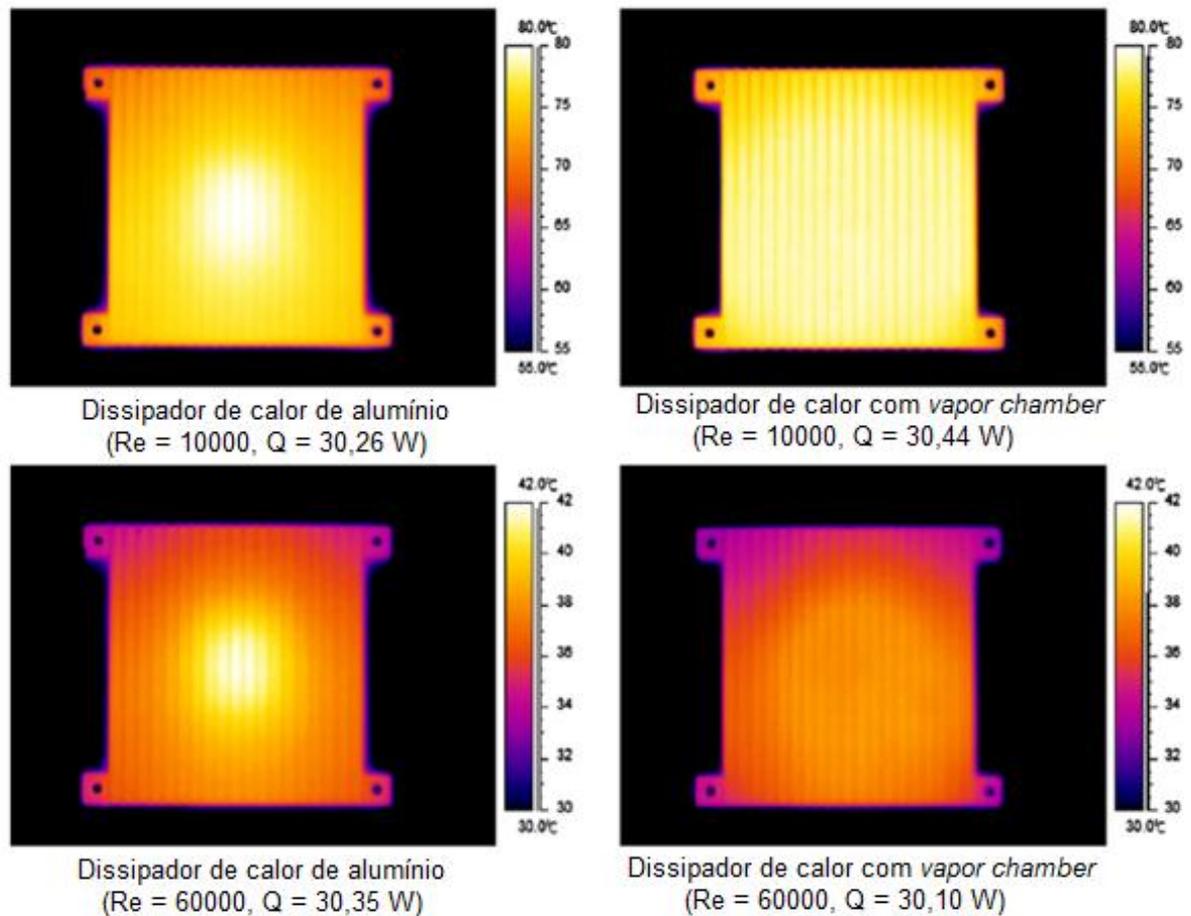
Fonte: Li (2010).

Com base nos resultados do estudo, concluiu-se que o conjunto formado pelo dissipador de calor com a *vapor chamber* pôde transferir calor uniformemente para a placa de base e impedir a formação de pontos de concentração local de alta temperatura.

A termografia por infravermelho foi utilizada para estudar o comportamento térmico do conjunto com a presença da *vapor chamber* sujeito ao resfriamento por convecção forçada e sua diferença com o dissipador de calor de alumínio convencional.

Para um mesmo valor de altura e largura de aletas, e para um mesmo número de aletas, a Figura 17 mostra a distribuição de temperatura na superfície do dissipador de calor de alumínio convencional e para o dissipador de calor incorporado com a *vapor chamber*.

Figura 17 - Distribuição de temperatura na superfície do dissipador de alumínio convencional e no dissipador de calor incorporado com a *vapor chamber* de Li (2010).

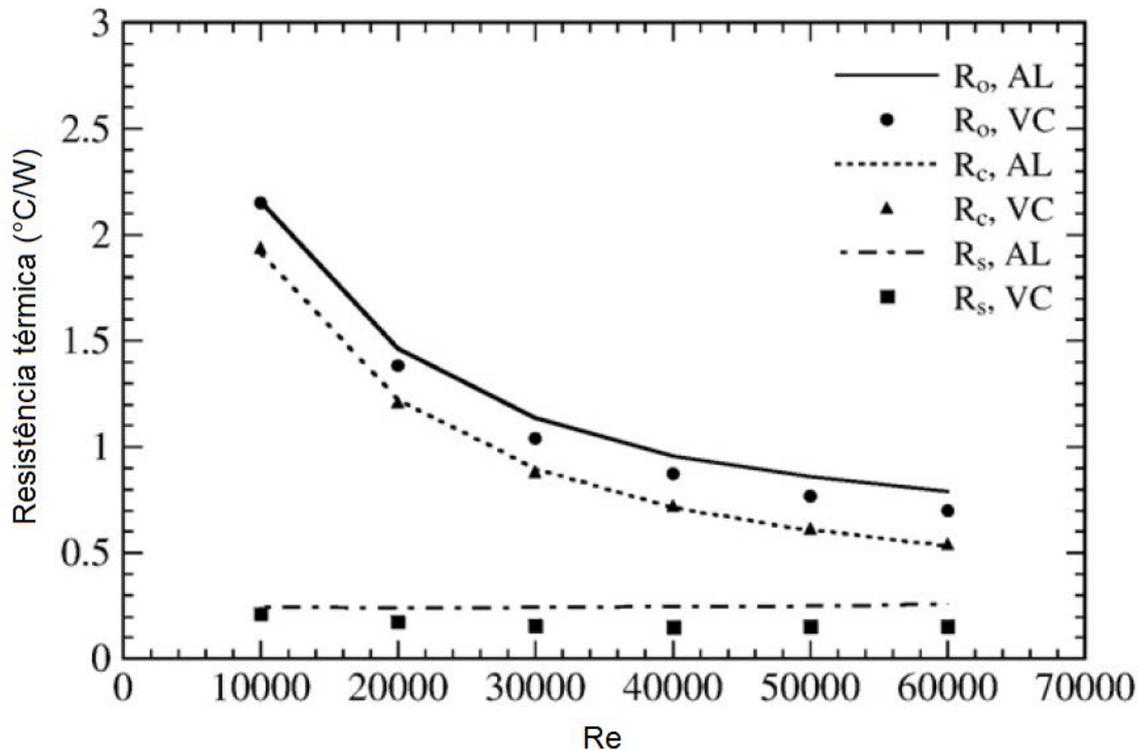


Fonte: Li (2010).

O aumento do número de Reynolds reduziu as temperaturas máximas da superfície de ambos os conjuntos, conforme esperado.

A resistência térmica global dos conjuntos (R_o) foi representada pela soma da resistência térmica de espalhamento (R_s) relacionada à transferência de calor na base do conjunto e da resistência térmica de convecção (R_c) relacionada à troca de calor nas aletas através do resfriamento por convecção forçada. Na Figura 18 é possível observar a representação dessas resistências para os conjuntos através de vários números de Reynolds.

Figura 18 - Resistências térmicas do dissipador de alumínio convencional e do dissipador de calor incorporado com a *vapor chamber* de Li (2010).



Fonte: Li (2010).

Pode-se notar que a *vapor chamber* (VC) ofereceu menor resistência à transferência de calor do que o dissipador de alumínio convencional (AL).

As resistências de convecção térmica de ambos os trocadores de calor são iguais para números de Reynolds iguais, porém com a adoção da *vapor chamber* a resistência térmica geral cai por conta do melhor espalhamento do calor, fato este atestado através das imagens termográficas.

No próximo capítulo é mostrada a análise experimental realizada para se obter os resultados experimentais do presente trabalho, para posterior comparação com os resultados numéricos.

3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão descritos os equipamentos e a metodologia que foram utilizados para obtenção dos resultados experimentais, que serão usados para a validação do modelo numérico no próximo capítulo. A proposta experimental é avaliar um exemplar comercial de uma *vapor chamber* para que sejam realizadas as verificações experimentais necessárias ao modelo numérico da mesma. Para atestar seu funcionamento e para comparação são realizados também testes com a fonte de calor acoplada diretamente ao dissipador de calor.

Para a realização dos experimentos, um túnel de vento é utilizado para a obtenção do escoamento que passa através das aletas do dissipador de calor. Para simular o calor gerado por um componente eletrônico, uma fonte de alimentação é utilizada e, dessa forma, consegue-se um fluxo de calor através da fonte de calor. Esta fonte de calor é composta por um bloco superior de alumínio e um bloco inferior de material cerâmico, sendo que entre eles encontra-se uma resistência elétrica que está conectada à fonte de alimentação. Um material isolante de lã de rocha foi colocado ao redor da fonte de calor para garantir que o calor gerado fluísse na direção da *vapor chamber*.

3.1 Equipamentos utilizados

O túnel de vento foi construído para ser utilizado neste trabalho e instalado no Laboratório de Simulações Numéricas (Labsin), do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira. A câmara de testes possui 500 mm de comprimento, 360 mm de largura e 60 mm de espessura. O escoamento é criado através de sucção por um conjunto de três exaustores montados em paralelo em uma caixa de sucção, onde é acoplado o duto que interliga o túnel aos mesmos. Neste duto é instalado um Tubo de Pitot para controle da velocidade média do escoamento, podendo-se manter a velocidade na câmara de testes entre 0 e 4 m/s.

A câmara de testes é apresentada na Figura 19.

Figura 19 - Fotografia da câmara de testes.

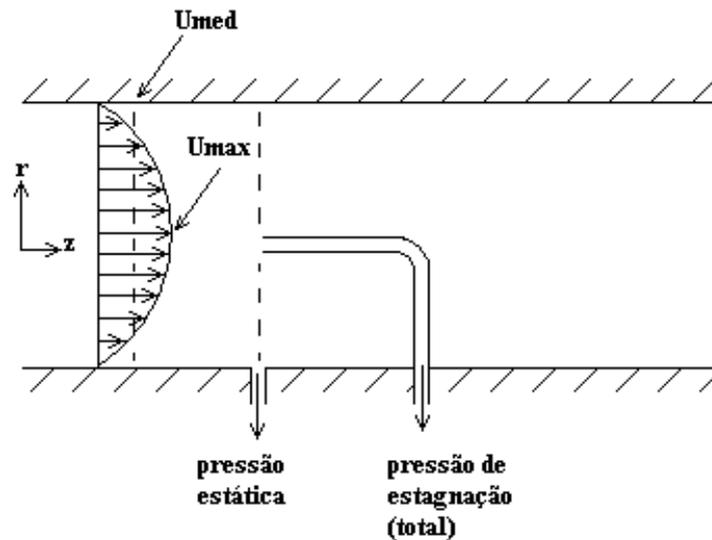


Fonte: Elaboração da própria autora.

Para conhecer a velocidade do escoamento no duto que interliga o túnel aos três exaustores, foi utilizado um Tubo de Pitot com manômetro inclinado.

Dado um escoamento interno em um duto circular conforme a Figura 20, pode-se tomar na parede onde a velocidade do fluido é nula a pressão estática. Logo mais no centro do duto, onde a velocidade é máxima, tem-se a pressão de estagnação, que é a soma da pressão dinâmica decorrente da transformação da energia cinética do fluido em pressão com a pressão estática.

Figura 20 - Tubo de Pitot.



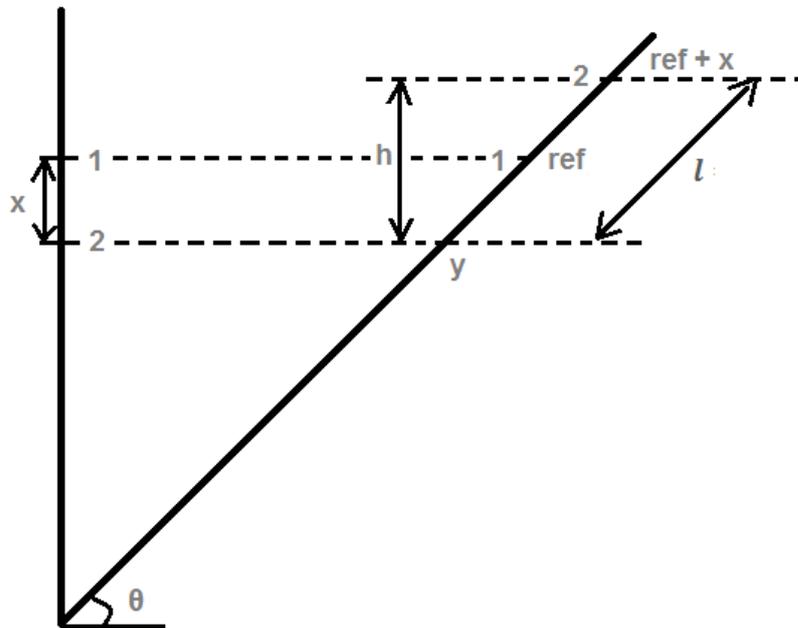
Fonte: Elaboração da própria autora.

As tomadas de pressão eram ligadas a um manômetro em “U” inclinado e o fluido manométrico era água destilada. O tubo de Pitot estava localizado no centro do duto a uma distância de entrada de 4,5 m, assim tentou-se garantir, teoricamente, que a sonda estivesse na região de escoamento turbulento completamente desenvolvido.

Um esquema do manômetro em “U” inclinado é exibido na Figura 21. A tomada de pressão dinâmica foi colocada na coluna vertical e na outra coluna a pressão estática. O algarismo 1 indica um nível de equilíbrio entre as pressões estática e dinâmica e este equilíbrio ocorre quando não há escoamento de ar dentro do duto.

O nível de equilíbrio muda para as posições indicadas pelo algarismo 2 quando é imposta uma vazão de ar constante através do duto. O nível de água desce x na coluna vertical e sobe x na inclinada (na direção do tubo) se os tubos do manômetro tiverem diâmetros internos iguais.

Figura 21 - Esquema do manômetro em "U" inclinado.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Pela Figura 21 pode-se ver que:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{x}{\text{ref} - y} \quad (2)$$

A Equação (2) pode ser reorganizada na forma:

$$y = \text{ref} - \frac{x}{\text{sen}(\theta)} \quad (3)$$

Pela Figura 21 pode ser visto que:

$$l = (\text{ref} + x) - y \quad (4)$$

Substituindo a Equação (3) na (4), tem-se:

$$l = x \left(1 + \frac{1}{\text{sen}(\theta)} \right) \quad (5)$$

Na Equação 5, se θ é igual a 90° então l será igual a $2x$ (caso do manômetro de colunas verticais), e se θ tender ao ângulo nulo l tenderá a infinito.

A relação entre a altura h e o comprimento l a partir da cota 2 (ou y) é:

$$h = l \operatorname{sen}(\theta) \quad (6)$$

Substituindo a Equação (5) na (6) e considerando $\theta > 0$, tem-se:

$$h = x(1 + \operatorname{sen}(\theta)) \quad (7)$$

Esta equação poderia ter sido obtida diretamente a partir da Figura 21 observando que:

$$\operatorname{sen}(\theta) = \frac{h - x}{x} \quad (8)$$

Sabe-se que, para um escoamento invíscido, incompressível e sem variação de elevação no qual o fluido é desacelerado até atingir a velocidade nula, a equação de Bernoulli leva a:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho_{ar}}} \quad (9)$$

onde a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e a pressão estática (p) pode ser substituída pela pressão devido à diferença de altura entre as colunas do manômetro em “U” inclinado, assim:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gh}{\rho_{ar}}} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gx(1 + \operatorname{sen}(\theta))}{\rho_{ar}}} \quad (10)$$

onde h é a diferença de nível (m) de água entre as colunas do manômetro; x é o deslocamento (m) do menisco da coluna vertical do manômetro; θ é o ângulo de inclinação da outra coluna manométrica ajustado em 37° .

De acordo com Schlichting (1979) as velocidades, média e máxima, do perfil de velocidade turbulento completamente desenvolvido, para dutos circulares lisos, podem ser relacionadas através da seguinte equação:

$$U_{med} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} U_{máx} \quad (11)$$

onde n é uma constante que deve ser escolhida conforme o número de Reynolds, que se baseia na velocidade média e no diâmetro do duto, da seguinte forma:

$$Re_D = \frac{U_{med} D}{\nu} \quad (12)$$

sendo ν a viscosidade cinemática (m^2/s) do fluido.

Para um escoamento incompressível ao longo de um volume de controle, com apenas uma entrada e uma saída, a vazão é a mesma. Assim, a velocidade média (\bar{U}) do escoamento na câmara de testes é facilmente determinada através da seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{U_{med} \frac{\pi D^2}{4}}{HW} \quad (13)$$

na qual H é a altura do canal na câmara de testes e W é a largura do mesmo.

Ao analisar as equações que definem a velocidade nota-se que as variáveis operacionais são medidas geométricas, como o ângulo de inclinação de coluna manométrica e altura de nível de água com relação à referência. As medidas geométricas da seção do canal também foram consideradas variáveis operacionais. Para o cálculo da velocidade a partir da Equação (13) usando as Equações (10) e (11) (com n igual a 7) obtém-se a seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} x^{1/2} (1 + \text{sen}(\theta))^{1/2} \frac{D^2}{HW} \quad (14)$$

Esta equação pode ser reescrita como segue:

$$\bar{U}(x, y, z) = \bar{U} = A(xy)^{1/2}z \quad (15)$$

onde a constante A e as duas novas variáveis são:

$$A = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} \quad (16)$$

$$y = 1 + \text{sen}(\theta) \quad (17)$$

$$z = \frac{D^2}{HW} \quad (18)$$

As medições da distribuição de temperatura foram realizadas com termopares tipo K – 36 AWG. Os sinais de tensão dos termopares são processados através de um sistema de aquisição e enviados a um microcomputador.

O sistema de aquisição de dados utilizado é do fabricante *Hottinger Baldwin Messtechnik*, e seu modelo é *MGC plus*[®] – Ab22A. Ele possui entrada para 32 termopares e a coleta dos dados foi realizada com a frequência de amostragem de 1Hz.

Na Figura 22 pode ser visto o sistema de aquisição utilizado no experimento.

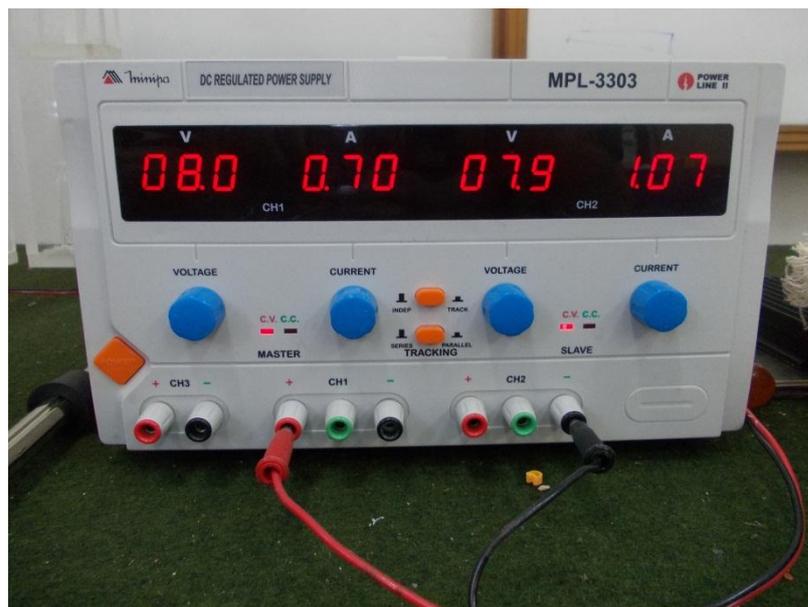
Figura 22 - Fotografia do sistema de aquisição de dados.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como fonte de energia foi usada uma fonte de alimentação do fabricante Minipa, modelo é MPL-3303, com indicadores de tensão e corrente, capaz de fornecer duas saídas variáveis com tensão de 0 a 30 V DC e corrente de 0 a 3 A DC, e uma saída fixa de 5 V/3 A DC. Ela pode ser vista na Figura 23.

Figura 23 - Fotografia da fonte de alimentação.



Fonte: Elaboração da própria autora.

A *vapor chamber* utilizada nos ensaios experimentais está apresentada na Figura 24. O fluido de trabalho é a água, e o material é uma liga de cobre e molibdênio. Ela apresenta 240 mm de comprimento, 54 mm de largura e 3 mm de espessura.

Figura 24 - Fotografia da *vapor chamber* utilizada no presente trabalho.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Um corte transversal foi feito em uma *vapor chamber* de mesmas características que a utilizada no experimento, mas com dimensões diferentes, a fim de observar sua estrutura interna, conforme mostrado na Figura 25, e sua estrutura porosa, conforme a Figura 26. Na Figura 25 é possível notar a presença de pequenos apoios do mesmo material da *vapor chamber* com a função de reforçar a estrutura e auxiliar na condução térmica entre as faces.

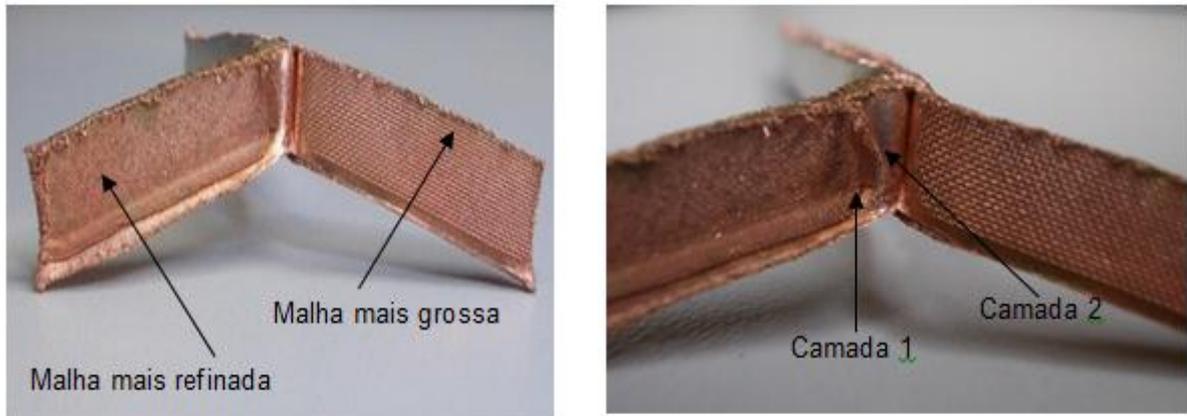
Figura 25 - Corte transversal de uma *vapor chamber* similar à utilizada no presente trabalho.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Na Figura 26, embora seja de difícil visualização, é possível notar uma malha mais grosseira na região de condensação, onde o vapor voltará à forma líquida e haverá recirculação através do efeito de capilaridade, e duas camadas de uma malha refinada na região onde há a evaporação do fluido de trabalho.

Figura 26 - Estrutura porosa de uma *vapor chamber* similar à utilizada no presente trabalho.



Fonte: Elaboração da própria autora.

A Figura 27 mostra o dissipador de alumínio utilizado como trocador de calor na superfície superior da *vapor chamber*. Ele apresenta 7 aletas, cada uma com 20 mm de altura, 1,8 mm de espessura e um espaçamento entre elas de 6,6 mm. A base do dissipador apresenta 240 mm de comprimento, 55 mm de largura e 4,7 mm de espessura.

Figura 27 - Dissipador de alumínio utilizado no presente trabalho.



Fonte: Elaboração da própria autora.

A fonte de calor é composta por um bloco superior de alumínio para condução do calor e um bloco inferior isolante de material cerâmico, ambos com 30 mm de comprimento, 30 mm de largura e 10 mm de espessura, e entre eles encontra-se uma resistência elétrica em uma fita kapton. A resistência é alimentada através da fonte de alimentação, e está mostrada na Figura 28.

Figura 28 - Resistência elétrica na fita kapton.



