

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR EDUARDO JOSE CIDADE
CAVACCANTI E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 31/01/97.


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**“ Resfriamento por Convecção Natural de
Placas de Circuito
Impresso Formando um Canal Vertical “**

Autor: Eduardo J. Cidade Cavalcanti

Orientador: Prof. Dr. Marcelo M. Ganzarolli

688605/10
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

“Resfriamento por Convecção Natural de Placas de Circuito Impresso Formando um Canal Vertical”

Autor: Eduardo J. Cidade Cavalcanti

Orientador: Prof. Dr. Marcelo M. Ganzarolli

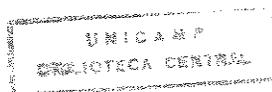
Curso: Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1997

S.P. - Brasil



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**“Resfriamento por Convecção Natural de
Placas de Circuito
Impresso Formando um Canal Vertical”**

Autor: Eduardo J. Cidade Cavalcanti

Orientador: Prof. Dr. Marcelo M. Ganzarolli

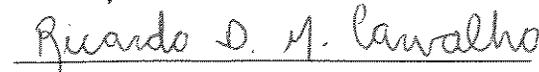


Prof. Dr. Marcelo M. Ganzarolli, Presidente
instituição UNICAMP



Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran

Instituição UNICAMP



Prof. Dr. Ricardo Dias Martins de Carvalho

Instituição UDESC

Campinas, 31 de janeiro de 1997

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha família que me ajudou nas horas de maior dificuldade. E, também, não posso esquecer os grandes amigos que me apoiaram na vivência em Campinas.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me dar paciência e perseverança nesse tempo de trabalho e às amizades que fiz e foram minha família em Campinas. Agradeço a ele por ser meu pedagogo da vida e me abençoar tanto.

À minha família pelo apoio durante esse trabalho e durante toda vida. Ao meu pai pelo ajuda no texto.

Aos amigos que me incentivaram e me ajudaram nos momentos de dificuldade, gostaria de citá-los, mas são tantos que teria dificuldade em lembrar de todos.

Ao meu orientador pelas idéias e paciência.

Ao CNPq pela bolsa de auxílio.

Se o Senhor não edificar a casa,
em vão trabalham os que a constróem.

(Salmo 126)

Sumário

1. Introdução	
1.1 Considerações iniciais	1-3
1.2 Revisão da Literatura	3-7
2. Análise Experimental	
2.1 Aparato experimental	8-17
3. Modelagem Teórica	
3.1 Fluxo de calor	18-20
3.2 Cálculo da transferência de calor na placa	20-23
3.3 Discretização	23-25
3.4 Cálculo da transferência de calor no ar	26-27
3.5 Cálculo dos Coeficientes de Película	27-29
3.5.1 Coeficiente de Película da placa	29-30
3.5.2 Coeficiente de Película do componente	30-33
2.6 Cálculo da Temperatura do Componente	33-35
2.7 Programa	35-37
4. Resultados e Discussões	
4.1 Verificação indireta da correlação de vazão mássica	38-43
4.2 Temperatura do ar na saída do canal	43-47
4.3 Balanço de energia no componente	48-49
4.4 Comparação entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura da placa	50-56
4.5 Distribuição da temperatura dos componentes.	56-63
4.6 Efeito do espaçamento	63

4.7 Máxima temperatura atingida pelo componente	64-65
5. Conclusão e sugestões para próximos trabalhos	66-69
Bibliografia	70-73
Apêndice	74-79
Anexo	80-88

Resumo

CAVALCANTI, Eduardo José Cidade, *Resfriamento por Convecção Natural de Placas de Circuito Impresso Formando um Canal Vertical*, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 70 p. Tese (Mestrado)

Foi realizada uma modelagem teórica com verificação experimental do resfriamento por convecção natural de placas de circuito impresso, dispostas na vertical e contendo componentes protuberantes. A análise térmica de placas de circuito impresso (PCB) serve para estimar, o mais preciso quanto possível, a temperatura de cada componente. Ela é importante para otimizar os projetos térmicos e verificar o desempenho de placas existentes.

O experimento foi realizado com resistores simulando componentes reais; cada placa tinha 25 resistores distribuídos em 4 fileiras com 4 componentes e 3 fileiras intermediárias com 3 componentes.

Termopares foram colados na placa de epoxi e nos resistores. A temperatura do ar entre as placas também foi medida por termopares localizados no canal.

O gradiente de temperatura através da placa de epoxi (direção z) foi desprezado devido à pequena espessura da placa. A equação de transferência de calor em coordenadas cartesianas (bidimensionais) e em condições de regime permanente foi resolvida numericamente para a placa de epoxi. O fluxo de massa no canal e os coeficientes de transferência de calor por convecção natural para a placa de epoxi foram calculados por correlações de convecção natural para placas paralelas verticais. O conceito de convecção forçada induzida pelo empuxo foi aplicado nos resistores, onde foi empregado um coeficiente de transferência de calor por convecção forçada. A transferência de calor do resistor para a placa foi representado através do conceito de resistência térmica e o problema foi resolvido iterativamente.

O objetivo principal do trabalho é apresentar um modelo teórico simples, para determinar o campo de temperatura na placa de circuito impresso . Uma boa concordância entre o modelo teórico e os resultados experimentais foi observada.

Palavras-Chave

- Convecção Natural, Placa de Circuito Impresso, Ar, Convecção Forçada Por Empuxo Induzido, Bidimensional, Análise Térmica, Placas Paralelas Verticais, Fonte Discreta de Calor, Resfriamento, Transferência de Calor.

Abstract

CAVALCANTI, Eduardo José Cidade, *Natural Convection Cooling of a Vertical Channel Formed by Printed Circuit Boards*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 70 p. Tese (Mestrado)

Experiments and theoretical modeling were carried out on the cooling by natural convection of an array of vertical parallel printed circuit boards. The thermal analysis of printed circuit boards (PCB) for predicting, as accurately as possible, the temperature of each component is important to obtain an optimal thermal design and to check the performance of an existing PCB.

Experiments were performed with power resistors simulating real components; each PCB comprises 25 resistors arranged in 4 rows of 4 elements and 3 staggered rows of 3 elements.

Thermocouples were applied to the epoxy and to the resistors. The temperature of the air between the boards was also measured by means of thermocouples placed in the channel.

Due to its relatively small thickness, the temperature gradient across the epoxy board was neglected. The heat diffusion equation in two-dimensional Cartesian coordinates under steady state conditions was solved numerically for the epoxy board. Mass flow rate in the channel and natural convection heat transfer coefficients for the epoxy board were calculated by natural convection correlations for an array of vertical parallel plates. The concept of "buoyancy induced forced convection" was applied to the resistors where forced convection heat transfer coefficients were employed. Resistors were linked to the epoxy board by thermal resistances and the problem was solved iteratively.

The main objective of the work is to present a simple theoretical model for determining the temperature field on the printed circuit board. Good agreement between this theoretical model and the experimental results was observed.

Key Words

-Natural Convection, Printed Circuit Board, Air, Buoyancy Induced Forced Convection, Two Dimensional, Thermal Analysis, Vertical Parallel Plates, Discrete Heat Sources, Cooling, Heat Transfer.

Lista de Figuras

- 2.1 - Componente eletrônico na placa
- 2.2 - Sobretemperatura dos componentes para potência de 8W com 5 e 3 placas.
- 2.3 - Placa de circuito impresso composta por 25 componentes
- 2.4 - Vista lateral de uma PCB
- 2.5 - Curva de aferição de um termopar
- 2.6 - Fotografia da placa de circuito impresso instrumentada com os termopares
- 2.7 - Fotografia do aparato experimental
- 3.1 - Fluxo de calor num componente em corte
- 3.2 - Canal formado por duas placas de circuito impresso compostas por 25 componentes cada
- 3.3 - Volume de controle diferencial da placa
- 3.4 - Volume de controle na placa
- 3.5 - Celula de varredura
- 3.6 - Aquecimento do ar no canal formado pelas placas
- 3.7 - Fluxo induzido adimensional Re/L pelo parâmetro Gr^*/L
- 3.8 - Balanço de energia no componente
- 3.9 - Fluxograma do programa
- 4.1.1 - Comparação entre a vazão mássica experimental e teórica para espaçamentos de 1,9 e 3,8cm.
- 4.1.2 - Perfis de velocidade e temperatura do ar entre as placas, [ref. 12 e 14]
- 4.2.1 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 8W e espaçamento de 1,9cm
- 4.2.2 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 8W e espaçamento de 3,8cm
- 4.2.3 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 2W e espaçamento de 1,9cm

- 4.2.4 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 2W e espaçamento de 3,8cm
- 4.3 - Os fluxos de calor no componente
 - 4.4.1 - Ponto de leitura da temperatura na placa
 - 4.4.2 - Influência da condutividade térmica da placa na diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das temperaturas dos componentes
 - 4.4.3 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura no centro da placa para espaçamento de 1,9cm
 - 4.4.4 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura da placa no ponto 2 para espaçamento de 1,9cm
 - 4.4.5 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura no centro da placa para espaçamento de 3,8cm
 - 4.4.6 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura da placa no ponto 2 para espaçamento de 3,8cm
 - 4.5.1 - Leitura das temperaturas dos componentes
 - 4.5.2 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das colunas para potência de 8W e espaçamento de 1,9cm
 - 4.5.3 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das linhas para potência de 8W e espaçamento de 1,9cm
 - 4.5.4 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das colunas para potência de 8W e espaçamento de 3,8cm
 - 4.5.5 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das linhas para potência de 8W e espaçamento de 3,8cm
- 4.6 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das colunas para potência de 8W
 - 4.7.1 - Gráfico comparativo entre o resultado teórico e a medida experimental da máxima temperatura para espaçamento de 1,9 cm
 - 4.7.2 - Gráfico comparativo entre o resultado teórico e a medida experimental da máxima temperatura para espaçamento de 3,8 cm

Lista de Tabelas

- 3.1 - comparação dos coeficientes de película de Witzman (componentes cúbicos) com coeficiente de convecção forçada para cilindros horizontais
- 3.2 - resistência térmica
- 4.1- parâmetro Gr^*/L em função da potência para espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm
- 4.2 - variação da temperatura do ar (temperatura média da saída do canal menos a da entrada) em função das potências para os dois espaçamentos
- 4.3 - porcentagens de calor transferido por convecção para o ar (Q_{ca}) e de calor transferido do componente para a placa (Q_{cp}), em função da potência para os espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm no componente central da placa.
- 4.4 - diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura nos pontos 1 e 2 e a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 no experimento e no modelo com espaçamento de 1,9 cm.
- 4.5 - diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura nos pontos 1 e 2 e a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 no experimento e no modelo com espaçamento de 3,8 cm.
- 4.6 - diferença média percentual entre as temperaturas dos componentes medidas experimentalmente e calculadas teoricamente para potências de 2 a 8W com espaçamento de 1,9 e 3,8 cm.
- 4.7 - medidas experimentais do parâmetro Gr/Re^2 pela potência com espaçamento de 1,9 cm.
- 4.8 - diferenças entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das máximas temperaturas atingidas nos componentes da placa em função da potência

Nomenclatura

Letras Latinas

- a ... comprimento característico do componente
- A_1 ... área do componente
- A_2 ... área da placa
- c_p ... calor específico
- g ... aceleração da gravidade
- Gr ... número de Grashof
- h ... distância entre as placas
- h_1 ... coeficiente de película do componente
- h_2 ... coeficiente de película da placa
- i,j ... posições da malha na direção x e y
- K ... condutividade térmica da placa
- K_{cu} ... condutividade térmica do cobre
- L ... comprimento do canal
- l_x ... coordenada horizontal e vertical
-
- m ... vazão mássica
- Nu ... número de Nusselt
- P ... perímetro do fio
- Pr ... número de Prandtl
- q ... calor dissipado pela placa
- q_x e q_y ... fluxo de calor nas direções x e y, respectivamente
- q_w ... calor dissipado pelas duas superfícies da placa
- Re ... número de Reynolds
- R_k ... resistência térmica entre o componente e a placa
- T... temperatura da placa

T_{a_0} ... temperatura inicial do ar
 T_{a_m} ... temperatura média do ar
 T_c ... temperatura do componente
 u ... velocidade do ar
 z ... espessura da placa

Letras Gregas

$\Delta x, \Delta y$... comprimento do volume de controle em x e y
 λ_f ... condutividade térmica do ar
 ν ... viscosidade cinemática do ar
 β ... coeficiente de expansão térmica
 ρ ... massa específica do ar
 ϕ ... variável adimensional do número de Nusselt

Subscritos

e ... entrada
s ... saída
n ... norte
s ... sul
e ... leste
w ... oeste
x,y ... coordenadas

Abreviações

PCB ... Placa de circuito impresso
 Q_t ... calor total dissipado pelo componente
 Q_{ca} ... calor transferido por convecção na superfície do componente
 Q_{cp} ... calor que vai do componente para placa
 Q_{cond} ... fluxo de calor por condução
 Q_{conv} ...fluxo de calor por convecção
 T_{amb} ... temperatura ambiente

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo são feitas considerações iniciais sobre o problema em estudo e é apresentada a revisão da literatura.

1.1 Considerações Iniciais

Desde os primeiros computadores eletrônicos digitais houve uma preocupação com o seu resfriamento para garantir a segurança das operações. O funcionamento prolongado dos equipamentos eletrônicos em alta temperatura pode provocar derretimento, deformação mecânica e até fratura dos circuitos. Surgiu a necessidade de se estimar uma temperatura máxima de funcionamento que garantisse o seu emprego livre de problemas.

O desenvolvimento de novas tecnologias de placas de circuito impresso realçava a importância do controle térmico, pois a contínua miniaturização dos circuitos eletrônicos, juntamente com o aumento da velocidade dos circuitos, aumentava a taxa de dissipação de calor nos equipamentos, enquanto isso, a faixa da máxima temperatura permitida permanecia inalterada, não acompanhando o aumento da taxa de dissipação de calor nos equipamentos.

Essas inovações são limitadas pela incapacidade de se manter um resfriamento satisfatório. Por isso a análise de transferência de calor tem ganho grande importância nos projetos de equipamentos eletrônicos para assegurar a operação. A preocupação dos projetos térmicos de sistemas de resfriamento é a de prever as temperaturas máximas atingidas nos componentes eletrônicos assegurando que a temperatura de qualquer componente nunca exceda o limite permitido de operação.

O descaso com o controle térmico pode levar ao aumento dos custos de manutenção e de reposição de peças, causados pela redução da vida útil dos componentes e por fraturas ocasionais que danificam o sistema.

Por isso, o resfriamento de equipamentos eletrônicos é um assunto que vem sendo amplamente estudado desde os anos 70.

A compreensão dos mecanismos físicos e das formas de transferência de calor é essencial para a tentativa de otimizar o resfriamento de equipamentos eletrônicos.

Equipamentos eletrônicos são constituídos de placas de circuito impresso, que podem ser montadas por dois tipos básicos de estrutura: o primeiro é a mecânica vertical padrão, onde as placas são posicionadas horizontalmente, e a sucessão de placas forma uma estrutura vertical; o outro é a mecânica horizontal padrão, onde as placas são posicionadas verticalmente. O último tipo de montagem é o mais moderno, pois suas placas, dispostas na vertical, formam um canal que permite um escoamento ascendente de ar, melhorando a dissipação térmica, [ref. 1]. A configuração mais comum envolvendo resfriamento natural é de placas planas paralelas verticais ou inclinadas, [ref. 3].

Nas placas de circuito impresso existe transferência de calor por: condução do componente para a placa (substrato), transferência por convecção entre a superfície do componente e o ar e por radiação.

A condução ocorre no interior dos corpos, a convecção ocorre entre uma superfície e um fluido e a radiação não depende de um meio para se transferir.

Existem três tipos de convecção: a convecção natural, onde o movimento do fluido é devido à diferença de densidade do fluido provocada pelo processo de aquecimento ou resfriamento. Essa diferença de densidade produz forças de empuxo que induz o movimento do fluido. O parâmetro adimensional associada à convecção natural é o número de Grashof.

Outro tipo de convecção é a forçada em que o fluido é movimentado principalmente por diferença de pressão produzida por um trabalho externo, geralmente um ventilador. O parâmetro adimensional associada à convecção forçada é o número de Reynolds.

O último tipo é a convecção mista, onde a convecção natural e a forçada atuam juntas. Ela ocorre quando um fluido é forçado sobre uma superfície aquecida com uma velocidade muito baixa. Acoplado à velocidade do escoamento forçado existe uma velocidade de convecção gerada pelas forças de empuxo resultantes da redução da densidade do fluido junto à superfície aquecida. O parâmetro adimensional associada à convecção mista é a razão entre número de Grashof pelo quadrado do número de Reynolds.

Esse trabalho será uma análise térmica dos fluxos de calor em resfriamento natural pelo ar das placas de circuito impresso dispostas verticalmente.

1.2 Revisão da Literatura

Para se manter o controle térmico de equipamentos eletrônicos existem vários fatores que devem ser considerados como custo, disponibilidade de espaço, peso sobrecarregado por aletas, propriedades físicas e químicas, compatibilidade química e outros. Uma ampla revisão da transferência de calor por convecção aplicada ao resfriamento de equipamentos eletrônicos foi elaborada por Incropera (1988), [ref. 3].

Em placas verticais com os componentes alinhados, a energia dissipada por um componente eletrônico, em um ambiente calmo, produz um escoamento induzido pelo empuxo que ascende como uma pluma e pode influenciar fortemente a transferência de calor dos componentes. Baker (1972,1973) foi o primeiro a estudar esse escoamento e determinou que o coeficiente de transferência de calor aumenta significativamente com a diminuição do tamanho do componente e que o coeficiente de película era subestimado pelas correlações de convecção natural, [ref. 4 e 5].

Nos canais verticais, o empuxo age exclusivamente na direção vertical, começando no início do canal e com camadas limites se desenvolvendo em ambas as

superfícies. Para pequenos valores da razão comprimento por espaçamento do canal (L/h), uma camada limite se desenvolve isoladamente da outra. No caso oposto, para altos valores de (L/h), as camadas limites unem-se, podendo produzir um regime completamente desenvolvido, [ref. 3].

Ortega e Moffat (1986) tentaram obter uma interpretação física do mecanismo de convecção local em canal vertical aquecido e constituído por elementos protuberantes. Eles testaram, em escoamento forçado e em escoamento natural, placas verticais compostas por elementos cúbicos de alumínio aquecidos uniformemente [ref. 6] e de maneira não uniforme [ref. 7]. Sua aplicação é em resfriamento natural de equipamentos eletrônicos com alta densidade de elementos.

Dois mecanismos combinados influenciam a transferência de calor por convecção num elemento no canal:

- Empuxo local, devido ao gradiente de temperatura normal à direção principal do escoamento, onde surge a convecção natural e,

- Empuxo global do canal que gera a convecção forçada ou convecção forçada induzida pelo empuxo para o elemento considerado. O escoamento global surge do empuxo bruto total do canal, chamado de efeito chaminé.

Quem diferenciou o empuxo global do empuxo local foi Morton (1960), em convecção laminar de tubos verticais aquecidos, [ref. 8].

Ortega e Moffat (1986), [ref. 6] concluíram que em um canal com espaçamento suficientemente pequeno, a transferência de calor é dominada principalmente por convecção forçada induzida pelo empuxo e que, se o regime plenamente desenvolvido for alcançado até o fim do canal, o escoamento forçado induzido pelo empuxo domina a convecção em qualquer lugar.

Seus resultados mostraram que quando o escoamento num canal está em convecção forçada induzida pelo empuxo e bem misturado na maior parte do canal, a transferência de calor em qualquer elemento na placa é determinada pelo escoamento global induzido no canal e não é afetada pelos efeitos do empuxo local.

Em outro trabalho, Moffat e Ortega [ref. 7] constataram que em resfriamento natural de equipamentos eletrônicos, os componentes estão em convecção forçada e sua transferência de calor pode ser calculada por correlações de convecção forçada com pequeno erro.

Eles determinaram um critério quantitativo que julga quando a convecção induzida naturalmente se torna indistinguível da convecção forçada para elementos cúbicos. Quando a razão Gr/Re^2 é menor que 0,3, o mecanismo de convecção é de convecção forçada induzida pelo empuxo, a transferência de calor dos elementos é determinada pelo escoamento global induzido e não é afetada pelo efeito do empuxo local. Nesse intervalo ($Gr/Re^2 < 0,3$) o coeficiente de transferência de calor de um elemento não difere mais que 5% de um valor de convecção puramente forçada para o mesmo número de Reynolds local.

Esse critério de convecção mista também é válido para vários outros corpos, tais como esfera e cilindro, em um escoamento forçado aproximadamente uniforme. Em outras geometrias, os valores críticos de Gr/Re^2 são maiores. O valor crítico depende da geometria e da condição de escoamento [ref. 7]. O conceito de escoamento local forçado é aplicável mesmo em paredes lisas, em condições em que a razão extensão/espacamento seja suficientemente grande para que o escoamento seja completamente desenvolvido, e assim garantindo uma boa mistura do fluxo.

Witzman e Nicoletta (1990), [ref. 9] desenvolveram uma equação que correlaciona o aumento da temperatura do equipamento com o aumento da temperatura na camada limite do equipamento. O escoamento foi gerado em placas paralelas com o componente cúbico. A dimensão característica usada foi a raiz quadrada da área superficial do componente. A explicação para essa escolha é baseada na observação de que o calor gerado tende a se espalhar radialmente no componente antes de ser transferido para o fluxo de ar, conforme Yovanovich (1988), [ref. 10], pois a resistência à condução é menor que a resistência à convecção.

No mesmo ano, Mc Entire e Webb (1990), [ref. 19] compararam o efeito de componentes protuberantes e não protuberantes sobre os coeficientes locais de transferência de calor (flush-mounted) e verificaram a melhoria da transferência de calor devido a interrupção da camada limite térmica nas seções adiabáticas entre os componentes protuberantes.

Em 1991, Garimella e Eibeck, [ref. 20] observaram a melhoria da transferência de calor obtida com a geração de vórtices em um conjunto de elementos protuberantes aquecidos.

No ano seguinte, Wirtz e Chen (1992), [ref. 21] estudaram a velocidade, a transferência de calor e a queda de pressão em escoamento laminar em canal contendo componentes retangulares protuberantes em formato de tiras.

Navon (1994), [ref. 11] fez uma análise do resfriamento pelo ar de placas de circuito impresso compostas por elementos protuberantes em um canal paralelo formado sob restrições de peso, fluxo de ar e temperatura de entrada. O sistema eletrônico analisado foi o de um avião.

No canal, onde estão localizados os componentes, foram considerados dois tipos de coeficientes de transferência de calor. Um coeficiente inclui toda área livre do componente e o outro inclui a superfície do componente, da onde surge a transferência de calor do componente para o ar. Navon (1994), [ref. 11] utilizou o coeficiente de transferência de calor do componente do trabalho do Witzman (1990) , [ref. 9]. No trabalho de Navon(1994), [ref. 11], observou-se uma boa concordância dos dados experimentais com os resultados do modelo proposto.

Em 1994, Tam, Leung e Probert [ref. 22] verificaram a influência da geometria do sistema em PCB compostas por componentes retangulares protuberantes em formato de tiras sobre convecção forçada resfriada pelo ar.

