

LUIS BARBOSA DE ABREU

CONTROLE TÉRMICO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS COM
TUBOS DE CALOR

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Transmissão e
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi

Guaratinguetá
2006

Abreu, Luis Barbosa de
A162c *Controle térmico de componentes eletrônicos com tubos de calor /*
Luis Barbosa de Abreu . – Guaratinguetá : [s.n.], 2006
58f. : il.

Bibliografia: f. 57-58
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2006
Orientador: Prof. Dr.Maurício Araújo Zanardi

1. Tubos de calor I. Título

CDU 536.24

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**CONTROLE TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS COM
TUBOS DE CALOR**

LUIS BARBOSA DE ABREU

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. JANAINA FERREIRA BATISTA LEAL
FAENQUIL

Prof. Dr. PETRONIO MASANOBU TANISHO
UNESP-FEG

Abril de 2006

DADOS CURRICULARES

LUIS BARBOSA DE ABREU

NASCIMENTO

FILIAÇÃO

Francisco Barbosa de Abreu
Vicentina Ferreira de Assis

1970-1973

Curso de Graduação
Faculdade de Filosofia, Ciências e Letras Souza
Marques

Dedico este trabalho à minha família que sempre me apoiou durante minha jornada.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi pela dedicação e paciência que me dispensou no decorrer deste trabalho.

Aos colegas da pós-graduação do Departamento de Energia pelo incentivo.

Aos técnicos do Departamento de Energia, pelo apoio principalmente à Antônio Roberto de Freitas pela colaboração na realização dos experimentos.

À minha família pela paciência e tolerância nos dias mais difíceis no decorrer deste percurso.

Abreu, L. B. Controle Térmico de Equipamentos Eletrônicos com Tubos de Calor. Guaratinguetá, 2006. 58 p. Dissertação de Mestrado – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Neste trabalho foi estudada a utilização de tubos de calor no resfriamento de componentes eletrônicos.

Foram realizados testes experimentais, utilizando um aparato experimental construído especialmente para esta finalidade, com um tubo de calor plano como sorvedouro de calor para um componente elétrico.

Diversas condições de operação foram simuladas variando-se a potência dissipada pelo componente e o ângulo de inclinação do sistema.

Foi simulada também a falha do tubo de calor por vazamento do fluido de trabalho e os resultados foram comparados com os obtidos com o tubo funcionando perfeitamente. Grandes variações de temperatura foram encontradas o que demonstra a possibilidade de dano ao componente.

Modelos numéricos de simulação foram propostos e os resultados foram comparados com os dados experimentais. Apesar da simplicidade dos mesmos, uma boa concordância foi encontrada.

PALAVRAS-CHAVE : Tubos de calor, dissipadores térmicos

ABSTRACT

In this work the use of heat pipes as heat sink for cooling of electronic components was investigated.

Experimental tests were performed using an experimental apparatus especially developed for this objective.

Many different operational conditions were tested varying the power supplied to the component and the inclination angle of the system.

The performance of the heat pipe, under failure conditions due to working fluid leakage, was also tested and the results were compared with the ones for the heat pipe in perfect conditions. High temperature differences were achieved what confirms the risks of component failure.

Numerical models for both conditions were constructed and the results were compared with the experimental data. Although the simplicity of the models the results showed good agreement.

KEY-WORDS – Heat pipes, heat sinks

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	Histórico	11
1.2	Tubos de Calor e o Resfriamento de Componentes Eletrônicos	12
1.3	Objetivos deste Trabalho	16
2	ANALISE TEÓRICA	17
2.1	Descrição	17
2.2	Modelo Matemático	18
2.3	Adimensionalização das Equações	20
2.4	Discretização das Equações	23
2.5	Processo de Solução Numérica	28
2.6	Resultados Numéricos	30
3	DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	36
4	RESULTADOS E COMENTÁRIOS	43
4.1	Distribuições de Temperatura nos Dissipadores	43
4.2	Avaliação dos Efeitos da Inclinação de Operação do Dissipador	47
4.3	Verificação de Efeitos de Variação de Potência Dissipada	50
4.4	Desempenho em Regime Permanente	51
4.5	Comparação entre Resultados Teóricos e Experimentais	54
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	56
	REFERÊNCIAS	57

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema de Funcionamento	14
Figura 2.1 – Definição das dimensões do dispositivo modelado	17
Figura 2.2 – Volume de controle típico	24
Figura 2.3 – Função de interpolação linear por partes	25
Figura 2.4 – Volumes de controle junto ao contorno superior	26
Figura 2.5 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (bloco de cobre)	31
Figura 2.6 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (bloco de cobre)	32
Figura 2.7 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (tubo de calor)	32
Figura 2.8 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (tubo de calor)	33
Figura 2.9 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (tubo com ar)	33
Figura 2.10 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (tubo com ar)	34
Figura 2.11 – Temperatura do aquecedor em função da potência dissipada	35
Figura 3.1 – Dimensões do tubo de calor retangular construído	37
Figura 3.2 – Dispositivo de teste construído	38
Figura 3.3 – Detalhe do sistema de inclinação	38
Figura 3.4 – Vista frontal do aquecedor	39
Figura 3.5 – Vista lateral do aquecedor	39
Figura 3.6 – Montagem do aquecedor no dispositivo	40
Figura 3.7 – Tubo de calor construído	40

Figura 3.8 – Bloco de cobre utilizado com padrão	41
Figura 3.9 – Posicionamento do termopares no tubo de calor e bloco de cobre	41
Figura 4.1 – Distribuições de temperaturas para o bloco maciço	44
Figura 4.2 – Distribuições de temperaturas no tubo de calor	45
Figura 4.3 – Distribuições de temperaturas para o tubo de calor em condição de falha	46
Figura 4.4 – Efeito da inclinação de operação – bloco maciço	47
Figura 4.5 – Efeito da inclinação de operação – tubo de calor	48
Figura 4.6 – - Efeito da inclinação de operação - tubo de calor em condição de falha	49
Figura 4.7 – Resposta sob condições de variação de potência	50
Figura 4.8 – Teste em regime permanente do tubo de calor, com inclinação de 0°, com potência dissipada de 4,7 W	52
Figura 4.9 – Temperatura da resistência em função da potência dissipada	53
Figura 4.10 – Comparação entre resultados teóricos e experimentais	55

1. INTRODUÇÃO

1.1 Histórico

O tubo de calor é, essencialmente, um dispositivo de troca de calor que possui condutividade térmica bastante elevada, sendo um dos sistemas de maior eficiência de transferência de calor conhecidos atualmente. Devido a essa sua característica, é possível se transferir uma grande quantidade de calor através de uma seção transversal pequena e com pequenas diferenças de temperatura entre as fontes quente e fria.

O conceito de tubo de calor foi proposto por R. S. Gaugler em 1942, através de um pedido de patente homologado em 1944. Esta patente tratava-se de um dispositivo de refrigeração no qual o evaporador poderia ficar localizado acima do condensador sem necessidade de nenhum trabalho adicional para a movimentação do fluido. Este projeto foi baseado no tubo de Perkins, que basicamente é similar aos atualmente chamados termosifões e que foram desenvolvidos em 1892. O dispositivo de Gaugler entretanto, não foi utilizado preferindo-se sistemas tradicionais de refrigeração.

Em 1962, com o programa espacial americano, a idéia de Gaugler foi ressuscitada por Trefethen. A partir do ano seguinte, iniciou-se estudos mais relevantes com objetivos de aplicação em refrigeração de reatores nucleares e equalização de temperaturas de satélites artificiais. Grover, em 1963, “reinventa” o dispositivo de Gaugler, descrevendo o dispositivo, ao qual denominou *heat pipe*, apresentando os primeiros resultados experimentais. O primeiro trabalho publicado a respeito deste dispositivo ocorreu em 1964 no qual Grover et al (1964) apresentam resultados preliminares de tubos com água e com sódio como fluidos de trabalho.

Inicialmente, o desenvolvimento de aplicações dos tubos de calor foi voltado para aplicações espaciais, devido a este dispositivo operar bem em ambientes de microgravidade sem a necessidade de forças externas. Com o aumento da necessidade de se economizar energia devido aos altos custos de

produção, principalmente na Europa e Japão, a comunidade industrial voltou seus olhos para o tubo de calor por causa de sua versatilidade e potencial de aplicações.

Cotter (1965) desenvolveu, visando uma metodologia de projeto de tubos de calor, uma teoria completa equacionando de forma global e unidimensional os principais processos de transferência de calor, os escoamentos internos e também os principais limites de operação deste equipamento.

A partir da teoria de Cotter, as pesquisas foram direcionadas para o detalhamento dos processos envolvidos surgindo novas frentes de pesquisa, surgindo novas concepções de tubos de calor.

1.2 Tubos de Calor e o Resfriamento de Componentes Eletrônicos

A constante miniaturização e conseqüente integração de número cada vez maior de componentes eletrônicos em espaços reduzidos, além de possibilitar o avanço enorme dos sistemas também trouxe a necessidade de se conseguir formas mais efetivas de resfriamento dos componentes. Por este motivo, na última década houve um grande desenvolvimento de novas técnicas e dispositivos com esta finalidade. Dentre estes estudos destacam-se a utilização de tubos de calor integrados a sorvedouros e os relacionados ao uso de microcanais com circulação de refrigerante dentro do próprio componente eletrônico. A utilização desta última tecnologia exige que se tenha sistemas de armazenamento e distribuição do refrigerante, bombas para a circulação, etc, o que o torna viável para sistemas maiores e sem grande movimentação. Em sistemas como os de microcomputadores e workstations ainda é preferencial o uso de sorvedouros associados a ventiladores individuais e de circulação dos gabinetes.

Comercialmente existem um grande número de sorvedouros com diferentes configurações. Recentemente, com o surgimento dos processadores com frequência de operação elevada, foram disponibilizados, principalmente na Europa, Estados Unidos e Japão, sorvedouros com tubos de calor.

Os tubos de calor e termossifões são os sistemas de transporte de calor de maior eficiência conhecidos atualmente. A vantagem no uso destes dispositivos, ao invés dos convencionais, é a possibilidade de transporte de grandes quantidades de calor através de uma pequena área transversal e a uma distância considerável sem a necessidade de nenhuma forma adicional de energia. Outras vantagens são a simplicidade de construção, transporte de calor com pequenas diferenças de temperatura e a capacidade de controle nessa transferência.

Os termossifões, assim como os tubos de calor, são dispositivos que possuem uma condutividade térmica efetiva bastante elevada. Nesses dispositivos, calor é fornecido em uma das regiões do tubo, chamada de evaporador, e retirado em outra denominada de condensador. Entre essas duas regiões pode ou não existir uma região isolada, chamada de região adiabática. Como o fluido interno, em situações normais, permanece na condição de saturação líquido-vapor, o aumento de temperatura em parte do tubo causa um aumento da pressão local, que em conjunto com diferenças de densidade estabelecem condições de escoamento do vapor para a região mais fria, onde a pressão é conseqüentemente mais baixa. A diferença básica entre os dois reside no fato da não existência de estrutura porosa nos termossifões. Este fato determina que um termossifão necessita trabalhar com o evaporador em nível inferior ao condensador, pois o retorno do líquido ao evaporador deve se dar por gravidade. Dessa forma, a inclinação do tubo passa a ser um fator importante para seu desempenho. Já nos tubos de calor, a existência da estrutura porosa permite se utilizar este dispositivo em qualquer posição, pois o líquido pode retornar à região de evaporação pela ação da força de capilaridade dessa estrutura.

Apesar de ser menos versátil que o tubo de calor, o termossifão é de construção bem mais simples e econômica, o que torna sua aplicação atrativa em muitas situações práticas.

Na figura 1.1 são mostrados esquematicamente os dois dispositivos e suas diferenças construtivas.

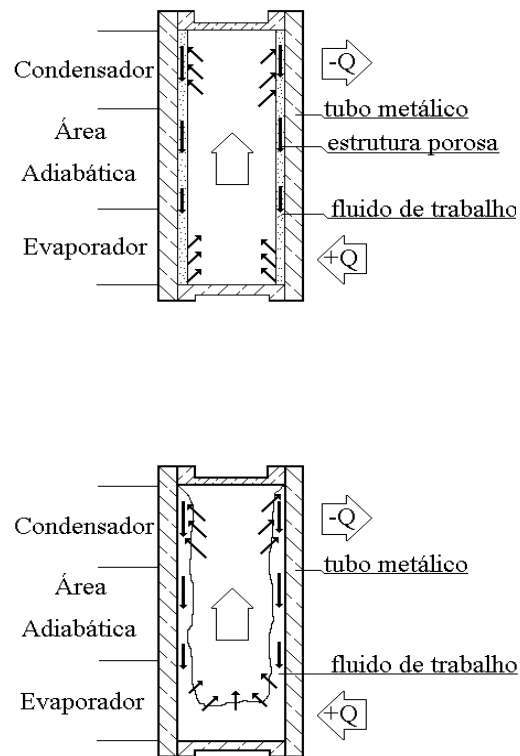


Figura 1.1 - Esquema de Funcionamento a) tubo de calor b) termossifão

A aplicação de tubos de calor em resfriamento de componentes eletrônicos vem sendo estudada e aplicada a vários anos. Uma boa visão do estado da arte pode ser encontrada no artigo de Groll et al. (1998) que é um trabalho de revisão de literatura em aplicação de tubos de calor e micro-tubos de calor em resfriamento de componentes eletrônicos patrocinado pelo programa europeu BRITE-EURAM, no qual são apresentados resultados de aproximadamente 150 referências.

Além do conhecimento do funcionamento do dispositivo, é também importante se determinar o desempenho dos mesmos quando montados em sistemas com múltiplas fontes e em compartimentos, para que se possa promover

a circulação adequada do fluido que retira o calor dissipado no equipamento com a menor potência despendida.

O meio mais barato é o controle térmico através da convecção natural. Dependendo da quantidade de calor gerada, o projeto de canais de circulação pode vir a propiciar um resfriamento adequado do sistema.

Em sistemas com densidades maiores de geração de calor, torna-se necessária a introdução de movimentação mecânica do ar ambiente através de ventiladores associados aos sorvedouros e a renovação do ar através de ventiladores acoplados aos gabinetes.

Em casos extremos é necessária a circulação de líquido e até mesmo a utilização de processos de mudança de fase de um refrigerante para se atingir níveis adequados de temperatura nos componentes.

Como é um assunto atual e de grande importância um grande número de trabalhos podem ser encontrados na literatura aberta e alguns destes trabalhos, que não constam descritos no trabalho de Groll et al. (1998), são comentados a seguir.

Sheppard (1969) apresenta um tubo de calor retangular, para resfriamento de circuitos integrados, sendo seu desempenho comparado com dissipadores convencionais. Basilus et al.(1987) propôs que o resfriamento de circuito impresso, com alta densidade de componentes, fosse feito por dois tubos planos, um de cada lado da placa.