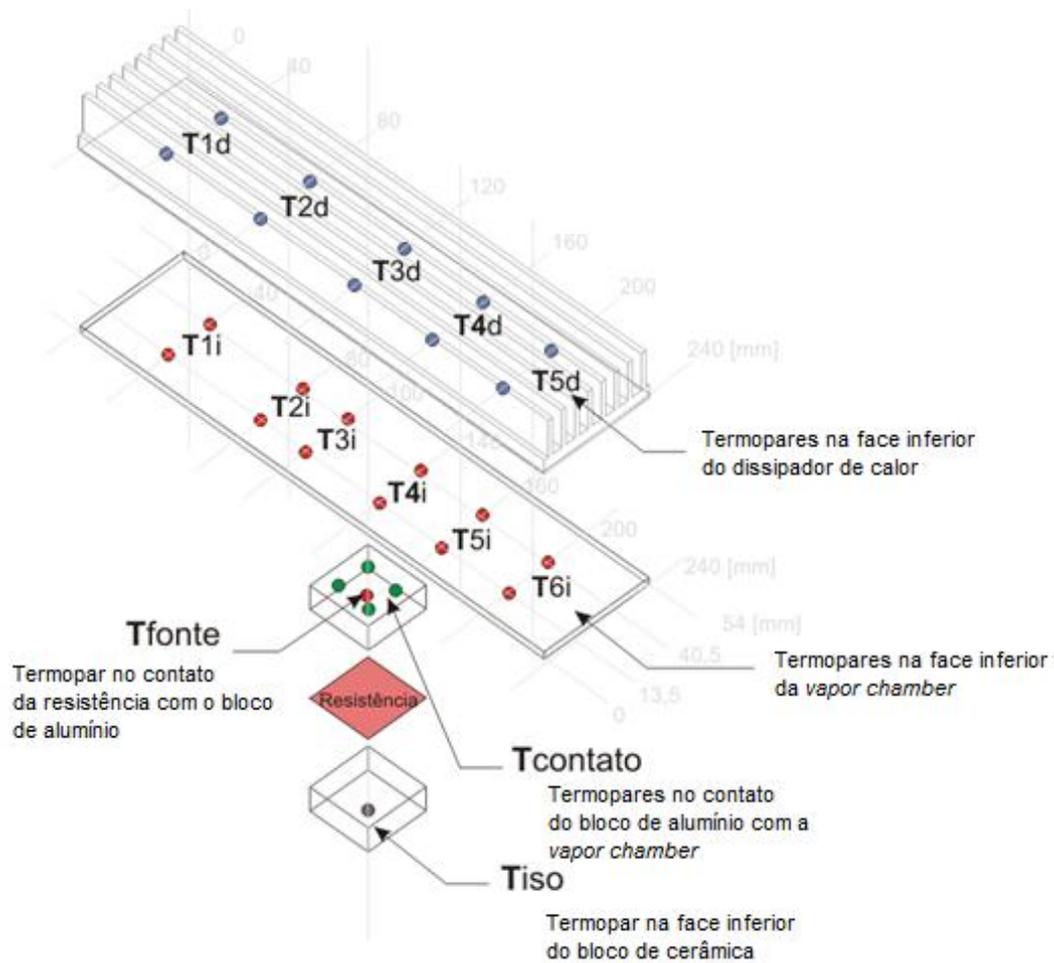
Fonte: Elaboração da própria autora.

3.2 Procedimentos experimentais

O experimento consiste em utilizar a *vapor chamber* em conjunto com a fonte de calor e dissipador, em situação de potência e escoamento externo controlados. Uma vez observado o perfil de temperatura ao longo das faces monitoradas por termopares, o modelo numérico pode ser posteriormente alimentado. Conforme já dito anteriormente, para atestar o funcionamento da *vapor chamber* e para comparação são realizados também testes com a fonte de calor acoplada diretamente ao dissipador de calor. Desta forma são estudados dois casos: o primeiro em que a *vapor chamber* se encontra entre o dissipador de calor e a fonte, e o segundo em que o dissipador está acoplado diretamente na fonte de calor.

O conjunto contendo a *vapor chamber*, fonte de calor e dissipador é colocado na câmara de testes do túnel de vento e em torno da fonte de calor e da *vapor chamber* é utilizado um material isolante de lã de rocha para garantir que fluxo de calor seja direcionado ao dissipador. O acoplamento térmico dos componentes foi feito utilizando pasta térmica. Para monitorar as temperaturas nas faces da *vapor chamber* e do dissipador de calor, as temperaturas na fonte de calor e a temperatura ambiente, 29 termopares tipo K foram instalados, sendo que o posicionamento deles pode ser observado na Figura 29.

Figura 29 - Posicionamento dos termopares.



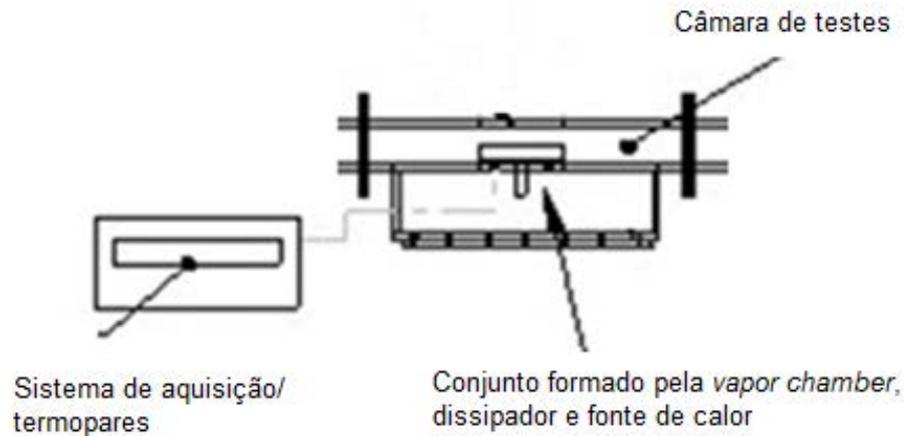
Fonte: Elaboração da própria autora.

As temperaturas na face inferior do dissipador são obtidas através de pares de termopares fixados nas ranhuras $T1_d$ até $T5_d$. Na face inferior da *vapor chamber*, a temperatura é obtida também através de pares de termopares fixados nas ranhuras $T1_i$ até $T6_i$, colados de forma a garantir o contato da junção do termopar com a superfície da *vapor chamber*.

A fonte de calor é acoplada no centro da face inferior da *vapor chamber*. Neste ponto são colocados 4 termopares que formam a temperatura média T_{contato} . Esses termopares são colocados de maneira que a junção esteja em contato com a face inferior da *vapor chamber*. Na face inferior do bloco de alumínio foi posicionado o termopar T_{fonte} e na face inferior do bloco isolante foi posicionado o termopar T_{iso} .

A potência presente na fonte de calor pode ser ajustada. Um esquema simplificado do experimento é apresentado na Figura 30.

Figura 30 - Esquema do experimento completo.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Os experimentos foram realizados para velocidades de escoamento de 1, 2, 3 e 4 m/s, e potências de 20, 40, 60 e 78 W, sendo este último valor o máximo conseguido com a fonte de alimentação utilizada. Foram realizados experimentos para potências de 5 e 10 W somente para a velocidade de 1 m/s e para o caso em que a *vapor chamber* encontra-se entre a fonte de calor e o dissipador. Desta forma, no total são 18 experimentos para este primeiro caso, e 16 experimentos para o segundo caso em que o dissipador está diretamente acoplado na fonte de calor. As Tabelas 1 e 2 mostram os experimentos realizados para os dois casos.

Tabela 1 - Experimentos realizados: caso 1.

Velocidade (m/s)	Potência (W)
1	5, 10, 20, 40, 60, 78
2	20, 40, 60, 78
3	20, 40, 60, 78
4	20, 40, 60, 78

Fonte: Elaboração da própria autora.

Tabela 2 - Experimentos realizados: caso 2.

Velocidade (m/s)	Potência (W)
1	20, 40, 60, 78
2	20, 40, 60, 78
3	20, 40, 60, 78
4	20, 40, 60, 78

Fonte: Elaboração da própria autora.

A Tabela 3 indica os valores de fluxo de calor para cada situação de potência, visto que a área da fonte de calor é de 9 cm².

Tabela 3 - Fluxo de calor para cada situação de potência.

Potência (W)	Fluxo de calor (W/cm ²)
5	0,55
10	1,11
20	2,22
40	4,44
60	6,66
78	8,66

Fonte: Elaboração da própria autora.

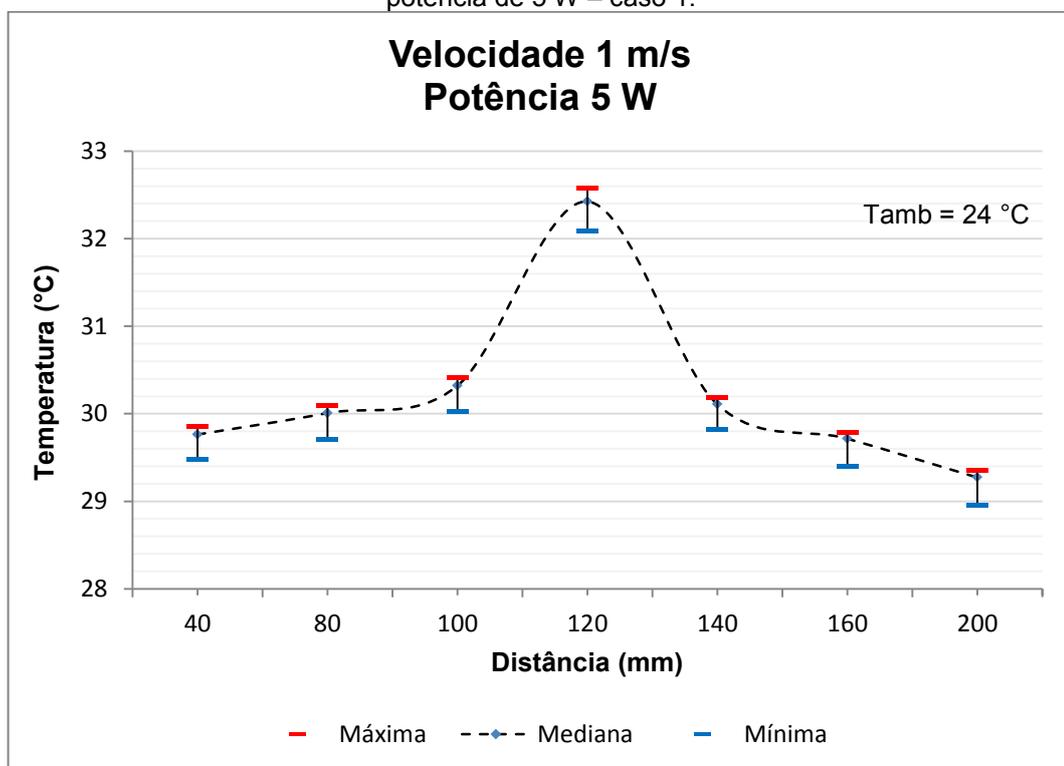
3.3 Resultados experimentais

3.3.1 Resultados experimentais: caso 1

Conforme dito anteriormente, foram distribuídos 29 termopares em todo o sistema, sendo 10 na superfície inferior do dissipador de calor, 12 na superfície inferior da *vapor chamber*, 6 na fonte de calor e 1 para a temperatura ambiente. Devido à simetria, foi feita uma média para cada par de termopares situados na mesma localização ao longo do comprimento da *vapor chamber*. Desta forma, os 10 termopares existentes na superfície inferior do dissipador de calor resultam em 5 valores de temperaturas médias, e os 12 termopares na superfície inferior da *vapor chamber* resultam em 6 valores de temperaturas médias.

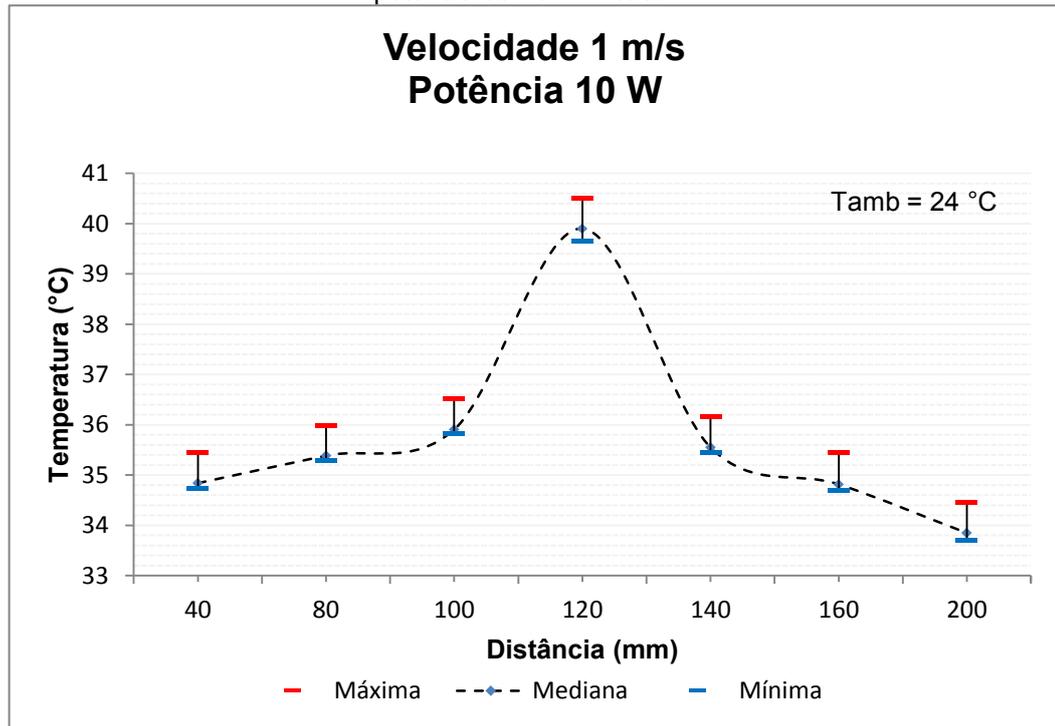
Foram realizados 4 ensaios para cada tipo de configuração de escoamento e potência. Foram calculadas as temperaturas máximas, medianas e mínimas dos 4 ensaios para cada configuração. Em um primeiro instante foram avaliadas as temperaturas encontradas na face inferior da *vapor chamber*. Os gráficos a seguir (Figuras 31 a 36) mostram os valores de temperatura encontrados ao longo do seu comprimento e o valor de temperatura ambiente indicado no gráfico é o valor mediano das temperaturas medidas nos ensaios.

Figura 31 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W – caso 1.



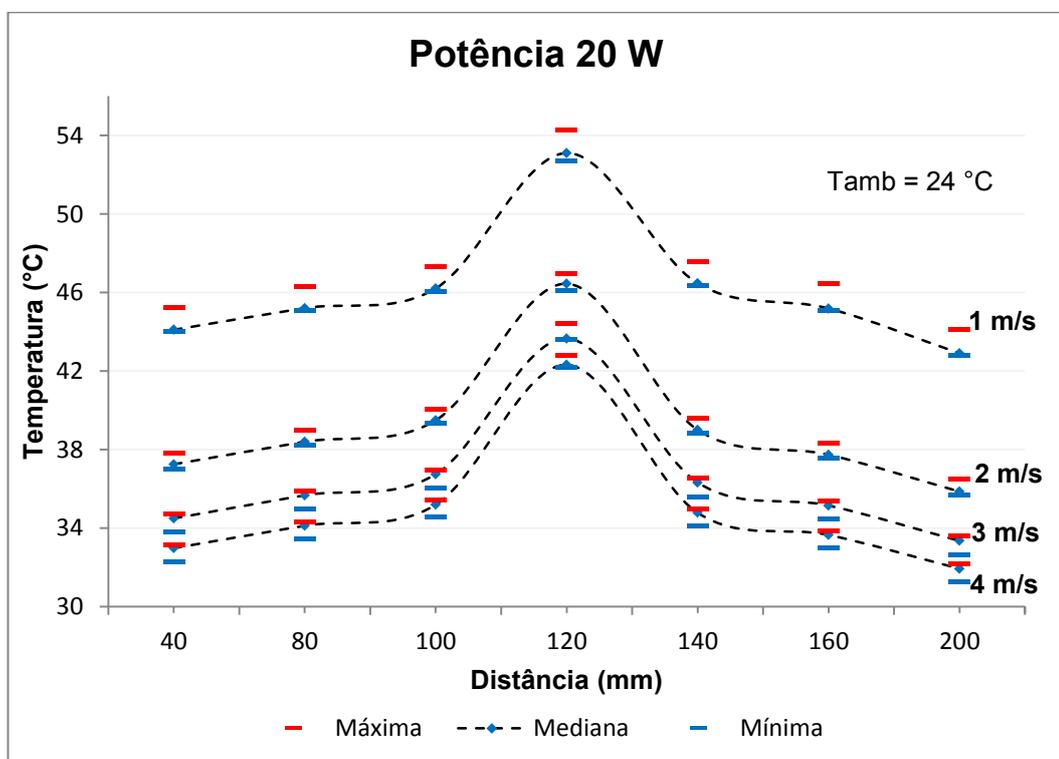
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 32 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para velocidade de 1 m/s e potência de 10 W – caso 1.



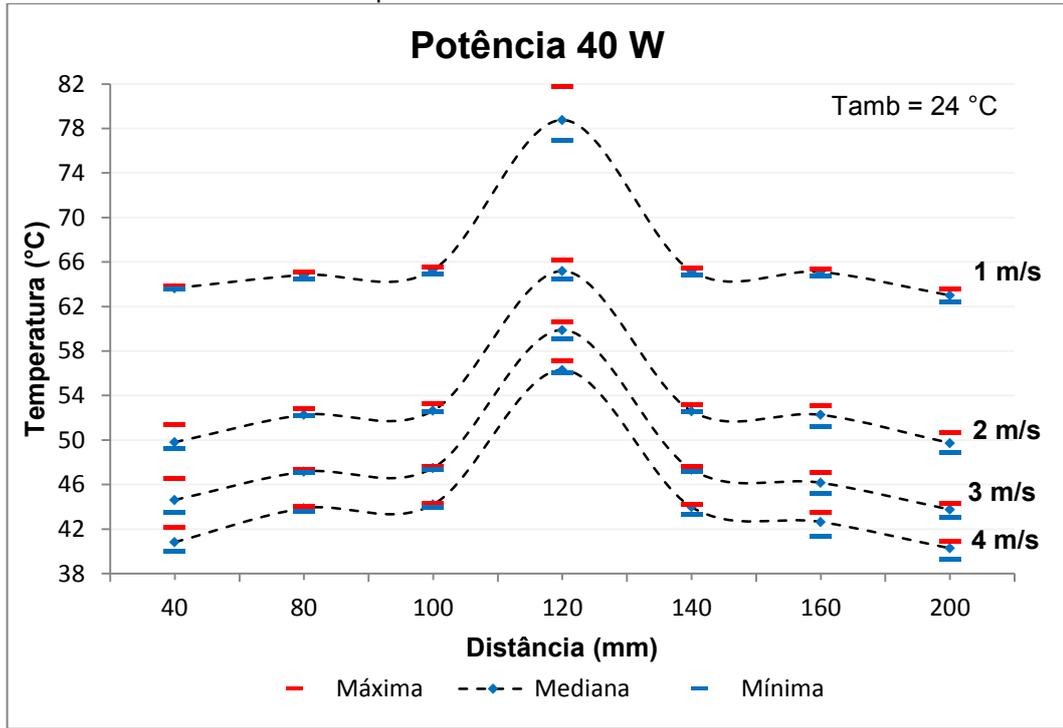
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 33 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 1.



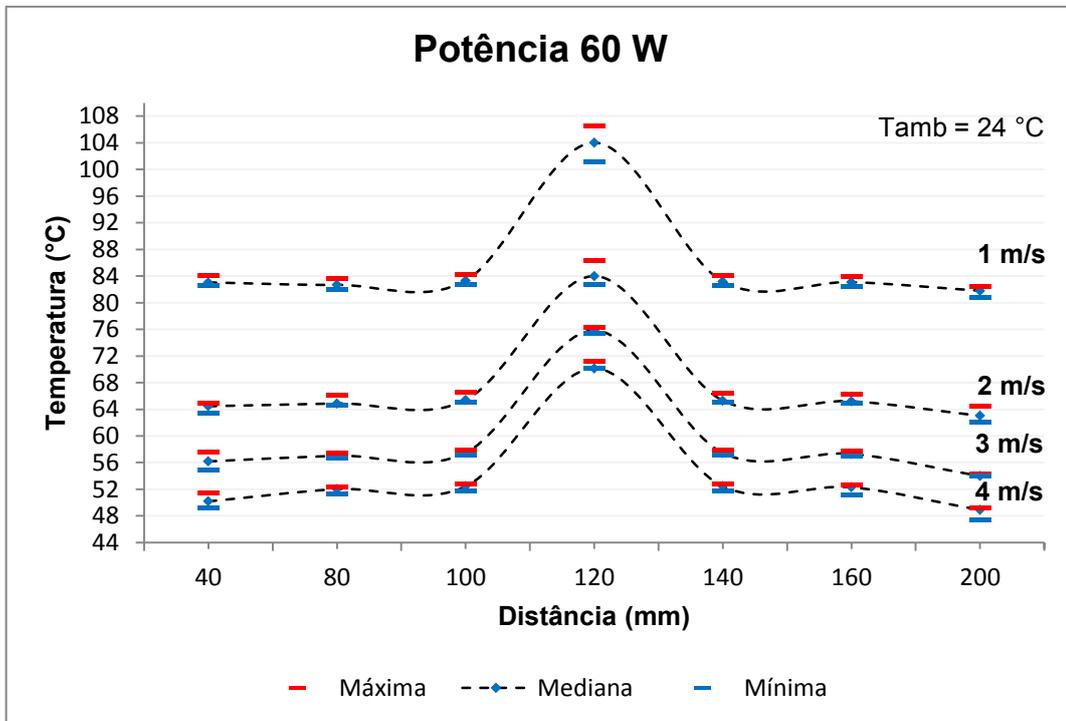
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 34 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 1.



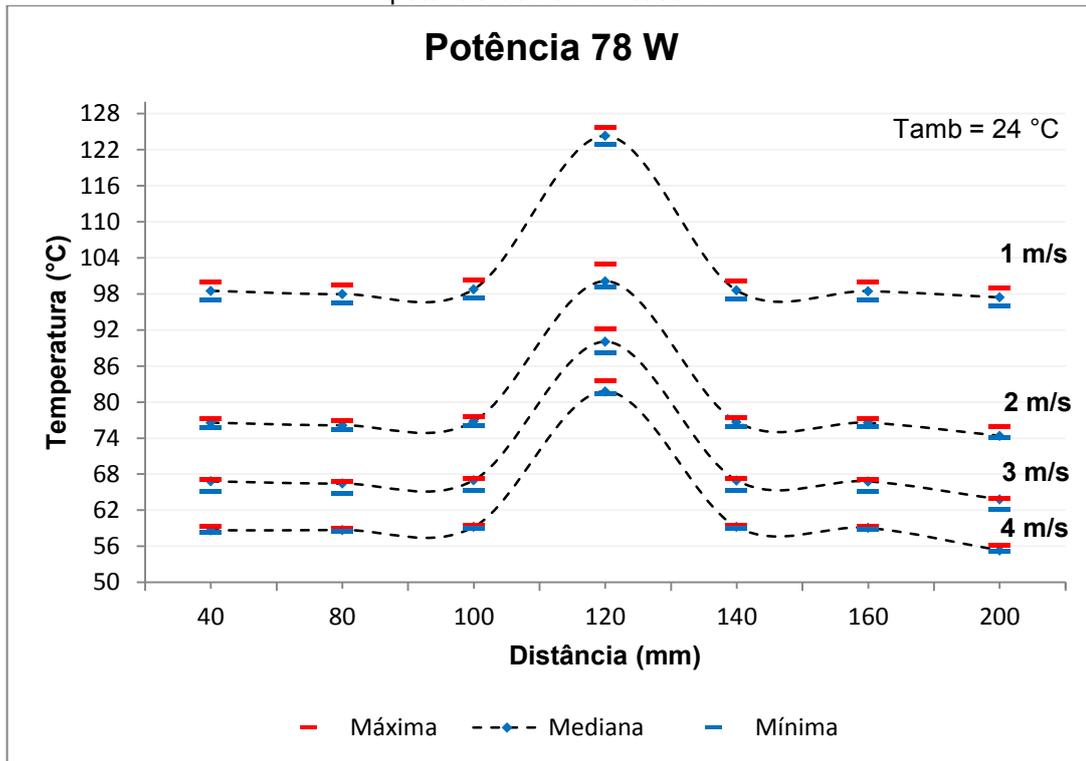
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 35 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 1.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 36 - Valores de temperatura na face inferior da *vapor chamber* para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 1.