Fujii e Tomimura (1994), [ref. 12] propuseram uma correlação para o número de Nusselt local de placas planas paralelas e verticais e testaram sua aplicação para prever a máxima temperatura nos pacotes de placas de circuito impresso. Eles realizaram o estudo numérico e experimental da transferência de calor por convecção natural para o ar em um conjunto de placas lisas. Os perfis de velocidade e temperatura entre as placas concordaram bem com os resultados numéricos.

No ano seguinte, Fujii, Tomimura et al (1995), [ref. 23] estudaram a transferência de calor por convecção natural pelo ar em um conjunto de placas paralelas verticais com fontes de calor discretas e protuberantes. A temperatura das fontes de calor foram estimadas com mais ou menos 10% de erro.

Em 1996, foi estudado a transferência de calor por convecção forçada em um canal de placas paralelas resfriado pelo ar compostas por elementos protuberantes alinhados. Gan et al (1996), [ref. 24] obtiveram um conjunto de relações empíricas observando a variação de escoamento e do espaçamento entre os elementos.

Observa-se que nos últimos anos várias publicações, referentes a placas paralelas de circuito impresso compostas com elementos protuberantes resfriadas pelo ar foram realizadas.

Procurando dar continuidade a essa linha de pesquisa, a proposta deste trabalho é uma modelagem teórica simples do resfriamento de PCB compostas com elementos protuberantes com formato aproximadamente cilíndrico, observando a potência dissipada por placa e a temperatura ambiente, para se estimar o mais preciso possível a distribuição de temperatura na placa. A vantagem é tentar estimar a distribuição de temperatura na placa com uma modelagem simples, continuando a idéia de Navon (1994), [ref. 11] que demonstrou que sua modelagem simples proposta em seu trabalho é uma boa ferramenta para análise térmicas de placas de circuito impresso, obtendo uma boa concordância entre os resultados do modelo com as medidas experimentais.

Outro objetivo deste trabalho é testar correlações de convecção forçada, no resfriamento natural de PCB, desenvolvida para componentes cúbicos em componentes com formato aproximadamente cilíndricos. Os resultados teóricos são comparados com os dados experimentais para se verificar se houve uma boa concordância entre eles e principalmente se o modelo proposto é válido. Os efeitos da variação da largura do canal e da variação da potência dissipada pelas placas também são observados.

Esses conceitos e correlações apresentados na revisão da literatura serão utilizados no modelo proposto. Algumas correlações e conceitos que só foram citadas neste capítulo serão esclarecidas com mais detalhes no capítulo de modelagem teórica.

Capítulo 2

Análise Experimental

Neste capítulo será descrito o procedimento utilizado na realização do experimento.

2.1 Aparato Experimental

Como descrição do experimento, temos que placas de circuito impresso paralelas e dispostas na vertical são resfriadas naturalmente pelo ar. O ar entra por baixo do canal formado entre as placas e é aquecido por convecção pela superfície da placa e dos componentes.

As placas são compostas por 25 resistores em paralelo com formato aproximadamente cilíndrico. Os componentes estão distribuídos em um dos lados da placa.

Existe geração de calor nos componentes (elementos protuberantes) que atuam como fontes discretas de calor.

As placas são feitas de resina epoxi e possuem trilhos delgados de cobre estanhado para formar os circuitos no lado oposto ao lado dos componentes.

As placas são confinadas em uma “cabine” para evitar influência de escoamento laterais do ar ambiente.

Foram testadas 5 placas paralelas verticais espaçadas igualmente de 1,9 cm, e 3 placas espaçadas da mesma forma de 3,8 cm, formando um canal entre elas. As placas possuem dimensões de 20,1 cm x 16,4 cm por 0,17 cm de espessura. Elas comportam 25 resistores idênticos cada, de formato aproximadamente cilíndrico. Os componentes (resistores) estão ligados à placa por dois fios que saem das extremidades dos componentes até a placa.

As dimensões dos componentes são: diâmetro maior de 0,235 mm e o menor de 0,19 mm. Existem dois contatos pontuais entre a placa e o componente. O comprimento do componente é de 0,635 cm e seu comprimento chega a atingir 1,52 cm, incluindo os dois fios. Observe a disposição do componente na placa na figura 2.1.

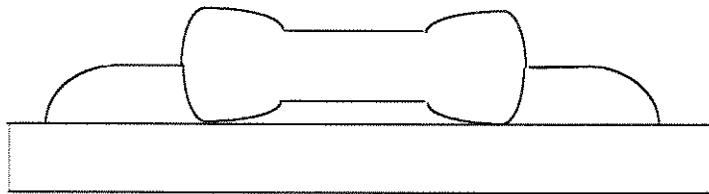


Figura 2.1 - Componente eletrônico na placa

A placa de interesse é a central, as outras têm por função aproximar a condição de que a placa central se encontre entre infinitas placas e que os fluxos de ar recebam a mesma potência nos dois lados da placa central.

Para o espaçamento de 3,8 cm, só foram testadas 3 placas, pois não havia espaço suficiente no canal para se colocar 5 placas com esse espaçamento maior. Para se verificar se era possível comparar 3 placas ao invés de 5, foram testadas 5 e 3 placas com espaçamento

de 1,8 cm e notou-se que a maioria das temperaturas não variou e dentre as que variaram, sua alteração não foi maior que 1°C. Veja essa comparação através do gráfico da sobretemperatura ($T-T_{amb}$) para experimentos com 5 e 3 placas com potência de 8W e espaçamento de 1,9 cm.

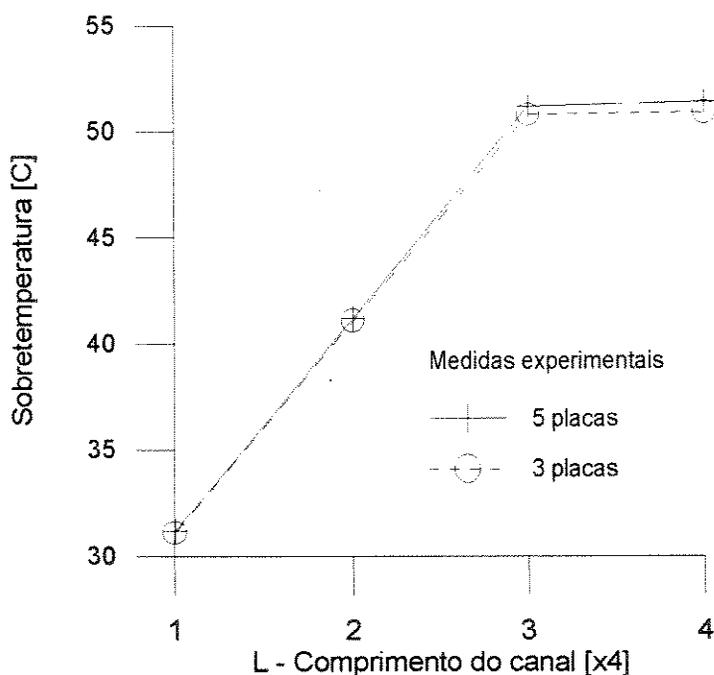


Figura 2.2 - Sobrettemperatura dos componentes para potência de 8W com 5 e 3 placas

As placas paralelas entre si estão direcionadas por um trilho de plástico e por sua vez os trilhos plásticos estão fixados em um suporte metálico.

Os componentes estão distribuídos em 7 colunas e 7 linhas, sendo que as linhas e colunas possuem ora 4, ora 3 componentes, alternadamente. Veja que na figura 2.3, a linha pontilhada está mostrando as colunas, e observe que a largura das colunas nas duas extremidades da placa é diferente das colunas centrais.

As temperaturas das placas, dos componentes e do ar foram medidas através de termopares de ferro-constantan ligados a um indicador de temperatura. Esses termopares foram colados na placa e nos componentes.

As temperaturas dos componentes foram medidas na 3ª coluna com componentes da esquerda para a direita e na última linha de baixo para cima. Estes componentes foram instrumentados porque, medidas anteriores mostraram que nessa coluna e nessa linha apresentavam as maiores temperaturas. A coluna e a linha estão marcadas com uma seta na figura 2.3.

A distribuição das temperaturas do ar no fim do canal foi medida em 5 pontos. Esses termopares foram fixados no fim da placa central e no meio do espaçamento do canal. Observe os 5 furos, onde os termopares foram fixados para indicar as temperaturas do ar no final do canal.

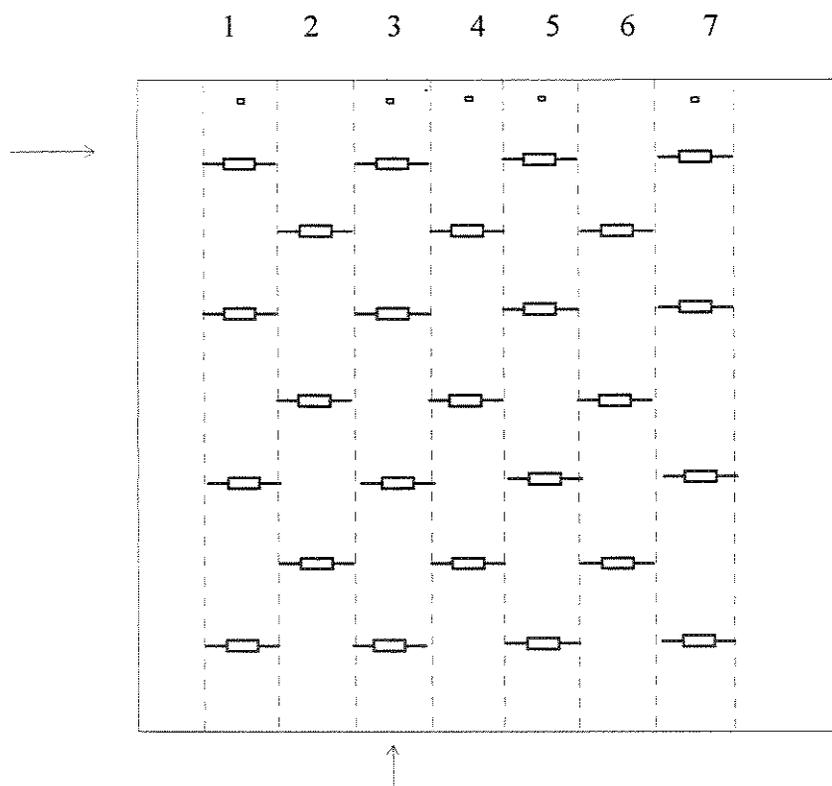


Figura 2.3 - Placa de circuito impresso composta por 25 componentes

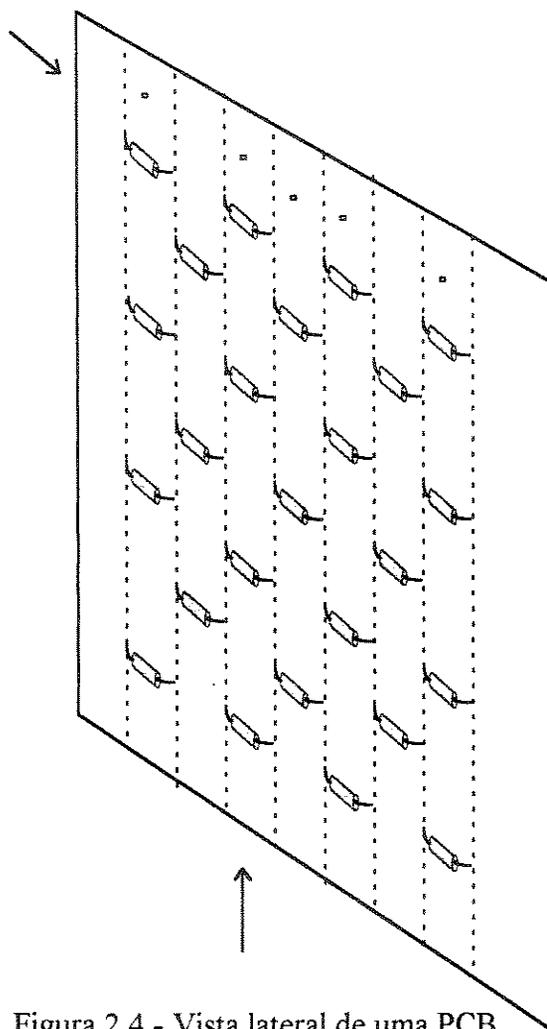


Figura 2.4 - Vista lateral de uma PCB

Para medir as temperaturas através dos termopares é necessário aferi-los. Eles foram aferidos em banho de água quente com temperatura variando na faixa de 24 a 91,9°C e em intervalos de cerca de 6 °C.

Na aferição, os termopares foram fixados próximos ao bulbo de um termômetro de alta precisão, dentro de uma garrafa de vidro com água quente. Para reduzir as perdas térmicas, a garrafa foi envolvida por uma camada de isopor dentro de um cilindro plástico.

Dentro da garrafa foi colocada água fervendo e esperou-se cerca de 2 minutos para a temperatura da água homogeneizar-se antes de iniciar as leituras. Após cada leitura, um pouco de água quente era retirada e substituída por água fria, sempre esperando cerca de 2 minutos para a temperatura da água homogeneizar-se antes de realizar a próxima leitura.

Antes desses 2 minutos, a temperatura da água no indicador de temperatura oscilava bastante. A partir daí, foi traçada uma curva de aferição para cada termopar. Observe uma curva de aferição na figura 2.5.

A linha pontilhada representa os pontos onde as temperaturas coincidem. Observe que com a diminuição da temperatura, a diferença entre a temperatura do termômetro e a do termopar se reduz. Cada termopar possui sua curva de aferição, mas o comportamento das curvas é semelhante a essa.

Em seguida foram fixados os termopares com araldite nas placas e nos componentes.

Para medir a temperatura da placa, foi feito um ligeiro furo na sua superfície de epoxi para se obter a temperatura média na espessura da placa, pois foi notado que para as potências maiores existe um pequeno gradiente de temperatura através da espessura da placa (direção z) e por hipótese do modelo, não existe variação de temperatura da direção z. A leitura da temperatura da placa no meio da sua espessura é uma tentativa de se obter a temperatura média da placa na sua espessura.

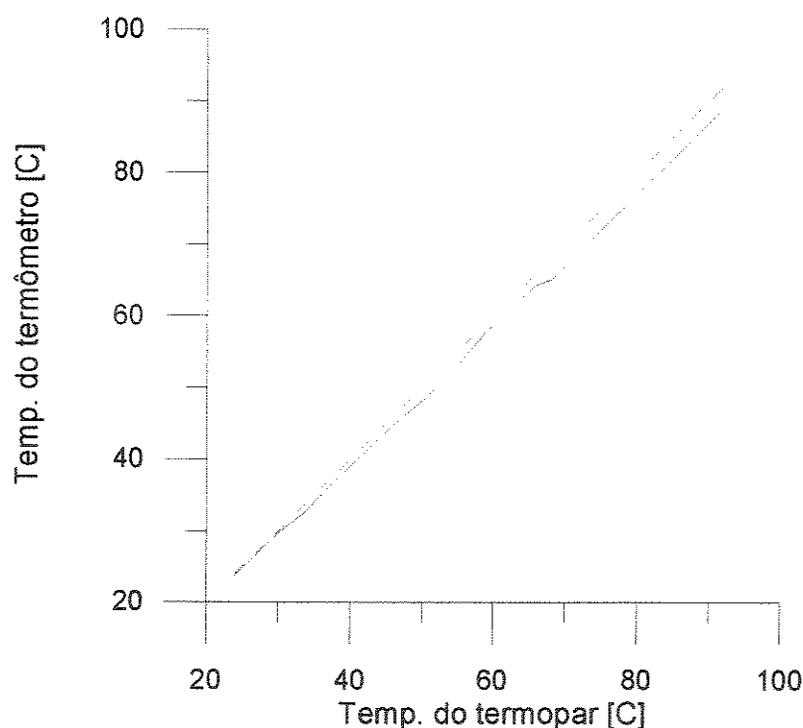


Figura 2.5 - Curva de aferição de um termopar

Observe a fotografia da placa com os termopares fixados:

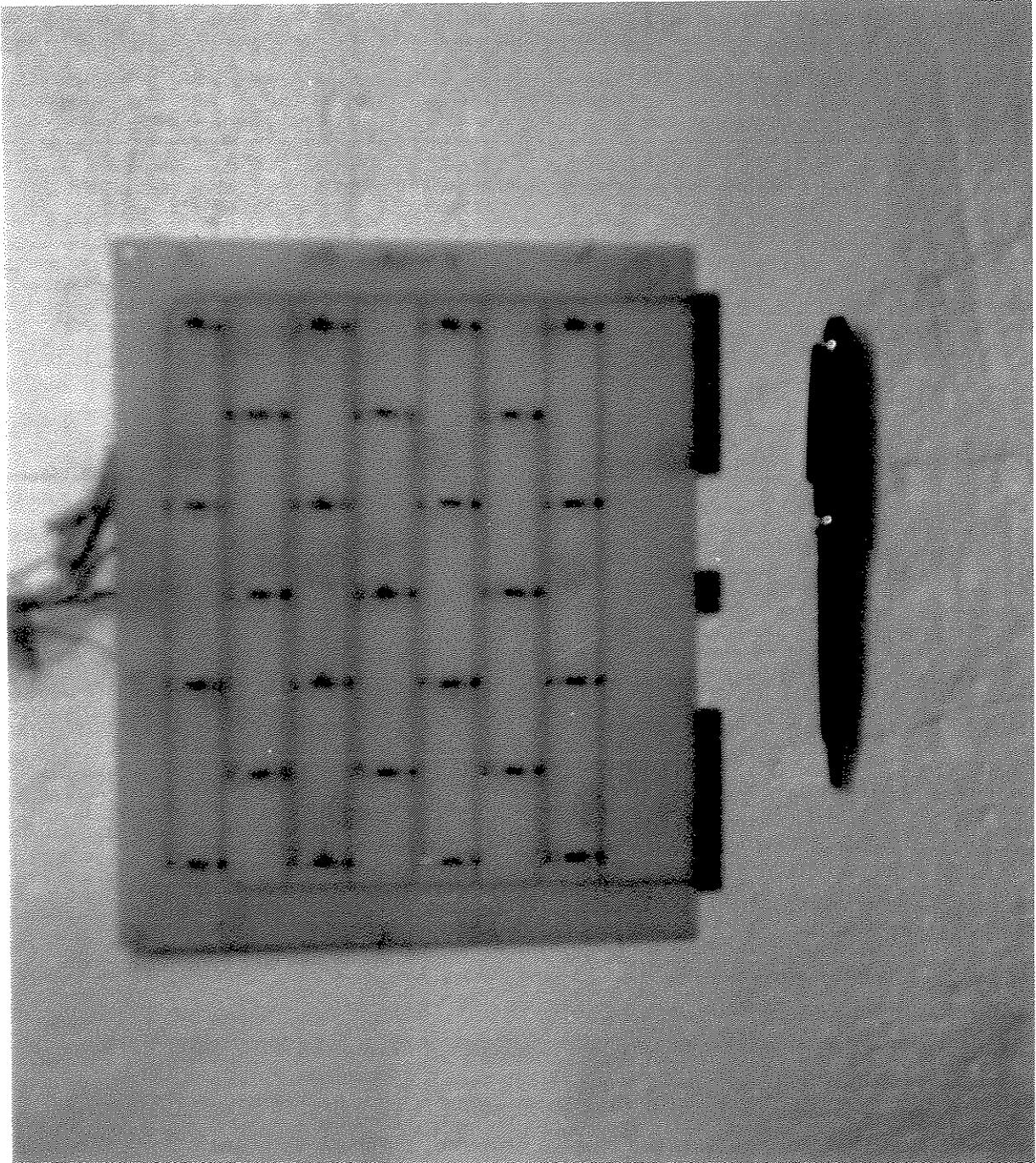


Figura 2.6 - fotografia da placa de circuito impresso instrumentada com os termopares.

Para conhecer a potência dissipada pelas placas é necessário controlar a tensão, e a tensão foi definida pela resistência global da placa. Cada placa era controlada individualmente por uma fonte estabilizadora de tensão. Foram simuladas 4 potências: 8, 6, 4 e 2 W, para os dois espaçamentos entre elas de 1,9 e 3,8 cm.

Trabalhos experimentais estão sempre sujeitos a erros. Por isso, é necessário uma análise de erros. A análise de incerteza revela que há uma incerteza de 0,87% na potência dissipada pela placa. Veja no apêndice um detalhamento mais aprofundado desta análise de erro.

Um fato observado é que qualquer coisa, que encoste na placa produz uma queda instantânea nas temperaturas da placa. Foi colocada uma folha de isopor transversalmente ao canal, para que não houvesse interferência do ar ambiente no canal. Em alguns experimentos, quando essa folha de isopor estava encostada nas placas, observou-se que havia uma fuga de calor pelas bordas das placas, pois a temperatura das placas diminuía rapidamente em cerca de 6°C para a potência de 8W. Para evitar essas medidas de temperatura errôneas, o isolamento não deve estar encostado nas placas.

As placas eram ligadas e deixadas estabilizarem por cerca de 3 horas com uma margem de segurança de uma hora pois, de acordo com a [ref. 4], em 2 horas se atingia regime permanente, ou seja, as temperaturas não variavam em função do tempo. É importante informar que sempre havia oscilação nas temperaturas. Quanto maior a potência dissipada pela placa, maior era a oscilação nas temperaturas, por isso fica difícil definir um critério de regime permanente para as maiores potências dissipadas pela placa.

Os termopares estavam conectados a um seletor e este estava ligado ao indicador de temperatura. Após a estabilização do fenômeno, as temperaturas eram medidas selecionando os termopares através do seletor. Foram realizadas 5 leituras das temperaturas com intervalo de 15 minutos entre elas. Após as 5 leituras, a tensão era diminuída e esperava-se 3 horas para entrar em regime permanente e iniciar-se as novas leituras. As placas foram testadas em ordem decrescente de potência.

Observe a fotografia do experimento.



Figura 2.7 - fotografia do aparato experimental

Das 5 leituras das temperaturas das placas e dos componentes, foram obtidas suas médias aritméticas e calculadas as suas temperaturas reais através das curvas de aferição.

Para o ar, como a sua temperatura era a que mais oscilava e por não haver um sistema de aquisição de dados, foram medidos 5 intervalos de oscilações de temperaturas e calculadas suas temperaturas médias por faixa de oscilação. Em seguida, foram calculadas as médias aritméticas das 5 temperaturas médias da faixa de oscilação, calculadas anteriormente.

As oscilações são causadas pelos vórtices ou separação do escoamento de ar gerados nos elementos protuberantes, de acordo com Mc Entire e Webb (1990), [ref. 19] e conforme Witzman e Nicoletta (1990), [ref. 9] a visualização do escoamento em canal indica que na prática, o escoamento raramente é estável e completamente desenvolvido.

Após a descrição do experimento e metodologia utilizada para obtenção das medidas experimentais será demonstrada a modelagem teórica utilizada para simulação do experimento.

Capítulo 3

Modelagem Teórica

Neste capítulo será descrito o modelo adotado para simular o problema numericamente.