Murakami et al. (1987) desenvolveram um trabalho sobre o tubo de calor de placa retangular, cujos tubos eram embutidos entre as placas. O tubo era feito de latão e usava água. Transferia 35W para uma numa certa inclinação.

Adami e Ymer (1990) publicaram o resultado de um trabalho experimental de um tubo de calor de cobre plano, usando água. Este tubo se estabilizava entre 30°C e 90°C. A transferência de calor chegou a 100W, obtida com uma diferença de temperaturas de 10°C.

No Brasil, o micro tubo de calor está sendo pesquisado em projetos de micro gravidade como acontece no Laboratório de Energia Solar e Núcleo de

Controle Térmico de Satélite da Universidade Federal de Santa Catarina (NCTS) em conjunto com a Agência Espacial Brasileira.

Howard e Peterson (1995) estudaram o uso de tubos de calor cilíndricos montado verticalmente sobre um condutor de base plana. O dispositivo relatado era composto de 16 tubos de calor e feitos de cobre, com 25,4 mm de comprimento, e montado sobre uma placa plana de alumínio. Cada tubo tinha 3,175 mm de diâmetro e 0,889 mm de espessura, utilizando água como fluido de trabalho. Eles compararam o funcionamento de dois sistemas diferentes, um contendo dez aletas circulares e um sem aletas.

Babin e Peterson (1989) também fizeram um trabalho experimental sobre três tubos de calor do tipo fole, sendo que um deles chegou a transmitir $200\text{W}/\text{cm}^2$ com diferença de temperaturas de 65K entre o condensador e o evaporador.

Gerark et al. (1987) e Zborl & Stulc (1988) utilizaram tubos planos colocados sobre circuitos impressos usando um aquecedor elétrico e convecção forçada e obtiveram bons resultados.

1.3 Objetivos deste Trabalho

Os objetivos deste trabalho são adquirir a tecnologia de construção de tubos planos, investigar o desempenho de tubos de calor sob diversas condições de operação e investigar os efeitos de perda de eficiência de resfriamento quando ocorre a falha por vazamento do fluido de trabalho.

2. ANALISE TEÓRICA

2.1 Descrição

Neste capítulo apresenta-se uma modelagem matemática para um tubo de calor na forma plana, considerando-se as regiões de entrada e saída de calor. Para isso é considerado um bloco de material metálico com uma cavidade centrada no mesmo e que é preenchida com o fluido de trabalho (Figura 2.1). Nesta cavidade, o fluido está na condição de saturação e em temperatura e título que dependem das condições de operação.

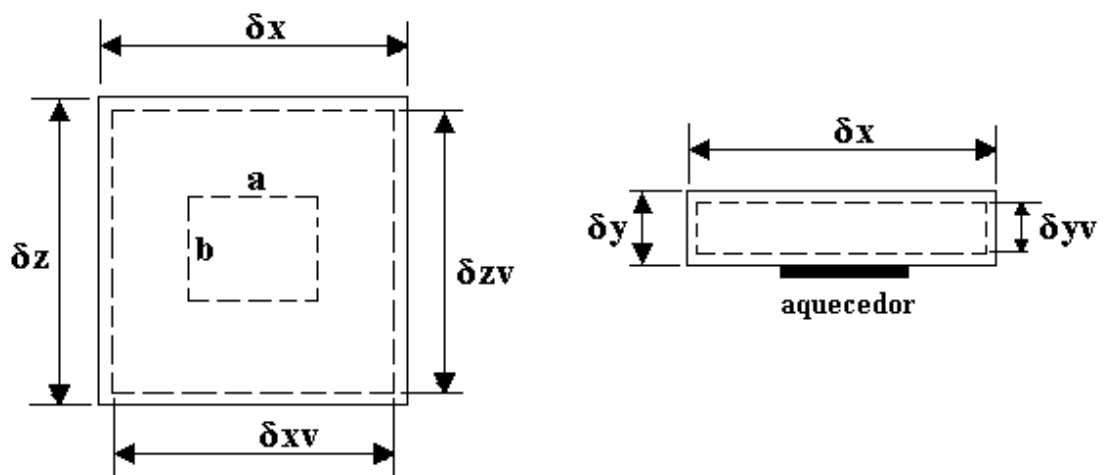


Figura 2.1 – Definição das dimensões do dispositivo modelado

Como simplificação do modelo matemático, inicialmente se considerou, para a transferência de calor na região de fluido, um modelo convectivo. Os coeficientes de transferência de calor por convecção durante a ebulição utilizados foram aqueles descritos em El-Genk e Saber (1998). Como estes coeficientes são extremamente elevados, uma consideração de temperatura uniforme, e igual à temperatura de saturação do fluido da cavidade, mostrou ser adequada e de implementação bastante mais fácil. Este procedimento foi então adotado, sendo que esta temperatura depende das condições de operação do sistema e é obtida durante o processo de solução.

A modelagem matemática, baseada no dispositivo da figura 2.1 é mostrada no próximo item.

2.2 – Modelo Matemático

O processo de transferência de calor na estrutura metálica é representado pela equação da condução tridimensional para um sólido isotrópico. Assim, a equação a ser resolvida será:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.1)$$

sendo k a condutividade térmica do material da carcaça do tubo.

Como já discutido na introdução deste capítulo, a temperatura do fluido de trabalho será considerada como constante e igual à temperatura de saturação do fluido em determinada condição de trabalho. A obtenção desta temperatura será feita durante o processo numérico de solução e o procedimento é descrito durante a discussão da implementação deste procedimento.

As condições de contorno, para os contornos externos do domínio de cálculo são:

Na base do tubo $-y = 0$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_0'' \quad \text{para } x \text{ e } z \text{ contidos na região do aquecedor} \quad (2.2)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0 \quad \text{para } x \text{ e } z \text{ fora do aquecedor} \quad (2.3)$$

sendo q_0'' o fluxo de calor proveniente do aquecedor.

Na parte superior do tubo $-y = \delta y$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=\delta y} = h(T - T_\infty) \quad (2.4)$$

na qual T_∞ é a temperatura ambiente e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Na lateral – $x=0$, $0 \leq y \leq \delta y$, $0 \leq z \leq \delta z$

$$+k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_1(T - T_\infty) \quad (2.5)$$

Na lateral – $x=\delta x$, $0 \leq y \leq \delta y$, $0 \leq z \leq \delta z$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=\delta x} = h_2(T - T_\infty) \quad (2.6)$$

Na lateral – $0 \leq x \leq \delta x$, $0 \leq y \leq \delta y$, $z=0$

$$+k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = h_3(T - T_\infty) \quad (2.7)$$

Na lateral – $0 \leq x \leq \delta x$, $0 \leq y \leq \delta y$, $z=\delta z$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=\delta z} = h_4(T - T_\infty) \quad (2.8)$$

Para as interfaces entre a estrutura e a região do fluido de trabalho, todas as condições de contorno serão consideradas como sendo do tipo temperatura especificada. Assim :

$$T = T_v \text{ em todas as interfaces sólido-fluido} \quad (2.9)$$

A determinação da temperatura T_v deve ser feita de maneira iterativa e o valor procurado é aquele para o qual a taxa de transferência de calor injetada pela resistência é igual à perda por convecção para o ambiente, ou seja:

$$q_0'' A_{aq} = \int_{A_s} h (T_s - T_\infty) dA_s \quad (2.10)$$

na qual A_{aq} é a área do aquecedor em contato com o tubo de calor e A_s a área total em contato com o ar ambiente. Note que o coeficiente h pode variar em cada superfície dependendo da forma como o tubo perde calor para o ambiente.

2.3 – Adimensionalização das Equações

Com a finalidade de diminuir o número de parâmetros a serem variados durante as simulações, foram efetuadas as seguintes transformações adimensionais :

$$x^* = \frac{x}{\delta y} \quad y^* = \frac{y}{\delta y} \quad z^* = \frac{z}{\delta y} \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{q_0'' \frac{\delta y}{k}} \quad (2.11)$$

A substituição destas novas variáveis na equação 2.1 e nas condições de contorno resulta em:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^{*2}} = 0 \quad (2.12)$$

$$-\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = 1 \quad \text{para } x \text{ e } z \text{ contidos na região do aquecedor} \quad (2.13)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = 0 \quad \text{para } x \text{ e } z \text{ fora do aquecedor} \quad (2.14)$$

$$-\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_{y^*=1} = Bi \theta \quad 0 \leq x^* \leq \delta x / \delta y \quad \text{e} \quad 0 \leq z^* \leq \delta z / \delta y \quad (2.15)$$

$$+\left.\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right|_{x^*=0} = \text{Bi}_1 \theta \quad 0 \leq y^* \leq 1 \text{ e } 0 \leq z^* \leq \delta z / \delta y \quad (2.16)$$

$$-\left.\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right|_{x^*=\delta x / \delta y} = \text{Bi}_2 \theta \quad 0 \leq y^* \leq 1 \text{ e } 0 \leq z^* \leq \delta z / \delta y \quad (2.17)$$

$$+\left.\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right|_{z^*=0} = \text{Bi}_3 \theta \quad 0 \leq x^* \leq \delta x / \delta y \text{ e } 0 \leq y^* \leq 1 \quad (2.18)$$

$$-\left.\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right|_{z^*=\delta z / \delta y} = \text{Bi}_4 \theta \quad 0 \leq x^* \leq \delta x / \delta y \text{ e } 0 \leq y^* \leq 1 \quad (2.19)$$

$$\theta = \theta_v = \frac{T_v - T_\infty}{q_0'' \delta y / k} \quad \text{para as interfaces fluido - estrutura} \quad (2.20)$$

$$\text{com } \text{Bi} = \frac{h \delta y}{k}.$$

Como um dos objetivos deste trabalho foi o de verificar as condições de funcionamento em caso de falha do tubo de calor (vazamento do fluido de trabalho), o modelo matemático foi adequado para simular esta situação.

Quando ocorre o vazamento do fluido de trabalho, e a conseqüente entrada de ar no tubo, o espaço reservado ao fluido fica preenchido com uma mistura de vapor do fluido de trabalho e com ar. Então, o processo de transferência de calor nesta região passa a ser dominado pela convecção natural ou pela condução, dependendo das dimensões da cavidade formada.

Da literatura clássica de transferência de calor, a convecção natural em uma cavidade retangular ocorre para (Incropera e DeWitt,2002):

$$\text{Ra}_L = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} > 1708 \quad (2.21)$$

na qual L é a distância entre as superfícies aquecidas, ΔT é a diferença de temperaturas entre elas, β é o coeficiente volumétrico de expansão térmica, ν é a viscosidade cinemática e α a difusividade térmica. Estas propriedades do fluido devem ser tomadas em uma temperatura média entre as duas superfícies.

Uma análise preliminar, realizada considerando as características da aplicação desejada (resfriamento de componentes eletrônicos), mostrou que, para a ocorrência de número de Rayleigh superior a 1708, numa cavidade cujas propriedades foram tomadas a uma temperatura média de 40°C e cujo espaço entre as superfícies é da ordem de 5 mm, a diferença de temperatura entre as duas superfícies deve ser da ordem de 500°C o que não é possível ocorrer. Assim foi adotado um modelo puramente condutivo para a transferência de calor no fluido.

As condições de contorno nas interfaces entre a estrutura metálica e o fluido são obtidas pela condição de continuidade da função temperatura e do fluxo de calor e a transferência no interior do fluido será obtida pela solução da equação da condução no meio. Em termos das variáveis adimensionais utilizadas, estas equações serão escritas como:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^{*2}} = 0 \quad \text{na região do fluido} \quad (2.22)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial n^*} \right|_{\text{sólido}} = \frac{k_f}{k} \left. \frac{\partial \theta}{\partial n^*} \right|_{\text{fluido}} \quad \text{na interface} \quad (2.23)$$

e

$$\theta_{\text{sólido}} = \theta_{\text{líquido}} \quad \text{na interface} \quad (2.24)$$

Nestas equações k_f é a condutividade térmica do fluido e n^* representa a direção normal à interface que está sendo considerada.

2.4 – Discretização das Equações

A solução das equações descritas não é possível de ser realizada analiticamente, devendo-se partir então para a obtenção de soluções numéricas. Com este objetivo foi utilizado o método de volumes de controle, idealizado por Patankar (1980).

Como todo método numérico para equações elípticas, a equação diferencial é transformada em um sistema de equações algébricas em função dos valores da variável dependente em pontos específicos denominados de pontos nodais.

No método de volumes finitos, inicialmente é definida uma grade de cálculo cujas intersecções são os pontos nodais. Ao redor de cada ponto nodal é então definido um volume de controle (ou sistema) no qual a equação diferencial é integrada. Após a integração, os valores dos fluxos nas interfaces são avaliados utilizando-se funções de interpolação em função dos valores das variáveis nos pontos nodais.

Para o domínio de cálculo já descrito, foi estabelecida uma grade uniforme nas três direções porém com espaçamentos diferentes em cada direção. Para evitar o aparecimento de volumes de controle incompletos, foi utilizada a técnica sugerida por Patankar (1980) onde são primeiramente definidos os volumes de controle e os pontos nodais ficam definidos como sendo o centro de cada volume. Nesta técnica não existem pontos nodais sobre as fronteiras e a implementação de condições de contorno de fluxo de calor conhecido é bastante facilitada.

Para a geometria cartesiana em três dimensões, o volume de controle típico gerado na criação da malha é o mostrado na figura 2.2. O ponto P representa o ponto nodal do centro do volume de controle e os pontos E, W, N, S, B e T são os pontos vizinhos nas direções x, y e z respectivamente. Os pontos e, w, n, s, b, t são os pontos centrais das faces do volume de controle nas respectivas direções. Para uma grade uniforme (Δx , Δy , Δz constantes) para todos os volumes de controle, porém não necessariamente iguais entre si), a

distância entre o ponto central do volume de controle e o ponto central de uma face é igual a metade da distância entre dois pontos nodais na mesma direção.