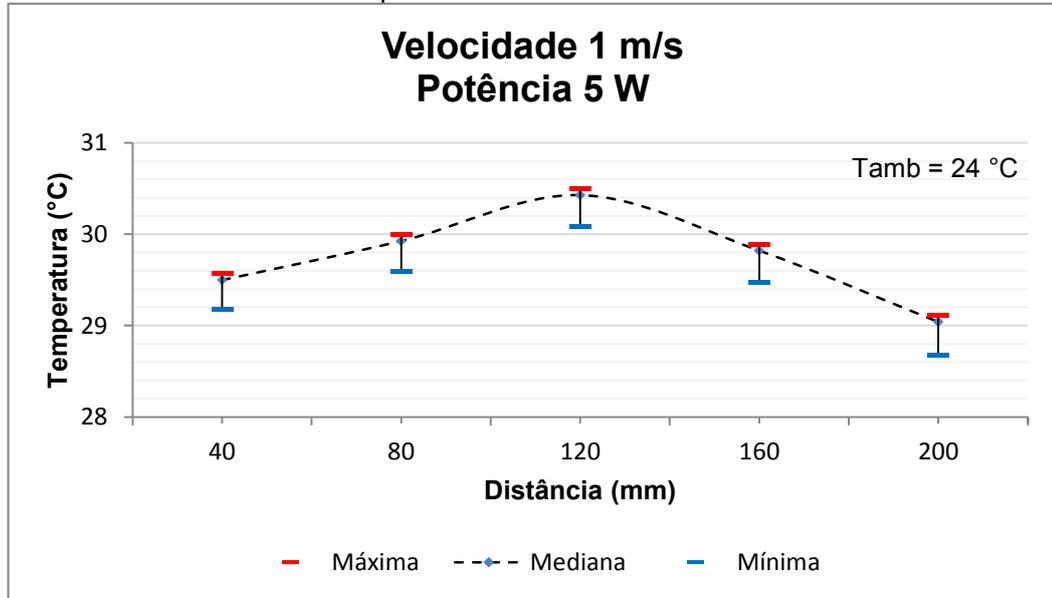
Fonte: Elaboração da própria autora.

Através dos gráficos pode-se observar que à medida que a velocidade do escoamento aumenta, os valores de temperatura encontrados em todos os pontos da face inferior da *vapor chamber* diminuem, pois o coeficiente de troca de calor por convecção nas aletas é maior e, portanto, a troca de calor também é maior. Pode-se notar também que as temperaturas caem bastante quando a velocidade aumenta de 1 para 2 m/s. Já quando a velocidade aumenta de 2 para 3 m/s e de 3 para 4 m/s, os valores diminuem, mas não de forma tão brusca. Isso acontece também quando se utiliza somente o fenômeno de convecção forçada para resfriar os componentes eletrônicos. Pode-se aumentar a velocidade do escoamento do ar, que os valores de temperatura diminuem muito pouco e, conforme já dito, é este o motivo pela busca de novas formas de refrigeração. Também é possível perceber que quanto maior a potência, maior a queda de temperatura conforme se aumenta a velocidade. As temperaturas no centro são muito mais elevadas, e isso é devido à presença da fonte de calor.

Em um segundo instante foram avaliadas as temperaturas encontradas na face inferior do dissipador de calor. Os gráficos a seguir (Figuras 37 a 42) mostram

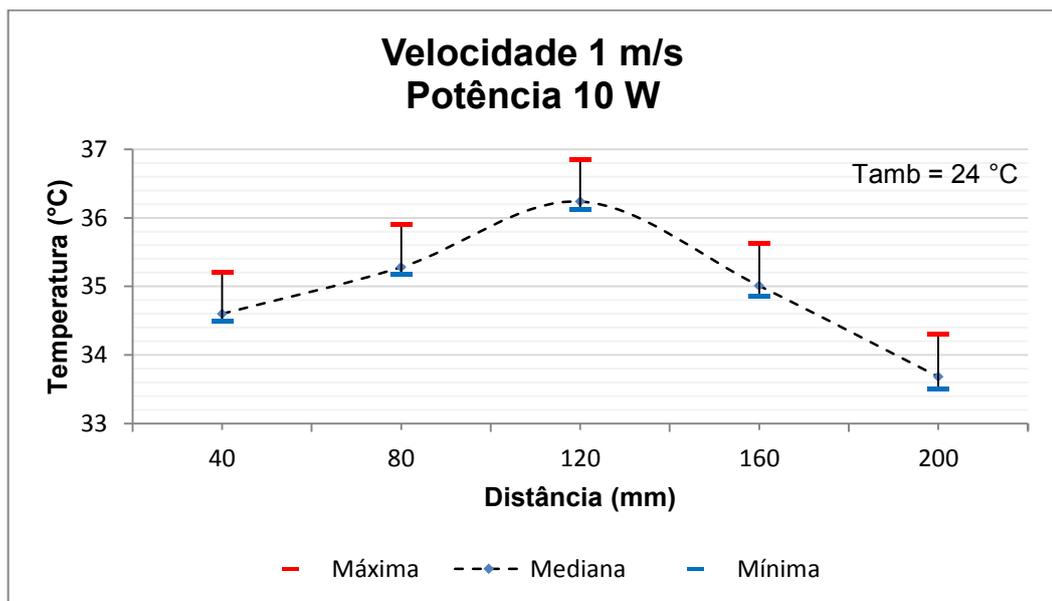
os valores de temperatura encontrados ao longo do seu comprimento e o valor de temperatura ambiente indicado no gráfico é o valor mediano das temperaturas medidas nos ensaios.

Figura 37 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W – caso 1.



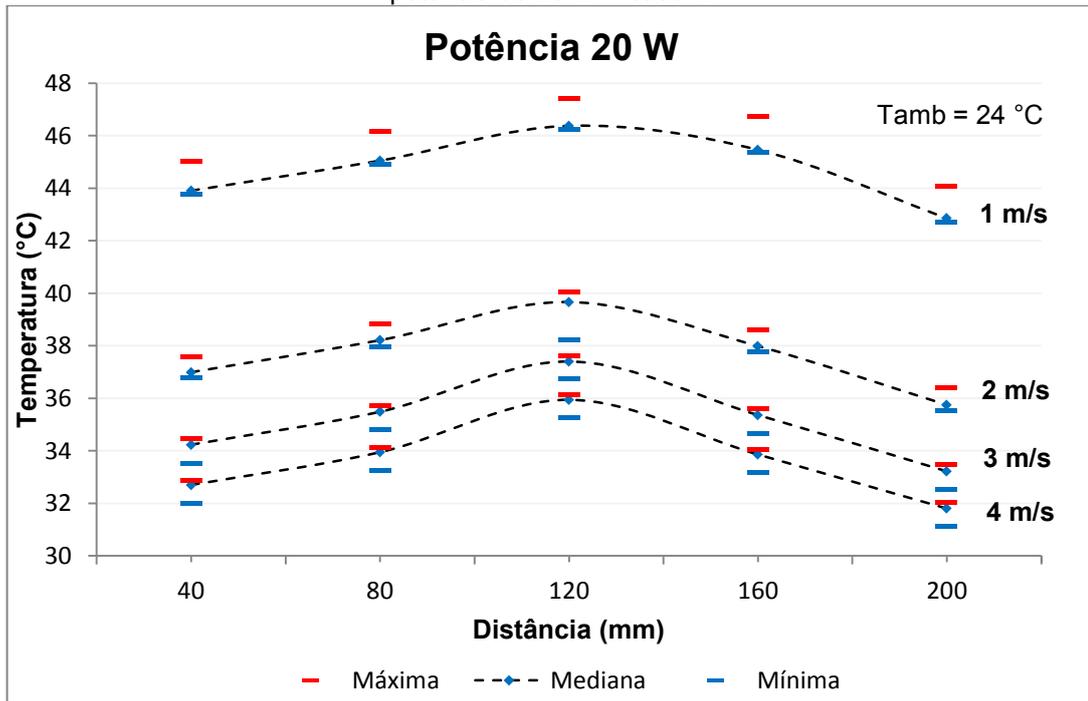
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 38 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para velocidade de 1 m/s e potência de 10 W – caso 1.



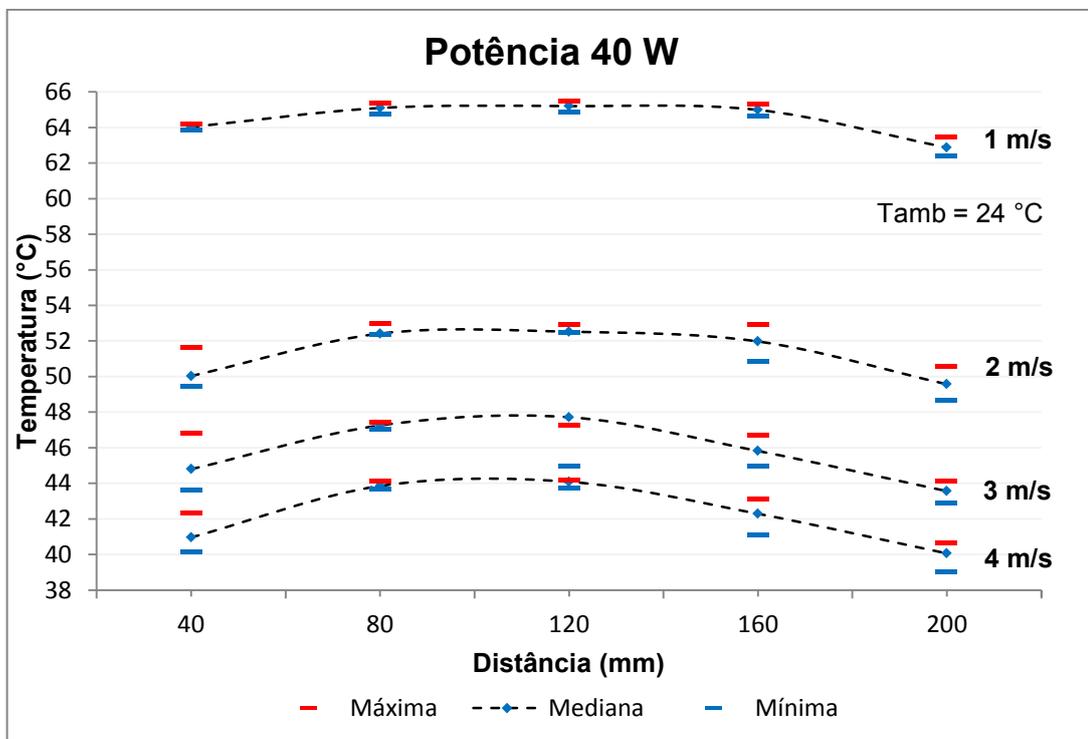
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 39 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 1.



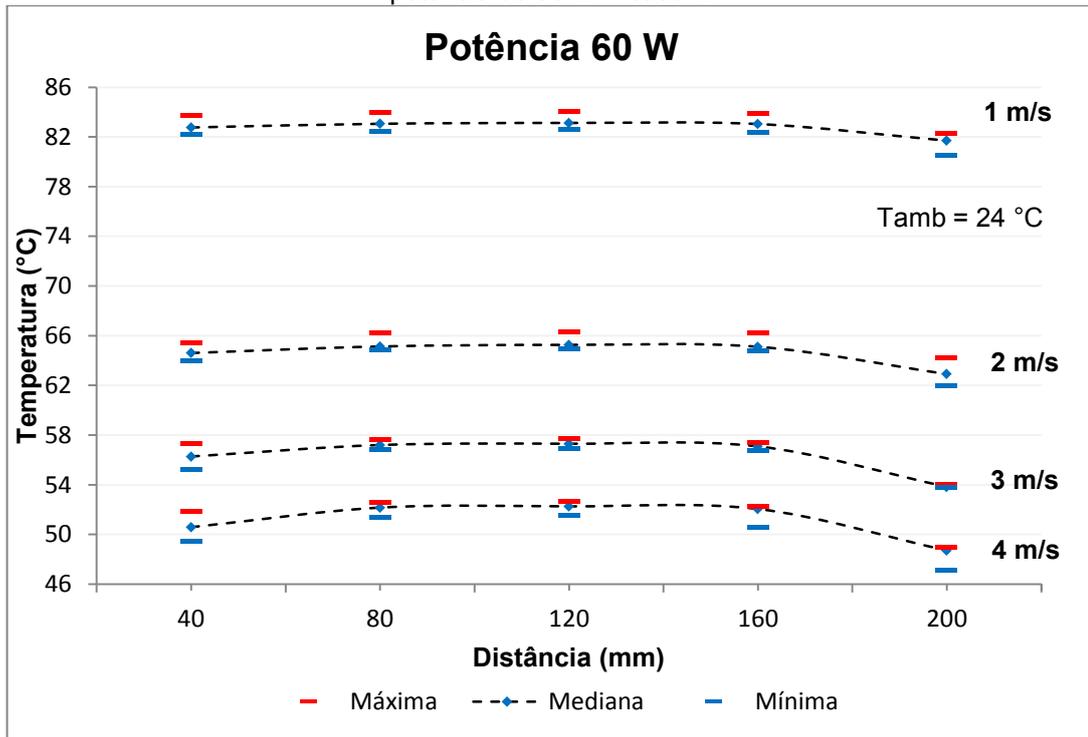
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 40 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 1.



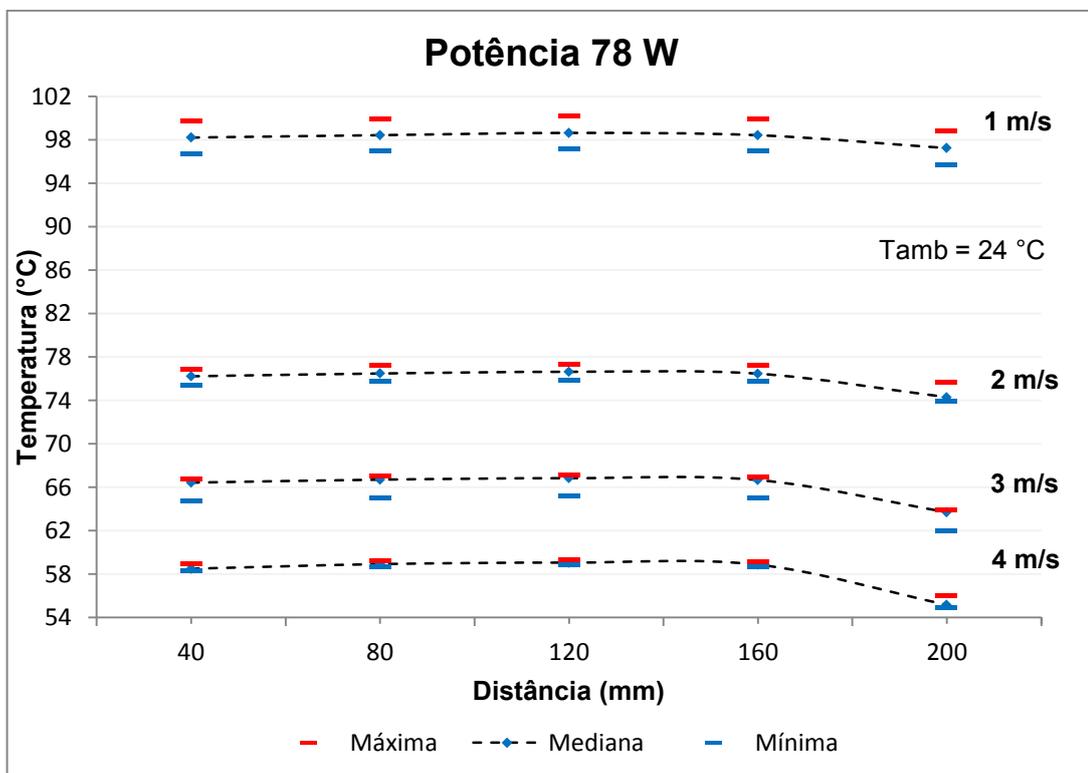
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 41 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 1.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 42 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 1.

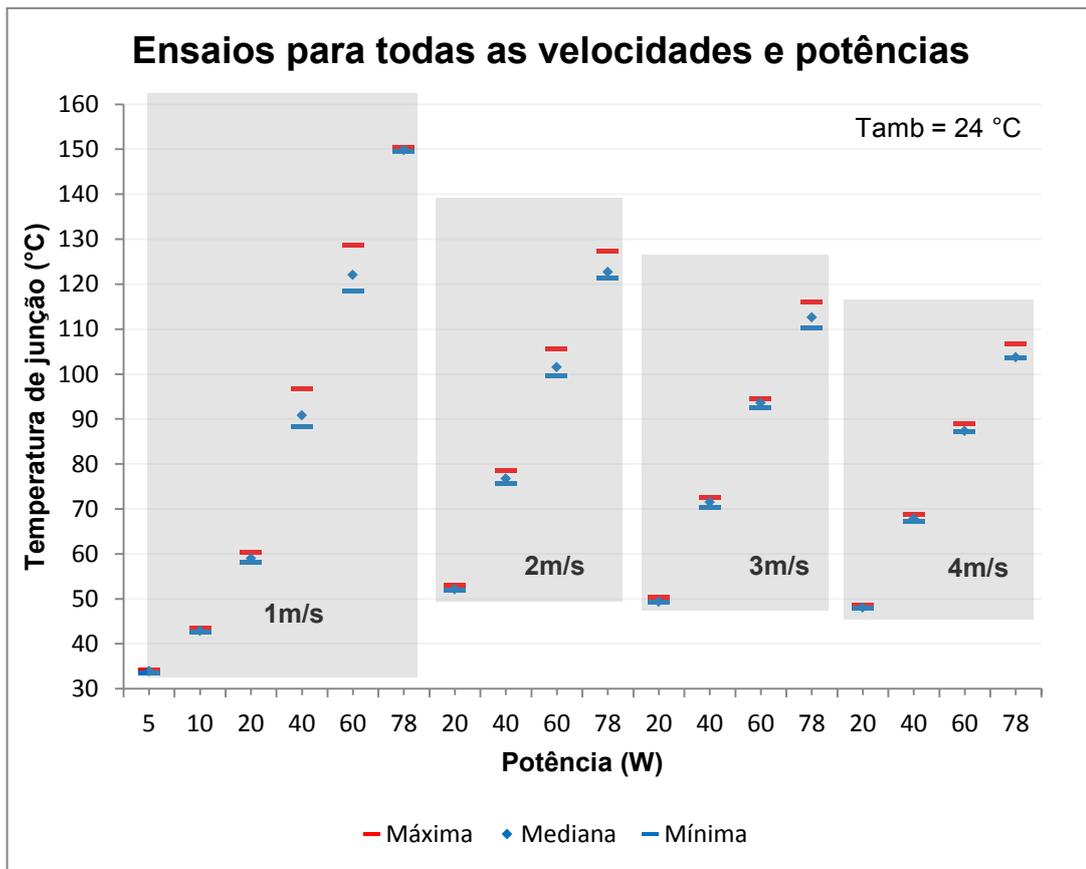


Fonte: Elaboração da própria autora.

Todos os fatos e justificativas dos gráficos anteriores relacionados à temperatura na face inferior da *vapor chamber* aplicam-se para estes gráficos também. Além do que já foi comentado anteriormente, também é possível perceber que, para cada configuração de velocidade e potência, as temperaturas ao longo do dissipador de calor apresentam pouca variação, chegando a uma diferença máxima de 4 °C. Isso é o que se espera da *vapor chamber*, já que ela tem a função de homogeneizar a temperatura em toda a base das aletas do dissipador. Essa homogeneização está associada a uma distribuição uniforme do fluxo de calor na superfície inferior do dissipador, diminuindo sua resistência térmica total e consequentemente diminuindo a temperatura da fonte de calor. É possível perceber também que nos pontos de distância 200 mm as temperaturas são menores quando comparadas com os pontos de distância de 40 mm, e isto é porque o escoamento incide primeiramente neste ponto do dissipador de calor.

A seguir foram avaliadas as temperaturas de junção, ou seja, as temperaturas onde se encontra a resistência elétrica na fonte de calor. A Figura 43 mostra os valores de temperatura de junção para diversas potências e velocidades e o valor de temperatura ambiente indicado no gráfico é o valor mediano das temperaturas medidas nos ensaios.

Figura 43 - Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências – caso1.



Fonte: Elaboração da própria autora.

O gráfico da Figura 43 está dividido em quatro blocos e cada um deles mostra a variação de temperatura de junção conforme se aumenta a potência, para um determinado valor de velocidade do escoamento do ar. Pode-se observar no gráfico que a temperatura de junção cai à medida que a velocidade do escoamento aumenta, pois a troca de calor por convecção nas aletas é maior. Pode-se notar também que quanto maior a potência, maior a queda de temperatura conforme se aumenta a velocidade.

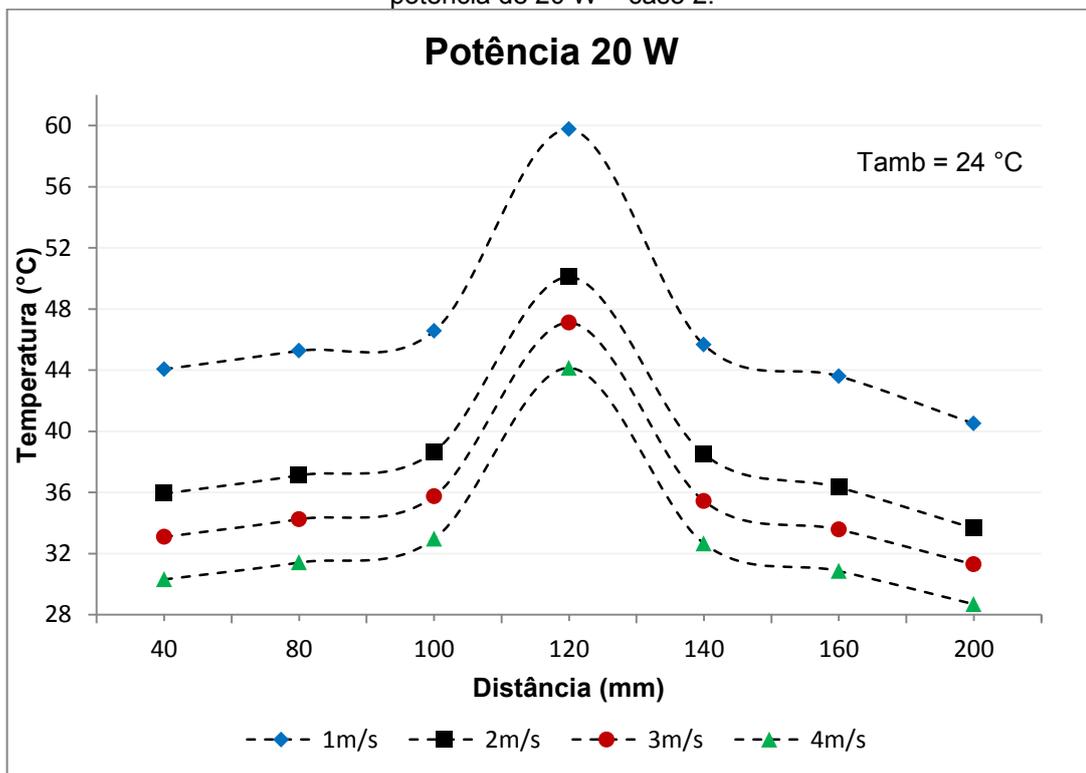
3.3.2 Resultados experimentais: caso 2

Os experimentos para este caso em que o dissipador de calor está acoplado diretamente na fonte de calor foram conduzidos da mesma maneira que no caso anterior. Foram distribuídos 12 termopares na superfície inferior do dissipador de calor, 6 na fonte de calor e 1 para a temperatura ambiente. Devido à simetria, foi

feita uma média para cada par de termopares situados na mesma localização ao longo do comprimento do dissipador de calor, resultando em 6 valores de temperaturas médias.