3.1 Fluxo de calor

O calor gerado nos componentes percorre diferentes caminhos até aquecer o ar:

- Uma parte do calor é transferida diretamente por convecção da superfície do componente para o ar.

- Outra parte é transferida do componente para a placa. Essa transferência de calor ocorre por condução nos fios de cobre que ligam as extremidades dos componentes até a placa. Também ocorre condução e convecção através do ar entre o componente e a placa, e por último radiação. Se houver contato entre o componente e a placa, ocorre transferência de calor por condução entre eles. O fluxo de calor que chega na placa é transferido por condução no seu interior, aquecendo-a e posteriormente é transferido por convecção na superfície da placa para o ar. Veja a representação na figura abaixo.

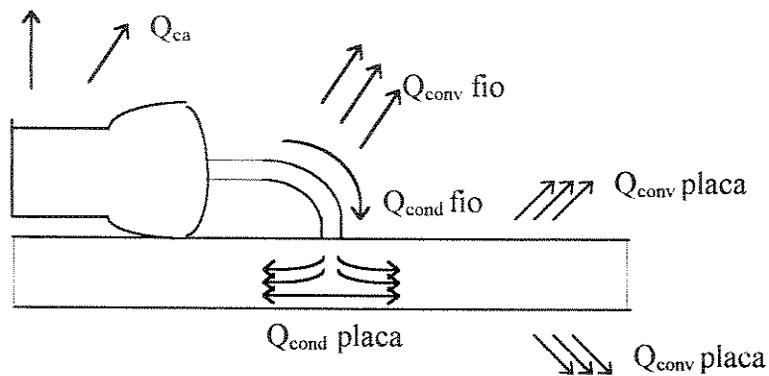


Figura 3.1 - Fluxo de calor num componente em corte

- Existem outros caminhos que são desprezados no modelo teórico, como:

- * O gradiente de temperatura na espessura da placa (eixo z).
- * A transferência de calor nas bordas da placa e
- * A transferência de calor por radiação.

A hipótese que não existe gradiente de temperatura na espessura da placa facilita bem os cálculos, pois a equação de balanço de energia na placa será bidimensional, além de que o gradiente de temperatura na direção z é pequeno.

Quanto à transferência de calor nas bordas da placa, foi testado no modelo teórico considerando essas perdas e descobriu-se que os resultados teóricos não variam na mesma ordem de grandeza das leituras das medidas experimentais ($0,1^{\circ}\text{C}$).

A hipótese de que a radiação é desprezível, é feita por outros autores como a [ref. 11 e 12]. Pela [ref. 6 e 7], as perdas por radiação representam cerca de 6% do calor total gerado sendo, portanto essa hipótese não terá um influência muito significativa nos resultados teóricos.

Para uma melhor visualização, observe a figura 3.2.

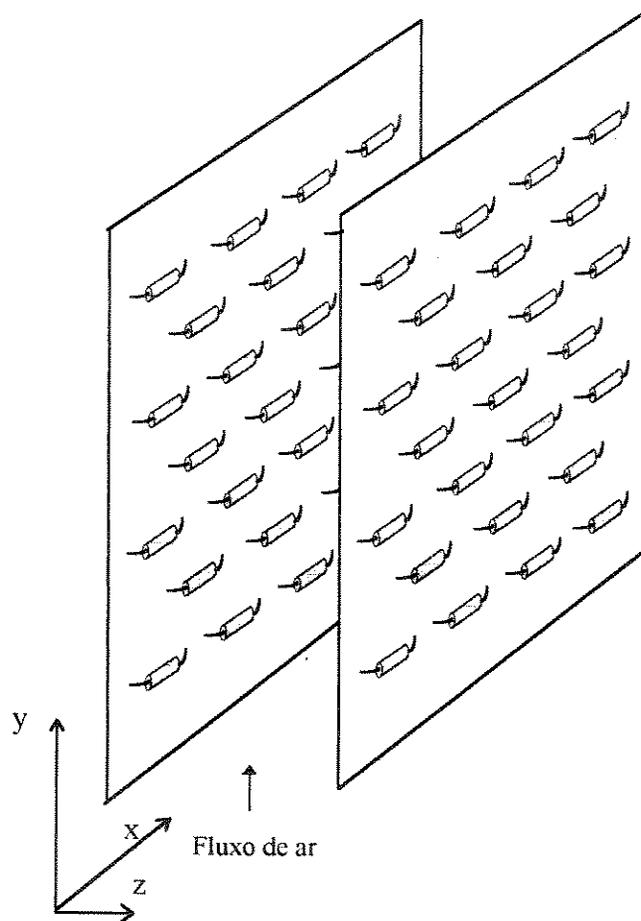


Figura 3.2 - Canal formado por duas placas de circuito impresso compostas por 25 componentes cada

3.2 Cálculo da transferência de calor na placa

O próximo passo foi formular as equações diferenciais que governam a transferência de calor através da placa num volume de controle infinitesimal. No volume de controle infinitesimal, empregou-se a equação de condução de calor bidimensional (lei de Fourier) para o fluxo de calor no interior da placa e utilizou-se, também, a equação da transferência de calor por convecção na superfície da placa. Foram considerados somente os termos de

regime permanente, ou seja, a temperatura não varia com o tempo. A equação diferencial no volume de controle foi elaborada da seguinte forma :

O calor que entra por condução + o calor do componente para a placa = calor que sai por condução + calor perdido por convecção .

$$-k\delta y\epsilon\frac{\partial T}{\partial x}-k\delta x\epsilon\frac{\partial T}{\partial y}+q_{cp}\delta x\delta y=-\left[k\frac{\partial T}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)\delta x\right]\delta y\epsilon-\left[k\frac{\partial T}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)\delta y\right]\delta x\epsilon+h_22\delta x\delta y(T-Ta_0)$$

(1)

Onde:

q_{cp} = taxa de calor que é transferida do componente para a placa por área, [W/m²]

ϵ = espessura da placa,

T_a = temperatura da placa,

T_{a_0} = temperatura do ar na entrada do canal,

h_2 = coeficiente de película da placa,

k = condutividade térmica da placa.

Os termos do calor que sai por condução foram escritos na forma de uma série de Taylor com só os dois primeiros termos da série.

Simplificando a equação, dividindo por $\delta v = \delta x\delta y\epsilon$ e admitindo k uniforme, tem-se:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{q_{cp}}{k\epsilon} = \frac{2h_2}{k\epsilon}(T - T_{a_0}) \quad (2)$$

Veja a representação do volume de controle na placa e seus fluxos de calor na figura 3.3.

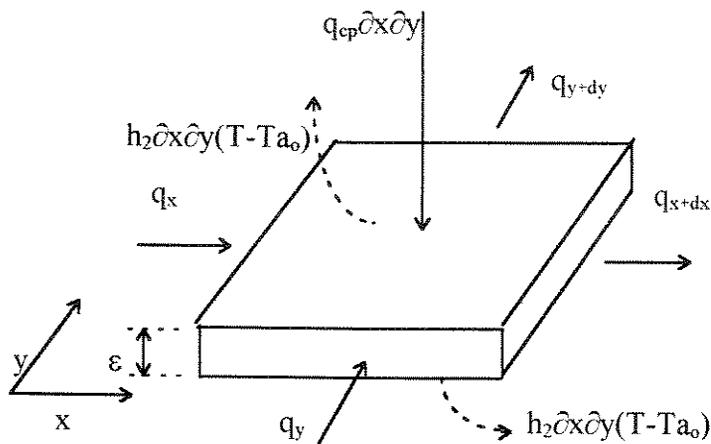


Figura 3.3 - Volume de controle diferencial da placa

A condutividade da placa exerce uma forte influência sobre a temperatura dos componentes. Isso é constatado no estudo bibliográfico [ref. 1 e 9] e nas simulações teóricas.

Simular o resfriamento das placas de circuito impresso utilizando a condutividade térmica puramente da placa de epoxi não reproduz a transferência de calor na placa, pois os trilhos de cobre estanhado, que conduzem corrente elétrica no fundo das placas, influenciam a sua condutividade térmica. A diferença entre as temperaturas teóricas e experimentais, sem considerar os trilhos no cálculo da condutividade térmica da placa de cobre, chega a atingir 70%, mas, considerando os trilhos, ela é significativamente reduzida. Essa comparação será exibida num gráfico da diferença entre as temperaturas pela condutividade térmica da placa no capítulo de Resultados e Discussões.

Foi estimada uma condutividade térmica efetiva da placa pela média ponderada pelo volume, pois a transferência de calor por condução ocorre no interior da placa.

$$K_{\text{efetiva}} = (K_{\text{pura}} \times \text{Vol}_{\text{placa}} + K_{\text{cu}} \times \text{Vol}_{\text{cu}}) / \text{Vol}_{\text{total}} \quad (3)$$

Onde:

K_{pura} é a condutividade térmica da placa sem os trilhos ($0,26\text{W/m}^\circ\text{C}$),

K_{cu} é a condutividade térmica dos trilhos de cobre ($386\text{W/m}^\circ\text{C}$).

A fórmula da média ponderada estima a condutividade térmica da placa na direção preferencial do fluxo de calor através dos trilhos de cobre. Veja no apêndice os cálculos da condutividade térmica efetiva da placa e da condutividade térmica bidimensional num volume de controle central integrado na placa.

Como a malha é bidimensional, tentou-se estimar uma condutividade térmica nas duas direções, mas os resultados da distribuição de temperatura na placa através do modelo não teve uma variação significativa em relação ao modelo anterior.

Como o modelo com condutividade térmica placa bidimensional é mais trabalhoso e os resultados de nenhum dos dois modelos não foram predominante melhores em relação ao outro, foi utilizado o modelo com condutividade térmica efetiva da placa pela média ponderada do volume.

3.3 Discretização

Após a formulação das equações, a placa foi discretizada por uma malha bidimensional de 25×9 pelo método dos volumes finitos, para o eixo (Y) e o eixo (X), respectivamente. Observe os volumes de controle na placa.

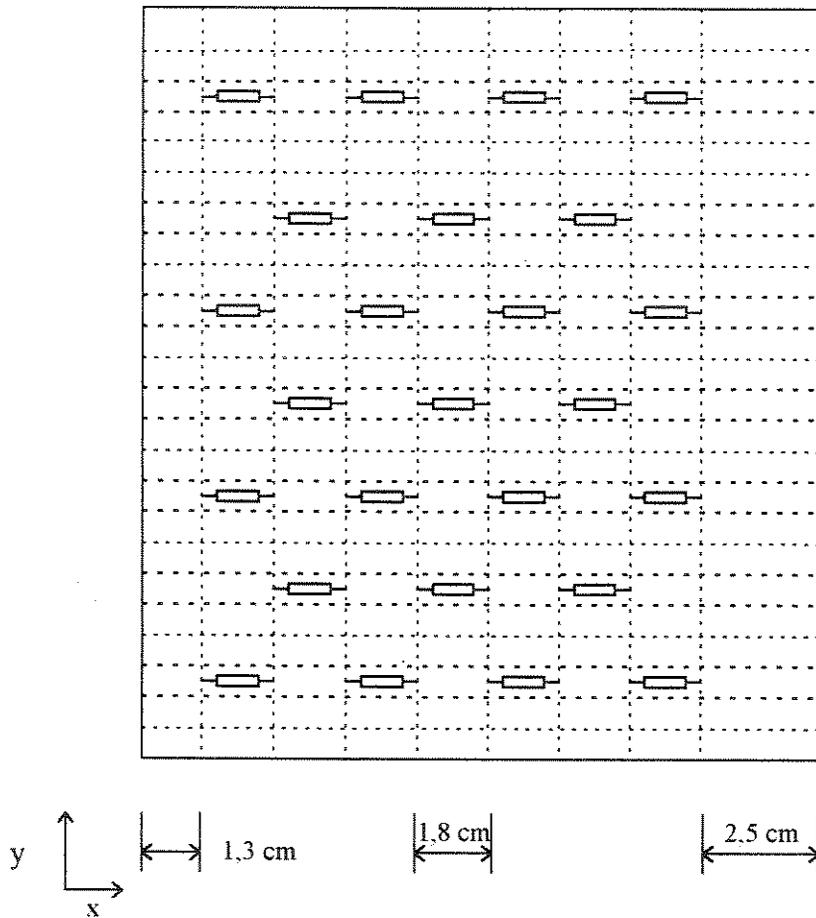


Figura 3.4 - Volume de Controle na Placa

As dimensões das placas são 20,1 x 16,4 cm por 0,17 cm de espessura. No eixo Y, a dimensão dos volumes de controle (Δy) ficou igual a $(20,1 \div 25) = 0,804$ cm e no eixo X, para que o centro do volume de controle se posicione no meio do componente, as dimensões da primeira e da última coluna na extremidade da placa não são iguais às das colunas intermediárias.

As dimensões (Δx) do volume de controle ficaram: na primeira coluna da placa igual a 1,3 cm, na última coluna igual a 2,5 cm e nas colunas intermediárias, da segunda até a sétima coluna, igual a 1,8 cm.

A equação diferencial integrada no volume de controle foi organizada na seguinte célula de varredura:

$$ap_x T_p = ae_x T_e + aw_x T_w + an_x T_n + as_x T_s + b \quad (4)$$

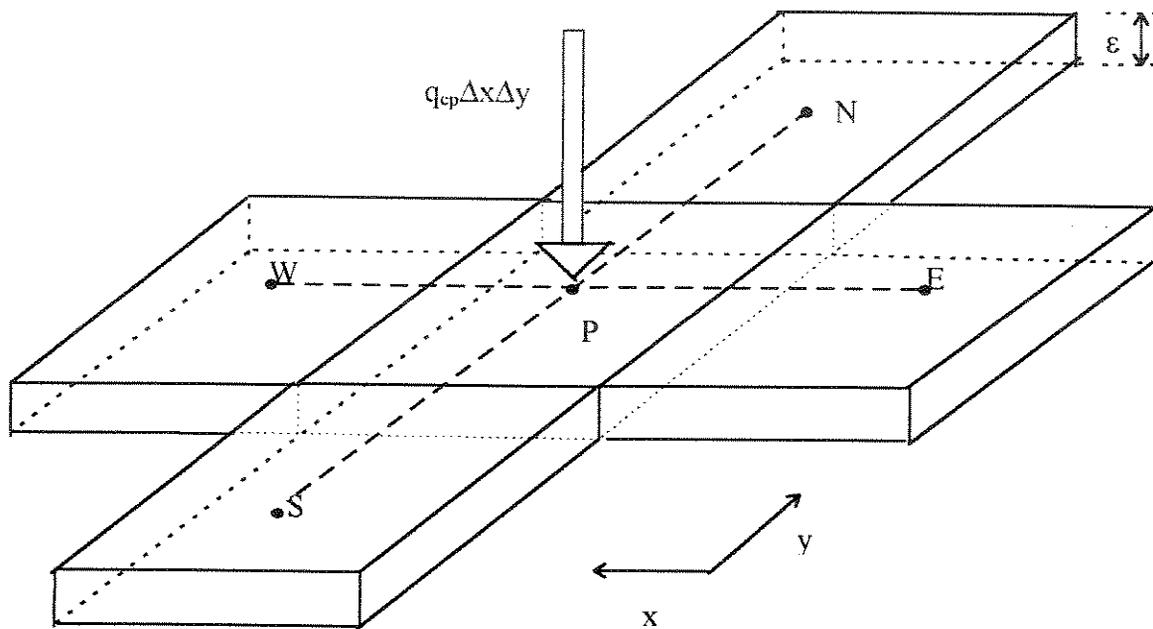


Figura 3.5 - Célula de varredura

Onde:

$$a_p = \left[\frac{2\Delta y}{\Delta x} + \frac{2\Delta x}{\Delta y} + \frac{h_2}{k\varepsilon} 2\Delta x\Delta y \right]$$

$$a_w = \left[\frac{\Delta y}{\Delta x} \right]$$

$$a_e = \left[\frac{\Delta y}{\Delta x} \right]$$

$$a_n = \left[\frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$a_s = \left[\frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$b = \left[\frac{q_{cp}}{k\varepsilon} + \frac{2h_2}{k\varepsilon} T_{a_0} \right] \Delta x\Delta y$$

3.4 Cálculo da transferência de calor para o ar

Quanto à transferência de calor para o ar, foi realizado um balanço de energia no volume de controle do ar em duas situações: quando não há componente e quando há componente no volume de controle.

Para a primeira situação, o balanço energético fica: energia necessária para aquecer o ar = calor liberado por convecção pela placa.

$$\dot{m} cp(T_{a_{i,j+1}} - T_{a_{i,j}}) = 2h_2 \Delta x \Delta y (T_{i,j} - T_{a_0}) \quad (4)$$

Quando há componente, o balanço de energia para o fluxo de ar é igual: energia necessária para aquecer o ar = calor liberado por convecção pela placa + calor liberado por convecção pelo componente.

$$\dot{m} cp(T_{a_{i,j+1}} - T_{a_{i,j}}) = h_2 2\Delta x \Delta y (T_{i,j} - T_{a_0}) + h_1 A_1 (T_{c_{i,j}} - T_{a_m}) \quad (5)$$

Onde : $T_{a_m} = (T_{a_{i,j+1}} + T_{a_{i,j}})/2$

$T_{a_{i,j}}$ = temperatura do ar,

$T_{i,j}$ = temperatura da placa,

$T_{c_{i,j}}$ = temperatura do componente,

h_1, h_2 = coeficiente de convecção do componente e da placa respectivamente,

A_1 = área do componente.

Foi desprezado a transferência de calor por convecção na superfície do fio que liga o componente à placa. Quando se considerou esse fluxo de calor, a temperatura do ar não variou, mas a do componente variou menos do que 1,5°C. O fio foi considerado uma aleta com a temperatura variando ao longo da sua extensão entre a temperatura do componente e a da placa. Experimentalmente isto não ocorre, pois observou-se que a temperatura do fio estava bem mais próxima da temperatura da placa, por isso não foram consideradas as perdas pelo fio para não prejudicar a estimativa da temperatura do componente.

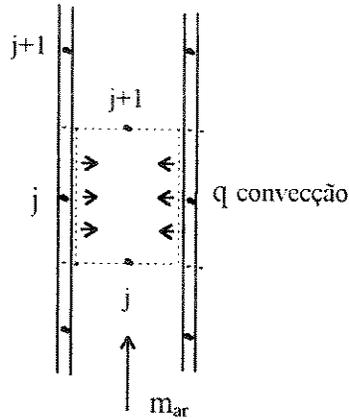


Figura 3.6 - Aquecimento do ar no canal formado pelas placas

Observe que a malha do ar está deslocada em relação à malha da placa. O ponto nodal de temperatura da placa corresponde ao meio do volume de controle, onde foi feito o balanço de energia para o ar.

3.5 Cálculo dos Coeficientes de Película

Como já mencionado na introdução, a transferência de calor por convecção em um canal é influenciada por dois mecanismos: o empuxo local, que é responsável pela convecção natural, e o empuxo global do canal, que gera a convecção forçada induzida pelo empuxo. O escoamento (empuxo) global surge do empuxo bruto total do canal, chamado de efeito chaminé.

Esse efeito é gerado pelas diferenças de densidade do fluido e é o resultado da combinação do equilíbrio de pressão global entre a entrada e a saída do canal, da força de campo gravitacional vertical do fluido e do arrasto hidrodinâmico entre a parede do canal e o escoamento do fluido, [ref. 6 e 7].

Em algumas situações, não se pode definir uma transferência de calor por convecção forçada nem por convecção natural, pois é possível que ambos os mecanismos estejam atuando. As forças de empuxo podem reforçar o fluxo (a favor do fluxo) ou podem impedir o fluxo (oposto ao fluxo), [ref. 13].

Para definir que tipo de convecção está atuando, são analisados dois parâmetros: o número de Reynolds, que significa a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas em convecção forçada, e o outro parâmetro é a raiz quadrada do número de Grashof que representa a razão entre as forças de empuxo pelas forças viscosas em convecção natural. Quando a convecção forçada e a convecção natural estão atuando simultaneamente, tem-se

a convecção mista, ou seja:

$$\frac{Gr^{1/2}}{Re} \cong 1$$

Se o número de Reynolds for muito maior que $Gr^{1/2}$, então a convecção natural não terá importância. Se o número de Reynolds for muito menor que $Gr^{1/2}$, então a convecção forçada não será significativa.

Moffat e Ortega, [ref. 6 e 7] definiram um critério quantitativo que julga os efeitos da convecção forçada induzida pelo empuxo e a convecção forçada induzida por meios externos. Um experimento foi realizado com escoamento forçado induzido pelo empuxo e escoamento forçado induzido por um ventilador. O número de Nusselt medido foi mostrado normalizado em relação ao valor limite em convecção forçada pura como função do parâmetro Gr/Re^2 . A potência dos componentes foi aumentada em pequenas variações e foi observado que o empuxo local (convecção natural) não perturba a convecção local (convecção forçada) até $Gr/Re^2=0,3$ ponto em que o número de Reynolds para convecção mista é 5% maior do que seu valor limite em convecção forçada. Antes desse ponto o coeficiente de transferência de calor para o componente não variou, assim a convecção era definida somente pelos efeitos do empuxo global do canal, ou seja, definida pela convecção forçada em função do número de Reynolds.

Assim, quanto menor do que 0,3 for a razão Gr/Re^2 para componentes cúbicos, menor é a influência do empuxo local e os efeitos da convecção forçada induzida pelo empuxo e convecção forçada induzida pela pressão são indistinguíveis.

Observou-se que, quando o espaçamento entre as paredes do canal é pequeno e há uma boa mistura no fluxo de ar através do canal, o mecanismo de transferência de calor por convecção é governado principalmente pelo escoamento induzido global do canal e fracamente pelo empuxo local.

No modelo, foram utilizados dois coeficientes de película fornecidos pela literatura: um para a placa em função da variável adimensional ϕ (Miyatake e Fujii 1973) e o outro para a superfície do componente (Witzman et al 1990) em função do número de Reynolds baseado no comprimento característico.

3.5.1 Coeficiente de Película para a placa

O coeficiente de película utilizado para a placa foi extraído do trabalho de Fujii e Tomimura (1994 - ver ref. 12) em função da variável adimensional ϕ , onde as propriedades são calculadas em função da temperatura do ar na entrada (T_{a0}).

Nesse trabalho, foi realizado o estudo numérico e experimental da transferência de calor por convecção natural pelo ar em um conjunto de 5 placas paralelas verticais e lisas, cada uma aquecida uniformemente. O número de Grashof modificado variou entre $Gr^* = 2,3 \times 10^3 \sim 8,8 \times 10^5$ e a razão altura e espaçamento da placa ($L=l/h$) variou de 8~30. Foram comparados os perfis de velocidade e os de temperatura calculados com os medidos experimentalmente. Foi observada uma boa concordância entre os dados teóricos e experimentais de fluxo, exceto para a baixa razão $L=8$. O efeito dos componentes protuberantes também foi verificado, sendo que a solução numérica concordou bem com as medidas experimentais exceto para a razão $L=30$. De acordo com Mc Entire e Webb (1990), [ref. 19], fontes de calor protuberantes interrompem a camada limite hidrodinâmica do escoamento de ar, provocando a mistura das camadas limites térmica com a hidrodinâmica. Esse efeito melhora a transferência de calor na placa.