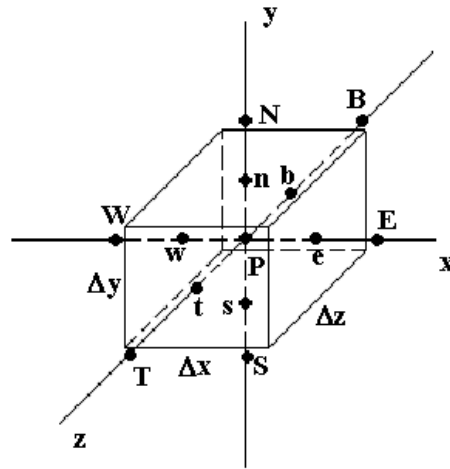


Figura 2.2 – Volume de controle típico

A integração da equação 2.12 é realizada sobre este volume de controle como segue:

$$\int_b^t \int_s^e \int_w^n \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} dx^* dy^* dz^* + \int_b^t \int_s^e \int_w^n \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{*2}} dy^* dx^* dz^* + \int_s^e \int_w^n \int_b^t \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^{*2}} dz^* dx^* dy^* = 0 \quad (2.25)$$

Como as funções são contínuas a ordem de integração pode ser qualquer, o que facilita a avaliação das integrais. O resultado da integração será :

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial x^*} \right|_w^e \Delta y^* \Delta z^* + \left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_s^t \Delta x^* \Delta z^* + \left. \frac{\partial \theta}{\partial z^*} \right|_b^t \Delta x^* \Delta y^* = 0 \quad (2.26)$$

Após a integração, o próximo passo é se avaliar o valor das derivadas, utilizando uma função de interpolação, em função dos valores da variável no ponto nodal P e nos seus vizinhos. Como a equação da condução é linear e o processo de transferência de calor é difusivo, Patankar mostra que uma função de interpolação linear por partes leva a uma discretização de 2ª ordem (para grade

uniforme na direção considerada) e que é equivalente ao esquema chamados de diferenças centradas. Na figura 2.3 são mostrada as funções para a direção x.

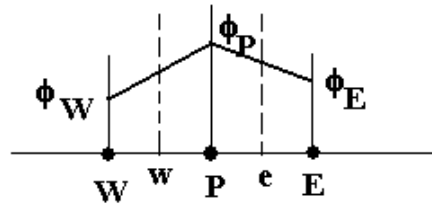


Figura 2.3 – Função de interpolação linear por partes

Utilizado a função mostrada na figura 2.3, pode-se avaliar as derivadas na direção x escrevendo :

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_w = \frac{\theta_P - \theta_W}{\Delta x} \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_e = \frac{\theta_E - \theta_P}{\Delta x} \quad (2.27)$$

e de forma análoga, o procedimento pode ser estendido para as outras direções. A substituição das derivadas pelas diferenças na equação 2.26 resulta em um sistema de equações algébricas na forma:

$$a_p \theta_p = a_e \theta_e + a_w \theta_w + a_n \theta_n + a_s \theta_s + a_t \theta_t + a_b \theta_b + b \quad (2.28)$$

cujos coeficientes são calculados por:

$$\begin{aligned} a_e &= \frac{A_e}{\Delta x} & a_w &= \frac{A_w}{\Delta x} \\ a_n &= \frac{A_n}{\Delta y} & a_s &= \frac{A_s}{\Delta y} \\ a_t &= \frac{A_t}{\Delta z} & a_b &= \frac{A_b}{\Delta z} \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$a_p = a_e + a_w + a_n + a_s + a_t + a_b$$

$$b = 0$$

e os A 's são as áreas das respectivas faces do volume de controle.

A inserção das condições de contorno deve então ser realizada. Para os pontos na face inferior do tubo de calor, a derivada na face sul da equação 2.26 deve ser substituída pelo valor -1 sobre o aquecedor (condição de contorno 2.13) desaparecendo o termo a_s para estes pontos e o termo independente b passa a possuir o valor

$$b = A_s \quad (2.30)$$

Para os pontos deste contorno e fora do aquecedor, $a_s = 0$ e $b = 0$.

De forma análoga são introduzidas as demais condições de contorno do tipo fluxo de calor. Como exemplo de aplicação de uma condição de convecção, considere a condição dada em 2.15, que vale para a superfície superior do tubo. Os volumes de controle nesta região possuem a forma mostrada na figura 2.4, considerando um corte num plano $z = \text{constante}$.

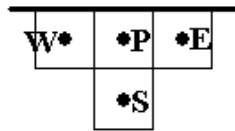


Figura 2.4 Volumes de controle junto ao contorno superior

A condição 2.15, repetida aqui para facilitar a compreensão, é:

$$-\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_{y^*=1} = \text{Bi} \theta$$

que representa a derivada na face norte do volume de controle. Assim:

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_n = -\text{Bi} \theta_p \quad (2.31)$$

e a substituição deste termo na equação 2.26 resultará nos mesmos coeficientes dados em 2.29, exceto que:

$$a_N = 0 \quad \text{e} \quad a_p = a_E + a_W + a_S + a_T + a_B + \text{Bi} A_n \quad (2.31)$$

As condições de temperatura conhecida sobre o contorno exige o recálculo do coeficiente da direção afetada por esta condição. Suponha que a temperatura conhecida esteja na face norte do volume de controle da figura 2.4. Neste caso, a avaliação da derivada será feita como:

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right|_n = \frac{\theta_c - \theta_p}{\Delta y / 2} \quad (2.32)$$

em que θ_c é o valor conhecido. Esta aproximação levará à alteração dos coeficientes :

$$a_N = 0 \quad a_p = a_E + a_W + a_S + a_T + a_B + 2 \frac{A_n}{\Delta y} \quad b = 2 \frac{A_n}{\Delta y} \theta_c \quad (2.33)$$

De forma análoga pode-se alterar os coeficientes para as outras condições de contorno de temperatura conhecida.

Finalmente, a imposição de temperatura conhecida em nós interiores pode ser feita utilizando a técnica de bloqueio de células, descrita por Patankar, que consiste em somar ao termo a_p por um valor elevado e somar ao termo b este mesmo valor multiplicado pelo valor conhecido, ou seja:

$$a_p = a_p + 10^{30} \quad \text{e} \quad b = b + 10^{30} \theta_c \quad (2.34)$$

Como o computador trabalha com matemática de ponto flutuante, os termos menores serão eliminados na soma com o termo grande e o resultado será o valor de θ_c predominante no volume de controle.

Após a inclusão de todas as condições de contorno, chega-se a um sistema de equações algébricas cuja solução será aproximadamente igual à solução das equações diferenciais.

Para o caso particular da existência de ar na região de fluido, a discretização será a mesma já descrita, necessitando entretanto se introduzir nos coeficientes relativos às faces do volume de controle que coincidem com a interface sólido-fluido de um coeficiente difusivo que garanta a continuidade do fluxo de calor. Isso pode ser feito alterando-se estes coeficientes para:

$$a_{\xi} = \frac{k_{ef}^* A_{\xi}}{\Delta \xi} \quad (2.35)$$

sendo ξ o índice que representa a face sobre a interface. O coeficiente k_{ef}^* representa a condutividade térmica efetiva da face do V.C. já adimensionalizada. Para uma grade uniforme, e já utilizando os parâmetros adimensionais definidos, Patankar recomenda o uso da média geométrica dos dois coeficientes. Assim, para o caso em estudo :

$$k_{ef}^* = \frac{2(k_f k)/(k_f + k)}{k} \quad (2.36)$$

2.5 – Processo de Solução Numérica

Após a realização da discretização e conseqüente obtenção do sistema de equações algébricas cujas incógnitas são os valores da variável dependente nos pontos da grade, deve-se passar para a solução deste sistema de equações.

O sistema obtido é do tipo:

$$[A]\{\theta\} = \{b\} \quad (2.37)$$

sendo a matriz $[A]$ uma matriz do tipo banda com 7 diagonais não nulas e com largura de banda igual a N^2 , sendo N o número de pontos da grade. O armazenamento de toda a matriz leva à utilização de uma grande área de memória sendo entretanto, armazenados muitos valores nulos.

Existem muitos métodos de armazenamento e solução de sistemas com matrizes esparsas porém, neste trabalho, se optou por um método bastante simples que combina o método iterativo de Gauss-Siedel com o método direto para matrizes tridiagonais, gerando o procedimento chamado de linha a linha. Neste caso utiliza-se uma metodologia explícita para duas direções, sendo os termos $a_{\xi\phi_{\xi}}$ dos pontos vizinhos ao ponto P nestas direções considerados valores conhecidos e incorporados ao termo b . Os valores da variável dependente utilizados são aqueles da direção anterior. Desta forma, a matriz a se torna uma matriz tridiagonal que pode ser solucionada utilizando o algoritmo de Thomas. Durante o processo iterativo, deve-se alternar as direções explícitas para aumentar a taxa de convergência. Este processo é ainda bastante lento quando se trata de problemas tridimensionais porém, foi utilizado devido à facilidade de programação.

Como o processo de solução é iterativo, é necessário um critério de convergência. O critério utilizado foi baseado na norma euclidiana pela expressão:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\sum_k R_k^2}}{N} \leq 10^{-7} \quad (2.38)$$

sendo R_k o resíduo da k -ésima equação algébrica e N o número total de pontos da grade. Como se tomou um resíduo médio, para se evitar resíduos grandes em pontos específicos do domínio, também foi exigido que:

$$\max(|R_k|) \leq 10^{-5} \quad (2.39)$$

Outro ponto que deve ser destacado é a determinação da temperatura do vapor no tubo de calor. O procedimento numérico utilizado parte de um valor arbitrado para esta temperatura, sendo solucionado o problema. Após a convergência, verifica-se a taxa de transferência de calor para o ambiente realizando a integração numérica do segundo membro da equação 2.10 e compara-se com a taxa injetada pelo aquecedor. A nova estimativa para a temperatura do vapor é então obtida por:

$$\theta_v^k = \frac{q_{conv}^*}{q_{res}^*} \theta_v^{k-1} \quad (2.40)$$

sendo k o número da iteração.

2.6 – Resultados Numéricos

A seguir são apresentados alguns resultados obtidos com modelo matemático e o procedimento numérico descritos.

Foi utilizado um tubo de calor com as seguintes relações entre as dimensões (vide figura 2.1):

$$\begin{aligned} \delta x &= \delta z = 10 \delta y \\ \delta x_v &= \delta z_v = 9 \delta y \\ \delta y_v &= 8 \delta y \\ a &= 5 \delta y \\ b &= 2,5 \delta y \end{aligned} \quad (2.41)$$

Estes valores correspondem aos do tubo de calor construído e testado no Laboratório da Área Térmica da UNESP-Campus de Guaratinguetá cujos resultados de testes experimentais são apresentados no próximo capítulo.

Como padrão de comparação, foi realizada inicialmente, simulação com um bloco metálico maciço de cobre, com as mesmas dimensões externas daquelas do tubo de calor.

Os resultados mostrando as isotermas são apresentados nas figuras 2.5, para um o plano xy no centro da direção z e 2.6a e 2.6b que mostram os planos xz em $y=0$ e $y=\delta y$, respectivamente. Pode-se notar que existe uma maior transferência de calor na região central dos planos xz o que era de se esperar devido à alta condutividade térmica do cobre. Nota-se a simetria da distribuição de temperaturas, o que também era esperado, e o que de certa forma ajuda a mostrar a coerência do programa desenvolvido.

Nesta simulação foi utilizado o mesmo valor de Bi para todas as superfícies, e em particular o valor $Bi= 8 \times 10^{-3}$. Este número é pequeno devido à dimensão utilizada como característica na adimensionalização (vide definição após a equação 2.20).

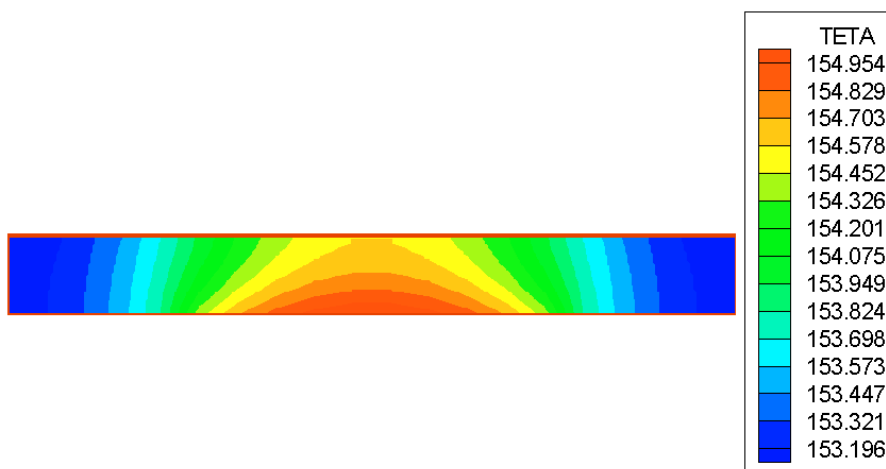


Figura 2.5 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (bloco de cobre)

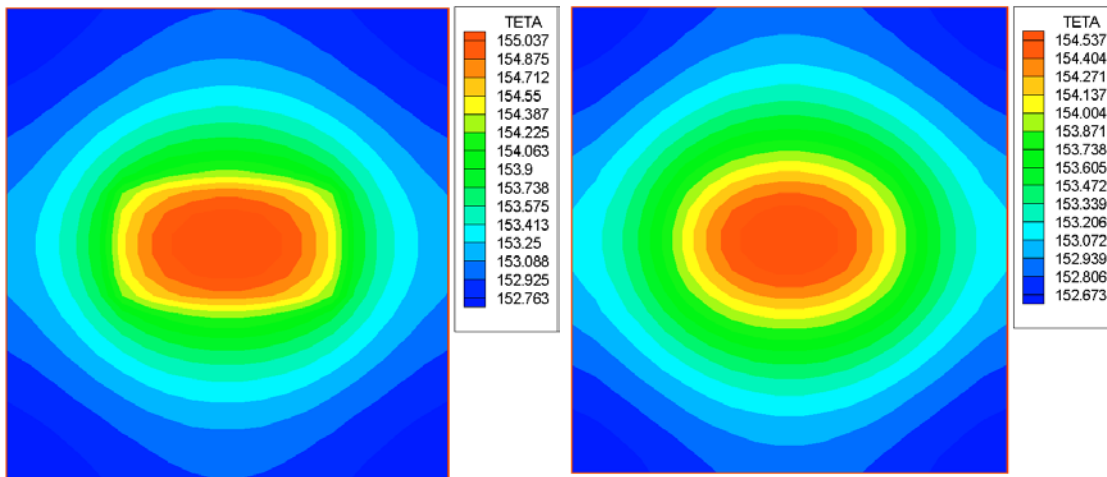


Figura 2.6 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (bloco de cobre)

Os mesmos parâmetros foram utilizados para a simulação do tubo de calor e os resultados obtidos são apresentados nas figuras 2.7 e 2.8. Nota-se que existe uma maior homogeneidade da temperatura ao longo de todo o dispositivo, que é uma das características do tubo de calor. Isso faz com que a transferência de calor se dê de forma mais efetiva e as temperaturas alcançadas são menores daquelas obtidas na simulação anterior.