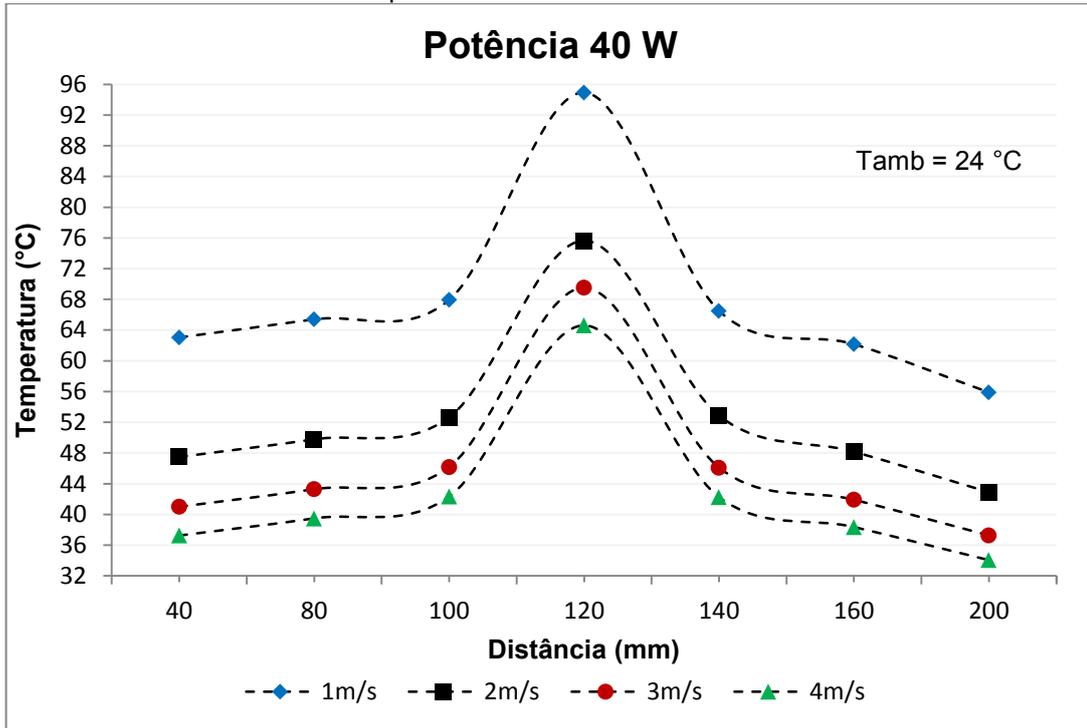
Foi realizado somente 1 ensaio para cada tipo de configuração de escoamento e potência, pois, conforme já dito, o intuito deste caso é apenas atestar o funcionamento da *vapor chamber*. Em um primeiro instante foram avaliadas as temperaturas encontradas na face inferior do dissipador de calor. Os gráficos a seguir (Figuras 44 a 47) mostram os valores de temperatura encontrados ao longo do seu comprimento e o valor de temperatura ambiente indicado no gráfico é o valor medido nos ensaios.

Figura 44 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 20 W – caso 2.



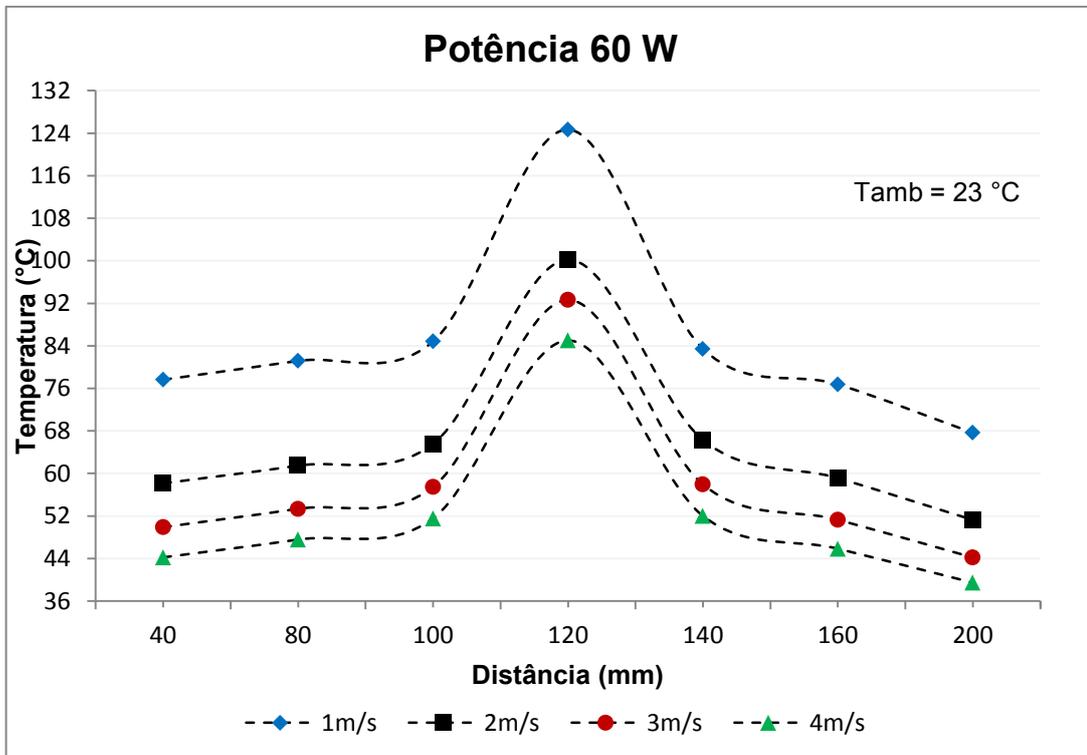
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 45 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 40 W – caso 2.



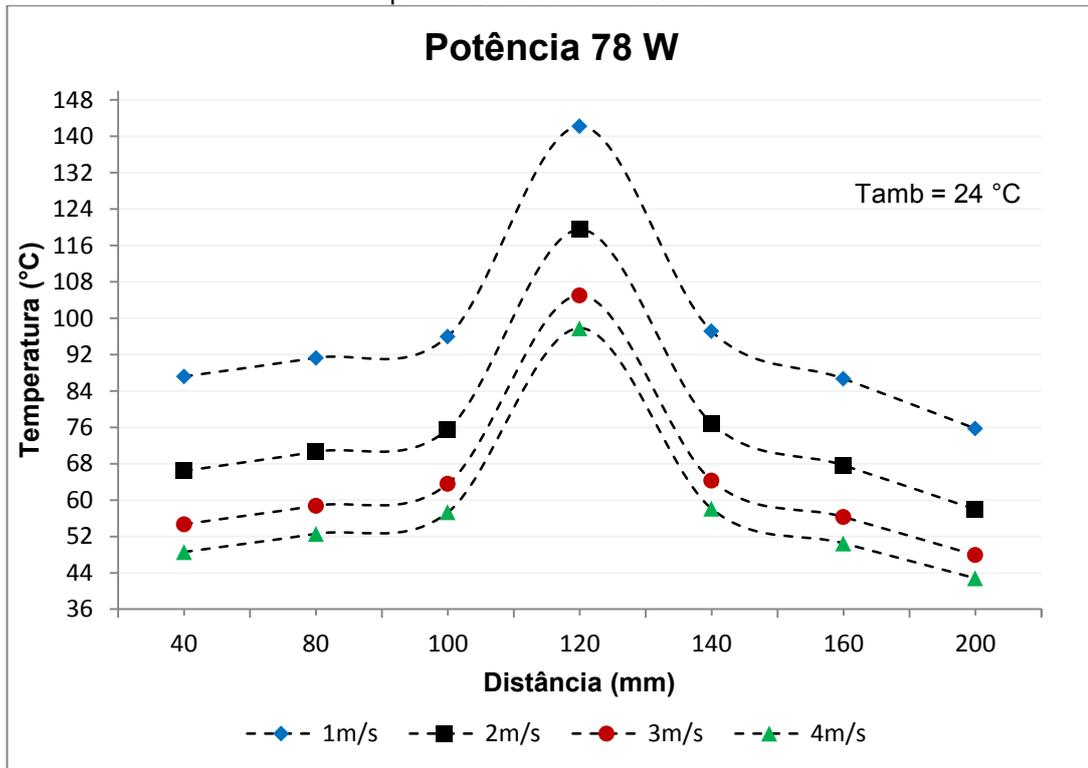
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 46 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 60 W – caso 2.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 47 - Valores de temperatura na face inferior do dissipador de calor para todas as velocidades e potência de 78 W – caso 2.

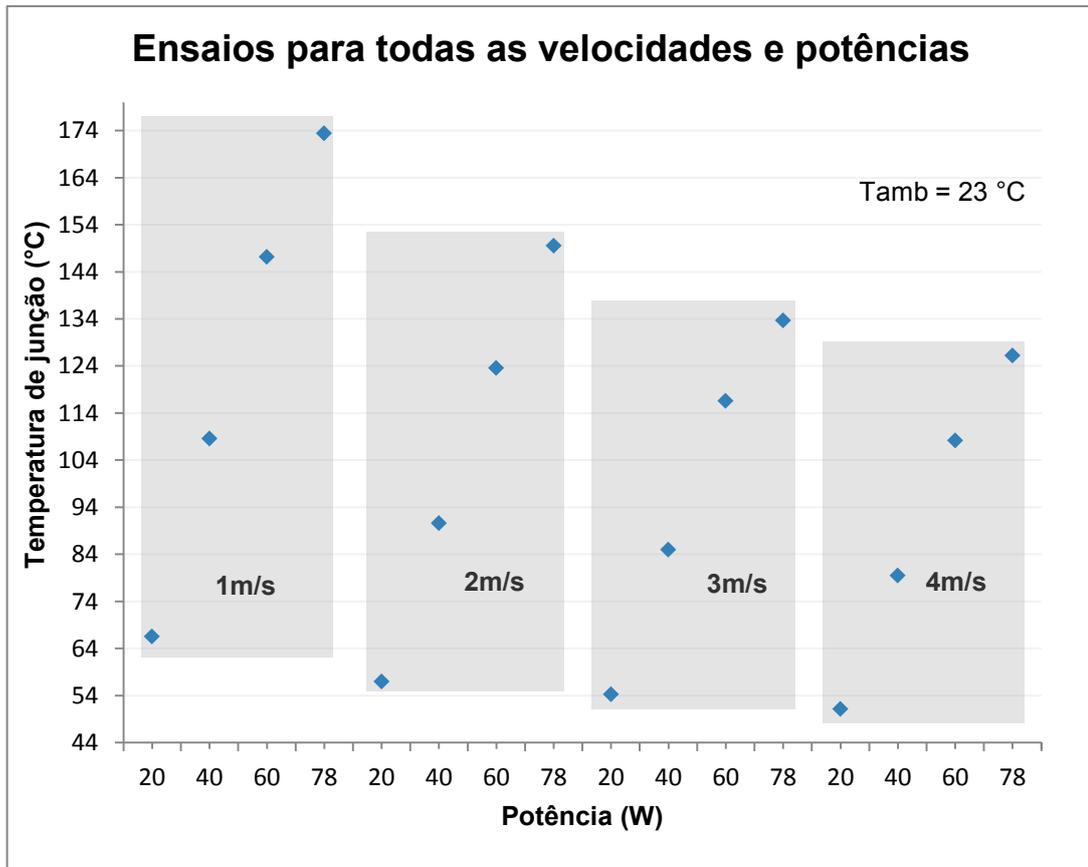


Fonte: Elaboração da própria autora.

Todos os fatos e justificativas dos gráficos anteriores relacionados à temperatura na face inferior da *vapor chamber* aplicam-se neste caso também. É possível perceber que temperaturas mais baixas são obtidas quando se utiliza a *vapor chamber*, e isto é porque ela consegue espalhar muito bem o calor. Para este caso, o calor gerado foi transferido por mudança de fase do fluido de trabalho para o topo da mesma, enquanto que para o dissipador de calor convencional, o calor foi transferido por condução através da placa de alumínio.

A Figura 48 mostra os valores de temperatura de junção para diversas potências e velocidades e o valor de temperatura ambiente indicado no gráfico é o valor mediano das temperaturas medidas nos ensaios.

Figura 48 - Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências – caso 2.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Todos os fatos e justificativas apresentados para a Figura 43 aplicam-se para a Figura 48. Comparando-se as duas figuras é possível perceber que, para o caso em que o dissipador de calor está acoplado diretamente na fonte de calor, todos os valores de temperatura de junção são mais elevados que para o caso em que existe a presença da *vapor chamber*. Isso é o que se espera da *vapor chamber*, já que ela tem a função de homogeneizar a temperatura em toda a base das aletas do dissipador. Por consequência dessa homogeneização, consegue-se diminuir a temperatura de junção, e isto já foi comentado anteriormente.

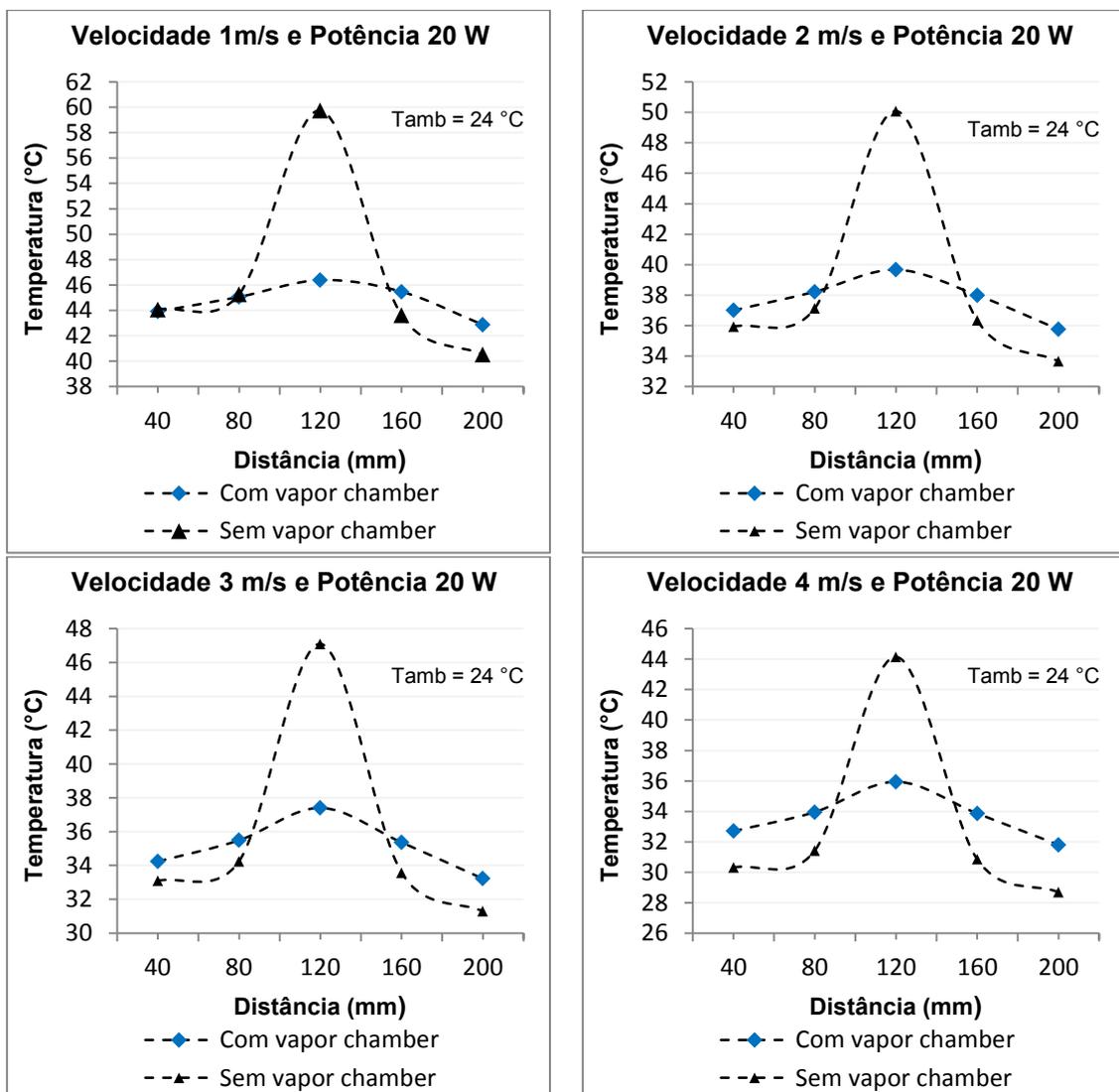
Conforme dito acima, todos os valores de temperatura de junção são mais elevados para o caso em que não existe a presença da *vapor chamber*, mas é possível perceber através das figuras que, conforme se diminui a potência, a diferença entre as temperaturas para os dois casos também diminui, chegando a ser muito próximas para o caso de 20 W. Acredita-se que este comportamento seja devido à ebulição dentro da *vapor chamber*. A troca de calor devido à ebulição se torna maior à medida que a potência transferida é maior e, por consequência, a

temperatura do fluido de trabalho aumenta. Por essa razão, acredita-se que a vantagem do uso da *vapor chamber* seja ainda maior para potências maiores que as testadas.

3.3.3 Comparação entre os resultados experimentais dos dois casos

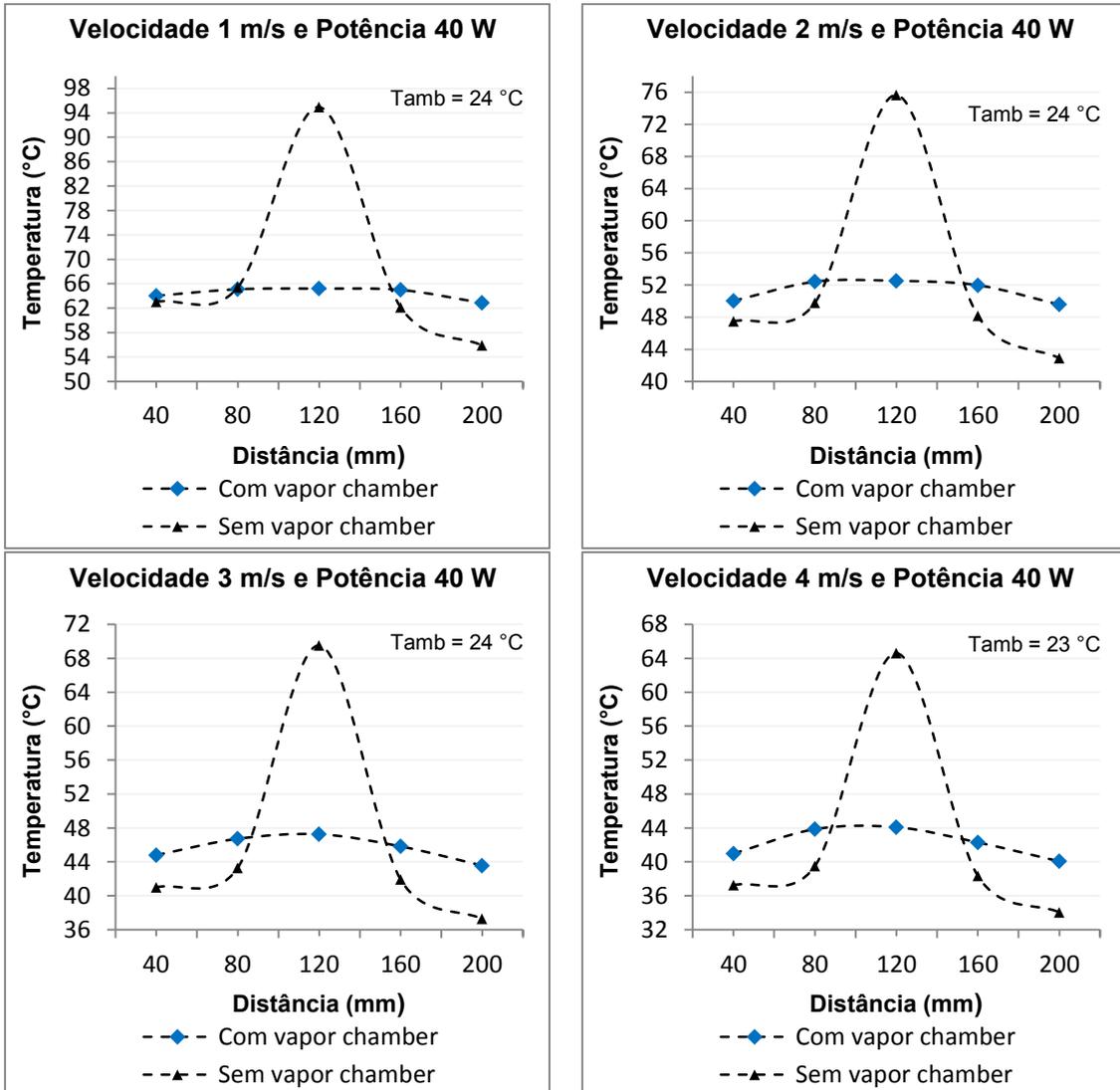
As Figuras 49 a 52 mostram os resultados experimentais para os dois casos, respectivamente para as potências de 20, 40, 60 e 78 W.

Figura 49 - Comparação entre os dois casos para a potência de 20 W.



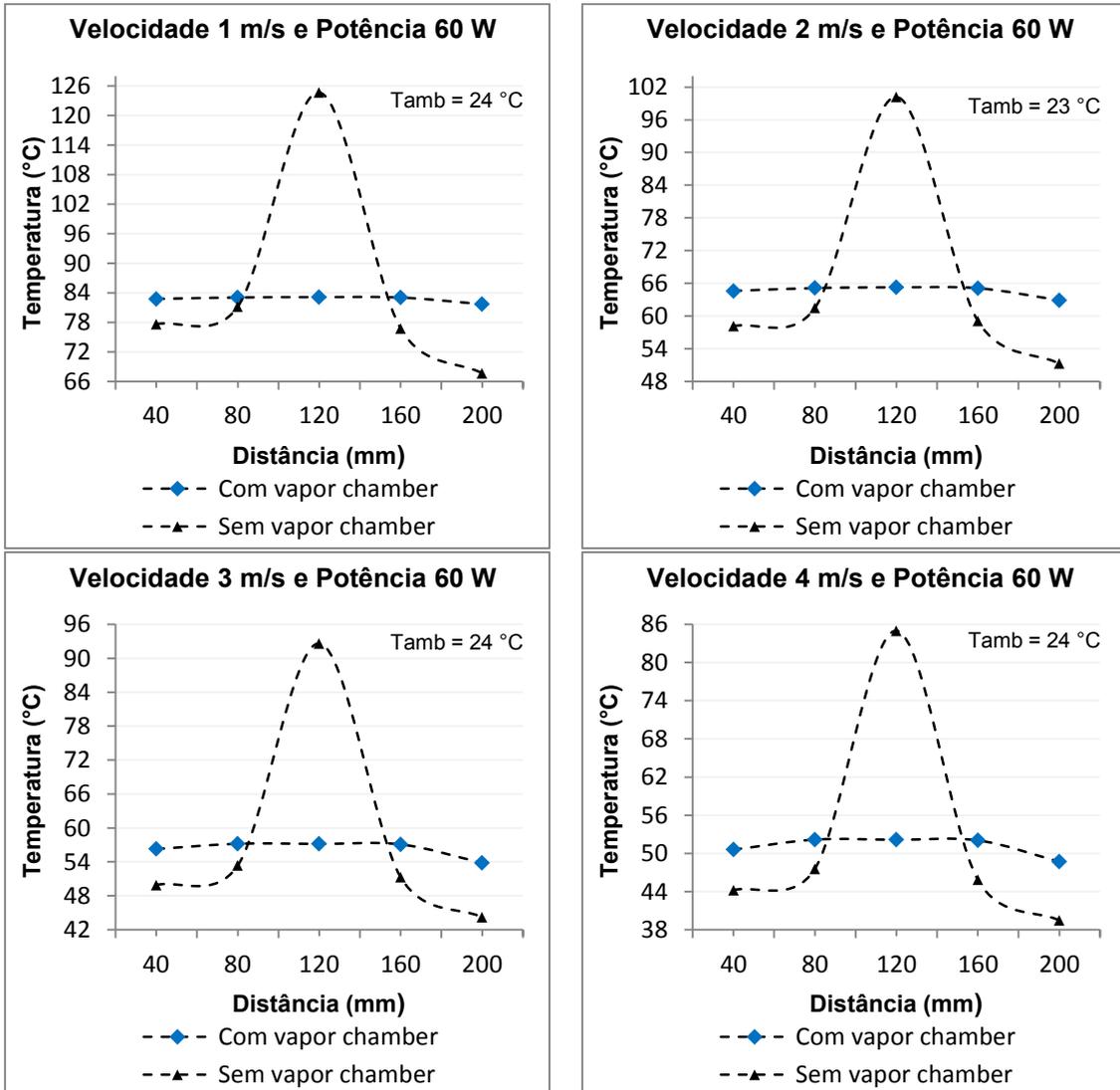
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 50 - Comparação entre os dois casos para a potência de 40 W.



