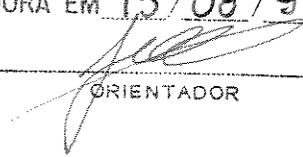


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Ana Cristina
Avelar E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 15/08/97.


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL
DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM
PLACAS DE CIRCUITO IMPRESSO
FORMANDO CANAIS VERTICAIS
ABERTOS**

Autora: Ana Cristina Avelar

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli

014

07/97

Av32a

32118/BC

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	TV UNICAMP
	Av 32a
V. ES.	
TOMBO BC/	32118
PROC.	284/97
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	18/11/97
N.º CPD	

CM-00102555-2

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Av22a Avelar, Ana Cristina
Análise teórica e experimental da transferência de calor em placas de circuito impresso formando canais verticais abertos. / Ana Cristina Avelar.--Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Transmissão. 2. Calor - Convecção natural
3. Circuitos impressos. I. Ganzarolli, Marcelo Moreira.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL
DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM
PLACAS DE CIRCUITO IMPRESSO
FORMANDO CANAIS VERTICAIS
ABERTOS**

Autora: Ana Cristina Avelar

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli

Curso: Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de Mestrado 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

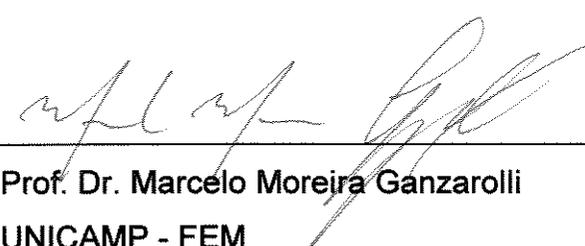
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Tese de Mestrado

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS DE
CIRCUITO IMPRESSO FORMANDO CANAIS
VERTICAIS ABERTOS

Autora: Ana Cristina Avelar

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
UNICAMP - FEM



Prof. Dr. Genésio José Menon
EFEI - Dep^{to} de Mecânica



Prof. Dr. Antônio Carlos Bannwart
UNICAMP - FEM

Campinas, 1997

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli, pela dedicação, colaboração e paciência com que atuou ao orientar este trabalho.

Aos meus amigos, que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

À UNICAMP, por fornecer as condições necessárias à realização deste trabalho.

À CAPES, pelo apoio financeiro.

SUMÁRIO

	Páginas
1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS.....	1
1.1 Introdução.....	2
1.2 Objetivos.....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Revisão.....	5
2.2.1 A dissipação térmica em componentes eletrônicos.....	5
2.2.2 Opções de controle térmico.....	6
2.2.3 Convecção natural.....	7
2.2.4 Placas planas e canais.....	7
2.2.4.1 Canais com paredes uniformemente aquecidas.....	8
2.2.4.2 Espaçamento ótimo entre placas.....	8
2.2.4.3 Fontes discretas sobre uma parede vertical.....	9
2.2.4.4 Interação convecção natural e radiação.....	11
2.2.4.5 O efeito de elementos protuberantes na transferência de calor.....	12
2.2.4.6 Convecção forçada.....	12
2.3 Comentários finais.....	13
3 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	15
3.1 Introdução.....	15
3.2 Aparato experimental.....	15
3.3 Instrumentação.....	19
3.4 O posicionamento dos termopares.....	20
3.5 Medidas de temperatura.....	22
3.6 Análise de erros.....	23
3.6.1 Análise dos erros aleatórios.....	23
3.6.2 Análise de incertezas nas medidas indiretas.....	25
4 MODELAGEM TEÓRICA.....	
4.1 Introdução.....	27
4.2 Caminhos do calor dissipado pelos componentes.....	28

4.3	Coeficientes de película.....	29
4.3.1	Coeficiente de película nos componentes.....	29
4.3.2	Coeficiente de película na placa.....	30
4.4	Modelagem dos mecanismos de transferência de calor.....	32
4.4.1	Balanco de energia no componente.....	32
4.4.2	Balanco de energia na placa de circuito impresso.....	34
4.4.3	Integração da equação de Poisson segundo o método de volumes finitos.....	34
4.4.4	Condutividade térmica da placa.....	37
4.4.5	Balanco de energia para o ar.....	39
4.4.6	Equacionamento das trocas radiantes.....	40
4.4.6.1	Método das radiosidades.....	41
4.4.6.2	Cálculo dos fluxos de calor radiante.....	42
4.7	Procedimentos para a resolução do problema.....	45
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	47
5.1	Introdução.....	47
5.2	Aquecimento uniforme.....	47
5.2.1	Temperatura do ar.....	47
5.2.2	Temperatura da placa.....	54
5.2.2.1	A condutividade da placa.....	54
5.2.2.2	A resistência térmica entre o componente e a placa.....	57
5.2.3	Temperatura dos componentes.....	58
5.2.4	Caminhos do calor dissipado pelos componentes.....	66
5.3	Aquecimento não uniforme.....	67
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS.....	71
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	74
	Apêndice A: Distribuição de Student.....	76
	Apêndice B: Fator de Forma.....	78
	Apêndice C: Listagem do programa.....	81