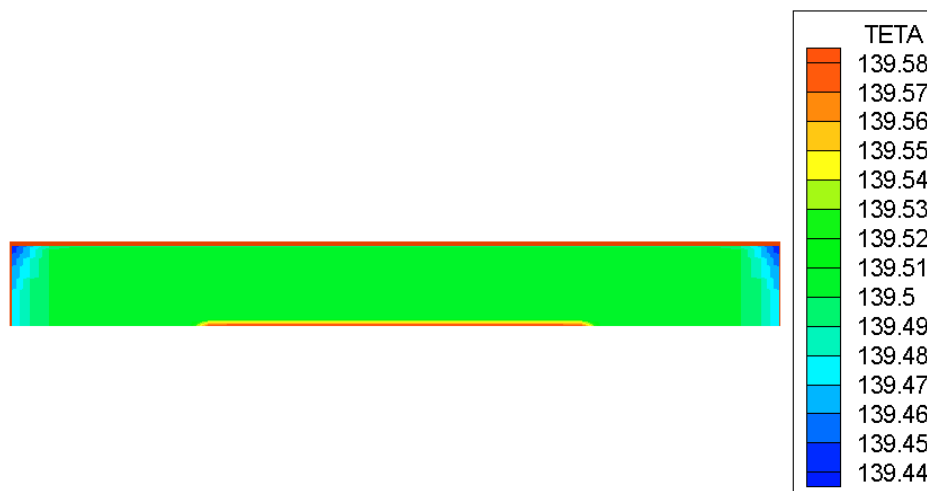


Figura 2.7 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (tubo de calor)

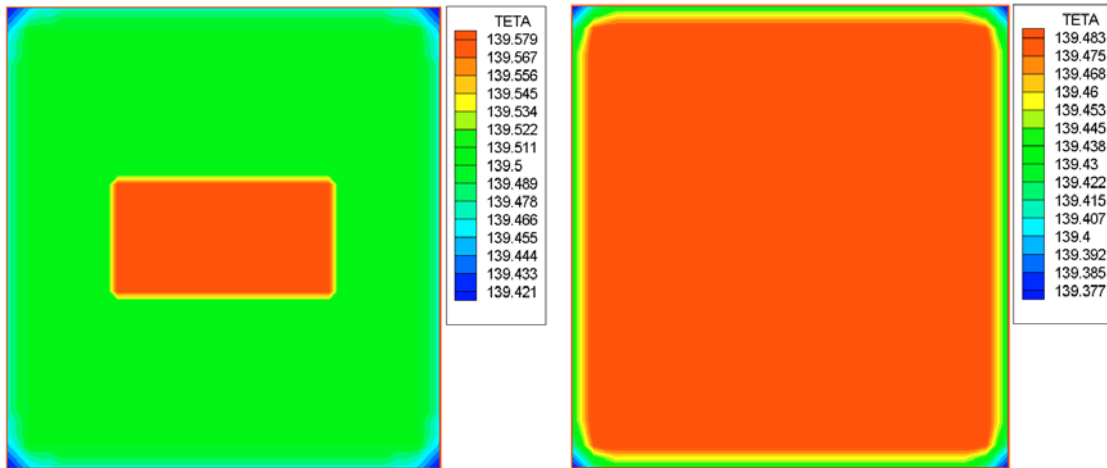


Figura 2.8 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (tubo de calor)

Finalmente, nas figuras 2.9 e 2.10 são mostradas as distribuições de temperaturas para o caso do tubo de calor com o espaço de fluido preenchido com ar.

Pela figura 2.9 nota-se gradientes de temperaturas maiores devido à dificuldade de transferência de calor na região central do dispositivo e o aumento da temperatura junto às bordas, que irão funcionar com aletas.

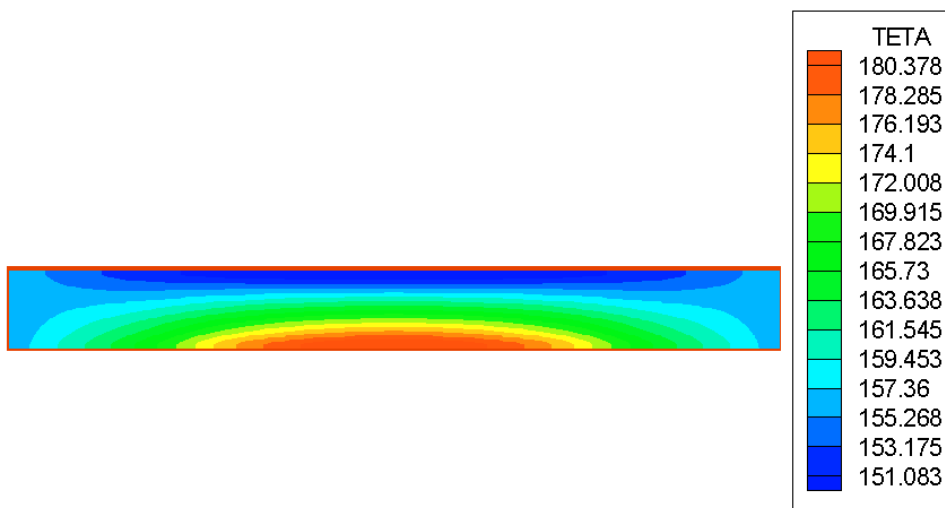


Figura 2.9 – Distribuição de temperaturas adimensionais no plano xy médio na direção z (tubo com ar)

Este comportamento pode ser melhor visualizado analisando os dois planos mostrados na figura 2.10. Nota-se temperaturas mais elevadas no centro do plano xz mais do aquecedor (figura 2.10a) e no plano superior as temperaturas junto às bordas são maiores que no centro (figura 2.10b).

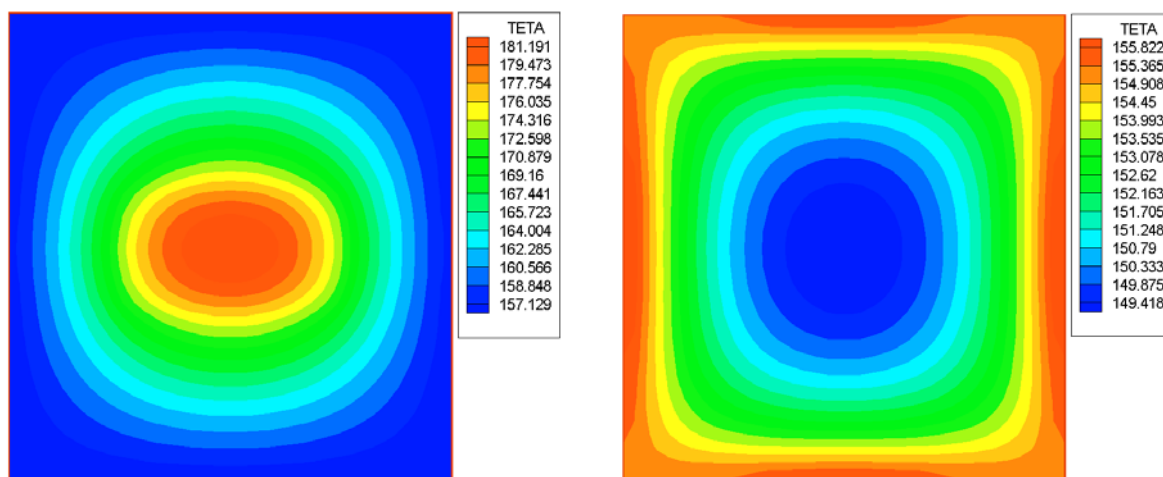


Figura 2.10 – Isotermas no plano xz em a) $y=0$ e b) $y=\delta y$ (tubo com ar)

Como o objetivo deste trabalho é o estudo do resfriamento de componentes eletrônicos, uma informação importante é a variação da temperatura da fonte quente em função da potência dissipada por esta fonte. Por este motivo, foram realizadas algumas simulações para se ter uma idéia deste comportamento.

Na figura 2.11 estão apresentados os resultados das simulações para potências na faixa de 4 a 8 W considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção de $30 \text{ W/m}^2\text{K}$ e temperatura ambiente de 24°C . Este resultado serviu para dar um indicativo das faixas de potência que deveriam ser investigadas experimentalmente sem o risco da queima do componente.

O comportamento observado no gráfico é coerente com a teoria de transferência de calor, podendo-se caracterizar uma resistência térmica para cada um dos dispositivos, visto que o comportamento temperatura x taxa de transferência de calor é linear.

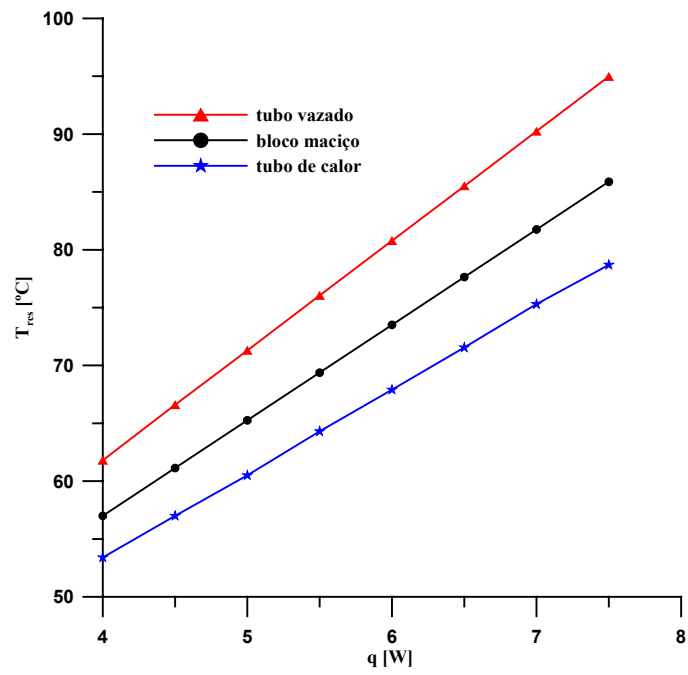


Figura 2.11 – Temperatura do aquecedor em função da potência dissipada

3. DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

Para o estudo experimental de tubos de calor no resfriamento de componentes eletrônicos, foi construído um tubo de calor retangular, utilizando o refrigerante R11 como fluido de trabalho.

O principal problema na construção de tubos de calor retangulares está relacionado com sua resistência estrutural. O ideal é se ter o invólucro metálico o mais fino possível, para se diminuir ao máximo as resistências térmicas e principalmente se reduzir o peso final do dispositivo.

Quando se reduz muito a parede do tubo, durante o processo de evacuação realizado para a introdução do fluido de trabalho, normalmente o tubo sofre um colapso. Outro problema ocorre durante a operação do tubo em temperaturas elevadas, pois com o aumento da pressão interna tende-se a ter a deformação das superfícies planas.

Na construção do tubo utilizado nestes ensaios se optou por partir de um bloco de cobre, de seção transversal quadrada de 60 mm de lado após o fechamento, e de 6 mm de espessura. A construção da região de fluido foi feita pela abertura de furos em duas direções cruzadas, com a retirada mecânica do material restante, exceto na região central do tubo, para garantir uma resistência ao colapso por evacuação e por expansão sob pressão. Foi dado um acabamento interno eliminando apenas as rebarbas.

As laterais por onde se abriu a cavidade foi então fechada utilizando duas pequenas chapas de cobre de 3 mm de espessura soldadas no bloco. Foi introduzido o tubo capilar para possibilitar a evacuação e o enchimento do dispositivo.

As dimensões finais do tubo de calor são então as mostradas na figura 3.1.

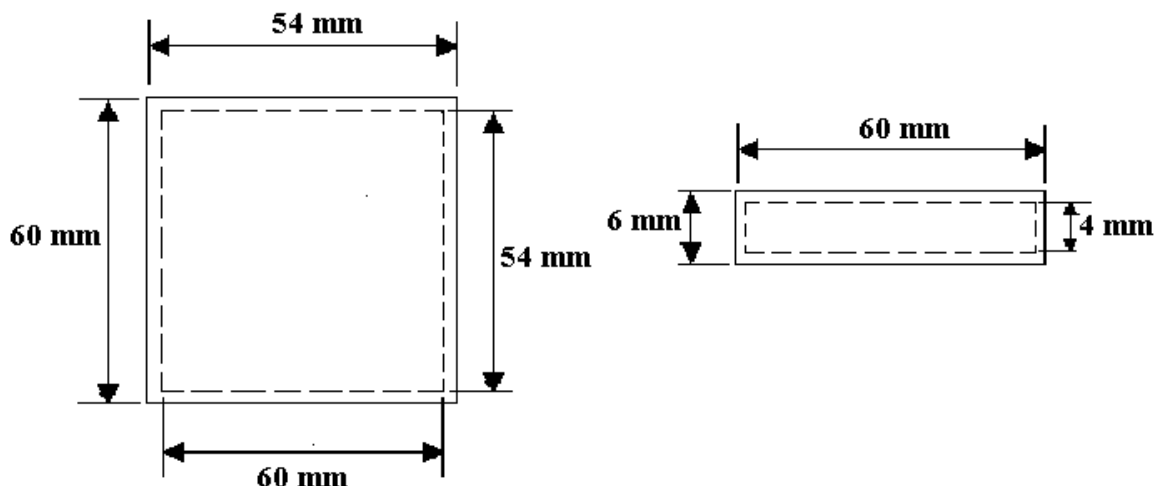


Figura 3.1 – Dimensões do tubo de calor retangular construído.

Para a realização dos testes foi também construído um dispositivo que permite a variação do ângulo de inclinação de operação do sistema, constituído de uma pequena mesa articulada em uma das laterais e de um sistema de guias para fixação e controle do ângulo. Um sistema com uma régua e um transferidor com divisões de $0,5^\circ$ foi adaptado ao dispositivo permitindo assim uma certa qualidade na medida do ângulo de inclinação.

O aquecedor utilizado foi uma resistência elétrica de 30Ω e 15W, montada em um dissipador de alumínio anodizado, com uma das faces planas. Esta resistência foi embutida em um bloco de gesso de 63 mm x 63 mm x 60 mm, sendo que a face plana do dissipador ficava exposta. Este bloco foi montado em uma cavidade existente na mesa giratória e o tubo de calor foi fixado sobre a resistência. Para reduzir a resistência térmica de contato, foi utilizada uma pasta térmica de montagem de sorvedouros em processadores de computador.

O dispositivo em sua forma final bem como alguns de seus componentes podem ser vistos nas fotos das figuras de 3.2 a 3.8.