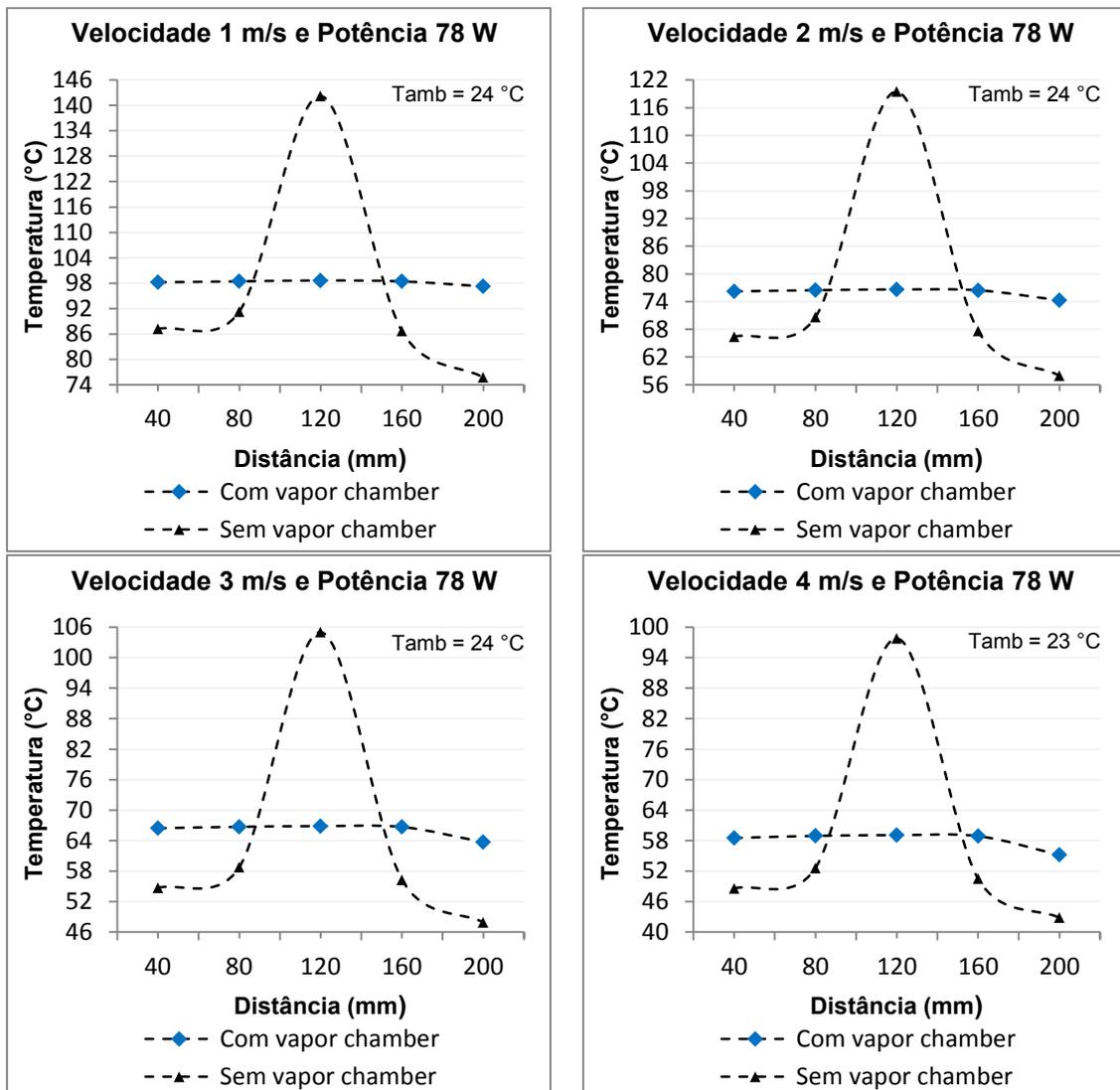
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 51 - Comparação entre os dois casos para a potência de 60 W.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 52 - Comparação entre os dois casos para a potência de 78 W.



Fonte: Elaboração da própria autora.

É possível ver que quando se utiliza a *vapor chamber*, a temperatura na base do dissipador fica uniforme. Sem sua utilização, as temperaturas apresentam grande variação ao longo do comprimento do dissipador. A limitação no transporte de calor por condução do alumínio impede que o calor se espalhe pela base inteira do dissipador, ocorrendo concentração de calor e aumento de temperatura num local bem próximo à fonte de calor e impossibilitando o aproveitamento total do dissipador. Já a *vapor chamber* tem a função de espalhar o calor que foi gerado de forma a garantir que a temperatura na base do dissipador aletado seja uniforme.

No próximo capítulo é mostrado o desenvolvimento do modelo analítico para posterior obtenção dos resultados numéricos.

4 MODELO ANALÍTICO

Conforme dito anteriormente, *vapor chamber* é um tipo de trocador de calor compacto muito eficiente no resfriamento de componentes eletrônicos. Na prática, ela é normalmente combinada com dissipadores de calor ou aletas para aumentar a área de transferência de calor e melhorar o resfriamento. Desta forma, ela trabalha essencialmente como um espalhador de calor evitando regiões com concentração de elevadas temperaturas, e é colocada entre uma pequena fonte de calor e um grande dissipador.

O calor é transmitido da fonte de calor para a *vapor chamber* e, utilizando o calor latente de evaporação e condensação de um fluido de trabalho, ela espalha esse calor. O fenômeno de mudança de fase implica em uma transferência térmica elevada.

Através dos trabalhos de Koito (2010), Chen (2008) e Wei (2006), pode-se representar as regiões de uma *vapor chamber*, conforme apresentado na Figura 53. O calor gerado pela fonte de calor chega até a região de evaporação onde o líquido saturado existente na região porosa evapora. Sendo assim, o calor adquirido da fonte quente é transportado através da ebulição nucleada. O vapor circula na região mais interna e atinge a região de condensação, região esta que fica próxima ao dissipador de calor. No condensador, o calor é rejeitado para o ambiente, fazendo o vapor tornar-se líquido novamente. Este líquido, através do efeito de capilaridade, retorna para o evaporador localizado na fonte de calor, onde se inicia um novo ciclo.

Figura 53 - Esquema de funcionamento da *vapor chamber*.



Fonte: Elaboração da própria autora.

A seguir são apresentados conceitos referentes a cada parte que compõe o sistema estudado.

4.1 O transporte de calor em dissipadores

Dissipadores de calor têm por objetivo garantir a integridade de equipamentos que podem se danificar caso a grande quantidade de energia térmica gerada durante seu funcionamento não seja removida e dissipada em tempo hábil. O desempenho de um dissipador depende de seu material, geometria e das propriedades do escoamento que passa através das aletas.

O calor gerado pelo componente eletrônico, o qual se deseja refrigerar, normalmente tem de atravessar caminhos com alguns obstáculos até ser eliminado para o ambiente. Quanto menor a influência desses obstáculos, melhor será a transferência de calor. O caminho que o calor percorre passa pelos seguintes elementos em sequência: componente eletrônico, interface térmica componente/dissipador, dissipador e ar ambiente.

4.1.1 Resistência de contato

A resistência térmica de contato é a resistência que dificulta a passagem de calor entre o componente eletrônico aquecido e o dissipador, e se encontra na interface de contato entre o componente e o elemento dissipador. Esta resistência aparece pelo fato das superfícies em contato serem macro e microscopicamente rugosas. Quando as superfícies são postas em contato uma com a outra, elas se tocam apenas em alguns pontos discretos, formando assim uma grande quantidade de espaços de ar. Esses espaços dificultam o transporte de calor por condução, pois as linhas de fluxo de calor têm que contornar a grande resistência formada por estes espaços e atravessar a interface apenas através dos pontos de contato.

Uma forma de obter um melhor contato do componente eletrônico com o dissipador de calor é a utilização das pastas térmicas. Com alta condução térmica quando comparadas ao ar e facilidade de espalhamento, a pasta térmica recobre as superfícies térmicas, preenche as micro lacunas entre as superfícies, eliminando o ar retido e oferecendo melhor resistência térmica de contato. Ao realizarem um estudo de um modelo computacional, Wei (2006), conforme visto anteriormente na revisão bibliográfica, teve o cuidado de inserir esta região em seu sistema. Na maioria dos

casos, em que se encontram análises e modelos de *vapor chambers* relatados na literatura, tal resistência não é levada em consideração.

4.1.2 A vapor chamber

A *vapor chamber* tem a função de espalhar o calor que foi gerado por um componente eletrônico, de forma a garantir que a temperatura na base do dissipador aletado seja uniforme, para desta forma proporcionar um melhor aproveitamento de toda a superfície do dissipador. A *vapor chamber* possui a menor resistência térmica de todo o conjunto e ela substitui a base sólida dos dissipadores convencionais, reduzindo a resistência térmica de espalhamento. Essa resistência é devido à característica tridimensional do fluxo de calor, e os dissipadores convencionais apresentam um valor considerável para esta resistência térmica.

4.1.3 A base do conjunto de aletas

A base do conjunto de aletas é composta de uma placa metálica e geralmente é feita com o mesmo material do conjunto das aletas. Ela tem a função de espalhar o calor oriundo da superfície inferior para a região onde se encontram as aletas. Devido à característica tridimensional do fluxo de calor, a base maciça do dissipador apresenta a chamada resistência de espalhamento. Para o caso do dissipador de calor convencional (sem a presença de uma *vapor chamber*), esta base necessita ser suficientemente espessa para espalhar o calor proveniente de uma fonte de calor com área muito menor que a área da base das aletas. Por outro lado, deseja-se que esta base apresente espessura pequena quando a temperatura por toda a superfície inferior é uniforme (no caso de estar acoplada com a *vapor chamber*), para que se reduza o valor da resistência térmica por condução unidimensional.

4.1.4 O conjunto de aletas

O conjunto de aletas é composto de várias placas planas dispostas paralelamente, e deve possuir uma boa área de troca de calor e um bom coeficiente de transferência de calor por convecção. Esse conjunto de aletas tem a função de

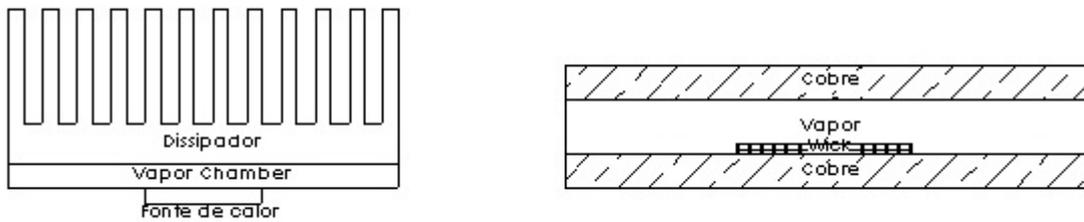
transferir o calor oriundo da fonte de calor para o ar ambiente, mas ele representa a maior parcela de resistência térmica de todo o conjunto, pois o coeficiente de transferência de calor externo é normalmente baixo.

4.2 Domínio computacional

A análise de uma *vapor chamber* se torna complicada devido ao fato de existir mecanismos de mudança de fase, convecção, porosidade e efeito de capilaridade em seu interior. Devido a isso, existem muitas equações e variáveis envolvidas no problema. O fato de existir a estrutura porosa, que compreende ambas as fases sólida e líquida, dificulta ainda mais a análise, existindo diversos mecanismos envolvidos. A troca de calor por condução nas fases sólidas, a troca de calor por mudança de fase na estrutura porosa e a convecção que existe devido à movimentação do fluido tornam todo o problema muito complexo. Mesmo modelos como os de Koito (2010) se tornam de difícil aplicação, não apenas pela complexidade e resolução de seus sistemas de equações, mas também na dificuldade de conhecer parâmetros internos de uma *vapor chamber* adquirida comercialmente, tais como os ligados a exata composição do fluido de trabalho, a pressão de saturação e características do meio poroso. Um modelo para simplificar esse problema, apresentando características apenas condutivas do ponto de vista térmico, foi desenvolvido por Wang (2011). E como visto, um modelo usado comercialmente, utilizando a técnica de volumes finitos com condutividades deduzidas através da literatura, foi desenvolvido por Wei (2006).

Assim, no presente trabalho foi desenvolvido um modelo que apresenta características apenas condutivas e que é baseado em dados experimentais, com o objetivo de ser utilizado em *softwares* CFD comerciais. Para se analisar o comportamento e eficiência da *vapor chamber* foi estudado o caso com a utilização de uma *vapor chamber* entre o dissipador de calor e a fonte de calor. O domínio computacional é mostrado na Figura 54. Ele é composto pelo dissipador de calor, *vapor chamber* e fonte de calor, sendo que a *vapor chamber* é composta por três regiões: a região de vapor, a região porosa e a região de parede sólida. A parte inferior da *vapor chamber* recebe o calor da fonte, enquanto a parte superior é inteiramente resfriada pelo dissipador de calor.

Figura 54 - Domínio computacional.



a) Conjunto formado pela *vapor chamber*, dissipador e fonte de calor.

b) Regiões da *vapor chamber*.

Fonte: Elaboração da própria autora.

Nas subseções seguintes serão apresentadas as equações envolvidas no caso estudado.

4.3 Modelo matemático

Este trabalho desenvolve um modelo numérico capaz de simular o desempenho térmico de uma *vapor chamber*. O modelo é criado para ser utilizado no *software ANSYS FLUENT*[®], e nele uma aproximação simplificada com materiais sólidos é utilizada para encontrar o perfil de temperatura no trocador de calor.

A *vapor chamber* é colocada entre uma pequena fonte de calor e um grande dissipador de calor, e um fluxo de ar passa através das aletas do dissipador.

4.3.1 Modelo do escoamento

Para o modelo do escoamento através das aletas, se utilizou o *ANSYS FLUENT*[®] para solução das equações de conservação de massa e de quantidade de movimento. Como existe a transferência de calor, a equação de conservação de energia também foi resolvida.

Em coordenadas retangulares, a equação diferencial para a conservação da massa, ou equação de continuidade, de acordo com Fox (2001), pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (19)$$

Esta equação é a forma geral da equação de conservação de massa e é válida para escoamentos compressíveis e incompressíveis. Para um escoamento incompressível a massa específica independe do tempo e do espaço, logo a equação da continuidade, de acordo com Fox (2001), resume-se a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (20)$$

Para escoamento incompressível e com viscosidade constante, as equações da quantidade de movimento nas três direções, de acordo com Fox (2001), são:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (21. a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (21. b)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (21. c)$$

na qual μ é a viscosidade molecular dinâmica e ρg_i é a força gravitacional.

A equação de conservação de energia para escoamento incompressível e com condutividade térmica constante é, de acordo com Bejan (2013), dada por:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (22)$$

na qual \dot{q} é a geração de energia por unidade de volume do fluido e $\mu \Phi$ é a dissipação viscosa que representa a taxa que a energia cinética do fluido é convertida em energia interna, devido a efeitos de viscosidade no fluido.

O termo de dissipação viscosa é importante somente em escoamentos com velocidades elevadas (próximas ou mais elevadas do que a velocidade do som).

Para um escoamento permanente e incompressível de um fluido newtoniano, as equações discretizadas obtidas das Equações (20), (21) e (22) poderiam ser resolvidas simultaneamente através de Simulação Numérica Direta, contudo a malha

necessária seria muito fina, porque para um escoamento turbulento, o tamanho do menor vórtice é da ordem de comprimento da escala dissipativa de Kolmogorov (l_d):

$$l_d = \frac{l}{Re_t^{3/4}} = \left(\frac{\rho u_t}{\mu}\right)^{-3/4} l^{1/4} \quad (23)$$

na qual l é a escala integral do comprimento de turbulência no escoamento e u_t é a velocidade turbulenta característica.

Dentro de um escoamento turbulento, os turbilhões menores que l_d são dissipados pelos efeitos viscosos. O número de pontos para uma simulação numérica direta pode ser estimado em função do número de Reynolds turbulento. De acordo com Wilcox (1994), para escoamento num canal de altura H , esse número de pontos seria:

$$N_{DNS} \approx (3Re_t)^{9/4} = \left(3\frac{\rho u_t H/2}{\mu}\right)^{9/4} \quad (24)$$

O número de equações do sistema linear resultante dessa malha seria igual ao número de graus de liberdade, cerca de cinco vezes o número de pontos, o que torna a Simulação Numérica Direta impraticável mesmo através dos modernos computadores, para a maioria dos problemas de engenharia. Para contornar o problema, as simulações são feitas usando modelos de turbulência e o escoamento determinado é um “escoamento médio”.

Conforme mencionado por Souza (2010), a modelagem da turbulência é obtida através das equações médias de Reynolds, que podem ser obtidas através da decomposição das incógnitas das equações originais em duas componentes: uma componente média e outra flutuante. Por exemplo, a velocidade em notação indicial é decomposta como:

$$u_i = \bar{u}_i + u' \quad (25)$$

na qual \bar{u}_i é a componente de velocidade média e u' é a componente flutuante.

A equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento na forma média são conhecidas como *Reynold-averaged Navier-Stokes (RANS) equations*, para um escoamento incompressível e newtoniano elas são escritas como:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (27)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (28)$$

O termo $\overline{u'_i u'_j}$ é o tensor de Reynolds e é simétrico:

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u' u'} & \overline{u' v'} & \overline{u' w'} \\ \overline{v' u'} & \overline{v' v'} & \overline{v' w'} \\ \overline{w' u'} & \overline{w' v'} & \overline{w' w'} \end{bmatrix} \quad (29)$$

Como o tensor de Reynolds é simétrico segue que apenas seis novas incógnitas são introduzidas no sistema de equações que definem o escoamento. O tensor de Reynolds (momento de segunda ordem) deve ser modelado e é possível gerar, pelo mesmo processo, uma equação de transporte para os componentes desse tensor, porém surgirá outro momento (agora de terceira ordem) que precisa ser modelado e, assim, surge o conhecido problema de fechamento da turbulência. Os modelos de turbulência são os métodos disponíveis para se fechar o problema da turbulência.

Uma proposta sugere que a turbulência consiste de pequenos vórtices que estão se formando e se dissipando continuamente, no qual as tensões de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média. Isto define um modelo de viscosidade turbulenta. O conceito de viscosidade de turbulência assume que as tensões de Reynolds podem estar relacionadas aos gradientes de velocidade média e a viscosidade de turbulência pela hipótese de difusão de gradiente (GABBI, 2013).

Existem vários modelos de viscosidade turbulenta, os quais podem ser diferenciados pela maneira na qual eles prescrevem a viscosidade e a difusividade de turbulência. Os modelos de viscosidade turbulenta podem ser classificados conforme o número de equações de transporte, ou seja, modelos com uma, duas ou nenhuma equação de transporte. Dentre os modelos mais utilizados tem-se o modelo *K-epsilon*, *RNG*, *Two Equation*, *Zero Equation*, *Enhanced RNG*, entre outros.

Nas simulações numéricas deste trabalho foi utilizado o modelo *Zero Equation*, que é um modelo de viscosidade turbulenta mais simples, pois não resolve nenhuma equação de transporte adicional e, por isso, é conhecido como modelo sem equação de transporte (*Zero Equation*). Este modelo calcula um valor global da viscosidade turbulenta μ_t , para uma velocidade média e uma escala de comprimento geométrica, usando uma fórmula empírica.

Conforme mencionado por Gabbi (2013), o modelo *Zero Equation* usa uma equação algébrica para calcular a contribuição viscosa dos vórtices turbulentos, onde a constante de viscosidade turbulenta é calculada para o domínio total do fluxo.

A viscosidade turbulenta é modelada como o produto de uma escala de velocidade turbulenta, U_t , e uma escala de comprimento de turbulência, l_t , conforme segue:

$$\mu_t = \rho f_\mu U_t l_t \quad (30)$$

onde f_μ é uma constante de proporcionalidade. A escala de velocidade é tomada para ser a velocidade máxima no domínio do fluido. A escala de comprimento é obtida através da fórmula:

$$l_t = \frac{V_d^{1/3}}{7} \quad (31)$$

onde V_d é o volume do fluido.

No item a seguir será discutido a modelagem da *vapor chamber*.

4.3.2 Modelo simplificado de materiais sólidos

O modelo simplificado de materiais sólidos foi desenvolvido para ser aplicado em *softwares* numéricos. No presente trabalho é utilizado o programa *ANSYS FLUENT*[®].

O problema é simplificado, sendo modelado de tal forma que os diversos mecanismos presentes na *vapor chamber* sejam transformados de forma equivalente por materiais sólidos onde só existe troca de calor por condução. Desta forma, cada região apresenta uma condutividade térmica efetiva, e suas propriedades são definidas de maneira que o modelo possua troca de calor equivalente a que ocorre na realidade. Sendo assim, não é necessário que tais propriedades sejam correspondentes com as propriedades do material real, mas sim que o modelo trabalhe de maneira equivalente. Na região onde existe o vapor, a condutividade deve apresentar um valor muito elevado, pois a troca de calor nessa região é alta devido ao comportamento próprio da *vapor chamber* de conseguir espalhar muito bem o calor. Na região porosa a condutividade deve apresentar um valor mais baixo que a do sólido puro, pois existe a influência do líquido. Ela é uma região menor e nela acontece um elevado gradiente de temperatura, pois existe a mudança de fase do líquido existente em vapor, e isto implica em um refinamento da malha. Como se sabe, quanto mais refinada a malha, maior será o número de seus elementos, e um maior consumo de memória e tempo de processamento será envolvido. Portanto, por este motivo, a região porosa ficou restrita apenas à área que compreende a região de ebulição.

A inserção da condutividade térmica do cobre-molibdênio, da região porosa e do vapor no modelo torna possível avaliar a resistência térmica à propagação de calor de cada região.

Nas regiões sólidas, a equação de transporte de energia usada pelo *ANSYS FLUENT*[®], para regime permanente, de acordo com Bejan (2013), é da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_h = 0 \quad (32)$$

na qual S_h é a geração volumétrica de calor.

Embora trabalhos como Wei (2006) tenham utilizado um modelo de transferência térmica com determinado grau de insensibilidade da condutividade do vapor e muito dependente da condutividade da região porosa, uma vez que se deseja avaliar não somente a troca de calor mas também a distribuição de temperatura, se faz necessário ajustar a condutividade do vapor para cada temperatura de trabalho. Este ajuste possui embasamento físico, pois o coeficiente de transferência térmica do vapor é dependente desta temperatura. Tal ajuste também pode contemplar a diferença de concentração da fase líquida e da fase vapor dentro do sistema. Desta forma, são determinados valores de condutividade fixos para a área de sólido e região porosa e uma curva característica para a condutividade do vapor, e esta curva apresenta relação com a temperatura e fluxo de calor externo. Dessa maneira será possível utilizar o modelo em outra configuração, com as devidas adaptações.

5 DESENVOLVIMENTO NUMÉRICO

5.1 Introdução

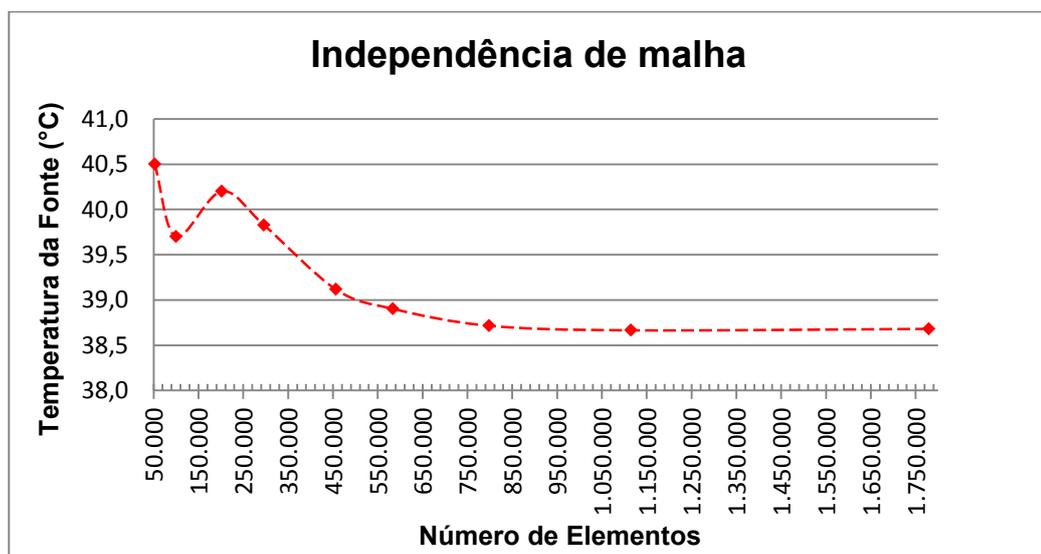
A proposta do modelo numérico é prever a troca de calor de uma *vapor chamber*. Para isso serão utilizados os resultados obtidos experimentalmente para desenvolver a equivalência do modelo.