LISTA DE FIGURAS

2.1 - Diferenças de temperatura em função do fluxo de calor.....	6
2.2 - Elementos cúbicos dispostos sobre uma parede vertical isolada de um canal vertical.....	9
2.3 - Montagem experimental analisada por Witzman et al. (1990).....	14
3.1 - Fotografia do aparato experimental.....	16
3.2 - Fotografia da placa de circuito impresso.....	17
3.3 - Fotografia da face inferior da placa de circuito impresso.....	18
3.4 - Curva de aferição de um termopar.....	19
3.5 - Resistores instrumentados- placa 1.....	20
3.6 - Pontos instrumentados ao redor do resitor central.....	21
3.7 - Termopares na entrada e na saída da placa - placa 2.....	22
4.1 - Canal vertical formado por placas de circuito impresso.....	27
4.2 - Percursos do calor transferido pelo componente e pela placa.....	28
4.3 - Fluxos de calor no componente e na placa.....	32
4.4 - Montagem do resistor na placa de circuito impresso.....	33
4.5 - Divisão da placa de circuito impresso em elementos de volume.....	35
4.6 - Elemento de Volume.....	35
4.7 - Trilhos de cobre no elemento de volume.....	38
4.8 - Escoamento de ar no canal.....	39
4.9 - Divisão da placa de circuito impresso em regiões de simulação.....	42
4.10 - Cavidade constituída de 20 superfícies.....	43
4.11 - Fluxograma.....	46
5.1 - Canal vertical formado por placas de circuito impresso.....	48
5.2 - Sobretemperatura do ar na saída - $d = 12 \text{ mm}$ - $P = 6 \text{ W}$	48
5.3 - Sobretemperatura do ar na saída - $P = 2, 4, 6 \text{ e } 8 \text{ W}$ - $d = 12 \text{ mm}$	49
5.4 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas $P = 4 \text{ W}$ - $d = 24 \text{ mm}$	50
5.5 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas $P = 4 \text{ W}$ - $d = 24 \text{ mm}$	50

5.6 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas P = 8 W - d = 24 mm.....	51
5.7 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas P = 8 W - d = 24 mm.....	51
5.8 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas P = 4 W - d = 48 mm.....	52
5.9 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas P = 4 W - d = 48 mm.....	52
5.10 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas P = 8 W - d = 48 mm.....	53
5.11 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas P = 4 W = 48 mm.....	53
5.12 - Valores experimentais de sobretemperatura na saída do canal, d = 48 mm, e junto à uma única placa - P = 8 W.....	54
5.13 - Placa de circuito impresso - termopares na entrada e na saída.....	55
5.14 - Sobretemperatura da placa nos pontos 1, 2, 3, 4 e 5.....	56
5.15 - Pontos instrumentados ao redor do resistor central.....	57
5.16 - Gradientes de temperatura teóricos e experimentais entre o componente e as placa.....	58
5.17 - Componentes instrumentados.....	58
5.18 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 2 W - d = 12 mm.....	59
5.19 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 2 W - d = 24 mm.....	59
5.20 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 12 mm.....	60
5.21 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 24 mm.....	60
5.22 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 48 mm.....	60
5.23 - Sobretemperatura dos componentes na coluna3 - P= 2 e 8 W d = 12 mm.....	62
5.24 - Sobretemperatura dos componentes na coluna3 - P= 2 e 8 W d = 24 mm.....	62
5.25 - Sobretemperatura dos componentes na linha 1 - P = 6 W e d = 12 mm.....	64
5.26 - Sobretemperatura dos componentes na linha 1 - P = 6 W e d = 24 mm.....	63
5.27 - Variação da temperatura dos componentes com o aumento da distância entre placas na coluna 3 - P = 8 W.....	64
5.28 - Variação da temperatura dos componentes com o aumento da distância entre placas na linha 7 - P = 8 W.....	65
5.29 - Temperaturas máximas para os espaçamentos de 12 e 24 mm.....	66