Figura 3.2 – Dispositivo de teste construído



Figura 3.3 – Detalhe do sistema de inclinação

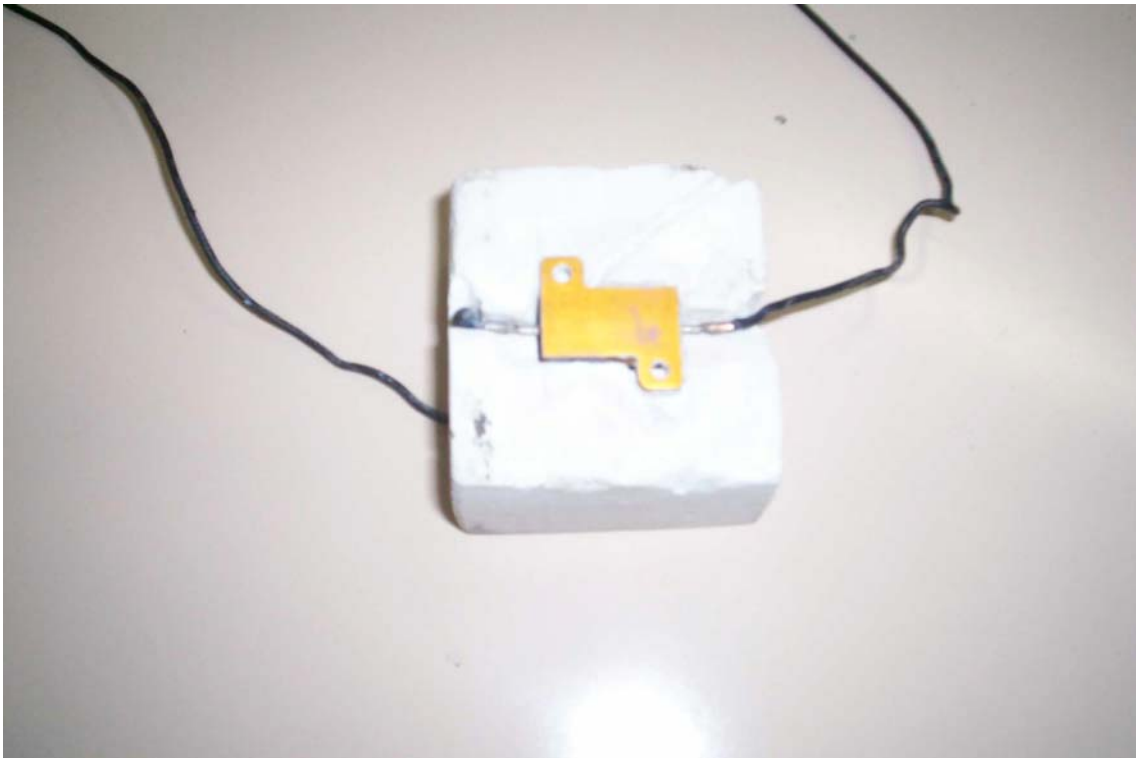


Figura 3.4 – Vista frontal do aquecedor

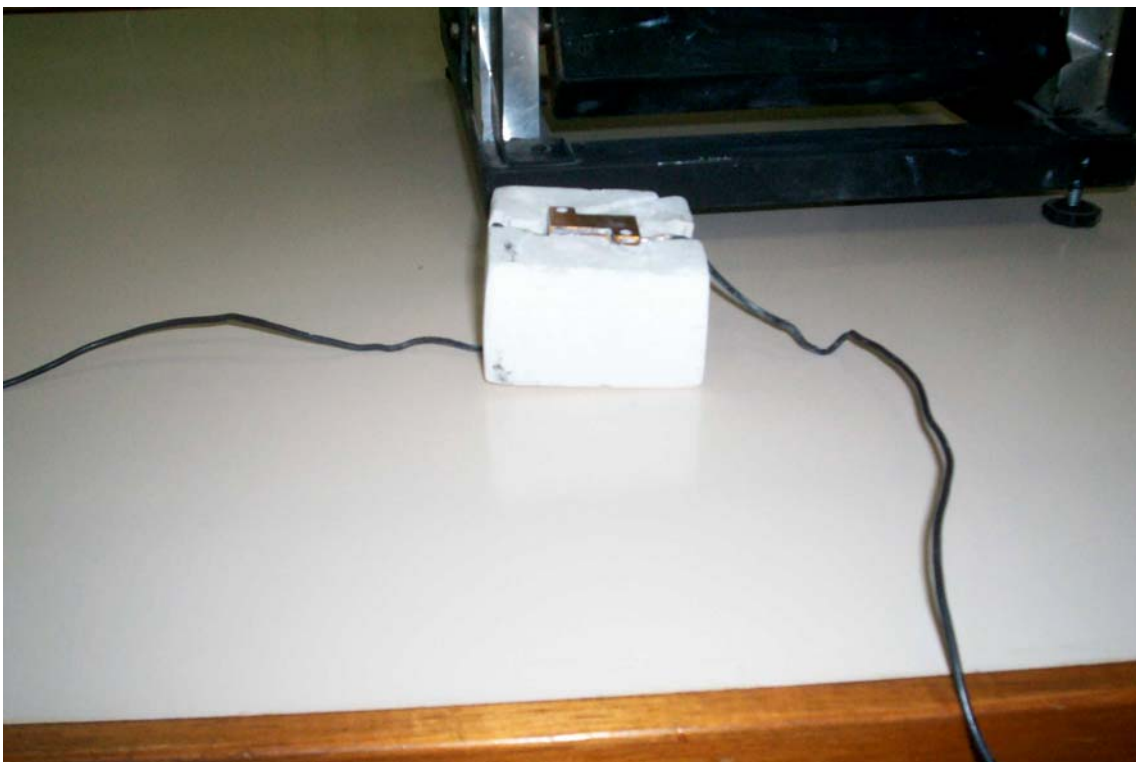


Figura 3.5 – Vista lateral do aquecedor



Figura 3.6 – Montagem do aquecedor no dispositivo (na foto, para melhor visualização, o aquecedor não está totalmente encaixado no dispositivo)



Figura 3.7 - Tubo de calor construído



Figura 3.8 – Bloco de cobre utilizado como padrão

Para a realização das medidas, foram fixados 5 termopares em posições distintas do tubo de calor e do bloco de cobre, cujas posições são as da figura 3.9, e um termopar fixado no dissipador da resistência elétrica. Os termopares utilizados são do tipo J (cobre-constantan) e foram verificadas a qualidade das medidas utilizando banhos isotérmicos com temperaturas medidas com termômetros com divisões de $0,5^{\circ}\text{C}$.

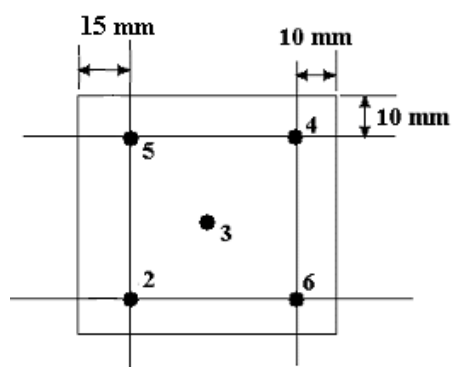


Figura 3.9 – Posicionamento do termopares no tubo de calor e bloco de cobre

As medidas experimentais foram registradas de forma contínua pela utilização de uma placa de aquisição de dados Linx-CAD12/32 com módulos de condicionamento de sinal LINX-PCX810 e software de aquisição LINX-AQDADOS.

A potência dissipada na resistência foi calculada através de medida de tensão e corrente elétrica utilizando um voltímetro e um amperímetro digitais com divisões de centésimos de volt e de ampère.

A programação dos testes envolveu alguns tipos de regimes de operação, visando a obtenção de informações sob condições específicas. Assim, foram realizados :

Testes em regime permanente : o sistema era ligado e se esperava por 2 horas para se garantir a estabilização. Após este tempo era feita a aquisição de dados durante cerca de 30 minutos. Estes testes foram repetidos para diversas inclinações, mantendo-se a potência dissipada.

Testes em regime transiente : a aquisição de dados foi realizada desde o momento da ativação da resistência elétrica, durante um tempo de 90 a 120 minutos. Também variou-se a potência dissipada e o ângulo de inclinação.

Testes em regime transiente com alteração de potência dissipada : ajustava-se uma potência dissipada e se adquiria os dados durante 40 min. Após este tempo se alterava a potência para um valor mais elevado por igual período e finalmente se retornava aos níveis iniciais.

4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos com o dispositivo descrito no capítulo anterior.

Todos os testes foram realizados pelo menos três vezes sob mesmas condições para garantir a consistência dos resultados. Nos gráficos que apresentam consolidação de resultados, como é o caso da variação da temperatura da resistência com a potência dissipada no aquecedor, foram considerados valores médios dos testes.

Como os testes são de longa duração, uma preocupação foi a variação da temperatura ambiente ao longo de todo o período de testes, pois o ambiente de teste não era climatizado. Felizmente, durante todo o período, a variação máxima da temperatura do laboratório não ultrapassou 2 °C, o que não comprometeu a consistência das medidas.

4.1 – Distribuições de Temperatura nos Dissipadores

Nas figuras a seguir são mostradas as variações de temperatura, para o bloco de cobre, o tubo de calor e o tubo de calor vazado, em função das posições de medida, em testes realizados com a aquisição de dados feita desde o instante de início de aquecimento.

Em todos os testes realizados, o comportamento foi o mesmo e, por esse motivo, estão sendo mostrados resultados relativos a um único teste por dispositivo. Foram selecionadas potências mais elevadas para evidenciar as características das variações nas temperaturas.

Na figura 4.1, as curvas representam a variação de temperatura com o tempo para o bloco de cobre, quando a potência dissipada é de 6,3W e a temperatura ambiente média durante o teste de 25°C. A numeração dos termopares segue a seqüência da figura 3.9.

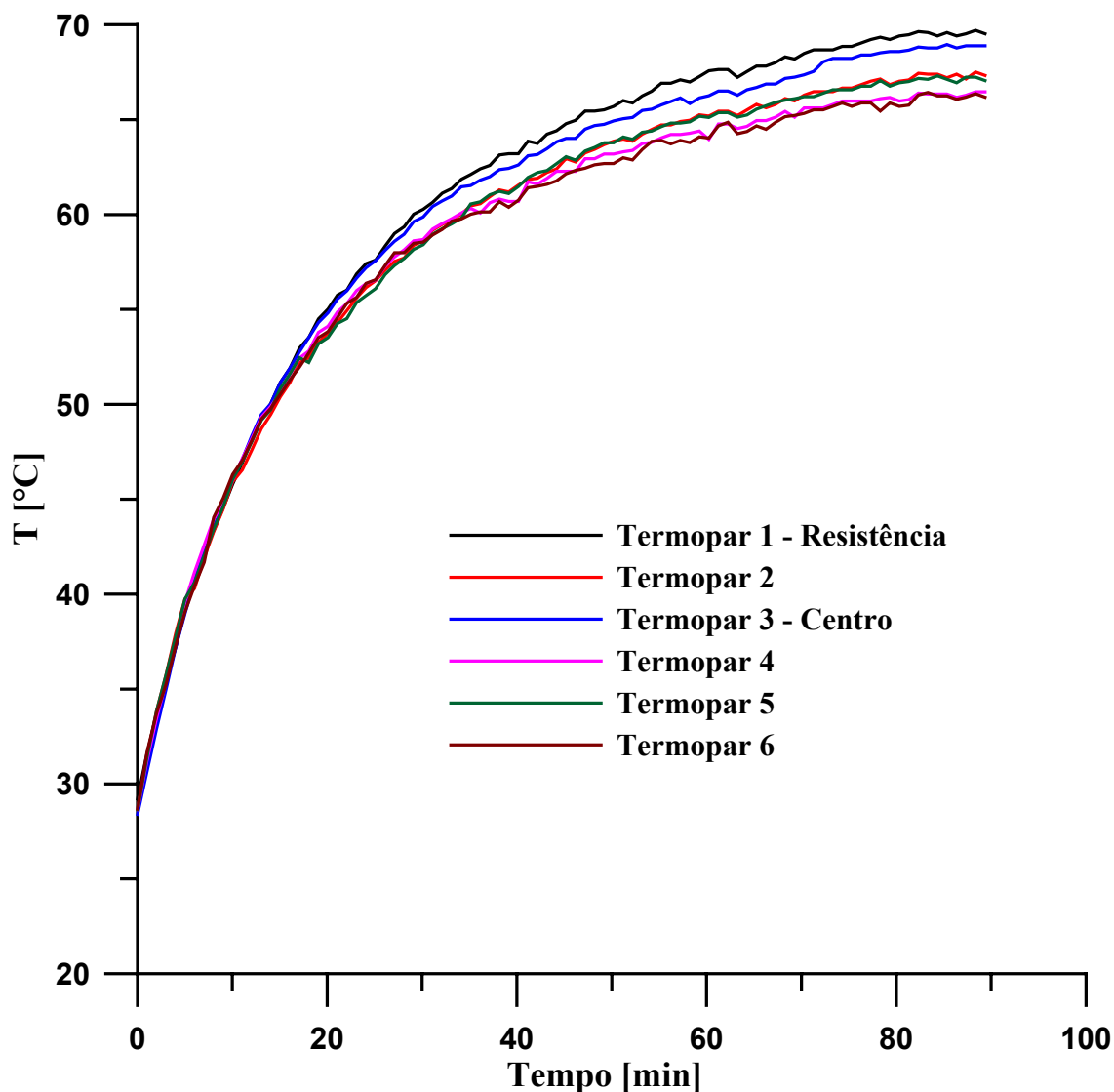


Figura 4.1 – Distribuições de temperaturas para o bloco maciço

Da análise da figura nota-se que a temperatura no centro da face superior (termopar 3) é ligeiramente maior que as das partes mais afastadas do centro, na mesma face. Devido à alta condutividade térmica do material do bloco, esperava-se que as temperaturas termopares 2,4,5 e 6 fosse muito próximas, o que realmente ocorreu. As pequenas variações podem ser explicadas por existir variações posicionais dos termopares. Os termopares 2 e 5 estão mais próximos da região central do que os termopares 4 e 6.

A figura 4.2 apresenta os mesmos parâmetros para o tubo de calor. A potência dissipada no teste representado é 6,3 W e a temperatura ambiente também em torno de 25°C.