Através do *software ANSYS FLUENT*[®], no qual já estão incorporadas as equações governantes da mecânica dos fluidos e da energia (incluindo a turbulência), podem ser determinados os campos de temperatura na câmara de teste, desde que sejam conhecidas as propriedades térmicas de cada elemento.

Conforme dito no capítulo anterior, o modelo simplificado considera que só existe troca de calor por condução em todas as partes da *vapor chamber*. Desta forma, existe a condutividade térmica da parte de liga cobre-molibdênio, a condutividade térmica da região porosa e a condutividade térmica do vapor.

O primeiro passo a ser realizado no programa *ANSYS FLUENT*[®] é a geração da malha na geometria do problema proposto. Foram realizadas diversas simulações preliminares com malhas, desde um nível grosseiro até um mais refinado, para buscar a independência de malha. A Figura 55 mostra a temperatura da fonte de calor em função do número de elementos da malha.

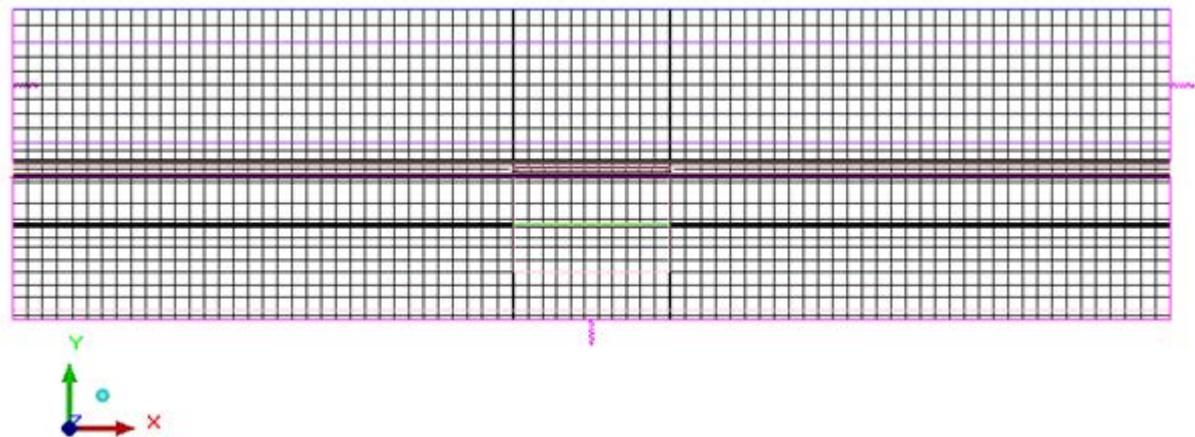
Figura 55 - Temperatura da fonte de calor em função do número de elementos da malha.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Foram utilizadas nas simulações malhas tridimensionais hexaedrais. A partir dos resultados escolheu-se uma malha com 798694 elementos, pois os resultados foram muito próximos dos resultados de malhas mais refinadas. A Figura 56 mostra a vista no plano $x - y$ da malha gerada.

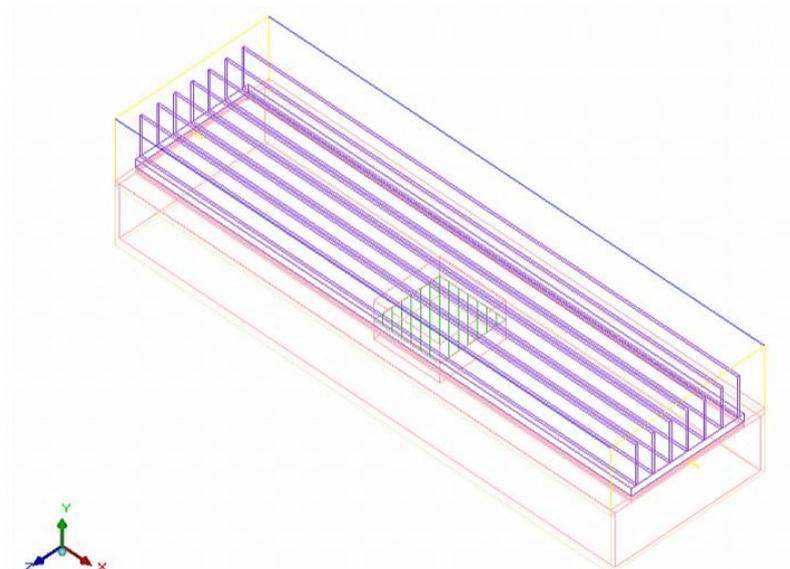
Figura 56 - Vista no plano $x - y$ da malha utilizada no modelo numérico.



Fonte: Elaboração da própria autora.

O domínio computacional é composto pela *vapor chamber*, fonte de calor, material isolante e dissipador de calor. A Figura 57 mostra a visão geral do domínio computacional. O fluxo de ar foi garantido através da montagem da câmara de testes dentro de um túnel de vento, que garantia um escoamento uniforme e uma temperatura uniforme na entrada da câmara de teste.

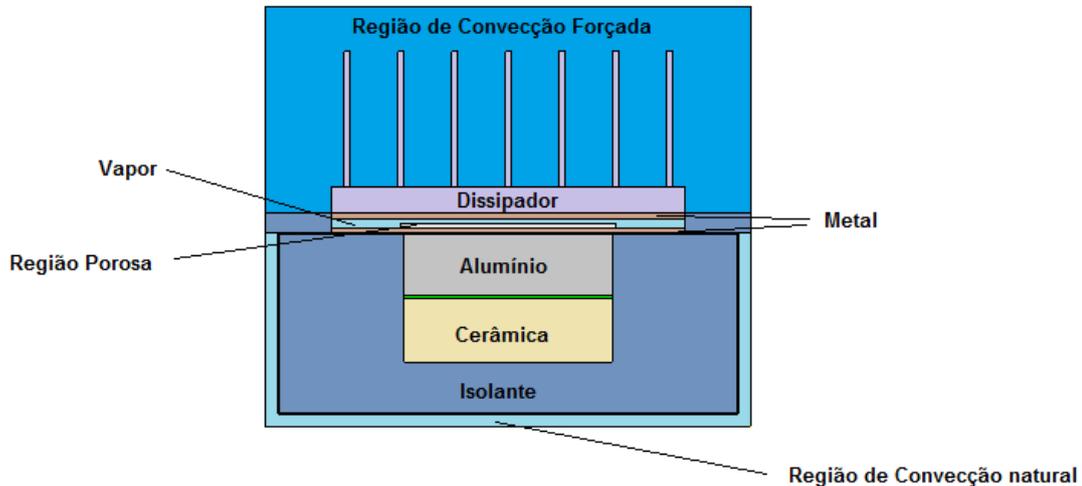
Figura 57 - Visão geral do domínio computacional.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Na Figura 58 é possível observar as regiões envolvidas.

Figura 58 - Regiões do domínio computacional.



Fonte: Elaboração da própria autora.

As condições de contorno são: escoamento de ar na direção contrária ao crescimento do eixo x ; fluxo de calor prescrito na fonte de calor; convecção natural ao redor da lã de rocha (isolante), pois esta se encontra em contato com o ar ambiente; condição adiabática na parte superior para as paredes laterais e superior.

A resistência (fonte de calor), representada por uma área com geração de calor, tem sua potência equivalente à potência especificada em cada caso do experimento, sendo 20, 40, 60 e 78 W. A velocidade do escoamento também é equivalente à velocidade usada nos experimentos, sendo 1, 2, 3 e 4 m/s. A temperatura é igual à temperatura ambiente em cada caso experimental.

5.1.1 Fonte de calor

Para representar a fonte de calor foi utilizado um bloco com o material alumínio presente na biblioteca do *software* e um bloco de cerâmica que apresenta baixa condutividade térmica $k = 0,4 \text{ W/m.K}$ (CONSTRUCLIMA, 2013). Entre eles existe a presença de um bloco com espessura mínima e com condutividade $k = 0,375 \text{ W/m.K}$ (IMPLASTEC, 2013), representando o acoplamento com pasta térmica. Mais detalhes podem ser observados na Figura 59.

Figura 59 - Detalhes da fonte de calor.

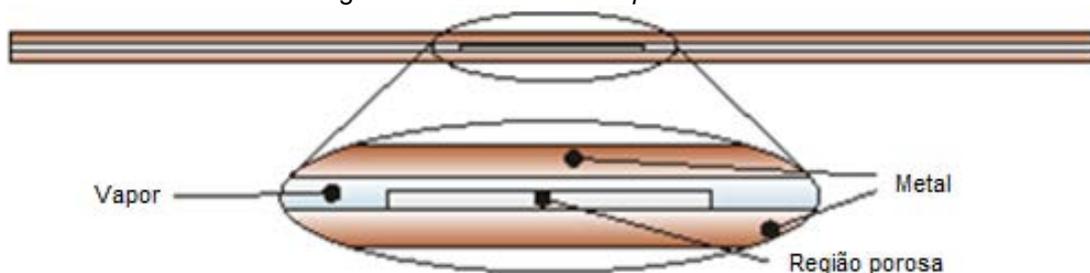


Fonte: Elaboração da própria autora.

A fonte de calor e a superfície inferior da *vapor chamber* são circundadas por lã de rocha, material isolante com condutividade térmica efetiva $k = 0,035 \text{ W/m.K}$ (CONSTRUCLIMA, 2013). Tanto o bloco de alumínio quanto o de cerâmica apresentam 30 mm de comprimento, 30 mm de largura e 10 mm de espessura.

5.1.2 Vapor chamber

A *vapor chamber* é composta pelas regiões sólidas superior e inferior, região porosa e região de vapor. Ela apresenta 240 mm de comprimento e 54 mm de largura. As regiões sólidas apresentam espessura de 0,8 mm, a região porosa apresenta 0,6 mm e a de vapor 0,8 mm. Neste modelo, a região porosa está presente apenas na porção logo acima da fonte de calor, onde há ebulição, e é circundada por vapor, conforme já citado anteriormente. Essa composição pode ser observada na Figura 60.

Figura 60 - Detalhes da *vapor chamber*.

Fonte: Elaboração da própria autora.

5.1.3 Dissipador de calor

O dissipador de calor, composto por sua base e aletas, possui na base as mesmas dimensões da *vapor chamber* e espessura de 4,7 mm, é composto por 7 aletas que foram consideradas com perfil retangular com 1,8 mm de espessura cada. O material do dissipador é configurado como sendo o alumínio presente na biblioteca do *software*.

5.2 Configurações do modelo numérico

Para a definição do modelo numérico é necessário que sejam encontradas as condutividades térmicas ideais para cada região para que este possa se equivaler ao sistema real. O valor da condutividade da parte sólida composta pela liga de cobre e molibdênio foi adotado como sendo 165 W/m.K, que é um valor de condutividade médio para este material. Para ser encontrado o valor de condutividade da região porosa foi escolhido primeiramente o caso de maior potência (78 W) e menor velocidade (1 m/s) e, conforme já comentado neste trabalho, nesta situação o vapor deve apresentar um valor elevado de condutividade, sendo assim fixado em 40000 W/m.K, o mesmo valor utilizado em trabalhos como o de Wei (2006).

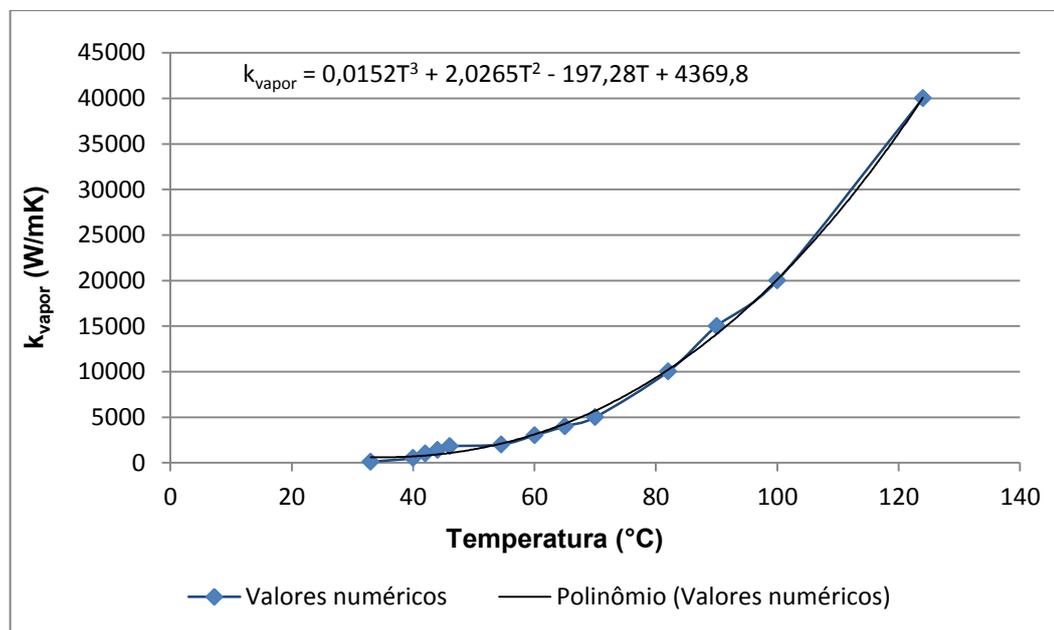
O valor da condutividade da região porosa é alterado até que os valores de temperatura da simulação sejam desejavelmente próximos com os encontrados experimentalmente. Como valor inicial da condutividade da região porosa, foi escolhido o valor de 8 W/m.K por ser um valor que leva em conta as características da região porosa, conforme visto no trabalho de Koito (2010). Porém, foram obtidos resultados com valores gerais de temperatura acima dos experimentais, e com a fonte de calor mais fria. Assim, o valor teve que ser decrementado muitas vezes a fim de se aumentar a resistência térmica da região, concentrar calor na área da fonte e diminuir a temperatura do restante da *vapor chamber*. Este fato pode ser atribuído ao detalhe de que, além do modelo não contar com todos os fenômenos envolvidos como nos trabalhos de Koito (2010), e também por não contar com uma área de região porosa localizada sobre toda a superfície de evaporação conforme os trabalhos de Chen (2008) e Wei (2006), a condutividade deve ter um valor muito

baixo afim de criar uma resistência térmica alta, já que a região porosa está limitada a uma pequena área sobre a fonte de calor.

A partir dos detalhes observados, foi fixado um valor de condutividade para a região porosa de 1 W/m.K. Sendo assim, os resultados numéricos tiveram boa concordância com os resultados experimentais para este primeiro caso de maior potência e menor velocidade, apresentando um erro máximo de 9,5% entre os resultados em um ponto de medição de temperatura.

Em seguida, depois de fixado o valor da condutividade da região porosa ($k = 1$ W/m.K) e fixado o valor da condutividade do vapor para o caso de temperatura mais elevada ($k = 40000$ W/m.K), foram feitas simulações para os outros casos e, através delas, foi possível obter uma curva para a condutividade do vapor em função da temperatura no ponto de contato entre a *vapor chamber* e a fonte de calor, conforme observado na Figura 61. Nela é possível observar o polinômio que se aproxima dos valores de condutividade térmica encontrados nas simulações.

Figura 61 - Condutividade térmica do vapor em função da temperatura.



Fonte: Elaboração da própria autora.

Na Tabela 4 pode-se encontrar o valor da condutividade do vapor para cada configuração de potência e velocidade.

Tabela 4 – Valores de condutividade do vapor para cada configuração.

Velocidade (m/s)	Potência (W)	Condutividade do vapor (W/m.K)
1	5	100
1	10	500
1	20	2000
1	40	10000
1	60	20000
1	78	40000
2	20	1800
2	40	4000
2	60	15000
2	78	20000
3	20	1400
3	40	3000
3	60	10000
3	78	15000
4	20	1000
4	40	2000
4	60	5000
4	78	10000

Fonte: Elaboração da própria autora.

O tópico a seguir mostra os valores numéricos obtidos através das simulações. As simulações foram realizadas adotando-se a condutividade da liga cobre-molibdênio $k = 165 \text{ W/m.K}$, condutividade da região porosa $k = 1 \text{ W/m.K}$ e a condutividade do vapor de acordo com a Tabela 4.

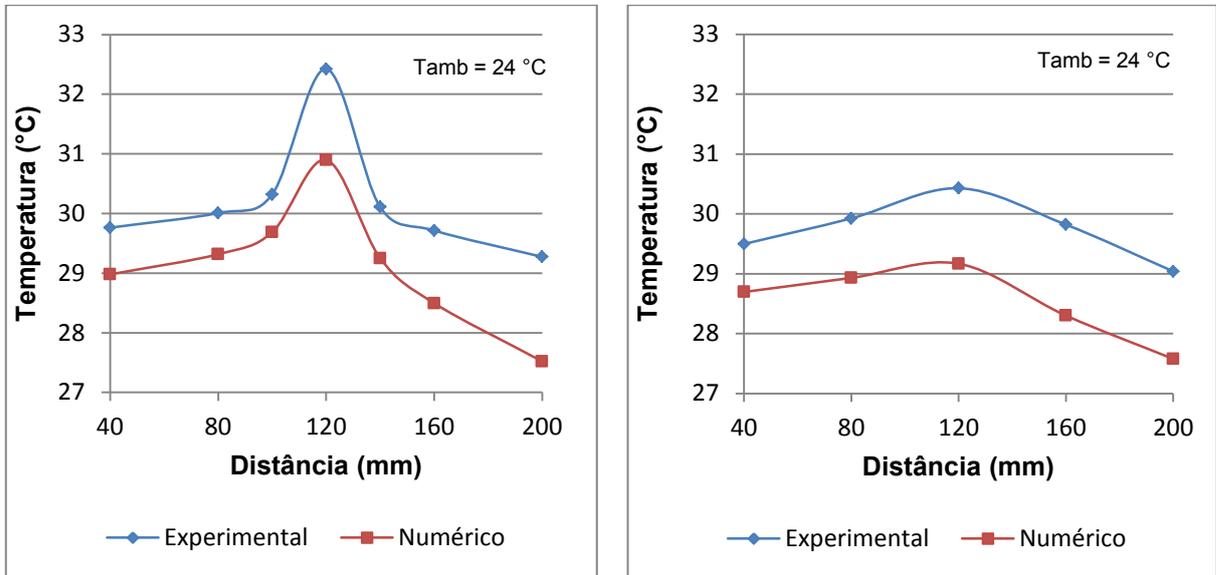
5.3 Comparação entre os resultados experimentais e numéricos

Para efeito de comparação são mostrados os resultados experimentais e numéricos obtidos (Figuras 62 a 79).

Inicialmente, para uma velocidade de 1 m/s é observado que a temperatura do modelo é inferior a experimental, mostrando que para velocidades pequenas é

necessário um maior ajuste da condutividade térmica da região do vapor. Esta temperatura citada logo acima é a referente ao ponto de contato da *vapor chamber* com a fonte de calor, e este ponto, como se sabe, é de grande interesse.

Figura 62 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 5 W.

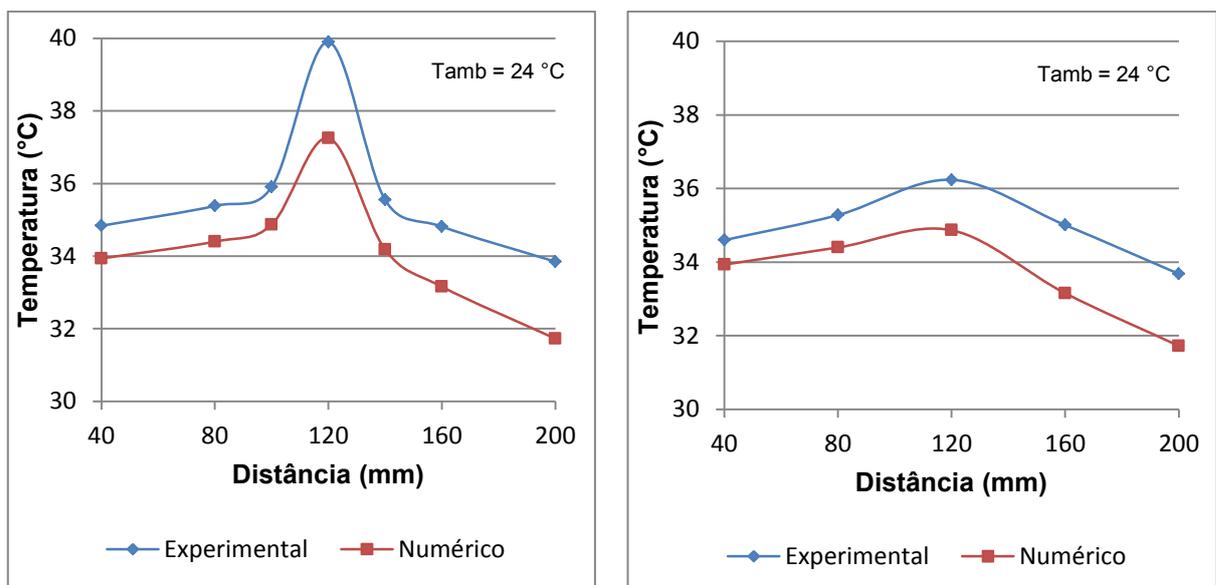


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 63 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 10 W.

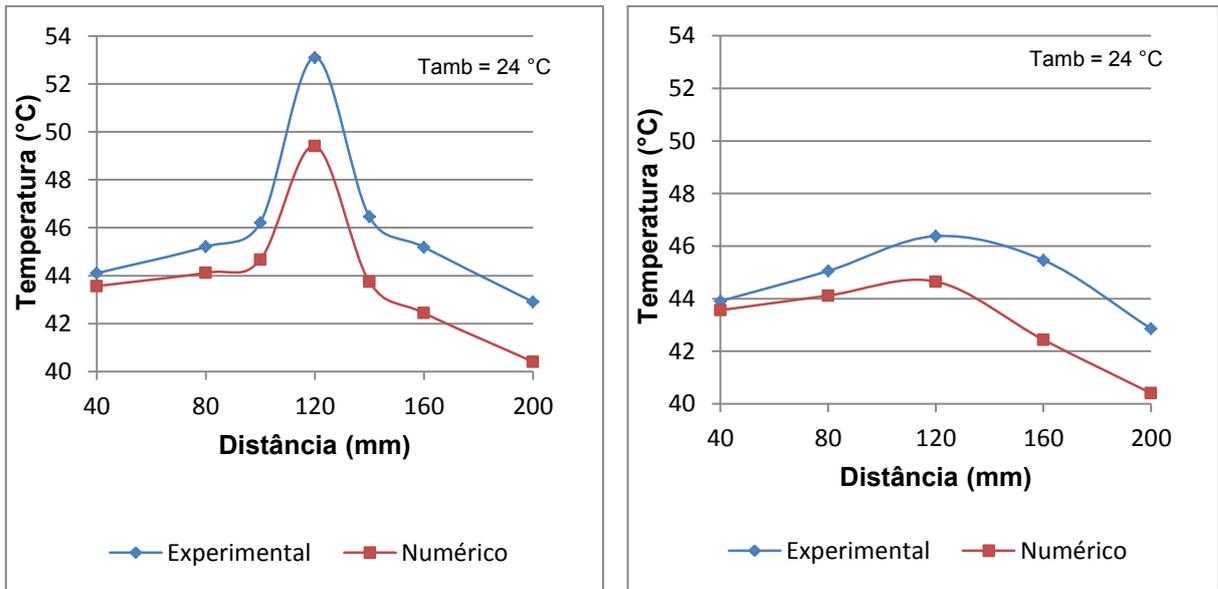


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 64 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 20 W.