Uma correlação para calcular o número de Nusselt local é proposta:

$$Nu = \frac{\phi}{6,93} [1 - \exp(-5,72\phi^{-0,66})] \quad (6)$$

$$\phi = \frac{Gr^* Pr / X}{(Gr^* Pr / L)^{1/2}} \quad (7)$$

Onde : $Pr = 0,70$, $Gr^* = \frac{g\beta q_w h^4}{\lambda_f \nu^2}$, $L = l/h$, $X = x/h$, $\beta = 1/Ta_0(K)$

$$q_w = Q/2A \text{ e } Nu = \frac{q_w h}{T - Ta_0 \lambda_f}$$

g é a gravidade [m/s],

Ta_0 é a temperatura do ar na entrada do canal [K],

T é a temperatura da placa [$^{\circ}C$],

Q é a taxa de calor por placa [W],

A é a área da placa [m^2],

h é o espaçamento do canal [m],

l é a altura do canal [m],

x é a coordenada no comprimento da placa [m],

As propriedades do ar como viscosidade (ν) e condutividade térmica (λ_f) são calculadas no programa por equações de terceira ordem, em função da temperatura do ar na entrada, extraídas da tabela A-8 ,ver (ref. 15).

3.5.2 Coeficiente de Película para o componente

O coeficiente de película do componente foi extraído do trabalho de Witzman et al 1990, onde o autor desenvolve essa correlação para componentes cúbicos, ver (ref. 9):

$$Nu_a = 0,465 Re_a^{0,6} \quad (8)$$

onde :

Nu_a e Re_a são baseados no comprimento característico do componente a , igual à raiz quadrada da área superficial do componente. Essa escolha, conforme Witzman, é baseada na observação de Yovanovich (1988) [ref. 10] de que o calor tende a se espalhar radialmente

no componente antes de ser transferido para o fluxo de ar. No cálculo da área superficial do componente foi desprezada a área do fio que liga o componente à placa.

As propriedades do ar (ν e λ_f) são determinadas pelas condições do fluxo local e não pelas condições do fluxo global do canal, [ref. 6, 7 e 9].

$$Nu_a = \frac{h_1 a}{\lambda_f} \quad \text{e} \quad Re_a = \frac{ua}{\nu}$$

onde:

h_1 é o coeficiente de película para o componente,
 a é a raiz quadrada da área superficial do componente.

O termo u (velocidade média do fluxo), por não haver um anemômetro de precisão, foi estimado através do trabalho de Fujii [ref. 12 e 14] pelo gráfico que relaciona o fluxo induzido adimensional Re/L com o parâmetro Gr^*/L .

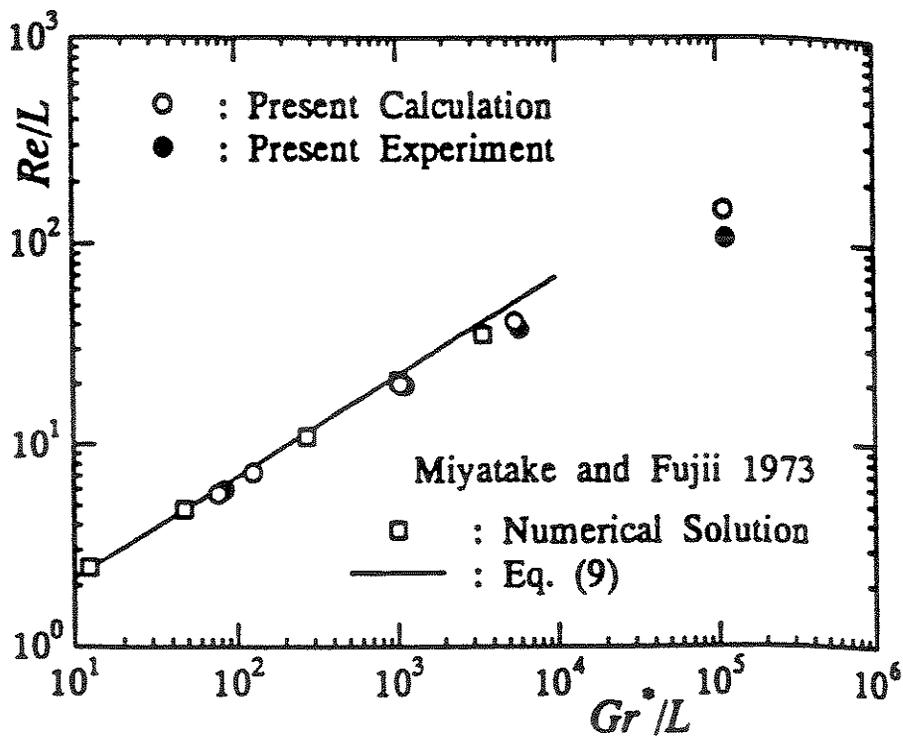


Figura 3.7 - Fluxo induzido adimensional Re/L pelo parâmetro Gr^*/L .

A correlação possui boa concordância para $Gr^*/L < 4.000$, e a aproximação melhora com a diminuição desse parâmetro, chegando a coincidir quando $Gr^*/L < 100$, sendo L a razão entre o comprimento do canal e o seu espaçamento. Como quase todos os valores ficaram acima do limite máximo de $Gr^*/L < 4.000$, foi necessário extrair uma outra relação do gráfico de Fujii. Veja a equação original e a nova equação extraída do gráfico.

$$\text{equação original} \quad \frac{Re}{L} = 0,690 \left(\frac{Gr^*}{L} \right)^{1/2} \quad (9)$$

$$\text{nova equação} \quad \frac{Re}{L} = 1,789 \left(\frac{Gr^*}{L} \right)^{0,35} \quad (10)$$

Essas duas curvas se encontram quando Gr^*/L é igual a 573,4. Por isso, acima desse ponto de interseção, utiliza-se a nova equação. No capítulo de Resultados e Discussões será verificada a validade da nova equação.

Comparando o coeficiente de película, para o componente central da placa com espaçamento de 1,9 cm, de convecção forçada (Witzman) para componentes cúbicos com um coeficiente de convecção forçada para cilindros horizontais, nota-se que os valores da correlação de convecção forçada (Witzman) diferem dos valores de convecção forçada para cilindros horizontais de 12 a 14%. Veja a tabela 2.1.

tabela 3.1 - Comparação dos coeficientes de película de Witzman (componentes cúbicos) com coeficiente de convecção forçada para cilindros horizontais.

Potência [W]	Conv. (Witzman) [W/m ⁰ C]	Conv. Forçada [W/m ⁰ C]
8	25,8	30,0
6	24,8	28,6
4	23,4	26,9
2	21,3	24,2

Uma verificação inicial do coeficiente de película de Witzman e Nicoletta (1990), [ref. 9] determinados inicialmente para componentes cúbicos e utilizados em componentes com formato aproximadamente cilíndrico demonstra que não existe uma diferença significativa entre os coeficientes.

3.6 Cálculo da Temperatura do Componente

A temperatura do componente foi calculada utilizando o conceito de resistência térmica entre a placa e o componente. Essa resistência representa todas as possíveis formas de transferência de calor entre a placa e o componente. No início deste capítulo foram citadas algumas formas de transferência de calor como os possíveis caminhos percorridos pelo calor gerado nos componentes.

Devido à complexidade dos caminhos do calor e às variações de configuração entre o componente e a placa, como a distância entre o componente e a placa e o tamanho da solda no ponto de montagem, a resistência térmica foi calculada utilizando dados do experimento. Tentou-se simular a transferência de calor do componente para a placa considerando os fios que ligam os dois como aleta, mas não houve uma boa concordância entre as medidas e o modelo teórico. Um termopar foi isolado com verniz e colado no fio e constatou-se sua temperatura estava bem mais próxima da placa do que do componente, ou seja, havia uma grande resistência térmica no contato entre o componente e o fio fazendo com que a temperatura do fio esteja mais próxima à da placa.

A resistência térmica foi calculada igualando a diferença de temperatura entre a placa e o componente do programa com a diferença de temperatura no experimento:

$$R_k = \frac{T_c - T}{Q_{cp}} \quad (11)$$

Onde:

Q_{cp} é o calor que vai do componente para a placa, $Q_{cp} = Q_t - Q_{ca}$

Q_t é o calor total dissipado pelo componente,

Q_{ca} é o calor transferido por convecção na superfície do componente,

T_c é a temperatura do componente,

T é a temperatura da placa.

Para verificação desses valores de resistência na literatura, encontram-se na tabela 10 da [ref. 16] dados de resistência térmica entre o resistor e o ponto de montagem em função do tipo específico de componente. Há valores de resistência para o nível do mar e para o vácuo para outros tipos de componentes, diferentes do componente utilizado no experimento, e observa-se que os valores para o nível do mar são 17 a 40% menores que para o vácuo, ou seja, o fluxo de calor por condução através do ar pode ser bastante significativo. Observe os dados de resistência térmica da [ref. 16] para o tipo característico do componente utilizado em função da potência dissipada pelo componente e os valores encontrados no programa:

tabela 3.2 - resistência térmica

Potência do resistor[W]	R_k [°C/W] - ref. 16	R_k [°C/W] - programa
0,08		80
0,25	120	
0,32		75
0,50	90	
1,00	50	

Esses dados de resistência térmica da [ref. 16] não consideram a distância entre o resistor e a placa e o componente não encosta na placa. Nas placas do experimento, observa-se que os resistores mantêm dois contatos pontuais com a placa. O contato entre a placa e o componente aumenta a transferência de calor do componente para a placa e diminui a diferença de temperatura entre eles. Por isso, para essa diferença de configuração do componente, a resistência térmica entre o componente e a placa será menor do que os valores tabelados na [ref. 16].

Observe a representação da resistência térmica.

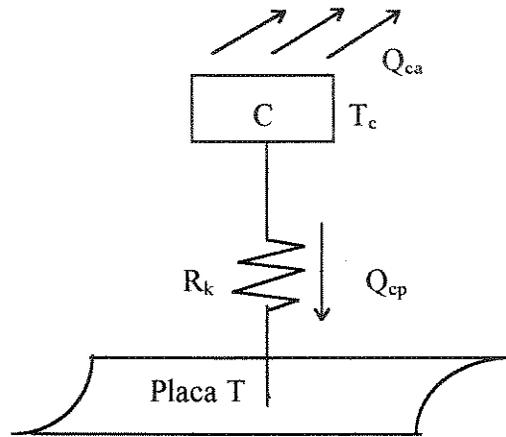


Figura 3.8 - Balanço de energia no componente

Assim, o balanço de energia no componente fica: energia dissipada pelo componente = energia perdida por convecção para o ar + energia transferida para a placa.

$$Q_t = h_1 A_1 (T_c - T_{a_m}) + \left(\frac{T_c - T}{R_k} \right) \quad (12)$$

onde: T_{a_m} é a temperatura média do ar entre a entrada e saída do volume de controle.

Desenvolvendo essa equação tem-se que:

$$T_c = \frac{Q_t + h_1 A_1 T_{a_m} + T / R_k}{h_1 A_1 + 1 / R_k} \quad (13)$$

3.7 Programa

O programa foi elaborado na linguagem Pascal. Ele começa definindo as dimensões da placa, do componente, do volume de controle, a potência dissipada pela placa e arbitrando uma temperatura inicial para a placa, o componente e o ar. A partir da temperatura inicial do ar são calculadas suas propriedades como ν , ρ e k_f (viscosidade,

massa específica e condutividade térmica) que servirão para se estimar o coeficiente de película na placa (h_2) e no componente (h_1).

O coeficiente de película na placa (h_2) é definido pela equação (6) em função do parâmetro ϕ . Antes dessa equação é calculado o número de Grashof modificado (Gr^*) pela potência dissipada por área da placa e calculado o parâmetro ϕ através da equação (7).

O coeficiente de película do componente (h_1) é definido pela equação (8) baseado no comprimento característico do componente a . A velocidade média do fluxo (u) foi estimada pela equação (10) em função do parâmetro Gr^*/L .

O número de Prandtl foi admitido 0,7, o calor específico do ar (c_p) igual à 1006 [J/kg°C] e a condutividade térmica da placa foi admitida uniforme e igual a 3,15 [W/m°C].

O balanço de energia na placa é calculado linha por linha pela célula de varredura da equação (4), e ao final de cada linha, a temperatura da placa é calculada por uma TDMA, ver apêndice.

Após o balanço de energia na placa, é feito o balanço para o ar pela equação (4) ou (5), se houver componente ou não no volume de controle, respectivamente. A malha do ar está deslocada em relação à malha da placa. Havendo componente no volume de controle, também é realizado um balanço de energia no componente para determinar sua temperatura pela equação (13).

Após o cálculo das temperaturas, é feito um teste de convergência com a temperatura do componente no centro da placa. Se $T_{c,t} - T_{c,t-1}$ (temperatura do componente da última iteração menos a da iteração anterior) for menor que 0,01°C, então o programa sai do "looping", caso contrário, o programa retorna aos balanços de energia até que essa condição seja satisfeita. Esse valor foi assumido através de testes anteriores, garantindo que as temperaturas não variem na mesma ordem de grandeza de precisão das medidas experimentais (10^{-1} °C) e que os valores iniciais arbitrados da temperatura da placa e do componente não influenciem nos resultados finais.

O programa é iterativo e converge rapidamente. O tempo utilizado na execução do programa foi de 2 a 3 segundo para condutividade térmica da placa de 3,15W/m°C, e aumentava para cerca de 10 segundos para condutividade térmica da placa de 10W/m°C.

Veja o fluxograma do programa.

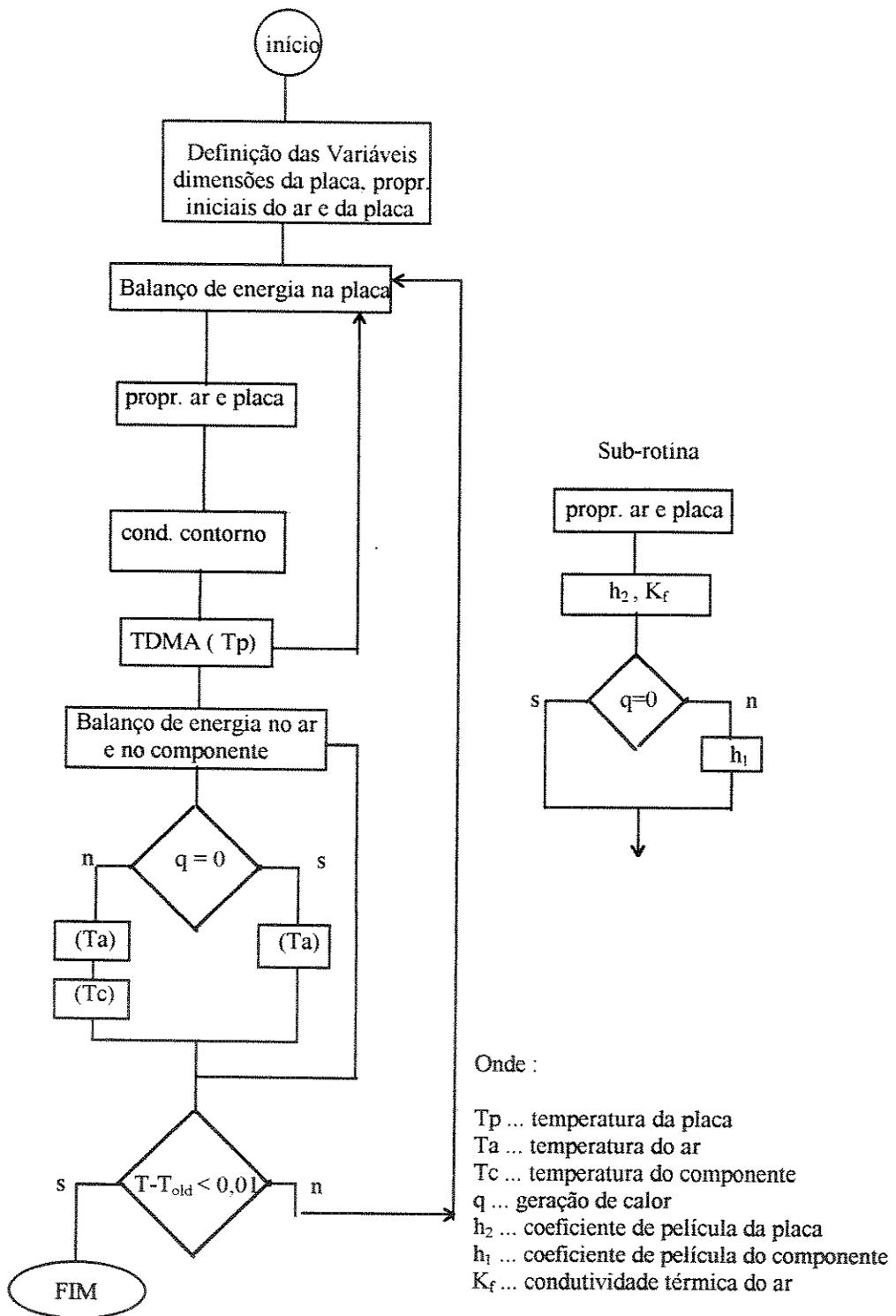


Figura 3.9 - Fluxograma do programa

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo serão comparadas as medidas experimentais com os resultados teóricos para se verificar se a modelagem teórica reproduz satisfatoriamente o resfriamento natural pelo ar de canais formados por placas de circuito impresso.

4.1 Verificação da correlação de vazão mássica

Primeiramente foi feita uma estimativa indireta da vazão mássica para se verificar se a correlação utilizada para determinar a velocidade (Re), proposta pelo gráfico de Fujii [ref. 12 e 14], reproduz valores próximos da realidade para esse experimento. A velocidade do ar foi calculada através do aumento de temperatura do ar e do calor dissipado pela placa.

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Onde : \dot{m} ... vazão mássica no canal.

Q ... calor dissipado pela placa.

c_p ... calor específico.

ΔT ... variação da temperatura do ar entre a entrada e a saída do canal.

A variação da temperatura do ar no canal foi determinada pela diferença entre a temperatura do ar na entrada e a temperatura média na saída do canal. A temperatura do ar na entrada do canal foi tomada como sendo a temperatura ambiente. A temperatura média na saída do canal foi estimada a partir das medidas efetuadas. Como a malha do ar forma 9 colunas e só foi medida a temperatura do ar no final das colunas: 2, 4, 5, 6 e 8, a temperatura no final das colunas 1 e 9 foi estimada como sendo igual à das colunas 2 e 8 respectivamente e a temperatura nas colunas 3 e 7 foi calculada como a média entre as colunas 2 e 4 e as colunas 6 e 8 respectivamente.

O gráfico 4.1.1 compara a vazão mássica calculada com a vazão mássica estimada experimentalmente. A vazão mássica do canal foi comparada para a potência de 8, 6, 4 e 2W para espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm.

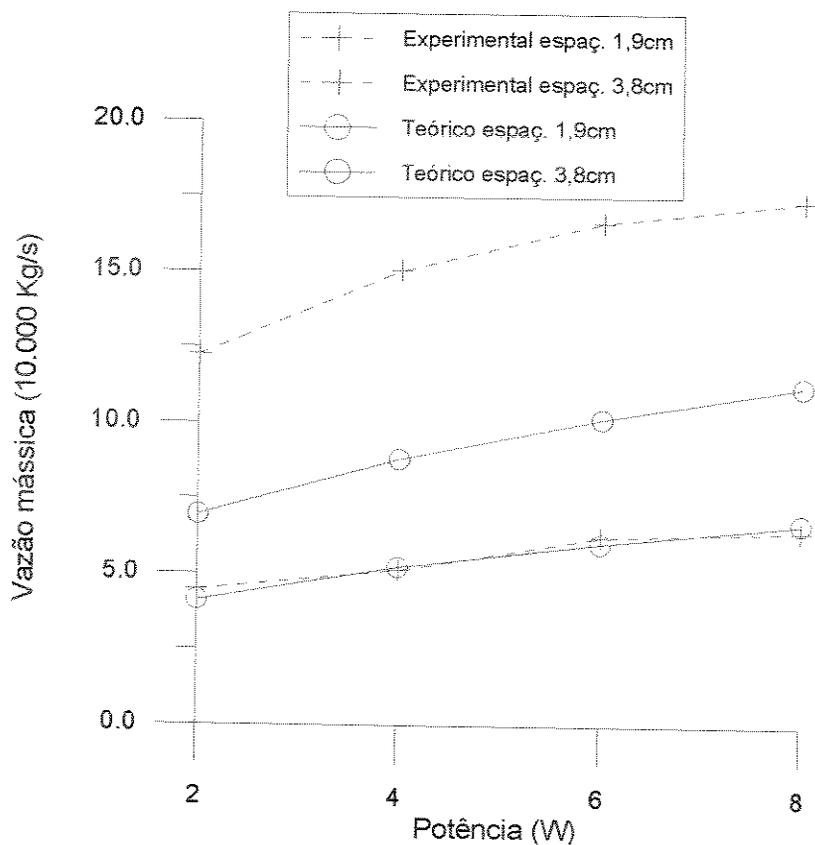


Figura 4.1.1- Comparação entre a vazão mássica experimental e teórica para espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm.

A diferença entre a vazão mássica para o espaçamento de 1,9 cm é bem menor do que para o espaçamento de 3,8 cm. Os resultados teóricos chegam a coincidir com a estimativa experimental para o espaçamento de 1,9 cm.

A equação original da velocidade (Re) de Miyatake e Fujii [ref. 12 e 14] possui boa concordância para $Gr^*/L < 4.000$ e chega a coincidir quando $Gr^*/L < 100$, sendo L a razão entre o comprimento do canal e o seu espaçamento. A nova equação extraída do gráfico se encontra com a correlação original no ponto ($Gr^*/L = 573,4$).

Observe os valores do parâmetro Gr^*/L por potência e espaçamento.

tabela 4.1 - parâmetro Gr^*/L em função da potência para espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm.

Potência	8W	6W	4W	2W
Gr^*/L (1,9 cm)	8.050	5.980	4.040	2.060
Gr^*/L (3,8 cm)	264.660	199.240	133.320	68.560

Com o gráfico 4.1.1 e a tabela 4.1 acima, pode-se observar que a nova equação de velocidade parece ser boa para valores de Gr^*/L entre 2.000 e 8.000.

Para o espaçamento de 3,8 cm, os valores de Gr^*/L variaram entre 68.560 e 264.660 e as diferenças entre a vazão mássica calculada teoricamente e a vazão mássica estimada experimentalmente aumentaram significativamente. A nova equação não estima com boa precisão a vazão mássica para espaçamento de 3,8 cm. Há duas explicações para essa grande discrepância. A primeira é que o valor de Gr^*/L chegando a 264.660, já está fora das medidas efetuadas por Fujii, [ref. 12 e 14] e por isso não é mais confiável. Outra explicação é que a razão L (altura pelo espaçamento do canal) deve ser suficientemente grande para garantir que o fluxo de ar no canal esteja bem misturado, para que a leitura da temperatura do ar represente uma temperatura média de mistura. O fluxo de ar no meio do canal não se mistura completamente com o fluxo de ar aquecido pelas placas e pelos componentes

(plumas) e sai, portanto, sem variar ou com uma pequena variação da temperatura no final do canal.