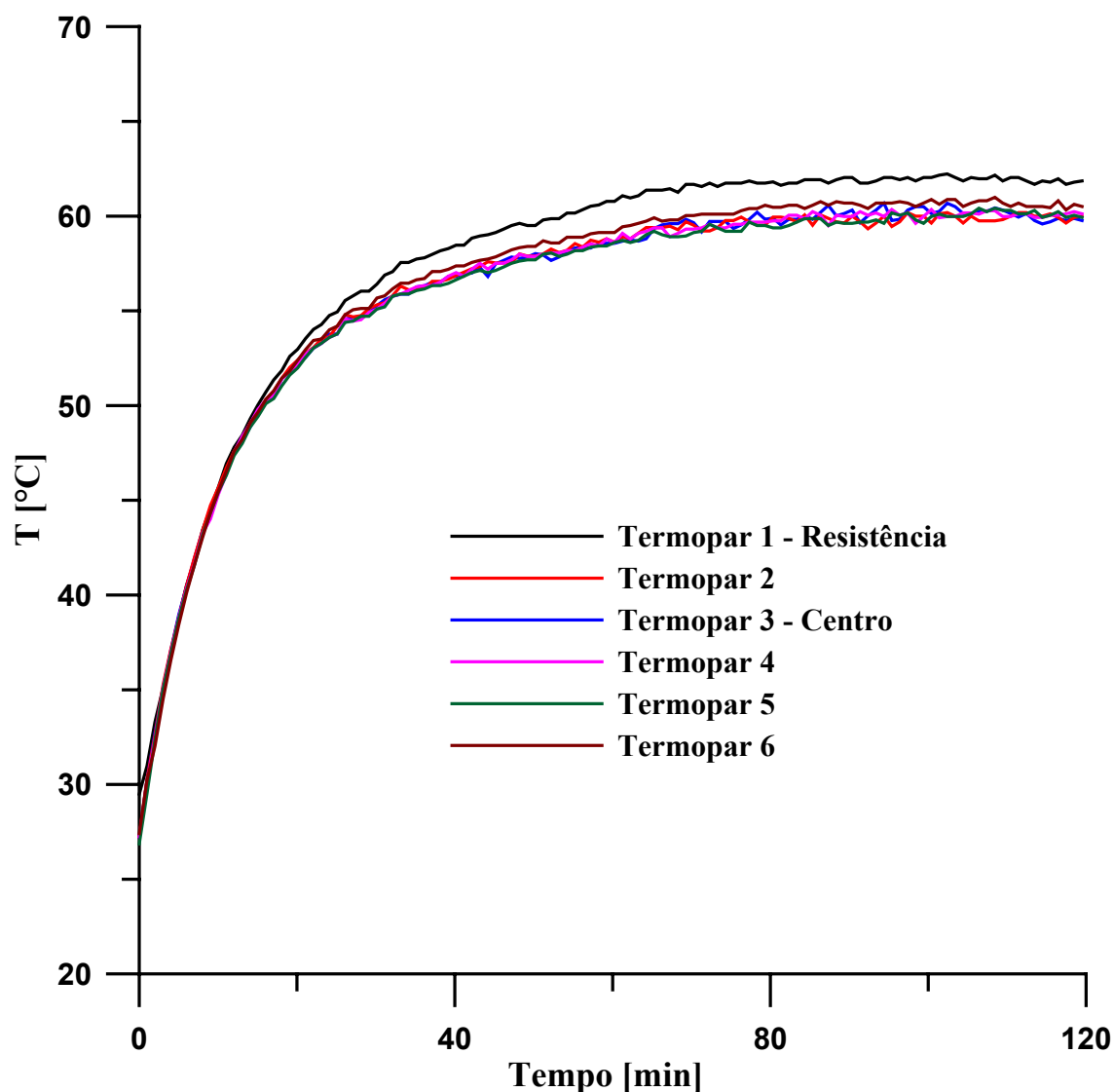


Figura 4.2 – Distribuições de temperaturas no tubo de calor

Neste caso nota-se uma uniformidade da temperatura na face superior do tubo de calor, o que é característica deste tipo de dispositivo. Devido à essa uniformidade a transferência de calor para o ambiente se dá de forma mais efetiva e a temperatura alcançada pelo aquecedor é menor.

Realizou-se então teste similar para o tubo de calor sem o fluido de trabalho, para simular uma condição de falha do dispositivo. O teste representado na figura 4.3 corresponde a uma potência dissipada de 7 W, com temperatura ambiente média de 25°C.

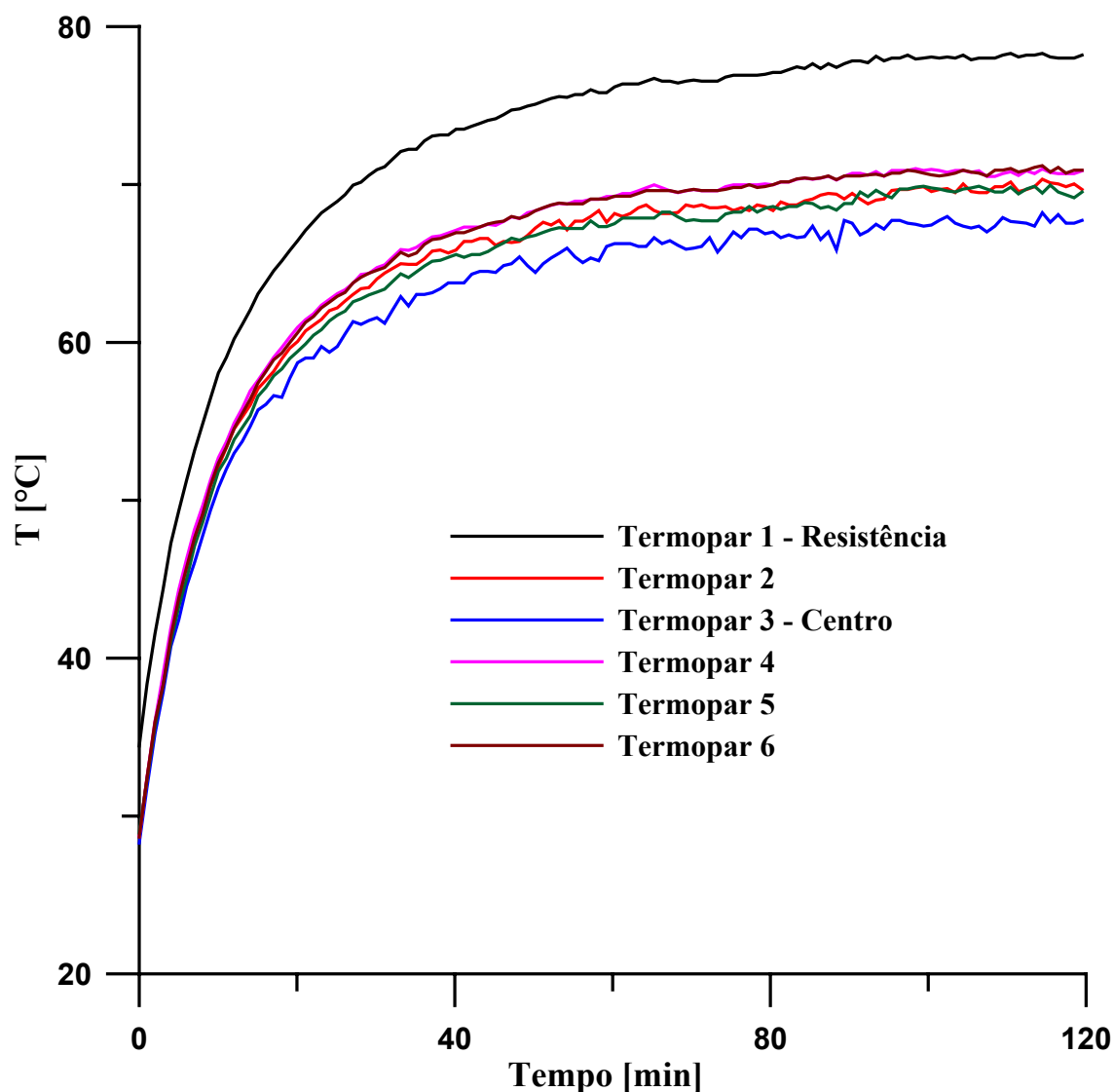


Figura 4.3 – Distribuições de temperaturas para o tubo de calor em condição de falha

As temperaturas nos termopares colocados nas bordas apresentam comportamento semelhante àquele já descrito na análise da figura 4.1. Nota-se que a temperatura no centro da face é menor do que nas bordas, o que evidencia a presença do gás isolante no interior do tubo e a transferência de calor se dá mais pelas região próxima das bordas. Pode-se verificar que houve uma inversão na ordem como os termopares 2 e 5 e 4 e 6 aparecem na figura. Por estarem mais próximos do centro, 2 e 5 apresentam temperaturas maiores que os 3 e 6 no teste com o bloco de cobre e no teste com o tubo vazado eles apresentam temperaturas menores.

4.2 – Avaliação dos Efeitos da Inclinação de Operação do Dissipador

De trabalhos anteriores realizados no Laboratório da Área Térmica da UNESP-Campus de Guaratinguetá e também de trabalhos reportados na literatura, sabe-se que o funcionamento dos tubos de calor e dos termossifões dependem do ângulo de inclinação durante a operação. Para se verificar esta influência no dispositivo construído, foram realizados testes alterando a inclinação do operação do sistema.

Na figura 4.4 estão os resultados para o bloco maciço com 6,3 W de dissipação no aquecedor.

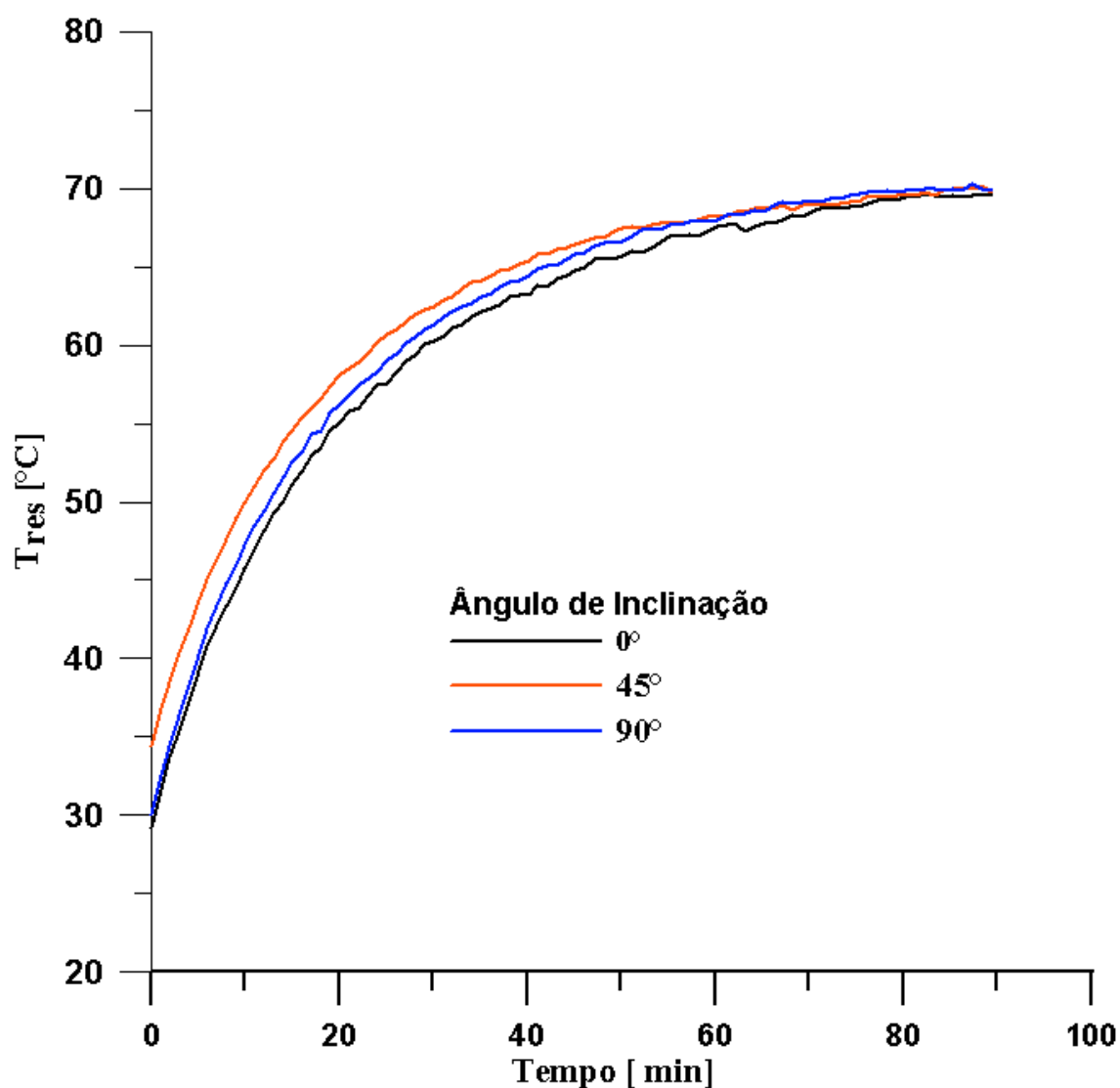


Figura 4.4 – Efeito da inclinação de operação – bloco maciço

Fica evidenciado na figura, que para o bloco maciço, a inclinação de operação não afeta as condições de transferência de calor. As pequenas variações das temperaturas com o tempo são causadas muito mais pela diferença de temperatura no início do teste do que pela variação da inclinação. Fica claro também que a variação no coeficiente de transferência de calor por convecção para o ambiente permanece praticamente constante, visto que as temperaturas de regime permanente são praticamente as mesmas.