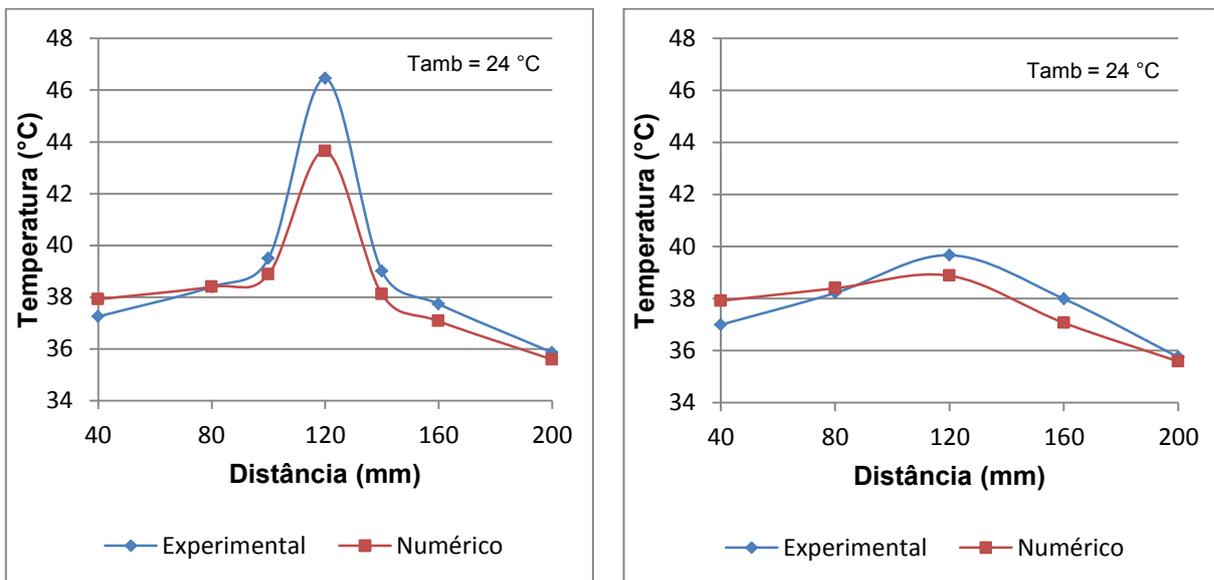


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 65 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 20 W.

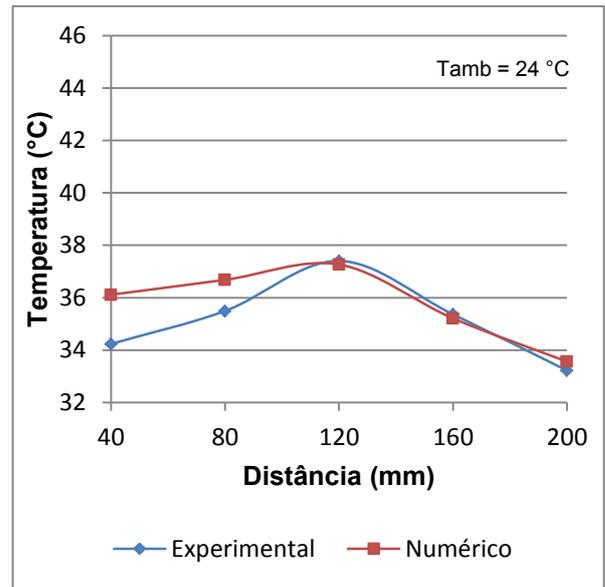
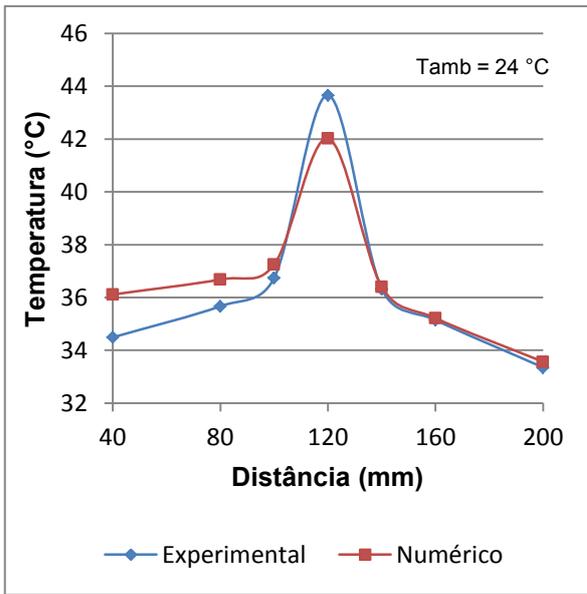


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 66 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 20 W.

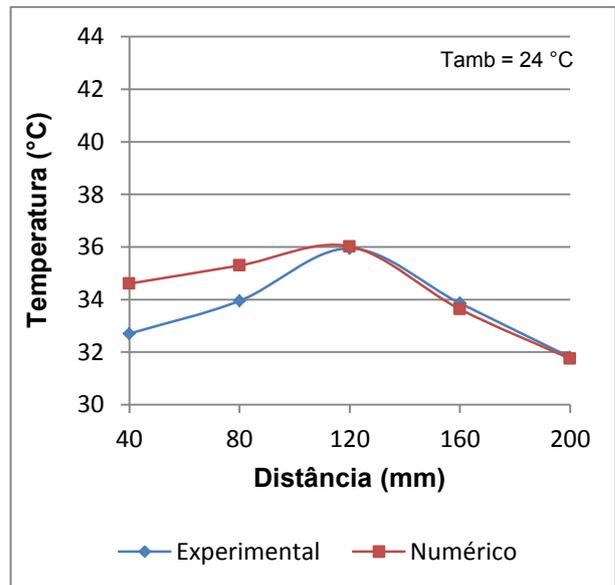
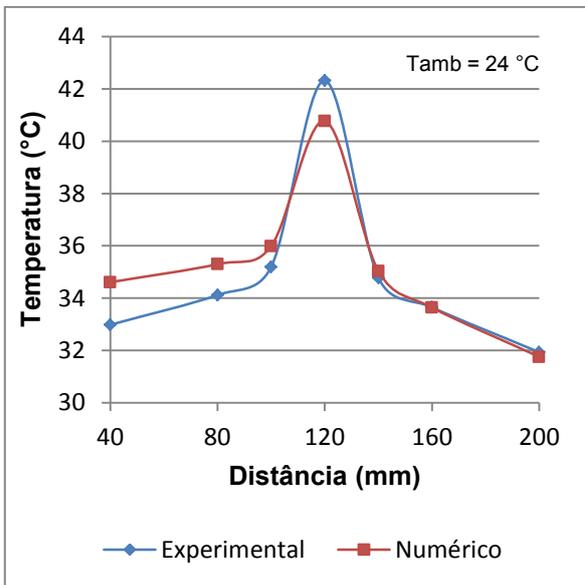


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 67 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 20 W.

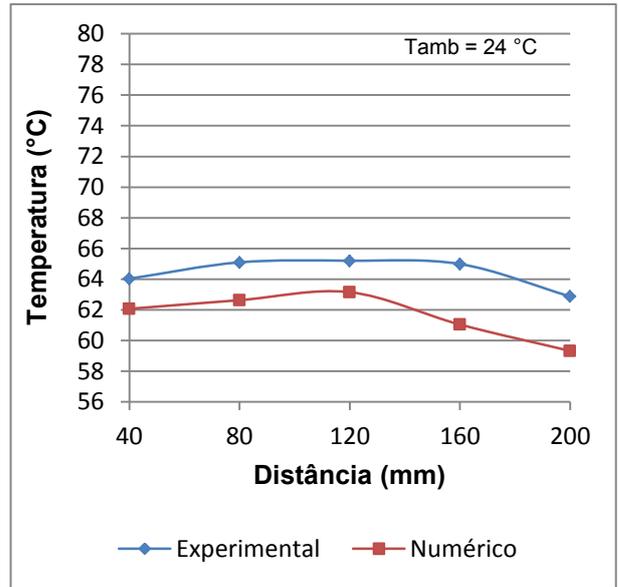
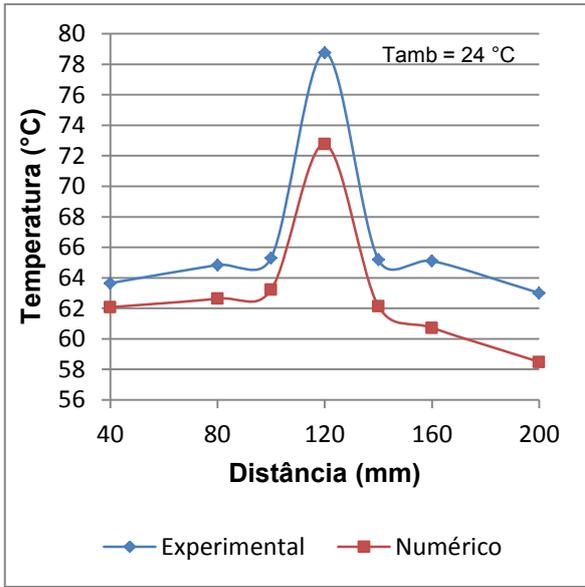


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 68 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 40 W.

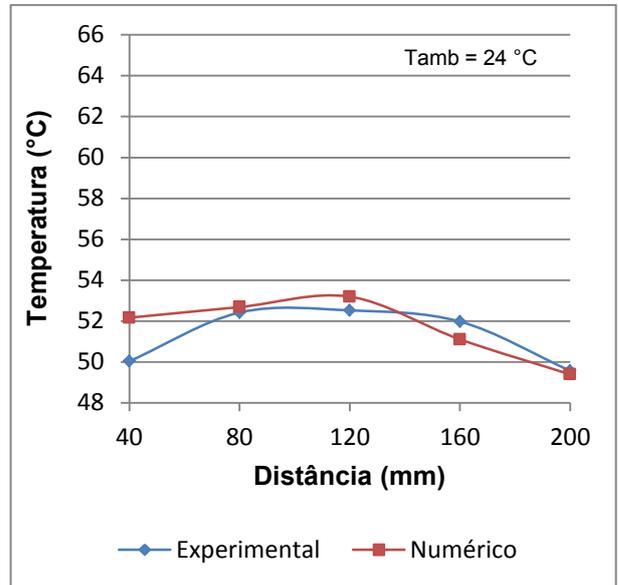
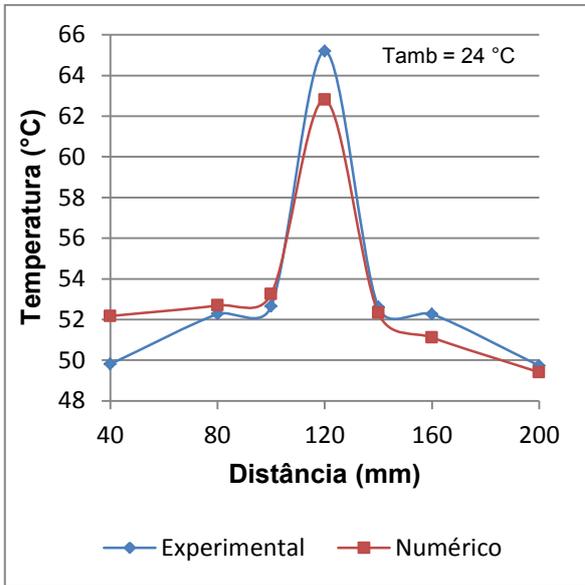


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 69 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 40 W.

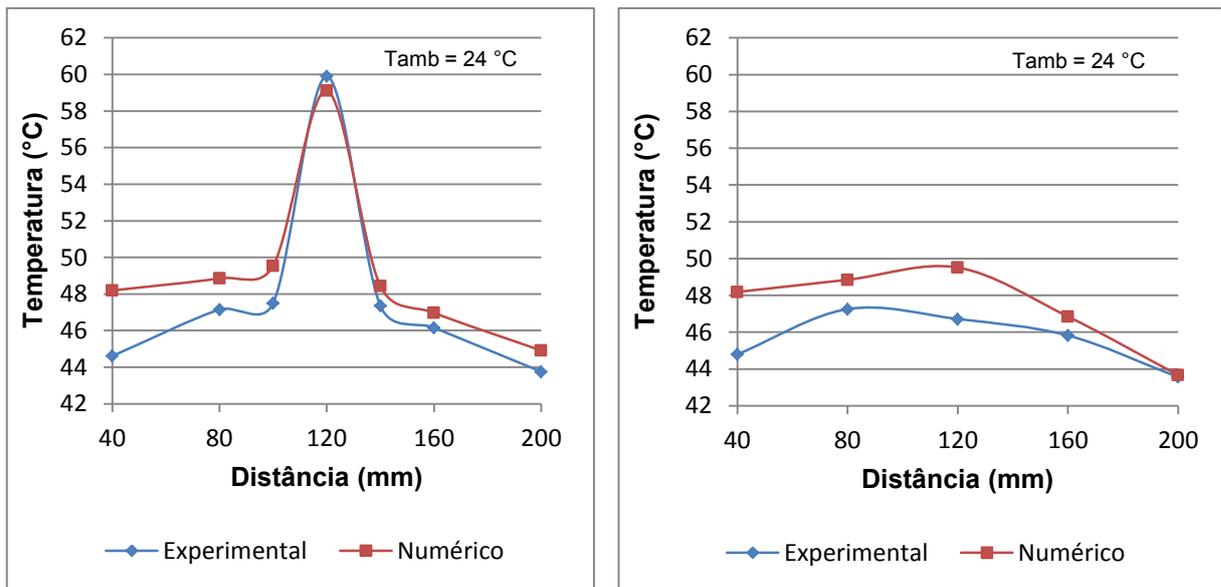


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 70 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 40 W.

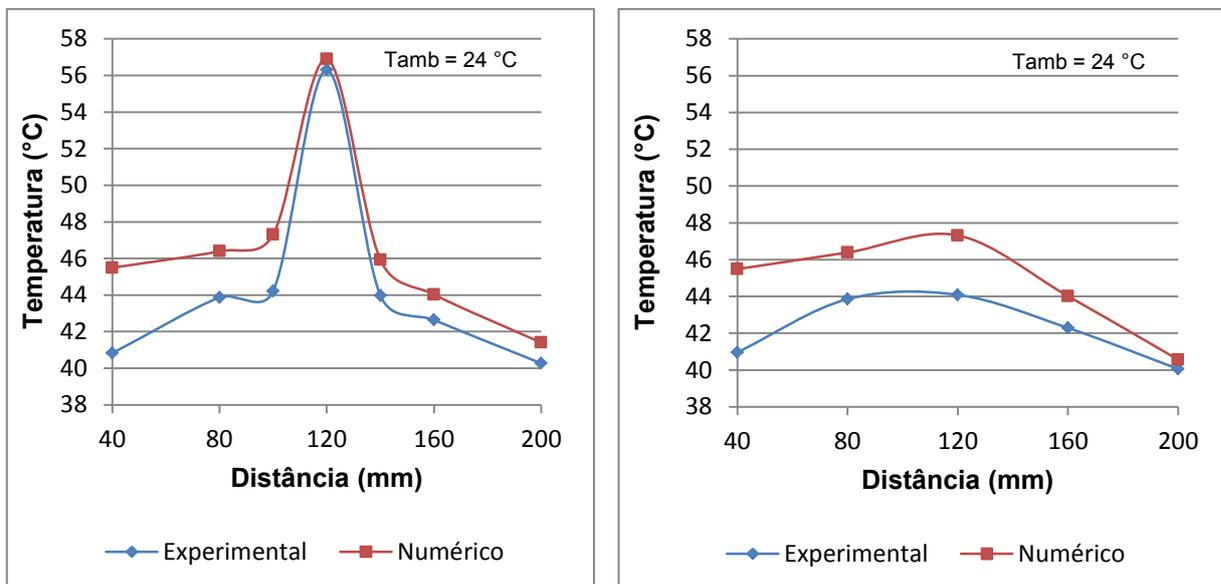


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 71 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 40 W.

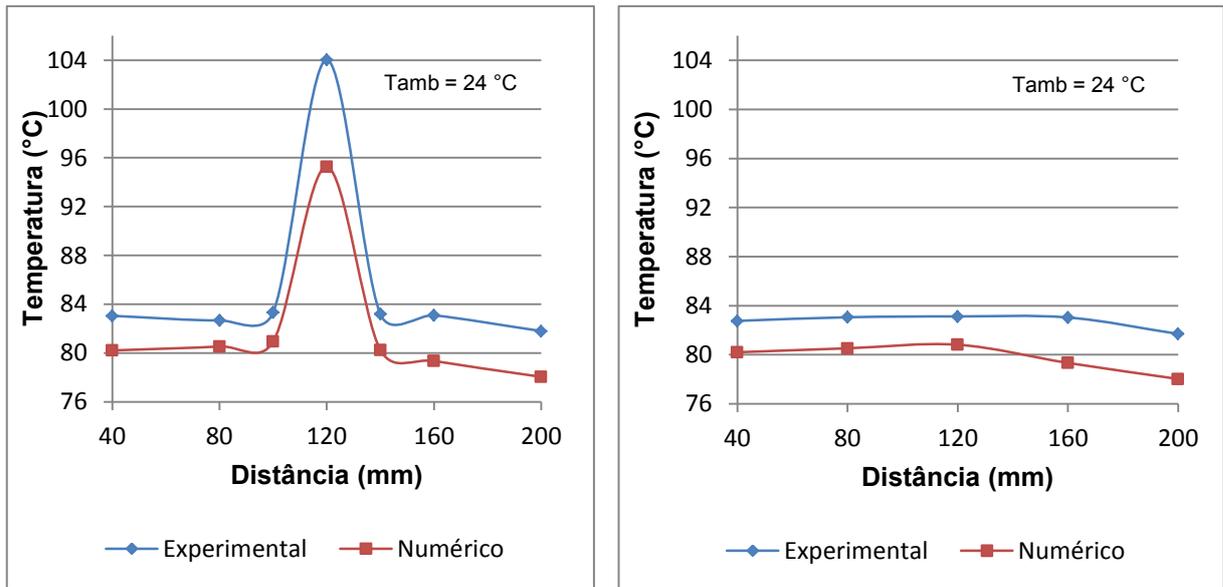


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 72 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 60 W.

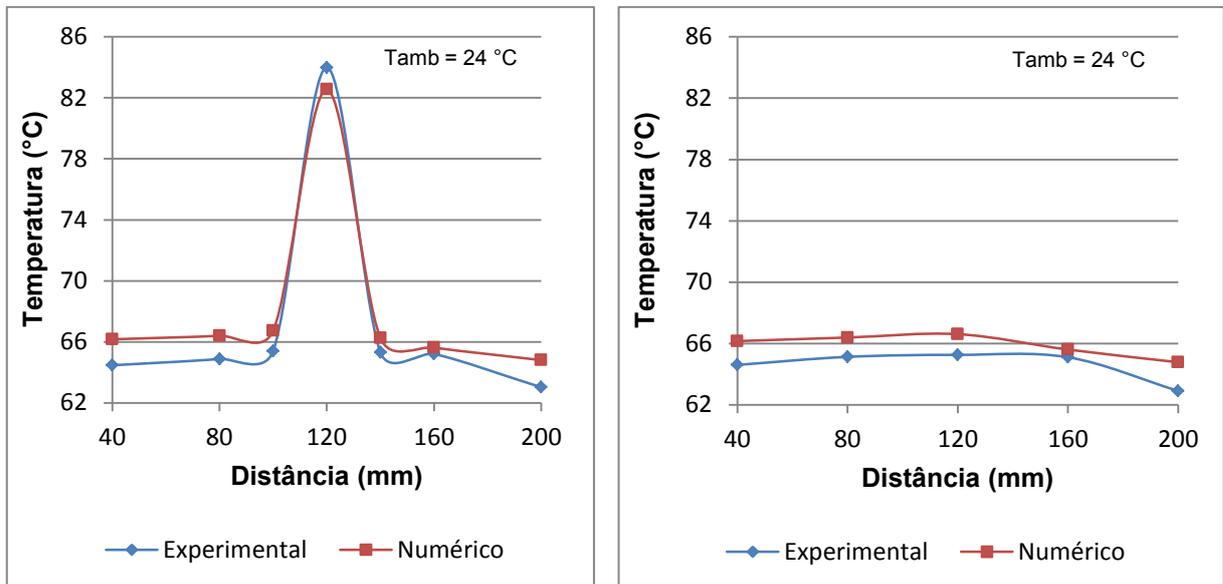


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 73 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 60 W.

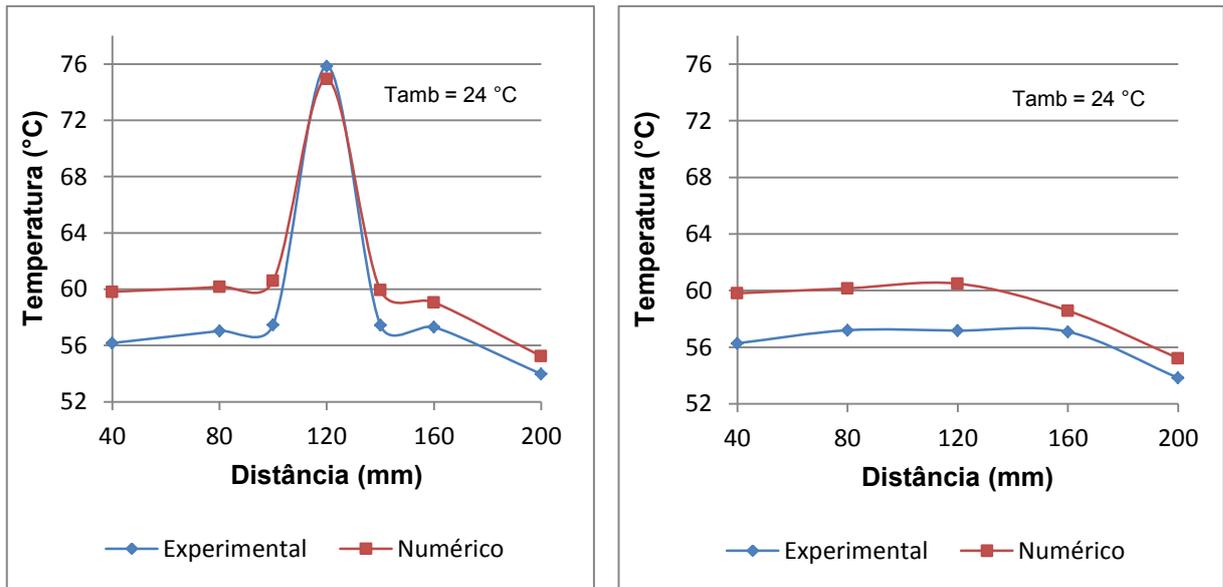


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 74 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 60 W.

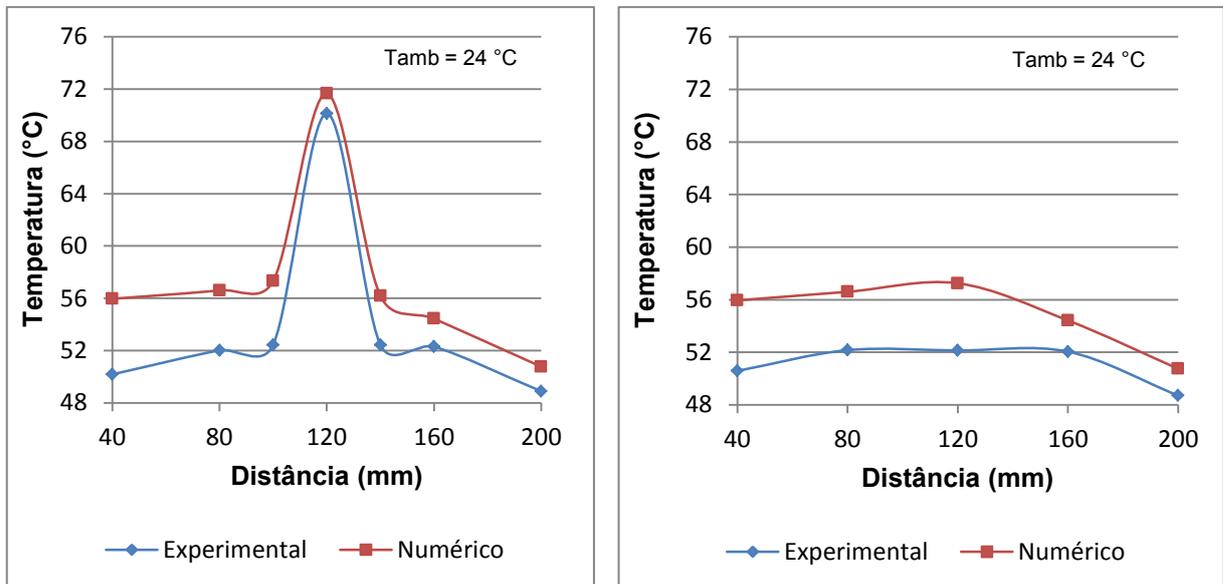


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 75 – Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 60 W.