Por isso, o fluxo que sai no meio do canal não representa a temperatura média de mistura do ar no canal. Observe a tabela 4.2 onde é mostrada a variação de temperatura do ar (temperatura do ar na saída do canal menos a temperatura do ar da entrada do canal) em função das potências para espaçamento de 1,9 e 3,8 cm.

tabela 4.2 - variação da temperatura do ar (temperatura média da saída do canal menos a da entrada) em função das potências para os dois espaçamentos.

Potência	8[W]	6[W]	4[W]	2[W]
ΔT_a (1,9 cm) °C	12,3	9,6	7,8	4,5
ΔT_a (3,8 cm) °C	4,6	3,6	2,6	1,6

Nessa tabela, observe que a variação de temperatura do ar para espaçamento de 1,9 cm é quase três vezes a variação de temperatura do ar para espaçamento de 3,8 cm para uma mesma potência.

Observe os perfis de temperatura e velocidade extraídos do trabalho de Fujii [ref. 12 e 14].

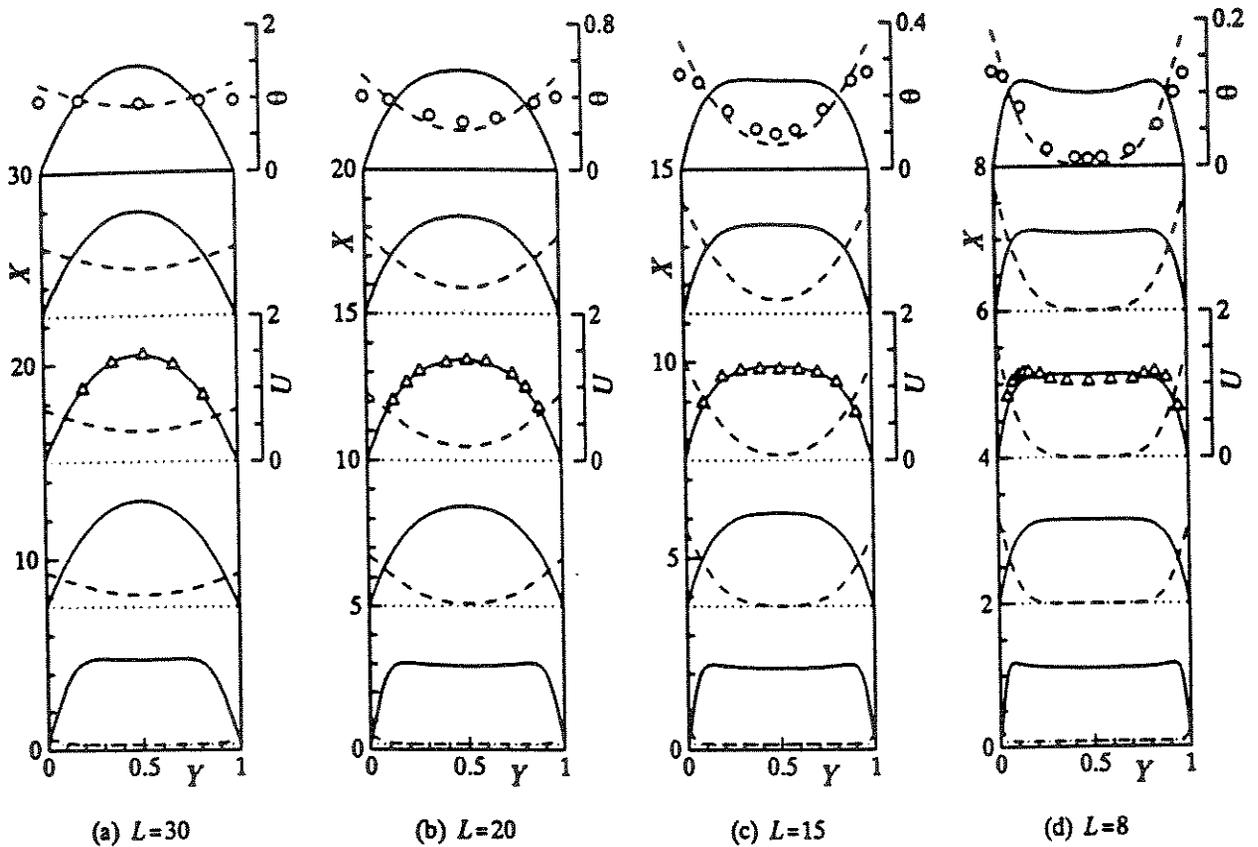


Figura 4.1.2 - Perfis de velocidade e temperatura entre as placas. [ref. 12 e 14]

A figura mostra o perfil de velocidade (linha cheia) e temperatura (linha tracejada) entre as placas para 5 alturas selecionadas ($X = x/h$) $X = 0,01L, 0,25L, 0,50L, 0,75L$ e L na faixa $L=30\sim 8$, onde x é a coordenada vertical.

Para o experimento, a razão L foi 10,6 para o menor espaçamento e 5,3 para o de maior. Pela figura acima, para a razão $L=8$ a temperatura do ar no meio do canal não variou

e como a razão (L) para o experimento com espaçamento de 3,8 cm foi 5,3, a temperatura do ar no meio do canal no final da placa não vai representar a temperatura média de mistura. Admite-se que para o espaçamento de 1,9 cm, onde $L=10,6$ a temperatura do ar no meio do canal no final da placa possa representar uma temperatura média de mistura. O efeito dos elementos protuberantes provoca uma homogeneização na temperatura do ar.

Observando a figura 3.7, percebemos que as medidas experimentais para $Gr^*/L < 100$, são lineares e podem ser facilmente calculadas pela equação proposta pelo autores da [ref. 12 e 14]. Com o aumento do valor de Gr^*/L , há uma tendência das medidas experimentais de perderem sua linearidade, por isso foi obtida uma nova equação para calcular a vazão mássica. A nova equação extraída do gráfico é tangente a esses 3 pontos experimentais com valor de Gr^*/L entre 10^3 e 10^5 , e de acordo com essa tendência, as medidas experimentais devem ser sempre menores que os resultados experimentais com o aumento do valor do parâmetro Gr^*/L . Isso não ocorre na figura 4.1.1, devido a não homogeneização do escoamento do ar no canal.

A análise de incerteza revela que há uma incerteza máxima para a potência de 8W de 11,4% nos dados estimados indiretamente de vazão mássica. Veja o apêndice.

4.2 Temperatura do ar na saída do canal.

A verificação do comportamento da temperatura do ar no final do canal permite avaliar, quantitativamente, se o modelamento teórico está simulando a quantidade de calor que é transferida para o ar por convecção pela superfície do componente e da placa.

Na figura 4.2.1 é feita a comparação entre a temperatura do ar calculada teoricamente e a medida experimentalmente na saída do canal para potência de 8W e 1,9 cm.

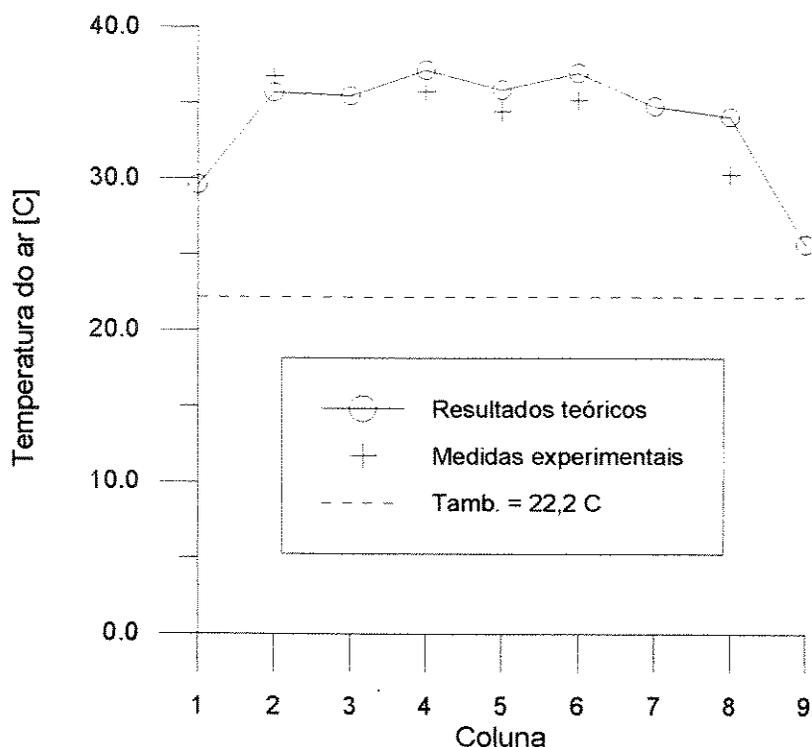


Figura 4.2.1 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 8W e espaçamento de 1,9 cm

Na coleta das medidas experimentais, as temperaturas oscilavam, confirmando o trabalho de Witzman 1990, que através da visualização do escoamento, afirmou que ele raramente é estável e completamente desenvolvido. Por isso, as medidas experimentais traçadas representam a temperatura média do intervalo de oscilação da temperatura do ar. A temperatura do ar foi medida no meio do espaçamento do canal. As temperaturas do ar no fim da placa para potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm chegaram a oscilar entre $\pm 1,4$ °C, já para o espaçamento de 1,9 cm com mesma potência as oscilações foram menores.

Nesse gráfico, observa-se que as medidas experimentais acompanham bem os resultados teóricos. Nota-se uma tendência das temperaturas do ar, tanto teóricas como experimentais, de serem menor nas últimas colunas, devido a um canal maior sem componente na última coluna.

Observe a figura 4.2.2, que compara os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura do ar na saída do canal para potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm.

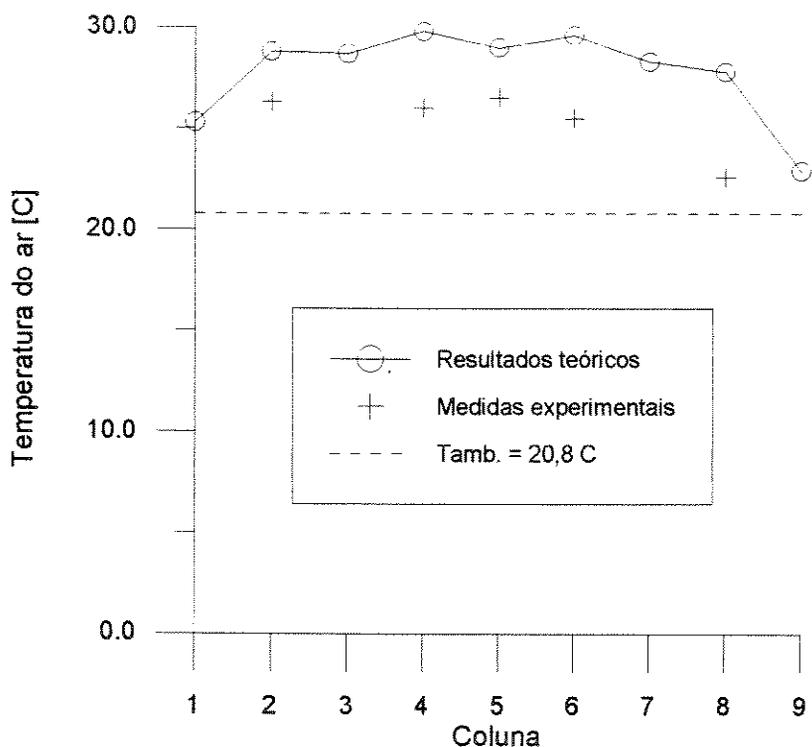


Figura 4.2.2 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm

A diferença de temperatura do ar entre as medidas teóricas e os resultados experimentais na saída do canal, para o espaçamento de 3,8 cm, é bem maior.

Os valores de todas as medidas experimentais se encontram abaixo dos resultados teóricos. Não se pode afirmar que os resultados teóricos não são bons, pois a leitura das medidas experimentais da temperatura do ar foi prejudicada devido à razão L não garantir que o fluxo de ar no canal esteja bem misturado ao longo da extensão do canal.

Também se observa o efeito do canal na última coluna na figura 4.2.2 porque as temperaturas do ar experimental e calculada teoricamente nas últimas colunas são menores que nas primeiras colunas.

Nas potências menores, de 6, 4 e 2W, foi observado comportamento semelhante, sendo que as diferenças entre os resultados teóricos e as medidas experimentais diminuíram ligeiramente com a redução da potência.

Observe a comparação para potência de 2W e espaçamento de 1,9 cm, na figura 4.2.3.

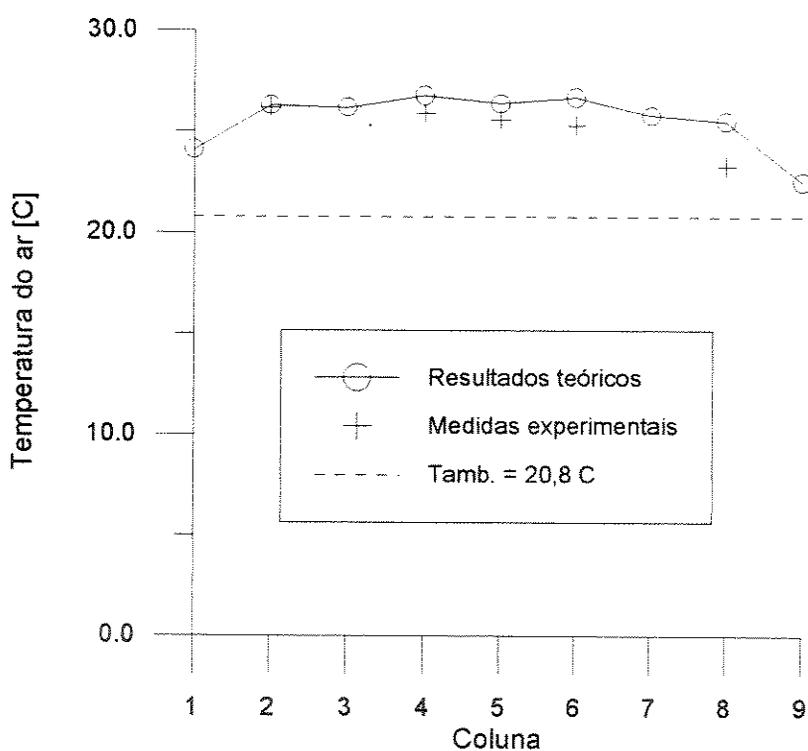


Figura 4.2.3 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 2W e espaçamento de 1,9 cm

Nessa figura, percebe-se que a redução da potência diminuiu a diferença de temperatura entre os resultados teóricos e as medidas experimentais. Esse fato ocorre pois, as oscilações

de temperatura são menores com a redução da potência, possibilitando uma medida experimental mais precisa.

Observe o gráfico 4.2.4. para potência de 2W e espaçamento de 3,8 cm.

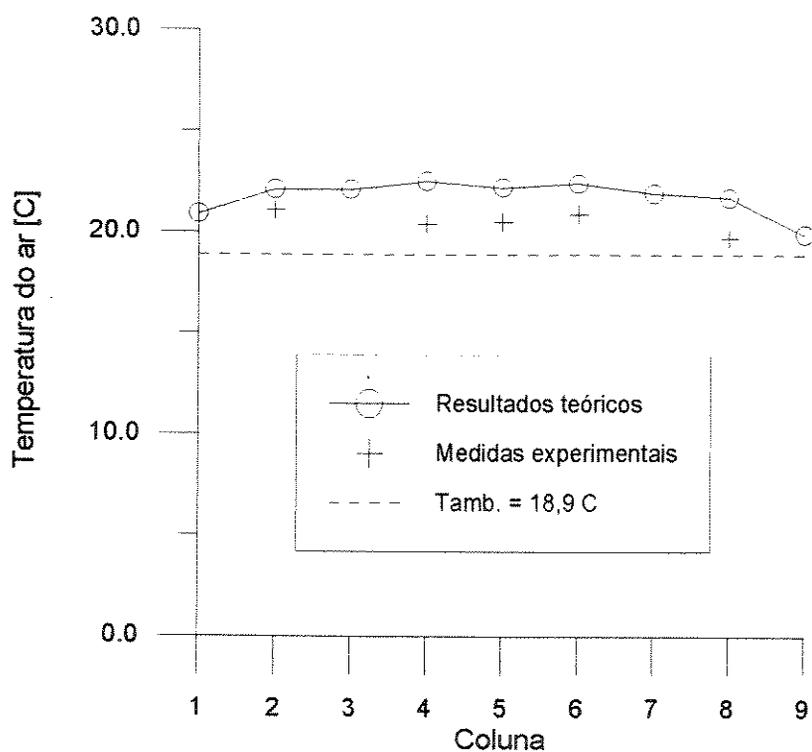


Figura 4.2.4 - Distribuição da temperatura do ar para potência de 2W e espaçamento de 3,8 cm

Nesse gráfico, as diferenças entre os resultados teóricos e as medidas experimentais também aumentaram com o aumento do espaçamento, devido ao fato de o fluxo de ar no canal não estar bem misturado, o que causa uma redução da temperatura do ar no meio do canal. O efeito do canal na última coluna também é observado, mas é mais discreto.

Essa análise revela que o modelo teórico reproduz satisfatoriamente a temperatura de saída do ar para o espaçamento de 1,9 cm.

4.3 Balanço de energia no componente

No capítulo de modelamento teórico foi descrito o caminho percorrido pelo calor gerado no componente. Agora será calculada a parcela desse calor, estimada no modelo teórico, que é transferida para o ar e a parcela que vai para a placa.

Sabe-se que, do calor gerado nos componentes, uma parte é transferida por convecção na superfície do componente (Q_{ca}) e a restante é transferida do componente até a placa (Q_{cp}). As formas de transferência de calor entre a placa e o componente são por: condução pelo fio de cobre entre o componente e a placa, condução pelo ar do componente para a placa e, radiação. Veja os caminhos do fluxo de calor no componente.

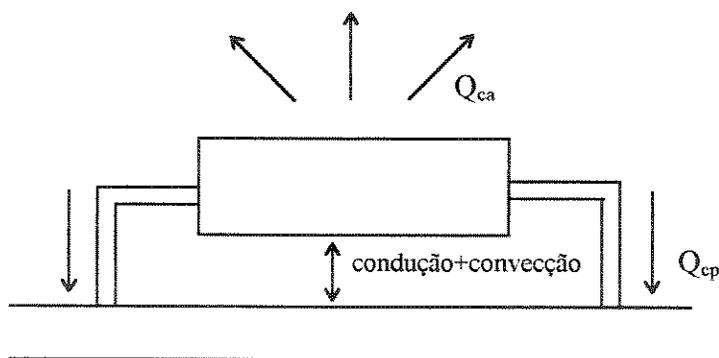


Figura 4.3 - Os fluxos de calor no componente

A tabela 4.3. mostra as porcentagens de calor perdido no componente central da placa por convecção (Q_{ca}) e o calor transferido do componente para a placa (Q_{cp}) em função da potência, para espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm.

tabela 4.3 - porcentagens de calor transferido por convecção para o ar (Q_{ca}) e de calor transferido do componente para a placa (Q_{cp}), em função da potência para os espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm no componente central da placa.

Potência [W]	8	6	4	2
espaç 1,9 cm Q_c	19,4 %	19,0 %	18,5 %	18,1 %
espaç 1,9 cm Q_p	80,6 %	81,0 %	81,5 %	81,9 %
espaç 3,8 cm Q_c	18,9 %	18,6 %	18,2 %	17,5 %
espaç 3,8 cm Q_p	81,1 %	81,4 %	81,8 %	82,5 %

Observa-se que na tabela 4.3 que cerca de 80% do fluxo de calor é transferido para a placa e somente 20% do calor dissipado no componente é transferido diretamente através da superfície do componente para o ar por convecção.

Também, observa-se que o aumento da potência, aumenta a taxa de calor dissipada por convecção no componente e reduz a taxa de calor transferida do componente para a placa. Esse fato ocorre porque a convecção no componente é fortemente melhorada pela velocidade do escoamento, conforme Mc Entire e Webb (1990), [ref. 19] o aumento do número de Reynolds, aumenta o número de Nusselt. De acordo com a [ref. 18], a convecção, por ser uma transferência de calor localizada na superfície, ela é limitada pela capacidade de calor retirada na superfície do componente e portanto, quanto maior a velocidade do escoamento, maior será a capacidade de remoção de calor e consequentemente, maior será a convecção.

4.4 Comparação entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura na placa

Outra comparação para avaliar se o modelo simula o fenômeno físico é verificar os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura da placa. Essa comparação pode ser uma boa estimativa da validade do modelo teórico e das correlações utilizadas.

Foi medida a temperatura da placa em dois pontos: um no seu centro, logo abaixo do componente e o outro a 1,25 cm à frente do primeiro ponto no sentido do fluxo de ar na mesma coordenada x. Visualize os pontos na figura abaixo.

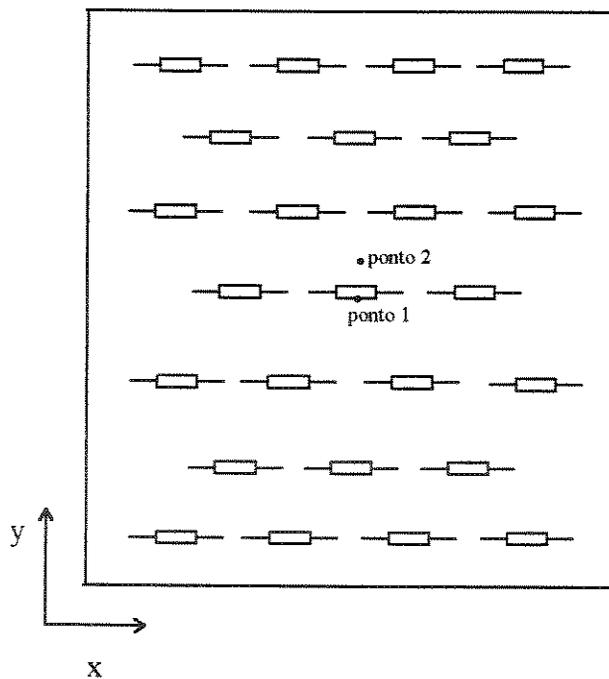


Figura 4.4.1 - Pontos de leitura da temperatura na placa

A placa (epoxi), possui valor de condutividade térmica igual a $0,26 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, mas os trilhos que conduzem corrente elétrica no fundo da placa têm um forte influência na

condutividade da placa. Nas simulações iniciais, foi desprezado o efeito dos trilhos de cobre na condutividade e, por isso, a diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos foram maiores inicialmente. Observe a forte influência da condutividade térmica da placa na diferença média [%] entre as medidas experimentais e os resultados teóricos da temperatura dos componentes.