Na figura 4.5 estão os resultados dos testes realizados com o tubo de calor com dissipação no aquecedor de 6,3 W e diferentes ângulos de operação

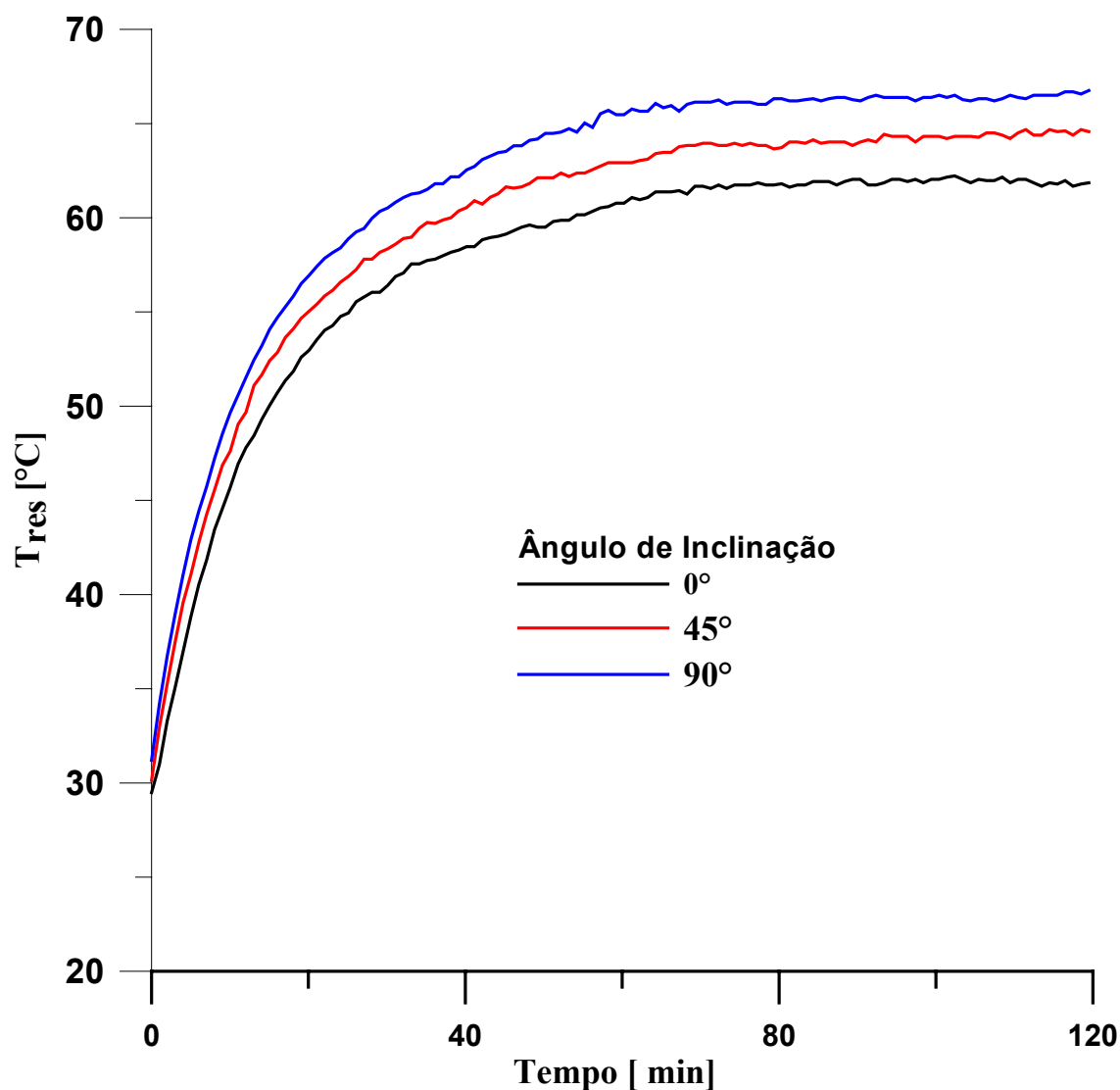


Figura 4.5 - Efeito da inclinação de operação – tubo de calor

O ângulo de inclinação se mostra um parâmetro importante para o desempenho do dissipador. À medida que se aumenta o ângulo de inclinação, o líquido tende a ficar na parte inferior do tubo. Quando na horizontal, a superfície aquecida do tubo está coberta por uma camada de líquido.

Como o tubo construído não possui capilaridade para manter o evaporador totalmente molhado, o aumento da inclinação faz com que parte da superfície aquecida fique em contato com vapor do fluido de trabalho, o que piora muito a transferência de calor.

Finalmente, na figura 4.6 estão representadas as curva para o tubo de calor sem líquido.

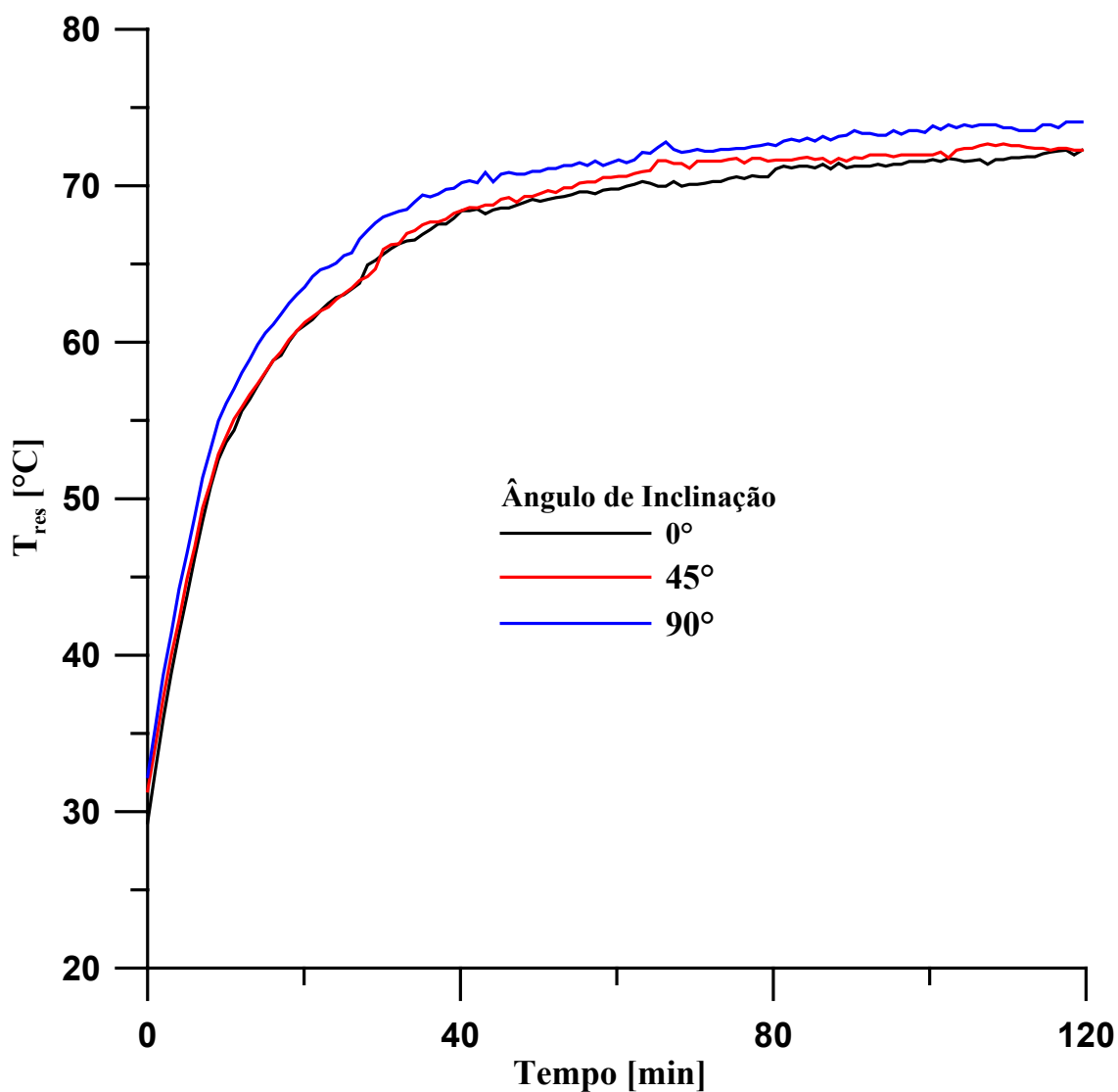


Figura 4.6 - Efeito da inclinação de operação - tubo de calor em condição de falha

Novamente verifica-se pouca influência da inclinação no desempenho do dispositivo. Existe aparentemente um certo efeito que pode ser atribuído à convecção natural no interior da cavidade, efeito este que diminui à medida que a inclinação aumenta, ou seja, se passa de uma cavidade com as superfícies aquecidas horizontais para uma cavidade com a superfície aquecida vertical. Entretanto, estes efeitos aparentam ser muito pequenos, o que justifica o uso de um modelo condutivo no programa computacional.

4.3 – Verificação de Efeitos de Variação de Potência Dissipada

Durante a realização dos testes decidiu-se verificar a resposta dinâmica à variação de potência durante a operação.

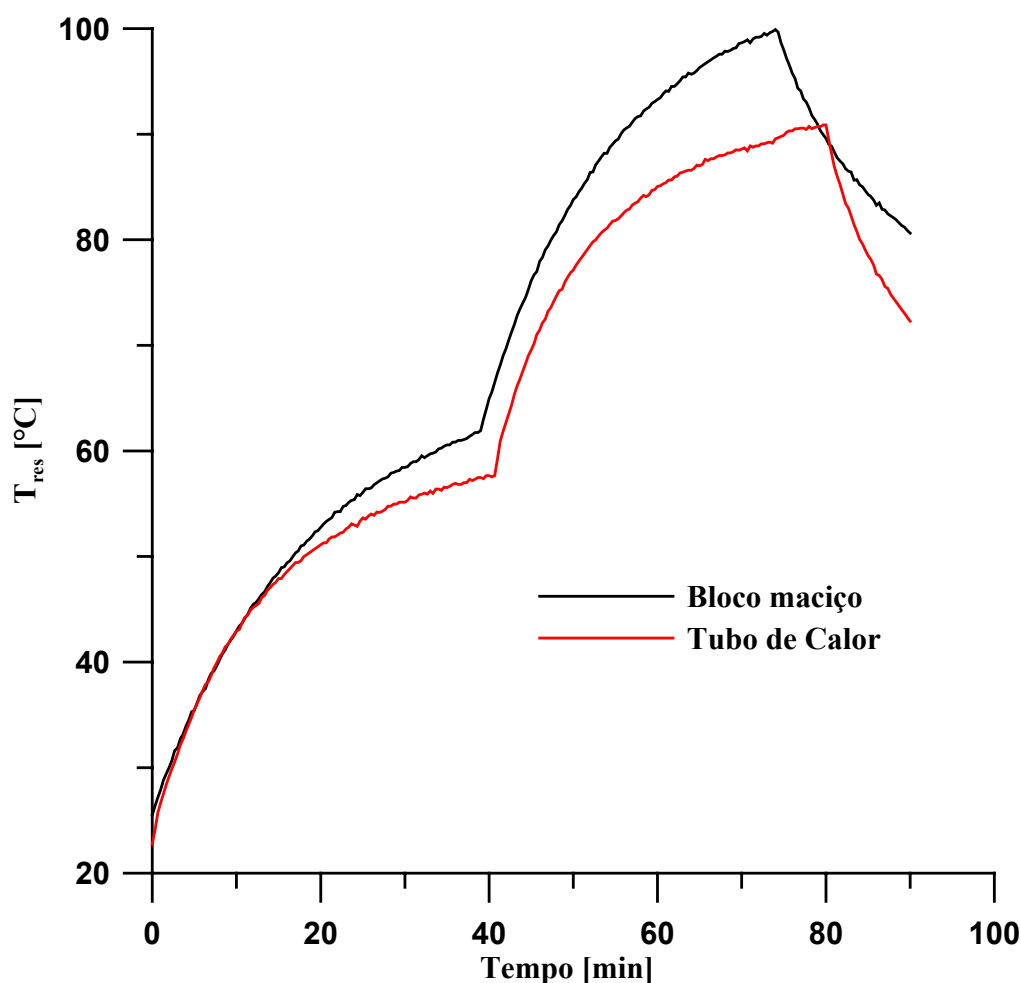


Figura 4.7 – Resposta sob condições de variação de potência

O resultado de um dos testes é o mostrado na figura 4.7. Nesse teste, regulou-se a potência dissipada para um valor de 6,3 W e se fez a aquisição de dados durante 40 minutos. Após este tempo, se elevou a potência para 12,67 W durante mais quarenta minutos e finalmente se reduziu a potência para 6,3 W e se coletou dados por mais 10 minutos.

O resultado mostra que a inércia térmica do tubo de calor é menor que a do bloco, visto que no tempo mostrado, com o tubo de calor a temperatura da resistência já esta se estabilizando enquanto que com o bloco a temperatura está ainda claramente em ascensão.

Outra característica que fica clara é a menor resistência térmica imposta pelo tubo de calor em relação ao bloco, o que acarreta em temperaturas menores na resistência com o uso desse dissipador.

4.4 – Desempenho em Regime Permanente

Os resultados anteriores foram selecionados dentre os muitos ensaios realizados. Limitou-se a apresentar um ensaio de cada tipo para não tornar a leitura monótona e por não se trazer nenhuma informação qualitativa extra além das comentadas, visto que os comportamentos eram similares.

Além dos testes em regime transiente, foram executados muitos testes em regime permanente. Nesses ensaios, o sistema de testes era ligado mantendo-se a potência dissipada constante durante um tempo longo, normalmente da ordem de 90 minutos e depois se fazia a aquisição de dados durante 30 minutos para se ter a garantia de que o regime permanente já havia sido alcançado.

Um exemplo de resultado deste tipo é aquele representado na figura 4.8. No caso específico, este é um teste com o tubo de calor, com uma potência dissipada de 4,7 W e temperatura ambiente média durante a aquisição dos dados de 24,7°C. Nota-se claramente que o regime permanente já foi alcançado antes mesmo do início da coleta dos dados.

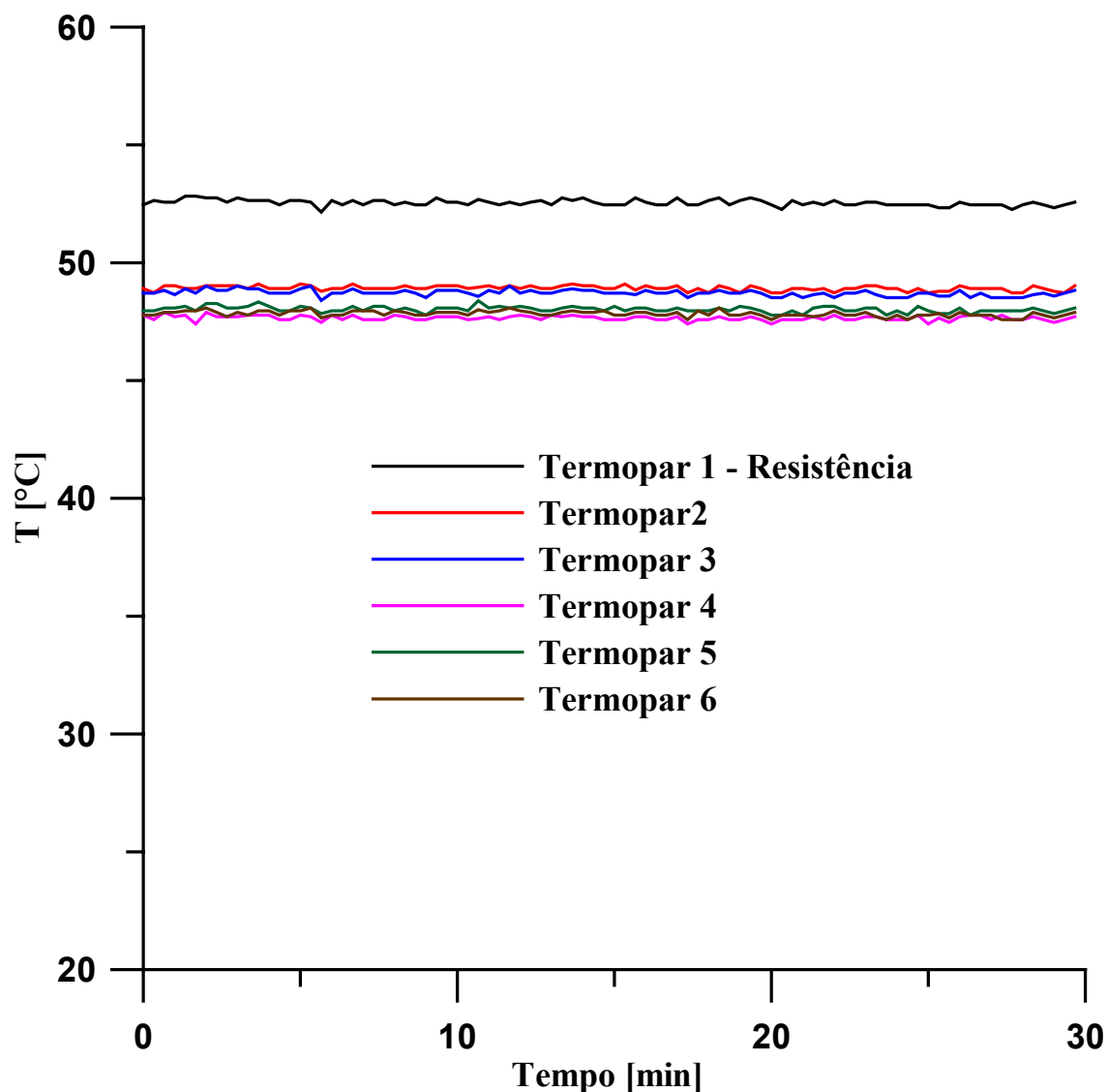


Figura 4.8 – Teste em regime permanente do tubo de calor, com inclinação de 0° , com potência dissipada de 4,7 W.