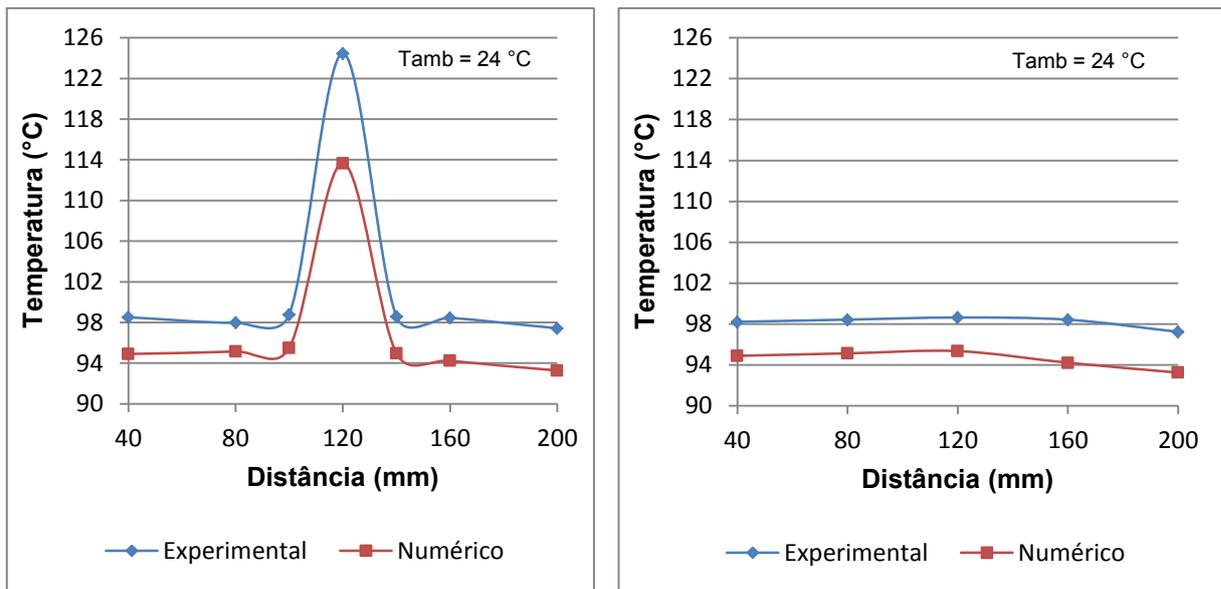


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 76 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 1 m/s e potência de 78 W.

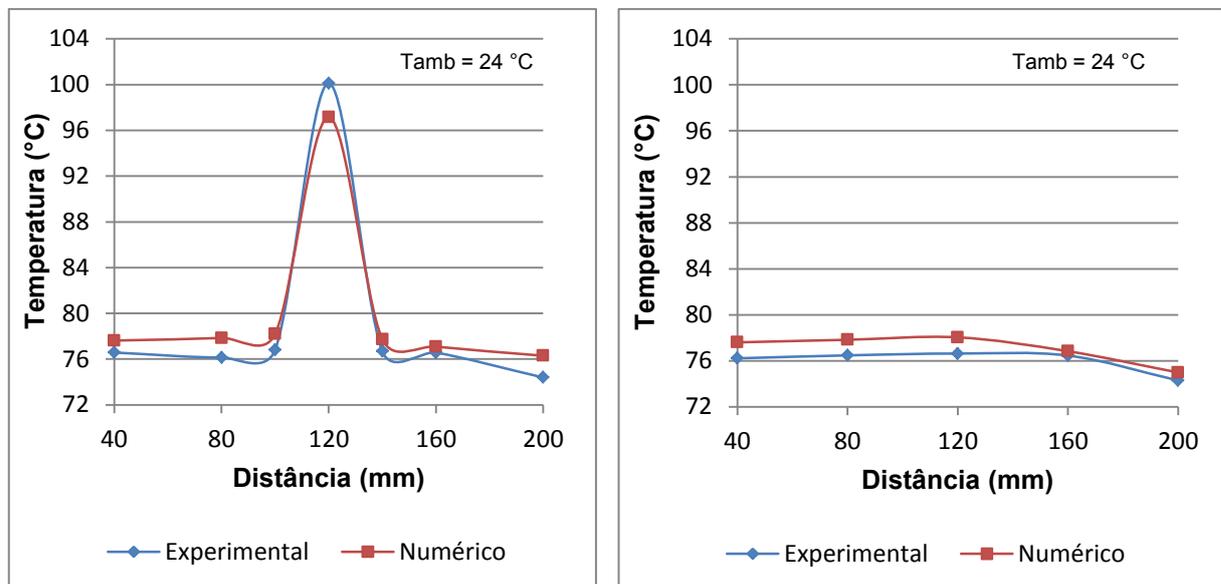


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 77 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 2 m/s e potência de 78 W.

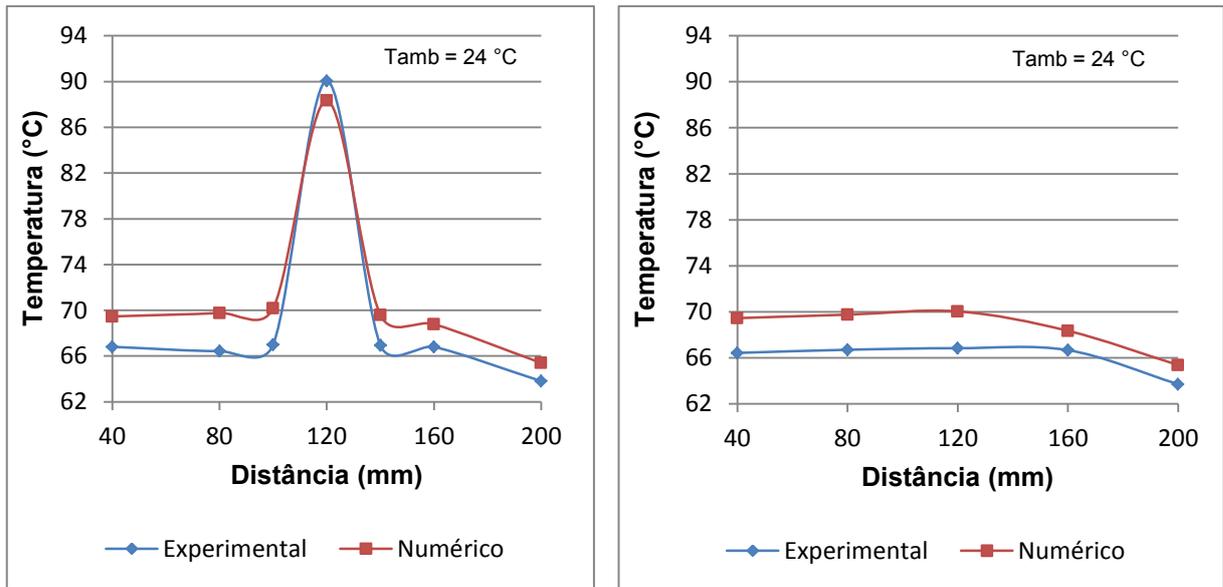


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 78 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 3 m/s e potência de 78 W.

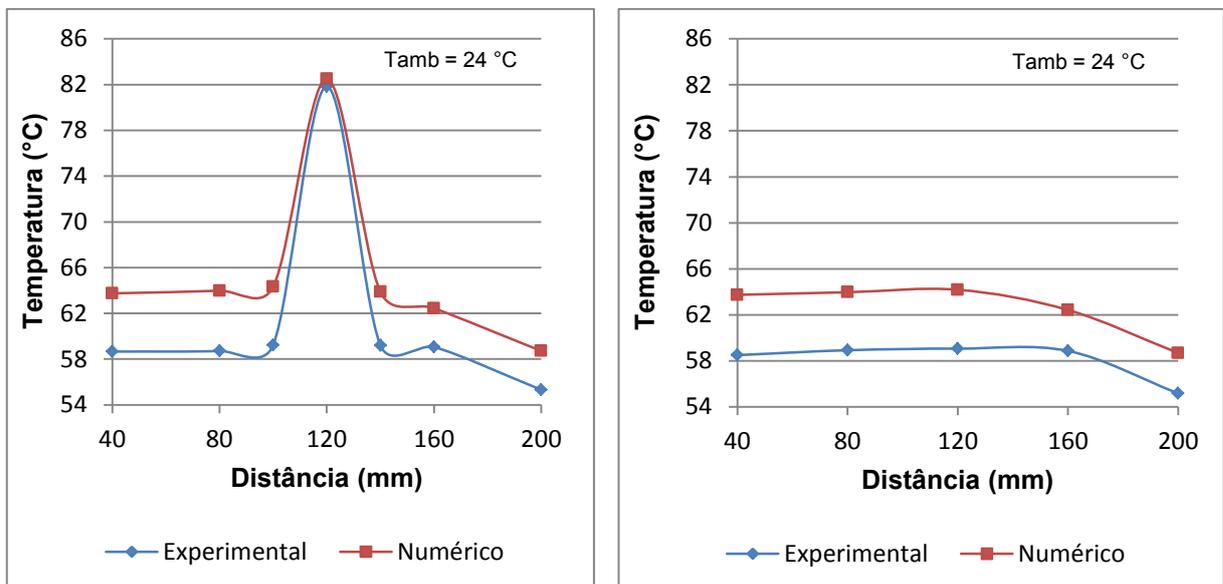


a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 79 - Resultados numéricos e experimentais para velocidade de 4 m/s e potência de 78 W.



a) Superfície inferior da *vapor chamber*

b) Superfície inferior do dissipador de calor

Fonte: Elaboração da própria autora.

De acordo com todos os gráficos é possível observar que, conforme as velocidades vão aumentando, a aproximação dos resultados numéricos (referente ao ponto de contato da *vapor chamber* com a fonte de calor) com os resultados experimentais é nítida. As curvas experimentais e numéricas possuem o mesmo

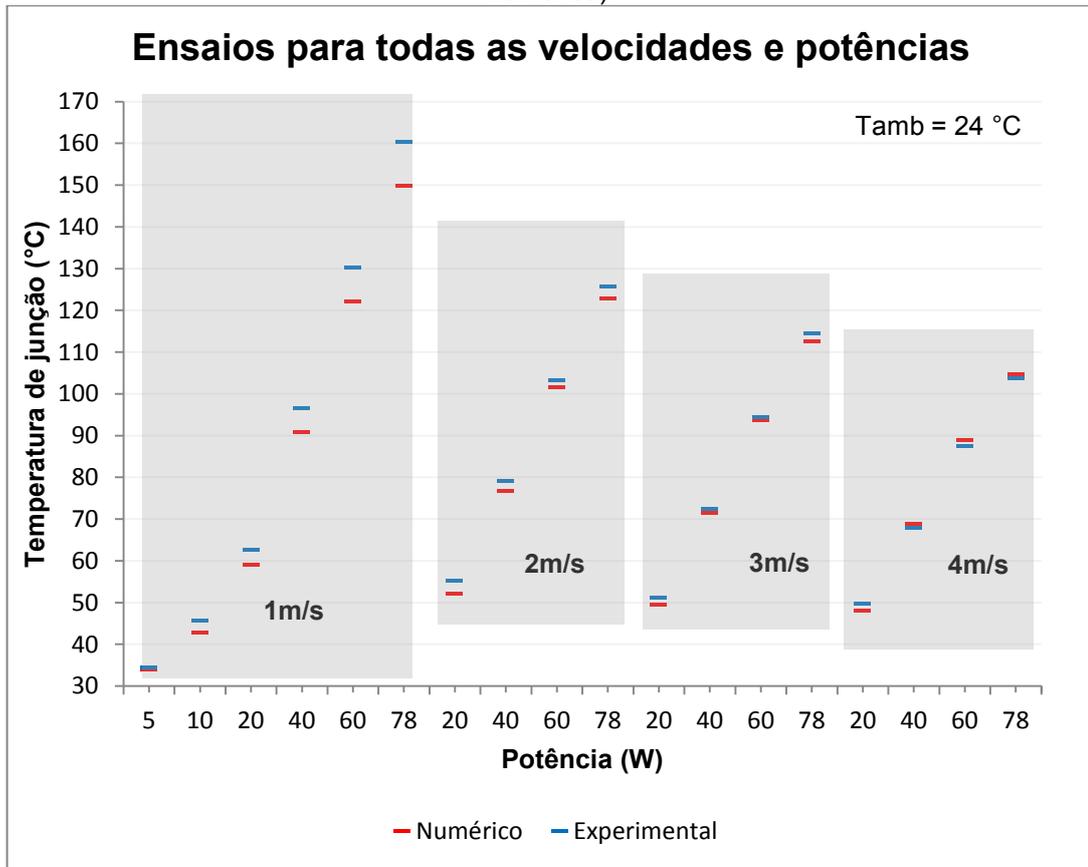
comportamento, e em termos de erro, o erro máximo obtido em um ponto de medição de temperatura foi de 10%. No trabalho de Chen (2008), conforme visto na revisão bibliográfica, os resultados possuíram uma divergência de 6,3%.

Todos os resultados de medições são afetados por erros, e considerando que os erros não podem ser perfeitamente conhecidos, pode-se afirmar que os resultados experimentais carregam uma incerteza. Dessa forma, quando os resultados numéricos são comparados com os experimentais, a diferença entre eles pode ser justificada pelos erros das medições experimentais. Outra fonte de erro que pode justificar a diferença de 10% encontrada é o fato de ter sido adotado valores de condutividade do alumínio e da liga cobre-molibdênio que não são conhecidos exatamente.

Desta forma, pode-se dizer que o modelo simplificado simulou bem o desempenho térmico da *vapor chamber* obtida comercialmente. Este modelo que adotou troca de calor somente por condução, sem levar em consideração todos os efeitos internos e complicados que ocorrem no interior da *vapor chamber*, foi capaz de informar a variação de temperatura na face inferior tanto da *vapor chamber* quanto do dissipador de calor, apresentando um erro relativamente baixo.

A Figura 80 mostra os valores de temperaturas de junção, ou seja, as temperaturas onde se encontra a resistência elétrica na fonte de calor. São mostrados os valores obtidos pelo modelo numérico e os valores obtidos experimentalmente.

Figura 80 - Valores de temperatura de junção para todas as velocidades e potências (experimental e numérico).



Fonte: Elaboração da própria autora.

Os valores de temperatura de junção obtidos pelo modelo numérico estão próximos dos obtidos experimentalmente, o que mostra a eficiência do modelo simplificado. Pode-se dizer que este modelo representou bem a transferência de calor do sistema formado pela fonte de calor, *vapor chamber* e dissipador de calor. A validação do modelo numérico com os resultados experimentais afirma que este modelo que apresenta uma modelagem matemática mais simples é capaz de compreender complexos fenômenos físicos de difícil caracterização.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Conclusões

Ao passo que dissipadores de calor convencionais são largamente empregados e possuem até modelos presentes em *softwares* comerciais para simulações térmicas, trocadores de calor como a *vapor chamber* começam a ser utilizados e carecem de modelos que os representem. Neste trabalho foram realizados ensaios experimentais com uma *vapor chamber* obtida comercialmente, e os resultados foram usados para a validação do modelo numérico. Desta forma, foi apresentada uma metodologia numérica que bem representou a transferência de calor no interior da *vapor chamber*. Assim, o trabalho se torna relevante na área, pois não só apresenta a simplificação de complexos fenômenos físicos envolvidos e de difícil caracterização, mas também procura bem representar a transferência de calor do componente eletrônico com o meio, demonstrando toda a distribuição de temperaturas ao longo do exterior do dispositivo que poderia influenciar os demais componentes.

Os principais resultados deste trabalho são apresentados a seguir:

- Ensaios experimentais com e sem a presença da *vapor chamber*, como forma de comparar as temperaturas na face inferior do dissipador de calor nos dois casos. Os resultados mostraram que a *vapor chamber* deixa a temperatura uniforme nesta face.
- Desenvolvimento de um modelo numérico que simplifica os fenômenos complexos envolvidos no interior da *vapor chamber*, de forma que cada região que a compõe transfere calor somente por condução.
- Validação do modelo numérico a partir da comparação com os resultados experimentais. A concordância razoável entre os resultados numéricos e os experimentais mostra que o modelo pode ser usado como ferramenta para otimizar o projeto do dissipador de calor para uma aplicação específica.

6.2 Recomendações para trabalhos futuros

Visando à continuidade do trabalho aqui apresentado, recomenda-se para projetos a serem desenvolvidos futuramente:

- Realizar ensaios experimentais com valores maiores de potência, pois acredita-se que a vantagem do uso da *vapor chamber* seja ainda maior para potências maiores.
- Realizar ensaios experimentais com a fonte de calor em outras posições, comparar os resultados com o modelo numérico criado, e se preciso fazer os ajustes necessários.
- Realizar ensaios experimentais com diferentes orientações de escoamento e da *vapor chamber*, comparar os resultados com o modelo numérico criado, e se preciso fazer os ajustes necessários.

REFERÊNCIAS

ANSYS fluent, [S.l.]: Ansys, 2013. (Release, 12).

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. 4. ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2013. p. 543.

CARDOSO, E. M. **Estudo experimental da ebulição nucleada confinada**. 2005. 96 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2005.

CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**. [S. l.]: Taylor and Francis, 1992.

CERVO, G. D. **Estudo experimental do escoamento sobre placas planas munidas de protuberâncias quadradas e onduladas**. 2013. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

CHEN, Y. S. **Numerical simulation of a heat sink embedded with a vapor chamber and calculation of effective thermal conductivity of a vapor chamber**. Taiwan: Institute of Nuclear Energy Research, 2008. p. 2655-2664.

CONSTRUCLIMA. **Coefficientes de condutibilidade térmica**. São Paulo: [s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.construclima.com.br/pdf/02.pdf>>. Acesso em: 10 fev. 2013.

COOLERMMASTER. **Technologies and manufacturing: ultra-slim vapor chamber**. [S. l.: s.n.], 2013. Disponível em: <http://odm.coolermaster.com/solution.php?page_id=24>. Acesso em: 20 out. 2013.

DIGI-KEY. **Thief river falls**. [S.l.: s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.digikey.com/product-detail/en/EPM7192EGI160-20/544-2341-ND/1468882>>. Acesso em: 10 nov. 2013.

ESSS. **Predição de falhas em equipamentos eletrônicos**. [S. l.: s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/pt/category/artigos-tecnicos/industria/eletronicos/>>. Acesso em: 15 jan. 2013.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos - LTC, 2001. p. 126-142.

FROSTYTECH. **Heatpipe wick structure exposed: sintered groove and mesh**. [S. l.: s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.frostytech.com/articleview.cfm?articleID=2466>>. Acesso em: 10 mar. 2013.

GABBI, R. **Modelagem matemática do escoamento turbulento em canal axissimétrico com bluff-body**. 2013. 92 f. Dissertação (Mestrado em Matemática) –

Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – UNIJUÍ, Ijuí, 2013.

HOLMAN, J.P. **Experimental methods for engineers**. 6. ed. Singapore: Mcgrall-Hill, 1994.

IMPLASTEC. **Pasta térmica de silicone**. Votorantim: [s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.implastec.com.br/localizacao>>. Acesso em: 18 ago. 2013.

JABARDO, J. S. Transferência de calor por ebulição e trocadores de calor bifásicos. In: ENCONTRO BRASILEIRO SOBRE EBULIÇÃO, CONDENSAÇÃO E ESCOAMENTO MULTIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS – EBECEM, 1., 2008, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: LMPT, 2008.

KOITO, Y. **Numerical visualization of heat transfer in a vapor chamber**. Kumamoto City: Kumamoto University, 2010. p. 1-4.

KOLMOGOROV, A. N. **The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds numbers**. Moscow: SSSR 30, 1941.

LI, H. Y. **Thermal performance of plate-fin vapor chamber heat sinks**. Taiwan: Huafan University, 2010. p. 731-738.

NUKIYAMA, S. The maximum and minimum value of the q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. **Journal Japan Society of mechanical Engineers**, Tokyo, v. 37, p. 367-374, 1934.

OLIVEIRA, A. S. **Uso de termossifão em câmara de vapor para eliminação de pontos quentes em dissipadores aletados**. 2007. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2007.

RAMSEY, J.; JONES, K. W.; MITRA, A.K. Thermal management solutions to advanced Integrated and Discrete Bipolar Junction (BIT) device structures. In: INTERNATIONAL CONFERENCE OF THE FACULTY OF ECONOMIS SARAJEVO - ICES, 2004, Sarajevo. **Proceedings...** Sarajevo: SEBD, 2004.

SILVA, L. G. **A matemática no cotidiano de um eletricista**. 2004. 40 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização em Educação Matemática) – Universidade do Extremo Sul Catarinense - UNESC, Criciúma, 2004.

SOUSA, R. R. **Análise numérica e experimental na determinação da potência térmica dissipada em componentes eletrônicos**. 2008. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2008.

SOUZA, E. G. **Análise experimental e numérica de convecção forçada em arranjo de obstáculos dentro de canal**. 2013. 129 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

SCHLICHTING, H. **Boundary-layer theory**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 1979. p. 99-600.

WANG, J. C. **A novel formula for effective thermal conductivity of vapor chamber**. [S. I.]: Experimental Techniques, 2011. p. 35-40.

WEI, X. **Modeling of vapor chamber as heat spreading devices**. Nova York: IBM Microelectronics, 2006. p. 578-585.

WILCOX, D.C. **Turbulence modeling for CFD**. La Cañada, California: DCW Industries, INC, 1994.

YAGI, S.; KUNII, D. Studies on effective thermal conductivities in packed beds. **AIChE Journal**, 1957.

APÊNDICE A – Análise de incertezas experimentais

Incerteza da potência térmica

Todos os resultados de medições são afetados por erros que devem ser tratados de forma conveniente. Considerando que os erros não podem ser perfeitamente conhecidos, pode-se afirmar que os resultados carregam uma incerteza.

Utilizando o procedimento descrito em Holman (1994), podem-se analisar as incertezas das medidas experimentais fazendo uma análise cuidadosa das incertezas nas várias medidas experimentais preliminares. A incerteza do resultado da potência térmica transferida, definida por:

$$Q = Vi \quad (33)$$

é dada pela seguinte expressão:

$$z_{pot} = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial i} z_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial V} z_2 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (34)$$

Manipulando-se algebricamente, tem-se que:

$$z_{pot} = [(Vz_1)^2 + (iz_2)^2]^{1/2} \quad (35)$$

Onde: z_{pot} = incerteza experimental da potência térmica;

z_1 = incerteza experimental da corrente elétrica;

z_2 = incerteza experimental da tensão elétrica.

Para saber as incertezas da corrente elétrica e da tensão elétrica foi utilizado um multímetro de alta precisão. Foram comparados diversos valores de tensão e corrente. No pior caso a diferença entre a corrente medida pelo multímetro e a corrente indicada na fonte de alimentação foi de 0,1 A, enquanto que para a tensão

essa diferença foi de 1,2 V. Portanto a incerteza experimental da corrente elétrica é 0,1 A e da tensão elétrica é 1,2 V.

Os valores da incerteza da potência térmica calculada de acordo com a Equação (18) são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Incerteza das medidas de potência térmica.

Q (W)	V (V)	I (A)	z_{pot} (W)
5	7,6	0,65	1,09
10	10,7	0,94	1,55
20	14,9	1,34	2,19
40	21,2	1,89	3,10
60	25,9	2,32	3,80
78	29,5	2,64	4,33

Fonte: Elaboração da própria autora.

Incerteza da temperatura

O conjunto formado pelo sistema de aquisição de dados e os termopares tipo K oferecem uma incerteza de 0,5 °C.

Incerteza da velocidade média

A velocidade média (\bar{U}) do escoamento na câmara de testes foi determinada na seção 3.1 da seguinte forma:

$$\bar{U} = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} x^{1/2} (1 + \text{sen}(\theta))^{1/2} \frac{D^2}{HW} \quad (14)$$

Ao aplicar a metodologia descrita por Holman (1994) na Equação (14) é possível encontrar a incerteza da velocidade média, conforme segue:

$$\delta \bar{U}^* = \left[\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} \delta x \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \delta y \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial z} \delta z \right)^2 \right]^{1/2} \quad (36)$$

Para a Equação (36) definem-se as incertezas como sendo a metade da menor unidade das escalas dos instrumentos de medidas utilizados. Assim, $\delta x = 0,5$ mm, $\delta y = (\pi/360)$ rad e como z é função de D , H e W , que também tiveram como incerteza δx , segue que:

$$\delta z = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial D} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial H} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial W} \right)^2 \right]^{1/2} |\delta x| \quad (37)$$

Para os cálculos foram utilizados os seguintes dados:

- $\rho_{\text{água}} = 997 \text{ Kg/m}^3$;
- $\rho_{\text{ar}} = 1,1614 \text{ Kg/m}^3$;
- $W = 0,345 \text{ m}$;
- $H = 0,06 \text{ m}$;
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$;
- $\theta = 37^\circ$;
- $D = 0,047 \text{ m}$;

Desta forma, foi obtida a Tabela 6:

Tabela 6 - Incerteza das velocidades médias.

Velocidade (m/s)	x (m)	$\delta \bar{U}^*$ (m/s)
1	0,00654	0,041
2	0,02532	0,045
3	0,05603	0,062
4	0,09851	0,082

Fonte: Elaboração da própria autora.