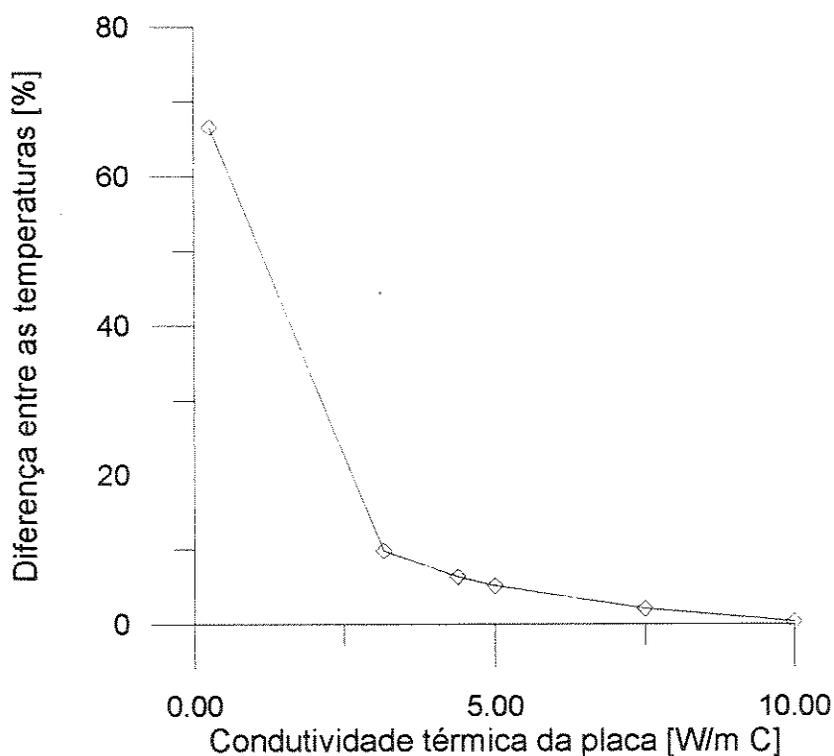


Figura 4.4.2 - Influência da condutividade da placa na diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das temperaturas dos componentes

Foram traçadas curvas de sobretemperatura ($T - T_{amb}$) teóricas e experimentais da placa em função da potência dissipada pela placa. Foram obtidos dados para as potências de 2, 4, 6 e 8 watts. Os gráficos (4.4.3) e (4.4.4) comparam os dados para espaçamento de 1,9 cm, sendo que o (4.4.3) compara a temperatura da placa no seu centro (ponto 1) e o gráfico (4.4.4) mostra a temperatura no ponto 2.

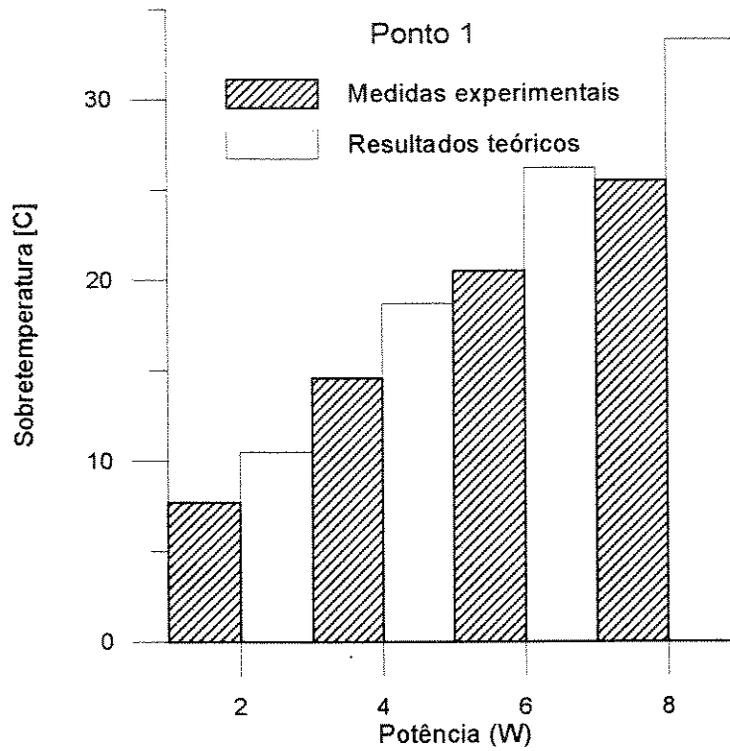


Figura 4.4.3 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura no centro da placa para espaçamento de 1,9 cm

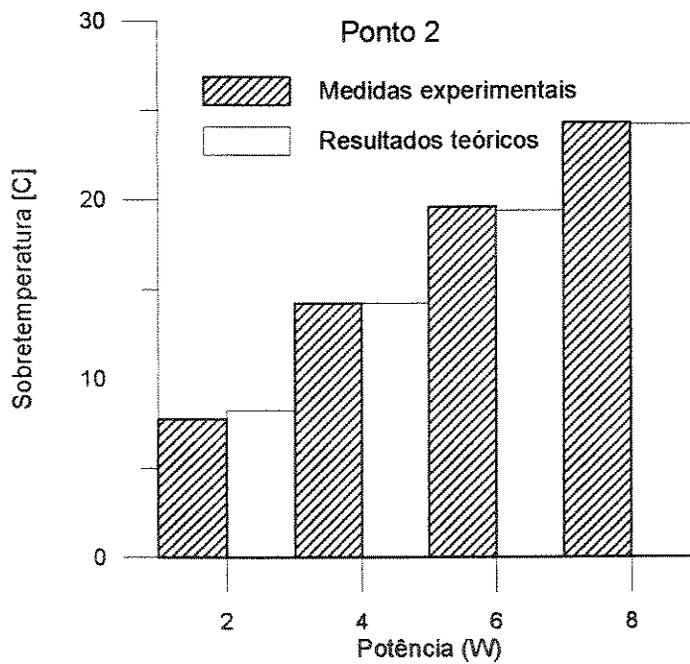


Figura 4.4.4 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura da placa no ponto 2 para espaçamento de 1,9 cm

A diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura no centro da placa diminui com a redução da potência. Essa diferença percentual foi calculada através da temperatura real e não pela sobretemperatura como estão mostrando os gráficos.

$$\Delta T\% = \frac{(T_{\text{teo}} - T_{\text{exp}})}{T_{\text{exp}}} \times 100$$

Outra comparação importante é a diferença entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura entre os pontos 1 e 2 na placa. Essa diferença de temperatura mede a transferência de calor entre esses pontos. Observe essas comparações na tabela 4.4.

onde:

Δ é a diferença percentual de temperatura $(T_{\text{exp}} - T_{\text{teó}})/T_{\text{teó}}$.

ponto (1-2) é a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2.

tabela 4.4 - diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura nos pontos 1 e 2 e a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 no experimento e no modelo com espaçamento de 1,9 cm.

Potência [W]	8	6	4	2
Δ ponto 1 [%]	16,35	13,19	11,20	9,82
Δ ponto 2 [%]	2,16	4,73	0,0	5,96
Teó. ponto (1-2) [°C]	9,1	6,8	4,5	2,3
Exp. ponto (1-2) [°C]	1,4	0,9	0,4	0

A diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais no ponto 1 é bem maior que no ponto 2.

A transferência de calor entre os pontos 1 e 2 ocorre por condução no interior da placa e por convecção na sua superfície. A condução no modelo está relacionada com a condutividade térmica da placa, enquanto que a convecção está relacionada com o coeficiente de película da placa. Uma análise de sensibilidade demonstrou que o parâmetro mais sensível entre esses dois é a condutividade térmica da placa.

Então, o parâmetro mais crítico e sensível do modelo que determina a diferença de temperatura da placa entre os pontos 1 e 2 é a condutividade térmica efetiva e deve-se dar mais importância na estimativa da condutividade térmica.

As medidas experimentais da temperatura da placa nos pontos 1 e 2 estão bem próximas, enquanto que no modelo teórico há uma boa diferença entre essas temperaturas. Então, no modelo existe uma resistência maior à transferência de calor entre os dois pontos do que no experimento, causada pelo valor subestimado da condutividade térmica da placa.

Observando os fundos de uma placa de circuito impresso, percebe-se que os trilhos se encontram mais no centro da placa, assim a condutividade térmica nas bordas é menor que a condutividade efetiva, enquanto que a condutividade térmica no centro será maior que a condutividade efetiva. A condutividade térmica efetiva admite que a placa é isotrópica, o que não é verdadeiro, ela é anisotrópica.

Os gráficos (4.4.5) e (4.4.6) comparam os dados teóricos e os resultados experimentais para espaçamento de 3,8 cm; mostrando primeiro a temperatura da placa no seu centro (ponto 1) e depois a temperatura no ponto 2. Também é mostrada uma tabela da diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais e a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2.

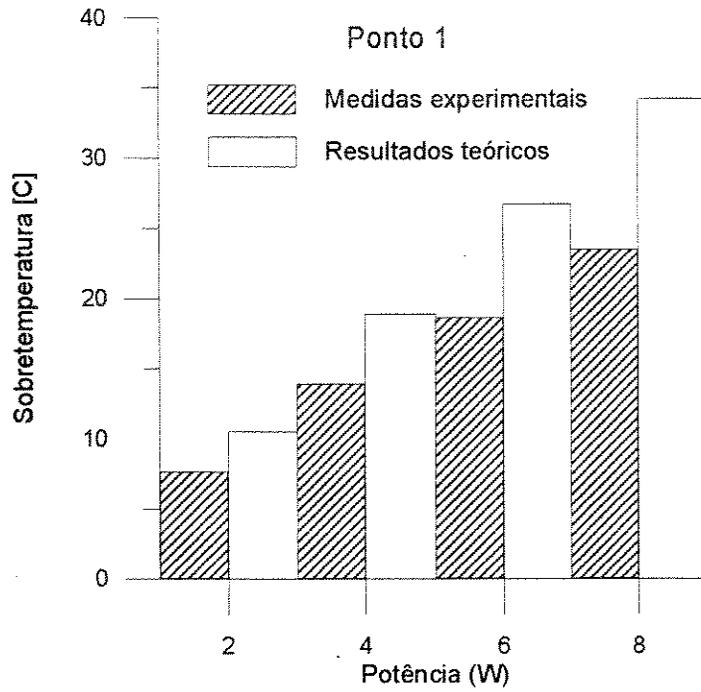


Figura 4.4.5 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura no centro da placa para espaçamento de 3,8 cm

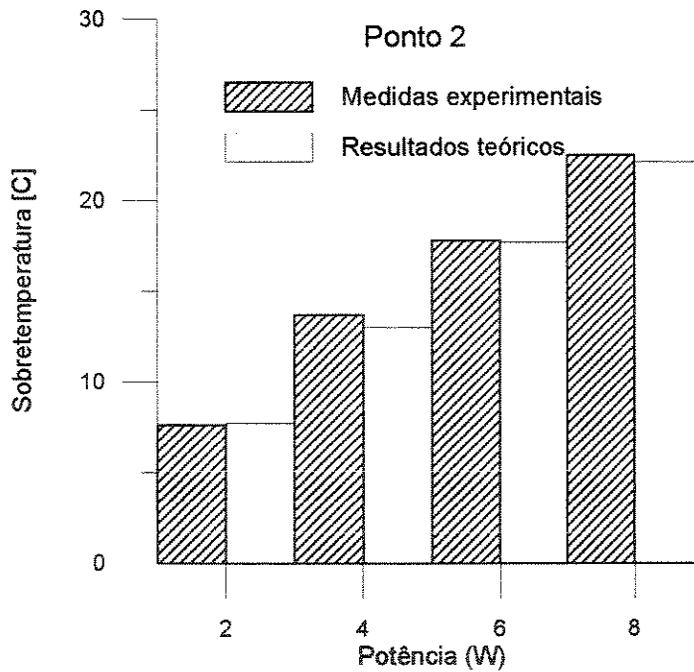


Figura 4.4.6 - Comparação entre o resultado teórico e a medida experimental da sobretemperatura da placa no ponto 2 para espaçamento de 3,8 cm

tabela 4.5 - diferença percentual entre os resultados teóricos e as medidas experimentais da temperatura nos pontos 1 e 2 e a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 no experimento e no modelo com espaçamento de 3,8 cm.

Potência [W]	8	6	4	2
Δ ponto 1 [%]	24,15	20,66	14,58	10,94
Δ ponto 2 [%]	6,03	5,21	2,06	2,26
Teó. ponto (1-2) [°C]	9,3	7,0	4,6	2,3
Exp. ponto (1-2) [°C]	1,0	0,8	0,2	0

A diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 entre os resultados teóricos e as medidas experimentais continua grande. O modelo está calculando uma diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2 bem maior do que aparece nas medidas experimentais. A simulação da temperatura no ponto 1 da placa não está boa, mas a temperatura no ponto 2 está bem estimada. Isso se deve ao fato da condutividade térmica da placa não estar bem estimada.

4.5 Distribuição da temperatura dos componentes.

Uma das comparações mais importantes é feita pela análise da distribuição de temperatura dos componentes. Para a análise térmica, a predição da temperatura de operação de cada elemento é importante não somente para assegurar a não ocorrência de fraturas prematuras devido a pontos de superaquecimento, como também para melhorar o desempenho do sistema através da uniformidade da temperatura do sistema [ref. 7]. Essa

comparação é feita para evitar pontos superaquecidos na placa e proporcionar uma uniformidade da temperatura do sistema, reduziria esse risco.

Dos 25 componentes, distribuídos em 7 colunas com 4 e 3 componentes e 7 linhas com 4 e 3 componentes, foram medidas as temperaturas em 7 componentes: 4 componentes na 3ª coluna e 4 componentes na 7ª linha com 1 componente em comum. Esses componentes foram instrumentados por possuir os pontos de maiores temperaturas. Veja a representação da distribuição dos termopares na figura 4.5.1.

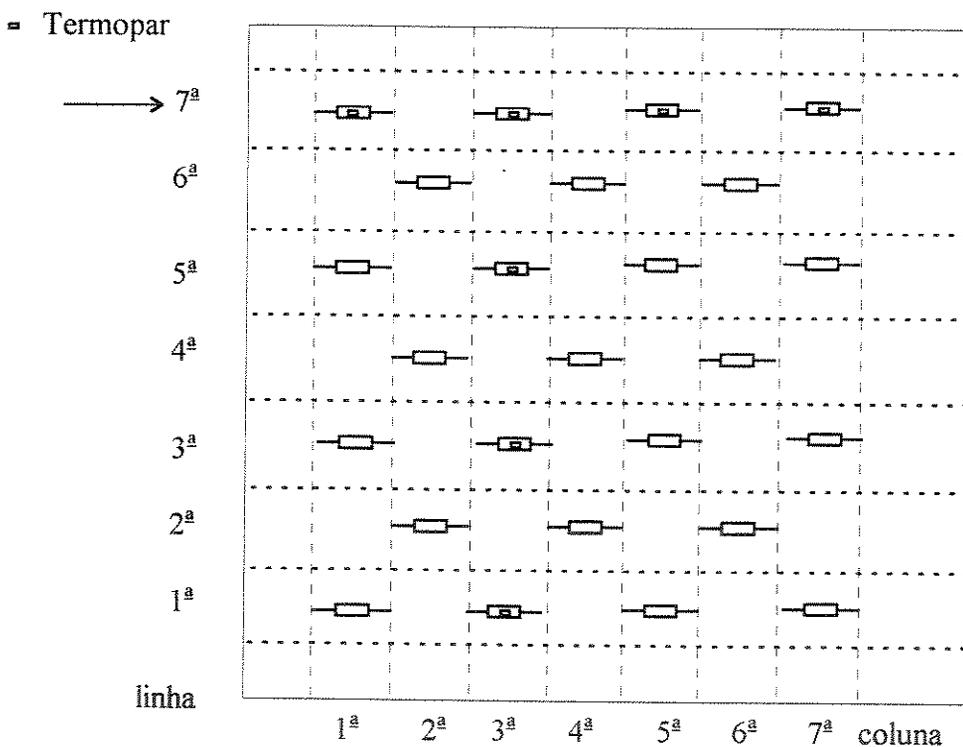


Figura 4.5.1 - Leitura das temperaturas dos componentes

Nas figuras abaixo são comparadas a distribuição das temperaturas teóricas e experimentais dos componentes na placa. A figura 4.5.2 compara as distribuições de temperatura dos componentes através da coluna para a potência de 8W e espaçamento de 1,9 cm; e a figura 4.5.3 mostra as distribuições de temperatura dos componentes através da linha para a mesma potência e espaçamento.

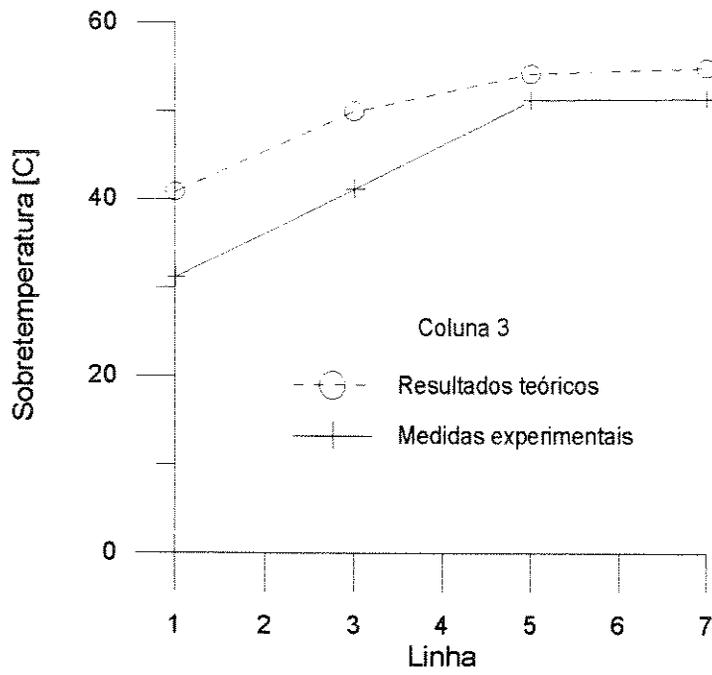


Figura 4.5.2 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das colunas para potência de 8W e espaçamento de 1,9 cm

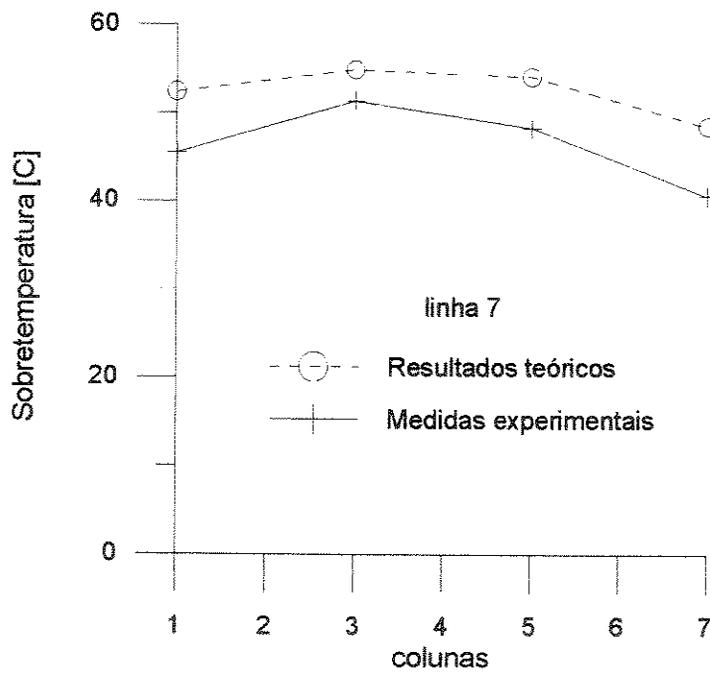


Figura 4.5.3 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das linhas para potência de 8W e espaçamento de 1,9 cm

A distribuição de temperatura dos componentes nas linhas não é perfeitamente simétrica, devido à presença de um canal na borda da placa sem a presença de componentes, o qual tende a resfriar as últimas colunas diminuindo a temperatura dos componentes nessas últimas colunas.

Observa-se na figura 4.5.2 que nas últimas linhas o crescimento das temperaturas dos componentes diminui. Esse efeito ocorre porque os componentes no centro da placa são influenciados pelos componentes ao seu redor, principalmente por condução no interior da placa. Já os componentes próximos à borda superior da placa só são influenciados pelos componentes abaixo deles pois não existe outros componentes acima para influenciar (aumentando) sua temperatura. Esse fato tende a estabilizar a temperatura dos componentes no final da placa e pode chegar até mesmo à provocar uma pequena queda da temperatura.

Essa estabilização ou queda da temperatura dos componentes no final da placa é influenciada por alguns fatores como temperatura do ar, coeficiente de película da placa e condutividade térmica da placa. Fazendo uma análise de sensibilidade, desses fatores, nota-se que o fator mais significativo é a condutividade térmica. Simulando no modelo a temperatura dos componentes, assumindo como valor da condutividade térmica puramente da placa de epoxi, esse efeito de queda de temperatura não ocorre, mas com o aumento da condutividade térmica considerando os trilhos de cobre, observa-se que esse efeito se torna significativo, até um determinado valor de condutividade, onde a partir desse valor, ocorre a uniformidade das temperaturas dos componentes ao longo da placa. Uma placa com uma área suficientemente grande de cobre no seu fundo tem baixa resistência à transferência de calor por condução e com isso a distribuição de temperatura na placa se torna uniforme.

As diferenças das temperaturas dos componentes entre as medidas teóricas e os resultados experimentais são maiores nas primeiras linhas. Há uma fuga de calor de calor da borda inferior da placa para o trilho de plástico, que mantém as placas paralelas. Conforme já citado anteriormente, observou-se no experimento que quando o isolamento de isopor estava encostado nas placas a temperatura da placa no seu centro diminuía instantaneamente. Ao afastar o isolamento, a temperatura retornava ao seu valor original.

Esse fato comprova que qualquer coisa que esteja em contato com a placa irá influenciar sua temperatura.

Na figura 4.5.3, observa-se que as temperaturas dos componentes através da linha são maiores nas colunas centrais e menores nas colunas mais externas. Esse efeito é causado porque os componentes centrais possuem mais componentes ao seu redor aumentando sua temperatura mais do que os componentes próximos às bordas laterais da placa. Os componentes centrais recebem mais fluxo de calor por condução dos componentes ao seu redor do que os laterais.

Veja as outras comparações de distribuição de temperatura dos componentes para a potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm através da coluna na figura 4.5.4, e através da linha na figura 4.5.5.