Para cada potência dissipada e ângulo foram realizados três experimentos para garantir a consistência dos dados.

Os dados desses ensaios foram então sistematizados para gerar o gráfico da figura 4.9 que mostra a variação da temperatura do aquecedor em função da potência dissipada e do tipo de dissipador utilizado. O levantamento desta curva caracteriza-se como um dos principais objetivos desse trabalho pois, no resfriamento de componentes eletrônicos, deseja-se manter a temperatura do componente dentro de limites aceitáveis, com a maior dissipação de potência possível.

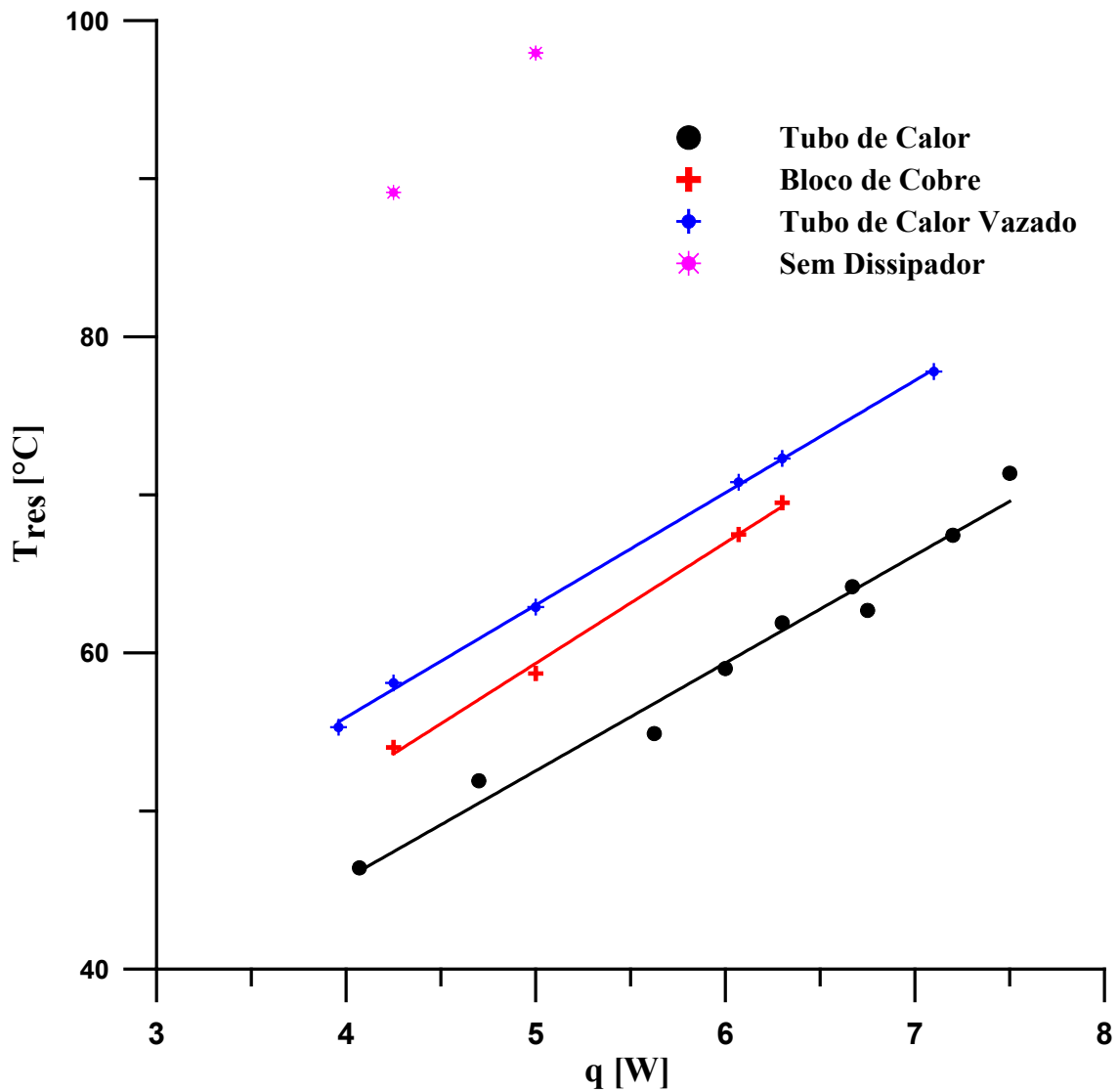


Figura 4.9 – Temperatura da resistência em função da potência dissipada

Essas curvas dão uma boa idéia da eficiência do uso de tubos de calor no resfriamento de componentes eletrônicos e também mostra o problema que pode acarretar a falha do componente durante o uso. A temperatura para a mesma potência dissipada cresce bastante quando ocorre a falha total do tubo de calor o que pode comprometer a vida útil do componente.

4.5 – Comparação entre Resultados Teóricos e Experimentais

Para se fazer uma verificação da qualidade dos resultados do modelo numérico desenvolvido, foi realizada a comparação entre a temperatura alcançada na resistência em função da potência dissipada no aquecedor.

Lembrando do comentário feito na análise da figura 4.4 no qual se confirma que o coeficiente de transferência de calor por convecção não variou de forma acentuada com a inclinação, se utilizou os resultados experimentais obtidos para o bloco maciço para se estimar o valor deste coeficiente. Assim, se dividiu a superfície superior e laterais do tubo de forma a se ter um dos termopares em cada divisão. Como as variações de temperatura são pequenas, devido à alta condutividade do cobre, considerou-se que em cada uma destas regiões prevalecia a temperatura lida no termopar.

Através da lei de Newton do resfriamento se determinou um coeficiente médio de transferência de calor por convecção com valor de $36 \text{ W/m}^2\text{K}$ com uma variação máxima de $\pm 2 \text{ W/m}^2\text{K}$, ressaltando que foram tomados todos os testes em regime permanente e finais de transientes.

Com este valor se alimentou o programa computacional obtendo-se os resultados mostrados na figura 4.10 juntamente com os valores medidos.

Existe uma concordância razoável entre os resultados, principalmente se for considerado a simplicidade dos modelos utilizados. O modelo para o tubo vazio deve ser melhorado para incluir alguns efeitos de convecção interna.

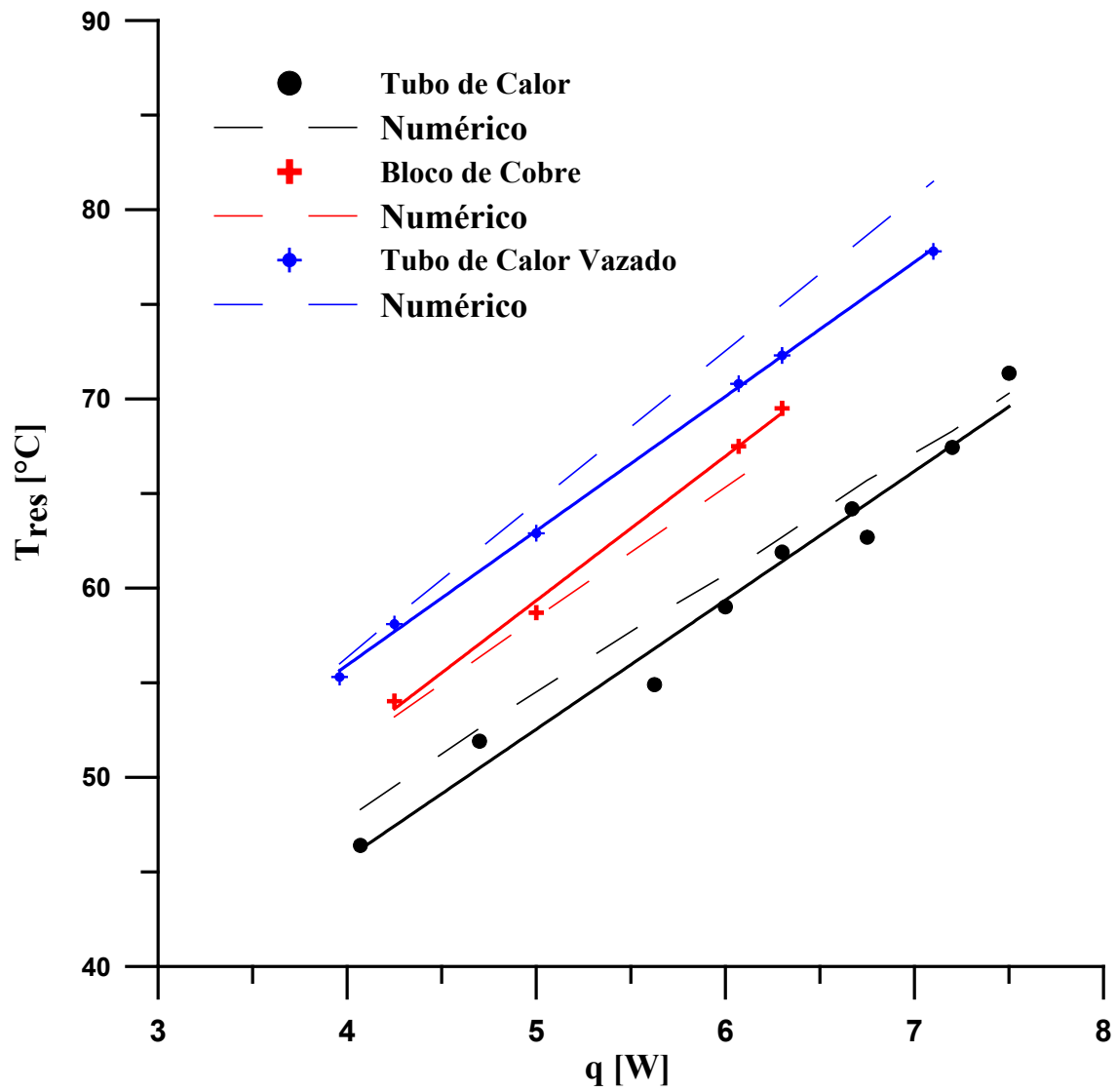


Figura 4.10 – Comparação entre resultados teóricos e experimentais

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foi estudado o resfriamento de componentes eletrônicos utilizando tubos de calor como dissipador de calor. Foi desenvolvido um modelo numérico simplificado que permite avaliar o desempenho do dissipador sob algumas condições de operação.

Construiu-se também um modelo numérico, baseado em uma formulação puramente condutiva, que permitiu simular o comportamento do tubo de calor em condição de falha total por vazamento do fluido de trabalho.

Foi realizado ainda um estudo experimental, no Laboratório da Área Térmica da UNESP-Campus de Guaratinguetá, utilizando um aparato experimental construído para esta finalidade. Foram simuladas condições de regime permanente e transiente. Os resultados permitiram mostrar a grande capacidade de transferência de calor do tubo de calor e também o problema que pode ocorrer com a falha do dispositivo.

Alguns resultados dos modelos numéricos foram comparados com resultados experimentais e mostraram boa concordância, apesar da simplicidade dos modelos.

Em trabalhos futuros, deve-se melhorar os modelos matemáticos e numéricos, bem como realizar estudos experimentais com tubos de calor com estruturas aletadas e ventilação forçada, que representam melhor as aplicações práticas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ADAMI M., YMÉR B., Development and evaluation of a planar heat pipe for cooling electronic systems, *Chem.Eng. Comm.* 10(1990) 57-74.
2. BABIN B. R., PETERSON G. P., WU D., Analysis and testing of a micro heat pipe during steady-state operation, in: ASME/AIChE National heat Transfer Conference, Philadelphia 1989, pp 1-10.
3. BASILIUS A., TANZER H., Mc CABE S., Heat pipes for cooling of high density printed wiring board, in: Proc. 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, France, 1987, 3, pp. 531-536.
4. COTTER T. P., 1965 Theory of Heat Pipes USAEC Report LA3246 Contract W7405-3ng-36, Los Alamos Scientific Laboratory, University of California 1965.
5. EL GENK, M.S., SABER, H.H., Heat transfer correlations for small , uniformly heated liquid pools, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41,2,p 261-274,1998.
6. GAUGLER, R. S., Heat transfer device. US Patent 2350348, Appl. 21 December, 1942. Published 6 June 1944.
7. GERAK A., HORVATH L., JELINEK F., STUC P., ZBORIL V., Examples of heat pipe application in chemical electrical and other industries, in: Proc. 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, France, 1987, 3, pp. 522-530.
8. GROLL, M., SCHNEIDER, M., SARTRE, V., ZAGHDOUDI, M.C., LALLEMAND, M., 1998, Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes, *Ver. Gén. Therm.*, 37, 323-352.
9. GROVER, G. M., ERICKSON, G. F. Structures of very high thermal conductance. *Journal of Applied Physics*, American Institute of Physics, v.35(6), p.1190-91, 1964.
10. MURAKAMI M., OGUSHI T., SAKURAI Y., MASUMOTO H., FURUKAWA M., IMAI R., Heat pipe sink, in: Proc.6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, France, 1987, pp.257-261.

11. PATANKAR SUHAS V., Numerical heat transfer and fluids flow. Washington. Hemisphere Publishing Corporation, 1980, pp 25-73.
12. SHEPPARD, T.D., Jr. Heat pipes and their application to thermal control in electronic equipment. Proc. National Electronic Packaging and Prodn. Conf., Anaheim, California, 11-13 February 1969.
13. ZBORIL V., STULC P., Intensification of cooling of the boards with integrated circuits by heat pipes, in: Proc. 20th ICHMT Int. Symp, on Heat Transfer in Electric and Microelectronic Equipment, Dubrovnik, Yugoslavia, 1988, pp. 12.