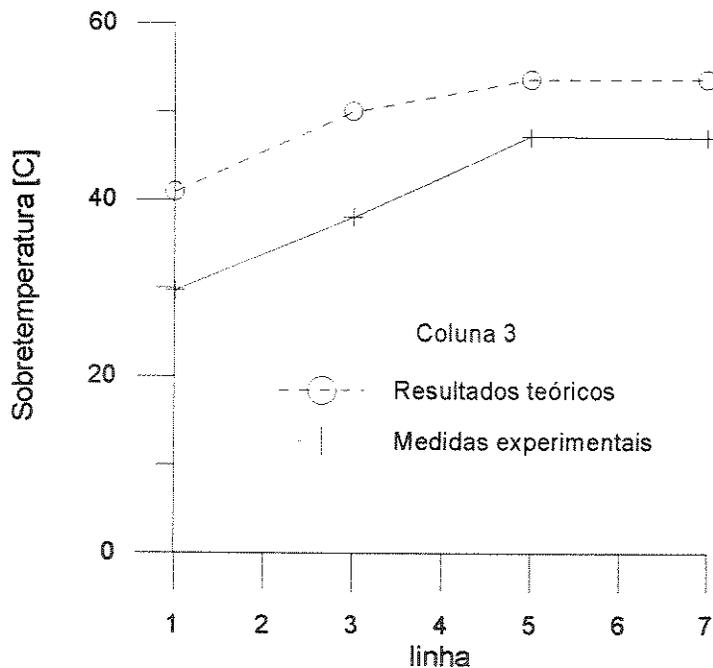


Figura 4.5.4 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das colunas para potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm

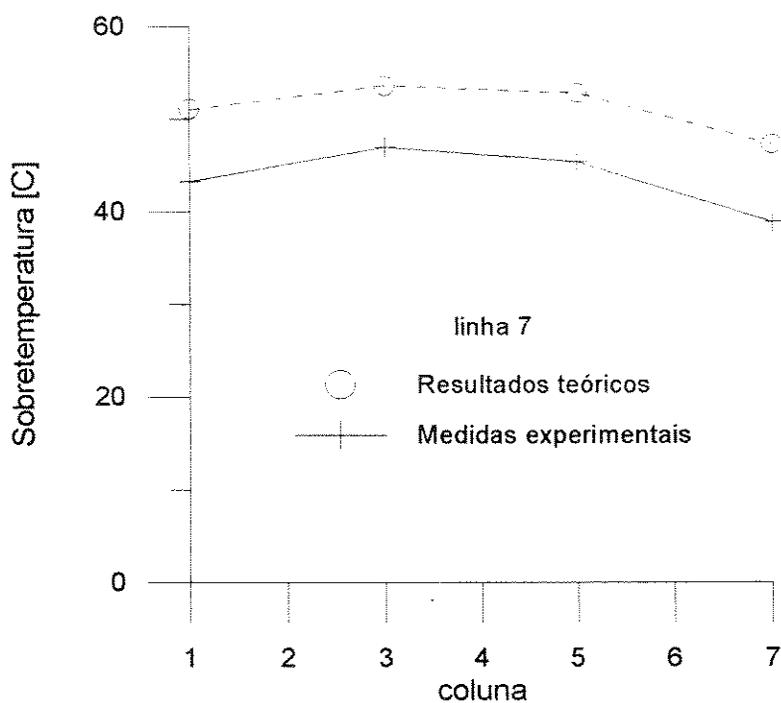


Figura 4.5.5 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através das linhas para potência de 8W e espaçamento de 3,8 cm

A figura (4.5.4) confirma que as diferenças entre as medidas teóricas e os resultados experimentais das temperaturas dos componentes são maiores no começo da placa.

A diferença média percentual entre as temperaturas dos componentes medidas experimentalmente e calculada teoricamente estão mostradas entre as potências de 8 a 2W para espaçamento de 1,9 e 3,8 cm, na tabela 4.6.

tabela 4.6 - diferença média percentual entre as temperaturas dos componentes medidas experimentalmente e calculadas teoricamente para potências de 2 a 8W com espaçamento de 1,9 e 3,8 cm.

Potência [W]	8	6	4	2
$\Delta T(T_{\text{exp}} - T_{\text{teó}})/T_{\text{exp}}[\%]$ 1,9 cm	9,79	10,33	8,03	9,73
$\Delta T(T_{\text{exp}} - T_{\text{teó}})/T_{\text{exp}}[\%]$ 3,8 cm	8,27	13,07	7,15	7,39

Pela tabela acima observa-se que as diferenças entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das temperaturas dos componentes estão em torno de 10%. Nota-se que os dados da diferença de temperatura para potência de 6W, são os maiores de todos. Não há nenhuma razão física para isso ocorrer, por isso esses dados são pontos fora da curva.

Na [ref. 6 e 7], as correlações de convecção forçada induzida pelo empuxo podem ser utilizadas quanto menor e mais afastado do limite de parâmetro Gr/Re^2 de 0,3. Nesse ponto, a convecção natural se torna indistinguível da convecção forçada e mais preciso será o coeficiente de transferência de calor. Veja a comparação do parâmetro Gr/Re^2 em função da potência para o experimento com espaçamento de 1,9 cm na tabela abaixo.

tabela 4.7 - medidas experimentais do parâmetro Gr/Re^2 pela potência com espaçamento de 1,9 cm.

Potência [W]	8	6	4	2
Gr/Re^2 (1,9 cm)	0,1320	0,1335	0,1358	0,1408

As propriedades do valor Gr e Re foram calculadas tomando-se as temperaturas junto ao componente central da placa. A temperatura adiabática do ar foi admitida como sendo a média entre a temperatura na entrada e na saída da coluna central do canal.

Como o comportamento das outras distribuições da temperatura dos componentes são semelhantes a esse, não serão mostradas as comparações para as outras potências.

4.6 Efeito do espaçamento

Com o aumento da distância entre as placas, as temperaturas diminuem. Esse comportamento pode ser explicado, pois, com o aumento do espaçamento, diminui a interferência das camadas limites. De acordo com a figura 4.1, a vazão mássica aumenta com o aumento do espaçamento. Observe na figura 4.6.1 a distribuição da sobretemperatura dos componentes, das medidas experimentais através da 3ª coluna com componentes, para a potência de 8W com espaçamentos de 1,9 e 3,8 cm. A potência comparada foi de 8W porque para as potências menores suas variações de comportamento se tornam mais difíceis de perceber.

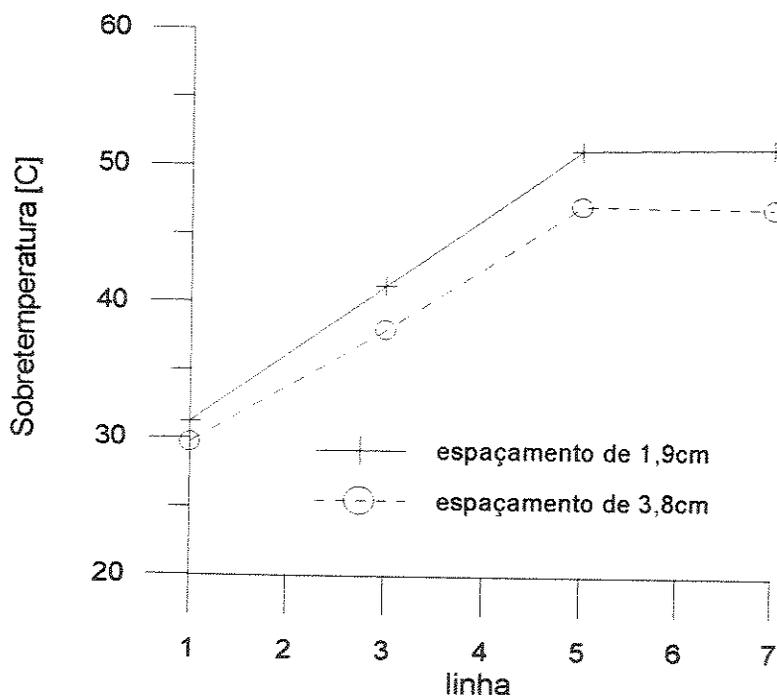


Figura 4.6 - Distribuição da sobretemperatura dos componentes através da coluna para potência de 8W

4.7 Máxima temperatura atingida pelo componente

A comparação entre a máxima temperatura teórica e experimental é essencial no controle térmico, pois ela determina se a máxima temperatura teórica atingida se encontra na faixa de valores limite permitida. Se houver uma boa concordância entre as medidas experimentais e os resultados teóricos, o programa pode ser útil na estimativa da temperatura dos projetos térmicos.

Dos resultados numéricos e medidas experimentais são traçadas curvas da diferença de temperatura entre o componente e o ar ambiente em função da potência dissipada pela placa.

Foram testados 4 valores de potência por placa: de 2, 4, 6 e 8 watts. O gráfico (4.7.1) compara as máximas temperaturas atingidas para espaçamento entre as placas de 1,9 cm, enquanto que o gráfico (4.7.2) compara para espaçamento de 3,8 cm.

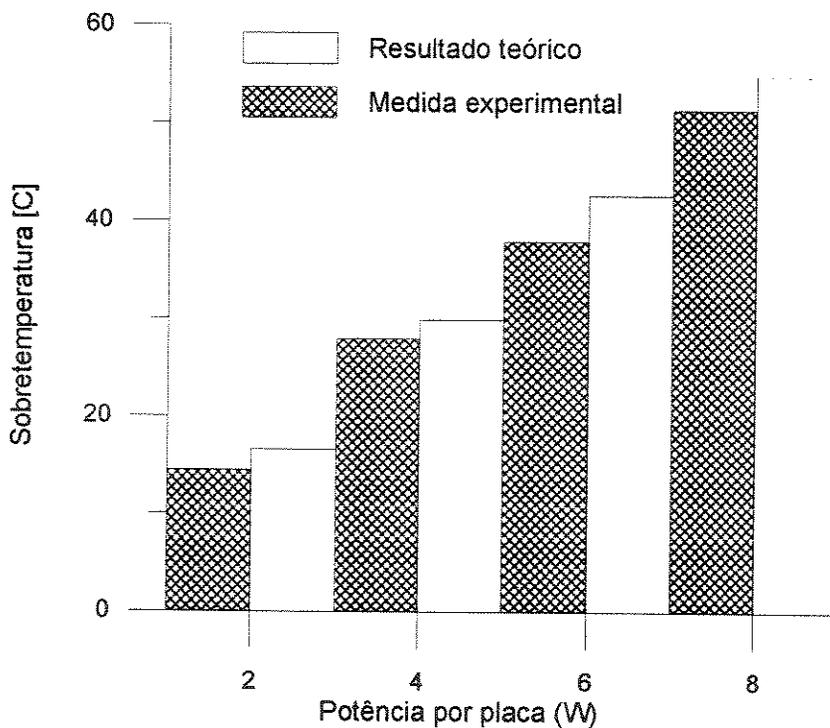


Figura 4.7.1 - Gráfico comparativo entre o resultado teórico e a medida experimental da máxima temperatura para espaçamento de 1,9 cm

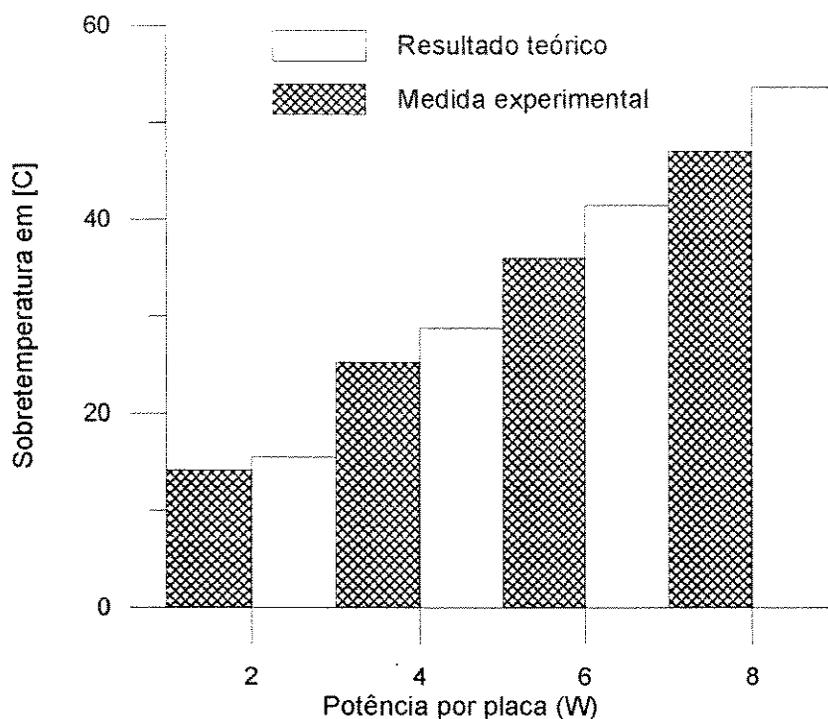


Figura 4.7.2 - Gráfico comparativo entre o resultado teórico e a medida experimental da máxima temperatura para espaçamento de 3,8 cm

As diferenças entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das máximas temperaturas atingidas nos componentes da placa de circuito impresso não tiveram o mesmo comportamento em função da potência dissipada, mas os resultados foram bons, eles não foram maiores que 7,76% para o espaçamento de 1,9 cm. Veja a tabela 4.8.

tabela 4.8 - Diferenças entre as medidas experimentais e os resultados teóricos das máximas temperaturas atingidas nos componentes da placa em função da potência

Potência [W]	8	6	4	2
$\Delta T_{\max}(1,9 \text{ cm})[\%]$	4,76	7,76	4,01	5,95
$\Delta T_{\max}(3,8 \text{ cm})[\%]$	9,57	9,54	7,66	4,24

No próximo capítulo serão apresentados as conclusões e as sugestões para os futuros trabalhos.

Capítulo 5

Conclusões e Sugestões

Foi apresentado um modelo teórico para determinar o campo de temperatura numa placa de circuito impresso resfriada por convecção natural. Para os coeficientes de película nos componentes foram utilizadas correlações de convecção forçada.

As principais conclusões a serem enumeradas são:

1) A diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos da distribuição de temperatura dos componentes está em cerca de 10% para o experimento com espaçamento de 1,9 cm e ligeiramente maior para o experimento com espaçamento de 3,8 cm.

2) Os dados de maior preocupação nos projetos térmicos de sistemas de resfriamento de equipamentos eletrônicos são as temperaturas máximas atingidas nos componentes eletrônicos. Elas variaram de 4 a 7,8% na comparação das medidas experimentais com os resultados teóricos, calculados com espaçamento de 1,9 cm, e variaram de 4,2 a 9,6% para o experimento com espaçamento de 3,8 cm.

3) A vazão mássica foi bem estimada para o experimento com espaçamento de 1,9 cm, porém para o experimento com espaçamento de 3,8 cm, ela não foi estimada com boa precisão, devido ao espaçamento entre as placas não ser suficientemente pequeno para garantir uma boa homogeneidade da temperatura do ar no canal.

4) A diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos da temperatura do ar na saída do canal é menor para o experimento com 1,9 cm do que para 3,8 cm, porque as medidas experimentais da temperatura do ar estavam subestimadas pela não homogeneização do escoamento do ar. É importante lembrar que a temperatura do ar não tem um valor exato, por causa das oscilações da temperatura do ar causada pelos vórtices no escoamento de ar.

5) Quanto à temperatura da placa, o modelo não simula com boa precisão a temperatura da placa no ponto 1. A diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos da temperatura da placa nesse ponto varia de 9,8 a 16,4%. Já a temperatura da placa no ponto 2 foi estimada com uma boa precisão, sendo que a diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos foi menor, variando de 0 a 6%.

Outra diferença de temperatura observada foi a diferença entre os pontos 1 e 2. Essa diferença no modelo é maior do que nas medidas obtidas no experimento. Esse fato se deve ao fluxo de calor entre os pontos 1 e 2 no modelo não estar simulando o fluxo do experimento. A resistência à transferência de calor entre esses pontos no modelo é maior do que no experimento.

6) O balanço teórico de energia no componente revela que a potência dissipada nos resistores flui preferencialmente por condução através da placa: cerca de 80% do fluxo de calor é transferido para a placa e somente 20% é dissipado diretamente para o ar pela superfície do componente. Fazendo-se uma análise de sensibilidade do modelo, nota-se que o parâmetro mais sensível é a condutividade térmica da placa. Para pequenos incrementos no valor de condutividade térmica, a diferença entre as temperaturas do experimento e do modelo teórico se reduzem bastante. Assim sendo torna-se necessária uma avaliação cuidadosa da resistência imposta pela placa, pois ela é um parâmetro muito sensível e importante para elaboração do modelo teórico.

Para os próximos trabalhos sugere-se que :

A utilização de um sistema de aquisição de dados poderia ser útil para uma melhor compreensão principalmente das oscilações das temperaturas do ar. Poderia ser determinado

uma estreita faixa de temperatura que represente sua temperatura com maior exatidão.

Uma dificuldade na realização do experimento foi a colagem dos termopares nos componentes, pois ambos são pequenos. Os termopares devem ficar encostados nos componentes e todos na mesma posição para não produzir leituras erradas. Essa colagem depende da habilidade de quem está manuseando o termopar, por isso seria importante elaborar uma maneira alternativa de fixar os termopares que minimize a influência do operador.

A estimativa da vazão de ar foi realizada indiretamente pelo gráfico de Fujii [ref. 12 e 14]. Seria interessante verificar, através de um anemômetro de precisão, se esses valores de velocidade estão bem estimados para o experimento realizado.

Seria interessante realizar mais experimentos variando o espaçamento entre as placas. A partir daí, determinar o espaçamento ótimo que maximize a geração por volume sem ultrapassar uma temperatura máxima pré-estabelecida e determinar o perfil de temperatura do ar no final do canal, em função da razão espaçamento por comprimento do canal, para se estimar a partir de quando a temperatura do ar está bem homogênea.

Também seria interessante testar o modelo teórico desenvolvido para outras condições, como placas em paralelo dissipando potências diferentes e resistores dissipando potências de maneira não uniforme ao longo da placa.

Seria válido determinar uma outra forma de analisar a condutividade térmica efetiva da placa, pois ela afeta bastante os resultados finais do modelo e, compreender melhor a complexidade da transferência de calor entre o componente e a placa, representado no modelo pela resistência térmica. Sabe-se que o modelo é limitado pela necessidade de se ter dados anteriores da diferença de temperatura entre o componente e a placa, (para essa configuração de componente) para determinar a resistência térmica entre o componente e a placa.

De uma forma geral, pode-se dizer que o uso de correlações para convecção forçada no problema em estudo levou a resultados satisfatórios e, que o modelo teórico simples desenvolvido permitiu estimar a temperatura dos componentes, nas condições avaliadas, com razoável precisão.

A correlação de convecção forçada de Witzman (1990), [ref. 9] para componentes cúbicos pode ser utilizada para componentes de outro formato (“quase-cilindrico”)

observando a área superficial do componente em condições que o parâmetro $Gr/Re^2 < 0,3$ e a razão entre o espaçamento e o comprimento do canal seja suficientemente pequena para garantir que o escoamento de ar esteja bem misturado.

Referências Bibliográficas

1. CARVALHO, Ricardo Dias Martins de. *Análise da Transferência de Calor em Equipamentos de Transmissão Digital com Placas de Circuito Impresso Arranjadas Horizontalmente*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 1985. Dissertação de mestrado.
2. KRAUS, Allan D.; BAR-COHEN, Avram. *Thermal Analysis and Control of Eletronic Equipament*. Mc Graw-Hill Book Company, 1983. Cap.1: Thermal Characteristics and the Thermal Enviroment, p.3-23.
3. INCROPERA, F. P., *Convection Heat Transfer in Eletronic Equipment Cooling*, *ASME Journal of Heat Transfer*, v.110, p.1097-1111, 1988.
4. BAKER, E. *Liquid Cooling of Microelectronic Device by Free and Convection Forced*. *Microelectronics and Reability*, v.11, p.213-222, 1972.
5. BAKER, E. *Liquid Immersion Cooling of Small Electronic Devices*. *Microelectronics and Reability*, v.12, p.163-173, 1973.
6. MOFFAT, R. J.; ORTEGA, A. *Buoyance Induced Forced Convection*. *Heat Transfer in Eletronic Equipment*. *ASME HTD*, A.Bar-Cohen, ed., v.57, p.135-144, 1986.

7. ORTEGA, A.; MOFFAT, R. J. Buoyance Induced Convection in a Non-Uniformly Heat Array of Cubical Element on a Vertical Channel. *ASME HTD*,v.57, p. 123-134,1986.

8. MORTON, B.R. Laminar Convection in Uniformly Heated Vertical Pipes. *Journal of Fluid Mechanical*,v.8, p.227-240, 1960.

9. WITZMAN, S. N.; NICOLETTA, T. An Alternative Methodology for Computing the Temperature Rise of An Electronic Device Inside a Direct Air-Cooled Eletronic Cabinet. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 19, 1990,Israel. proceedings... : Heat Transfer, 1990. v.2 , p.313-318.

10. YOVANOVICH, M. M. General Expression for Forced Convection Heat and Mass Transfer from Isopotential Spheroids. In Aerospace Sciences Meeting, 26, 1988, Reno. proceedings... Nevada: AIAA-88-0743, 1988.

11. NAVON, U.; KREINTENBERGER, S; GUTFINGER, Thermal Analysis of a Printed Circuit Board Cooled by Forced Convection. In INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 10, 1994, Brighton. proceedings... UK: Heat Transfer, 1994. v.3, p.415-419.

12. FUJII; Tomimura et al. Natural Convection from An Array of Vertical Parallel Plates. In INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 10, 1994, Brighton. proceedings... UK: Heat Transfer, 1994. v.7, p.49-54.

13. Holman, J. P. *Transferência de Calor* ,São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983. Cap.1, 6 e 7: Introdução, Relações Empíricas ... Convecção Forçada e Convecção Natural, p.1-13;247-254 e 295-313.

14. MIYATAKE; FUJII et al. Natural Convection Heat Transfer between Vertical Parallel Plates with Unequal Heat Fluxes ", *Kagaku Kogaku*, v.37, n.8, p.852-854, 1973.
15. SCHMIDT; HENDERSON; WOLGEMUTH *Introduction to Thermal Sciences* John Wiley & Sons - New York, 1984. Appendix:Table A-8 , p. 421.
16. HARPER, C.A. *Handbook of Electronic Packaging*. Mc Graw-Hill, 1969. Cap.11 - Baum, J.R.
17. KLINE, S.J.; MCCLINTOCK, F. A. Describing Uncertainties in Single-sample Experiments. *Mechanical Engineering*, p.3-8, january 1953.
18. HOLMAN, J.P. *Experimental Methods for Engineers*. New-York, McGraw-Hill, 1986.
19. McENTIRE, A.B.; WEBB, B.W. *Local Forced Convective Heat Transfer from Protruding and Flush-Mounted Two-dimensional Discrete Heat Sources*. *International Journal of Heat transfer*, v.33, n.7, p.1521-1533,1990
20. GARIMELLA, S.V.; EIBECK, P.A., *Enhancement of Single Phase Convective Heat Transfer from Protruding Elements using Vortex Generators*. *International Journal of Heat and Mass transfer*,v.34, n.9, p.2431-2433,1991.
21. WIRTZ,R.A.; CHEN,Weiminga. *Laminar-transitional Convection from Repeated Ribs in a Channel*. *Journal of Electronic Packaging*, v. 114, n.1, p.29-34,1992.
22. Tam, W.C.;Leung, C.W.; Probert, S.D. *Forced Convective air-cooling of simulated Printed Circuit Boards*. *Applied Energy*, v.46, n.3, p.197-214, 1994.

23. Fujii, Gima; Tomimura et al *Natural Air Cooling of an array of IC Boards*. ASME Advances in Electronic Packaging American Society of Mechanical Engineers , v.10-2, p.823-828,1995.

24. Gan, Y.P.; Deng, Q.J.; Ma,C.F. et al *Forced Convective Air Cooling from Eletronic Component Arrays in a Parallel Plate Channel*. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technolory Part A, v.19, n.2, p.163-167,1996.

Apêndice

Condutividade Térmica

Para o cálculo das condutividades térmicas será utilizado um volume de controle central na placa. Observe a figura ilustrativa.

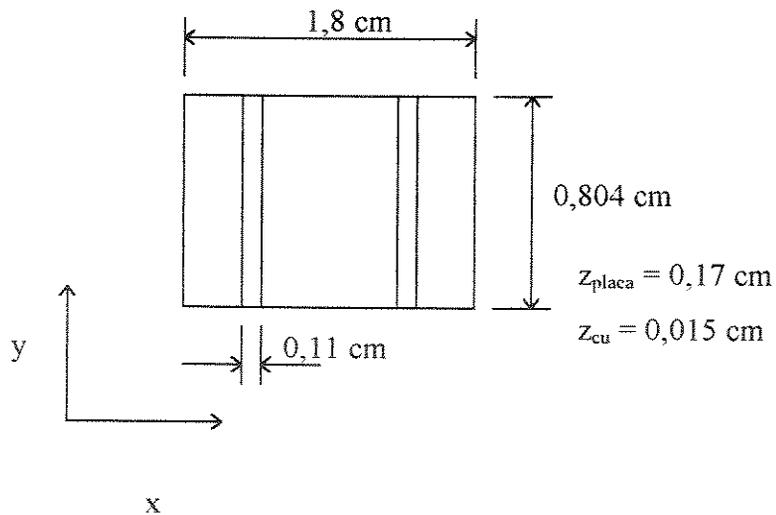


Figura 6.1 - Volume de Controle Central

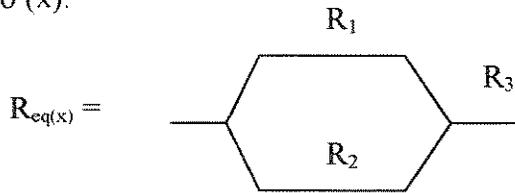
A condutividade térmica efetiva da placa pela média ponderada é igual a:

$$K_{\text{efetiva}} = (K_{\text{placa}} \times \text{Vol}_{\text{placa}} + K_{\text{cu}} \times \text{Vol}_{\text{cu}}) / \text{Vol}_{\text{total}}$$

Onde: $K_{\text{pura}} = 0,26 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $\text{Vol}_{\text{placa}} = 0,2460 \text{ cm}^3$
 $K_{\text{cu}} = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $\text{Vol}_{\text{cu}} = 2,653 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$
 $K_{\text{efetiva}} = 4,38 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

A condutividade térmica bidimensional da placa é igual a:

No eixo (x):



$$R = \Delta L / (K \times \text{área}) \text{ [}^\circ\text{C/W]}$$

$$R_1 = 0,22 / (386 \times 0,804 \times 0,015) \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_1 = 4,726 \times 10^{-2} \text{ }^\circ\text{C/W} \quad \rightarrow \quad R = 4,690 \times 10^{-2} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = 6,191 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

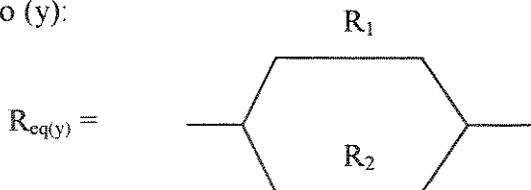
$$R_3 = 44,46 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_{\text{eq}(x)} = 44,51 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$K = \Delta L / (R_{\text{eq}} \times \text{área}) \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

$$K_{\text{eq}(x)} = 1,8 / (44,51 \times 0,804 \times 0,17) \therefore K_{\text{eq}(x)} = 0,296 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

No eixo (y):



$$R_1 = 10,11 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = 0,6312 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$\rightarrow R_{\text{eq}(y)} = 0,5941 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_{\text{eq}(y)} = 0,5941 \text{ }^\circ\text{C/W} \therefore K_{\text{eq}(y)} = 4,38 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

Então, a condutividade térmica da placa pela média ponderada é igual a condutividade térmica da placa na direção preferencial do fluxo de calor através dos trilhos de cobre, nesse caso, eixo (y).

TDMA - Matriz Tridiagonal Aritmética

É um método utilizado para calcular a solução de equações.

Com discretização da placa com uma malha de (9x25), tem-se uma equação para cada ponto, no total de (9x25) 225 equações. Essas equações são ajustadas para possuírem 3 termos mais um termo fonte, com exceção das equações na borda. A equação geral fica:

$$a_p T_p - a_n T_n - a_s T_s = (b - a_e T_e - a_w T_w)$$

As equações das linhas são organizadas em matrizes, então a solução do problema de determinar as temperaturas da placa se resume em calcular a matriz identidade dessas matrizes. As matrizes foram compostas por equações de pontos de uma mesma coluna e a sequência de varredura das matrizes é pelo método “line by line”, começando na primeira coluna e indo até a última e assim repetindo a sequência. Um matriz fica então da seguinte forma:

$$\text{onde : } \left[\begin{array}{ccc|c} apT_{i,1} & -anT_{i,2} & & = b + awT_{i-1,1} + aeT_{i+1,1} \\ apT_{i,2} & -asT_{i,1} & -anT_{i,3} & = b + awT_{i-1,2} + aeT_{i+1,2} \\ apT_{i,3} & -asT_{i,2} & -anT_{i,4} & = b + awT_{i-1,3} + aeT_{i+1,3} \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ apT_{i,n-1} & -asT_{i,n-2} & -anT_{i,n} & = b + awT_{i-1,n-1} + aeT_{i+1,n-1} \\ apT_{i,n} & -asT_{i,n-1} & & = b + awT_{i-1,n} + aeT_{i+1,n} \end{array} \right]$$

Obs.: Essa matriz é um exemplo para as linhas entre o intervalo de 2 até n-1. A matriz para a primeira linha não possui os termos oeste, e para a última linha não há os termos leste.

Para a solução, as matrizes são separadas no produto de três matrizes. A primeira e a matriz tridiagonal com os índices (ap,an,as), a segunda com as temperaturas da placa e a última possui os termos fonte (b+awTw+aeTe).

$$\begin{bmatrix}
 ap & -an & & & & & \\
 -as & ap & -an & & & & \\
 & -as & ap & -an & & & \\
 & & \ddots & \ddots & \ddots & & \\
 & & & -as & ap & -an & \\
 & & & & -as & ap &
 \end{bmatrix}
 \times
 \begin{bmatrix}
 T_{i,1} \\
 T_{i,2} \\
 T_{i,3} \\
 \vdots \\
 T_{i,n-1} \\
 T_{i,n}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 b + awT_{i-1,1} + aeT_{i+1,1} \\
 b + awT_{i-1,2} + aeT_{i+1,2} \\
 b + awT_{i-1,3} + aeT_{i+1,3} \\
 \vdots \\
 b + awT_{i-1,n-1} + aeT_{i+1,n-1} \\
 b + awT_{i-1,n} + aeT_{i+1,n}
 \end{bmatrix}$$

A determinação das temperaturas da placa se resume em calcular a matriz identidade da matriz tridiagonal.

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & & & & & \\
 0 & 1 & 0 & & & & \\
 & 0 & 1 & 0 & & & \\
 & & \ddots & \ddots & \ddots & & \\
 & & & 0 & 1 & 0 & \\
 & & & & 0 & 1 &
 \end{bmatrix}
 \times
 \begin{bmatrix}
 T_{i,1} \\
 T_{i,2} \\
 T_{i,3} \\
 \vdots \\
 T_{i,n-1} \\
 T_{i,n}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 T_{i,1} \\
 T_{i,2} \\
 T_{i,3} \\
 \vdots \\
 T_{i,n-1} \\
 T_{i,n}
 \end{bmatrix}$$

Análise de Erros

Trabalhos experimentais, envolvendo medidas de grandezas físicas, requerem uma análise de erros. Pode haver erros do tipo acidental, sistemático ou aleatório.

Os erros acidentais foram reduzidos pela verificação do comportamento das medidas experimentais. Os erros acidentais tiveram influência direta na leitura da temperatura dos componentes, ao percebê-los, foi realizado novo experimento evitando-os. Eles foram encontrados na:

* Colagem do termopar nos componentes. Durante a colagem, o termopar deveria ser mantido o mais próximo possível do componente até a secagem da cola, para evitar uma leitura errada (inferior) da temperatura.

* Elevação dos componentes em relação à placa. Para que a configuração dos componentes na placa do experimento fosse idêntica à encontrada na tabela 10 da [ref. 16], o componente foi elevado para eliminar o contato com a placa. Isso danificou os componentes, aumentando a resistência térmica global da placa durante o experimento e consequentemente, alterou a potência liberada pelas placas.

* O contato entre o isolamento e as placas(citado na pag. 15), produziu fuga de calor na placa, alterando a temperatura das placas.

Os erros sistemáticos tiveram pouca influência devido à aferição dos termopares e comparação dos valores de tensão obtidos por um voltímetro com outros.

Resta, então, o erro aleatório. É feita uma estimativa da incerteza experimental em função das medidas experimentais (Método de Kline e McClintock - ref.17).

Os valores da potência liberada pelas placas (P) e da vazão mássica do canal (\dot{m}) possuem erros inerentes. Cada uma das variáveis do parâmetro: potência e vazão mássica introduz erros nos resultados e a somatória dos erros esperados para cada variável dará um limite superior para o erro, [ref. 17 e 18]. A incerteza em uma grandeza medida indiretamente pode ser expressa em termos das grandezas passíveis de medição pela seguinte fórmula:

$$W_r = \left[\left(\frac{\partial X}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Onde: X é função das variáveis x,

W é a incerteza das variáveis.

A Potência é estimada por: $P = \frac{V^2}{R}$ e sua incerteza é por $WP = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial V} W_v \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial R} W_R \right)^2 \right]^{1/2}$

Os valores de erro máximo foram analisados para a máxima potência de 8W.

O valor da tensão (V) é 56,6V e sua incerteza foi adotada como a variação entre os diferentes voltímetros (W_v) $\pm 0,2$ V. Para a resistência tem-se $R=400\Omega$ e $W_R = \pm 2\Omega$.

A vazão mássica é estimada por: $\dot{m} = \frac{q}{Cp\Delta T}$

Os valores das variáveis são: $q=8\text{W}$, $C_p=1006\text{J/kg}^0\text{C}$ e $\Delta T=12,32^0\text{C}$ e suas incertezas são: $W_q=0,87\%$, calculado agora, $W_{c_p}=\pm 0,67$ em função das diferenças de temperatura e $W_{\Delta T}=\pm 1,4^0\text{C}$, essa é a maior das oscilações da temperatura do ar para a potência de 8W.

Então é possível que o máximo erro estimado para a potência liberada pelas placas seja de 0,87% e para a vazão mássica no canal seja de 11,4%, sendo que 11,36% desse erro é devido à incerteza das variações da temperatura do ar.

Anexo

Programa (em linguagem Pascal)

```
program tese;
{$e+}
{$S-}
{$n+}
uses crt;
CONST
  NUMAX = 26;
type prec = double;
type vetor = array[1..NUMAX] of prec;
type matriz = array[1..NUMAX,1..NUMAX] of prec;

{1.0 - DEFINICAO DAS VARIAVEIS}

var
  i,j,ndx,ndy,N,w,c                               :integer;
  t0,x,y,dx,dy,ta0,s,dimx,dimy,a,kp,amc,acp,Re,Nua,
  rk,tm,cp,fap,dqa,kf0,v0,qw,cw,tc0,relax,tar,h,p,
  GrL,Pr,v,afc,L,tap,converg,mt,Rea,dc,tcold,
  dif,ste,stt                                     :real;
  aa,bb,cc,dd,ee,ap,ae,aw,an,as,b,O              :vetor;
  t,q,h1,h2,ta,tc,kf,m,vel                        :matriz;
  z                                               :char;
  dados                                           :text;
```

```

{Operador de Potencia}
function pot(Base,expoente:real):double;
begin
    pot := exp(expoente*ln(base));
end;

```

```

PROCEDURE tdma;
begin
    cc[1]:= cc[1]/bb[1];
    dd[1]:= dd[1]/bb[1];
    for j := 2 to ndy do
        begin
            bb[j]:= bb[j] -aa[j]*cc[j-1];
            dd[j]:= (dd[j] - aa[j]*dd[j-1])/bb[j];
            cc[j]:= cc[j]/bb[j];
        end;
    for j := ndy-1 downto 1 do
        dd[j]:= dd[j] - cc[j]*dd[j+1];
    end;

```

```

PROCEDURE subprec;
begin
    if q[i,j] =0 then
        b[j] := 2*ta0*dx*dy*h2[i,j]/(kp*s)
    else { resistencia termica }
        b[j] := ((tc[i,j]-t[i,j])/rk+h2[i,j]*(2*dx*dy-acp)*ta0)/(kp*s);
        aa[j] := -as[j];
        bb[j] := ap[j];
        cc[j] := -an[j];
    end;

```

```

PROCEDURE line1;
begin
    ae[j] := dy/dx;
    aw[j] := 0;
    as[j] := dx/dy;
    an[j] := dx/dy;
    subprec;
    dd[j] := b[j]+ae[j]*t[i+1,j];
end;

```

```

PROCEDURE linei;
begin
    ae[j] := dy/dx;
    aw[j] := dy/dx;
    as[j] := dx/dy;
    an[j] := dx/dy;

```

```

        subprec;
        ee[j] :=aw[j]*t[i-1,j]+ae[j]*t[i+1,j];
        dd[j] := b[j]+ee[j];
end;

PROCEDURE linem;
begin
    ae[j] := 0;
    aw[j] := dy/dx;
    as[j] := dx/dy;
    an[j] := dx/dy;
    subprec;
    dd[j] := b[j]+aw[j]*t[i-1,j];
end;

PROCEDURE propr;
begin
    O[j] := 3.1321/(j*dy*v0)*pot((qw*Pr*dimy)/((ta0+273)*kf0),0.5)*pot(h,2.5);
    h2[i,j] := O[j]*kf0/(6.93*h)*(1-exp(-5.72*pot(O[j],-0.66)));
    kf[i,j] := (-2.45+0.113*(tm+273)-0.00006287*pot((tm+273),2)+
0.00000001891*pot((tm+273),3))/1000;
    tm := (ta[i,j]+ta[i,j+1])/2;
    v := (-5.33+5.23*(tm+273)+0.18*pot((tm+273),2)-0.00007*pot((tm+
273),3))/1000000000;
    L := dimy/h;
    Re := L*1.789*pot(GrL,0.35); { 1.37-1.789 Correlacao do Witzman }
    vel[i,j] := Re*v/(2*h);
    IF q[i,j] <> 0 then
    begin
        Rea := vel[i,j]*a/v;
        Nua := 1.37*pot(Rea,0.37);
        h1[i,j] := kf[i,j]*Nua/a;
    end;
end;

PROCEDURE subap;
begin
if q[i,j] = 0 then fap := 2*dx*dy*h2[i,j]/(kp*s)
    else
        fap := ((2*dx*dy-acp)*h2[i,j])/((kp*s));
end;

{ INICIO DO PROGRAMA }

begin
clrscr;
w := 0; {tempo }

```

```

t0 :=50; { temperatura inicial da placa }
tc0 :=60; { temperatura inicial do componente }
ta0 :=22.2; { temperatura inicial do ar }
cw := 8; { calor por placa }
h := 0.019; { 1.9 - 3.8 / espacamento do canal }
converg := 0.001;
rk := 75; { resistencia termica }
relax := 0; { fator de relaxacao }
kp := 3.15; { condutividade termica da placa }
ste := 464.8; { somat. das temp. experimentais para 8w e 1,9 cm }
s :=0.0015; { espessura da placa }
ndx := 9; { 9 divisoes em x }
ndy := 25; { 25 divisoes em y }
dimx:=0.164; { dimensoes da placa - x }
dimy:=0.201; { dimensoes da placa - y }
a := 0.007210; { comprimento caracteristico do componente }
amc := 0.00005199; { area molhada do componente }
acp := 0.00001492; { area do componente projetada na placa }
cp := 1006; { calor especifico do ar }
dc := 0.00235; { diametro do componente }
Pr := 0.7095; { numero de Prandtl }

```

{ CHUTE INICIAL DADO PARA RESOLUCAO DO PROBLEMA }

```

for i := 1 to ndx do
begin
    ta[i,ndy+1] := ta0;
    for j := 1 to ndy do
    begin
        t[i,j] :=t0;
        q[i,j] :=0;
        ta[i,j] :=ta0;
    end;
end;
kf0 := (-2.45+0.113*(ta0+273)-0.00006287*pot((ta0+273),2)+0.00000001891*pot((ta0+273),3))/1000;
v0 := (-5.33+5.23*(ta0+273)+0.18*pot((ta0+273),2)-0.00007*pot((ta0 +273),3))/1000000000;

```

{ ATRIBUICAO DE VALORES }

```

dy:= dimy/ndy;
qw:= cw/(2*dimx*dimy);
dqa := cw/25; { dissipacao de calor pontual }
afc := dc*0.00635; { area transv. do componente ao fluxo }
GrL := (9.81*qw*pot(h,5))/((ta0+273)*kf0*dimy*pot(v0,2));

```

```

q[2,3] := dqa;
q[4,3] := dqa;
q[6,3] := dqa;
q[8,3] := dqa;
q[3,7] := dqa;
q[5,7] := dqa;
q[7,7] := dqa;
q[2,10] := dqa;
q[4,10] := dqa;
q[6,10] := dqa;
q[8,10] := dqa;
q[3,13] := dqa;
q[5,13] := dqa;
q[7,13] := dqa;
q[2,16] := dqa;
q[4,16] := dqa;
q[6,16] := dqa;
q[8,16] := dqa;
q[3,19] := dqa;
q[5,19] := dqa;
q[7,19] := dqa;
q[2,23] := dqa;
q[4,23] := dqa;
q[6,23] := dqa;
q[8,23] := dqa;

```

```

for i := 1 to ndx do
  for j := 1 to ndy do
    if q[i,j] = 0 then
      tc[i,j] := 0
    else
      tc[i,j] := tc0;

```

{ METODO LINE BY LINE }

repeat

```

i := 1;
dx := 0.013;
j := 1;
propr;
subap;
ap[j] := dy/dx + dx/dy + fap;
line1;
as[1] := 0;
aa[1] := 0;

```

```

for j := 2 to ndy-1 do
begin
    propr;
    subap;
    ap[j] := dy/dx +2*dx/dy + fap;
    line1;
end;
j := ndy;
propr;
subap;
ap[j] := dy/dx +dx/dy +fap;
line1;
an[ndy] :=0;
cc[ndy] :=0;

tdma;

for j := 1 to ndy do
    t[i,j] := t[i,j]*relax+dd[j]*(1-relax);

dx := 0.018;
for i := 2 to ndx-1 do
begin
    j := 1;
    propr;
    subap;
    ap[j] := 2*dy/dx +dx/dy + fap;
    linei;
    as[1] := 0;
    aa[1] := 0;
    for j := 2 to ndy-1 do
begin
        propr;
        subap;
        ap[j] := 2*dy/dx +2*dx/dy + fap;
        linei;
end;
    end;
    j := ndy;
    propr;
    subap;
    ap[j] := 2*dy/dx +dx/dy + fap;
    linei;
    an[ndy] :=0;
    cc[ndy] :=0;
    tdma;
    for j := 1 to ndy do
        t[i,j] := t[i,j]*relax+dd[j]*(1-relax);

```

end;

```
dx := 0.025;
i:=ndx;
j := 1;
propr;
subap;
ap[j] := dy/dx +dx/dy + fap;
linem;
as[1] := 0;
aa[1] := 0;
for j := 2 to ndy-1 do
begin
    propr;
    subap;
    ap[j] := dy/dx +2*dx/dy + fap;
    linem;
end;
```

```
j := ndy;
propr;
subap;
ap[j] := dy/dx +dx/dy + fap;
linem;
an[ndy] :=0;
cc[ndy] :=0;
```

tdma;

```
for j := 1 to ndy do
t[i,j] := t[i,j]*relax+dd[j]*(1-relax);
```

{ calculo da temperatura do ar e do componente }

```
for j := 1 to ndy do
    for i := 1 to ndx do
        begin
            dx := 0.018;
            if i = 1 then dx := 0.013;
            if i = ndx then dx := 0.025;
            tm := (ta[i,j]+ta[i,j+1])/2
            v := (-5.33+5.23*(tm+273)+0.18*pot((tm+273),2)-0.00007*pot((tm +
273),3))/1000000000;
            m[i,j] := 348.59*vel[i,j]*h*dx/(tm+273);
            if q[i,j] = 0 then
                ta[i,j+1] := 2*h2[i,j]*dx*dy*(t[i,j]-ta0)/(m[i,j]*cp)+ta[i,j]
            else
                begin
```

```

                tap :=(m[i,j]*cp-h1[i,j]*amc/2)*ta[i,j]+h1[i,j]*amc*tc[i,j]+
h2[i,j]*(2*dx*dy-acp)*(t[i,j]-ta0);
                ta[i,j+1] :=tap/(m[i,j]*cp+h1[i,j]*amc/2);
                if i = trunc((ndx+1)/2) then
                begin
                    if j = (ndy+1)/2 then
                    tcold := tc[i,j];
                end;
                tc[i,j] := (q[i,j]+h1[i,j]*amc*ta[i,j]+t[i,j]/rk)/(h1[i,j]*amc+1/rk);
            end;
        end;
    end;

```

```

delay(w);
N := N+1;
writeln(' N =', N );
writeln('p =',p:4:3 );

```

```

p := sqrt(sqr(tc[5,13]-tcold)); { criterio de convergencia }
until p <= converg ;

```

```

    i := trunc((ndx+1)/2);
    j := trunc((ndy+1)/2);

```

```

write('tc =',tc[i,j]-ta0:6:1);
write('t =',t[i,j]-ta0:6:1);
write('dt =',tc[i,j]-t[i,j]:6:1);
write('h1 =',h1[i,j]:4:1 );
write('rk =',rk:5:1 );
write('ta =',ta[i,j]:5:2);
writeln('p =',p:6:5 );

```

```

writeln;
write('T.coluna');
i := 4;
for j := 1 to ndy do
    if q[i,j] <> 0 then write(tc[i,j]-ta0:6:1);
writeln;
write('T.linha');
j := 23;
for i := 1 to ndx do
    if q[i,j] <> 0 then write(tc[i,j]-ta0:6:1);
writeln;
writeln('T.ar');
j := 25;
for i := 1 to ndx do
    write(ta[i,j]:5:1);
writeln;

```

```
writeln('T.placa');
writeln(t[5,15]-ta0:3:1);
write('delta t=',t[5,13]-t[5,15]:3:1);
writeln;
```

```
for j := 1 to ndy do
  for i := 1 to ndx do
    mt := mt+m[i,j];
    write('massa do canal=',mt/ndy);
    write('vel=',vel[5,13]);
    writeln('GrL=',GrL);
```

```
stt := tc[4,3]+tc[4,10]+tc[4,16]+tc[4,23]+tc[2,23]+tc[6,23]+tc[8,23];
dif := (stt-ste)/ste;
writeln('stt =',stt:5:2);
writeln('dif =',dif*100:5:2);
readln(z);
```

```
end. {Fim do Programa}
```