5.30 - Fluxos de calor no componente.....	66
5.31 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - $P = 6 \text{ W}$ - $d = 12 \text{ mm}$	67
5.32 - Sobretemperatura dos componentes na linha 1 - aquecimento uniforme e não-uniforme $P = 6 \text{ W}$ - $d = 12 \text{ mm}$	68
5.33 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - aquecimento uniforme e não-uniforme $P = 6 \text{ W}$ - $d = 12 \text{ mm}$	69
5.34 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - aquecimento uniforme e não-uniforme $P = 6 \text{ W}$ - $d = 12 \text{ mm}$	69
B.1 - Cavidade constituída de 20 superfícies.....	78
B.2 - Superfícies perpendiculares.....	79
B.3 - Superfícies paralelas.....	80

LISTA DE TABELAS

5.1 - Amostra de sobretemperatura.....	57
3.1 - Sobretemperatura ao redor do resistor central.....	24
4.1 - Constantes C e n	31
A1 - Distribuição de Student.....	76

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

A - área [m^2]

a - comprimento característico do componente [m]

b - altura do componente [m]

B - radiosidade [W/m^2]

c_p - calor específico [$J/kg^\circ C$]

d - distância entre as placas que formam o canal [m]

F - fator de forma

g - aceleração da gravidade [m/s^2]

Gr - número de Grashof

Gr* - número de Grashof modificado

h - coeficiente de película [$W/m^2 K$]

H - altura do canal [m]

k - condutividade térmica [$W/m K$]

k_{ef} - condutividade térmica efetiva na placa de circuito impresso [$W/m K$]

L - altura adimensional do canal [m]

\dot{m}_a - vazão mássica de ar no canal [kg/s]

n - número de leituras de uma grandeza física

nc - número de componentes

Nu - número de Nusselt

Pr - número de Prandtl

q - fluxo de calor dissipado na placa de circuito impresso por unidade de área [W/m^2]

Q - potência total dissipada por placa de circuito impresso [W]

QCO_{cp} - taxa de calor transferido do componente para a placa de circuito impresso [W]

QCV_{ca} - taxa de calor transferido por convecção do componente para o ar [W]

QCV_{pa} - taxa de calor transferido por convecção da placa para o ar [W]

QR_c - taxa de calor transferido por radiação do componente para as superfícies ao redor do mesmo [W]

$QR_{p1,2}$ - taxa de calor transferido por radiação das faces superior e inferior da placa circuito impresso [W]

QR - taxa líquida de transferência de calor por radiação numa superfície [W]

qrc - fluxo de calor transferido por radiação pelo componente por unidade de área [W/m^2]

qrp - fluxo de calor transferido por radiação pela placa por unidade de área [W/m^2]

QC - taxa de calor total dissipado pelo componente [W]

R - resistência equivalente na placa de circuito impresso [Ω]

R_{cp} - resistência à transferência de calor entre o componente e a placa [$^{\circ}C/W$]

W - largura da placa de curcuito impresso [m]

S - termo fonte [W/m^2]

$t_{n-1,p}$ - distribuição de Student

T - temperatura [K]

T_o - temperatura do ar na entrada do canal [K]

T_p^* - temperatura da placa conhecida da iteração anterior, utilizada para avaliar os cálculos da transferência de calor por radiação [K]

U - tensão fornecida às placas de circuito impresso [V]

u_m - velocidade média [m/s]

w - intervalo de incerteza

w_r - incerteza em uma grandeza medida indiretamente

x - valor medido de uma grandeza física

x_m - média aritmética de uma série de leituras

Y - coordenada vertical adimensional

x, y, z - coordenadas cartesianas

LETRAS GREGAS

β - coeficiente de expansão térmica [$1/K$]

$\Delta x, \Delta y$ - comprimento do elemento de volume da malha de discretização [m]

ε - emissividade, espessura da placa [m]

ν - viscosidade cinemática [m^2/s]

ρ - densidade

σ - constante de Stefan-Boltzman [W/m^2K^4]

ϕ - parâmetro definido em função do número de Gr, Pr, L e Y, equação (4.5)

SUBSCRITOS

a - adiabático

ar - ar

amb - ambiente

c - componente

i, j - posições na malha

p - placa

w - parede

cu - cobre

ev - elemento de volume

max - máxima

RESUMO

AVELAR, A. C. *Análise teórica e experimental da transferência de calor em placas de circuito impresso formando canais verticais abertos*. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 94 p. Dissertação (Mestrado).

Os constantes avanços tecnológicos em eletrônica e informática tem tornado os sistemas eletrônicos cada vez mais compactos, aumentando-se a quantidade de calor a ser removida dos componentes e placas de circuito impresso. Por este motivo, atualmente são exigidos sistemas de dissipação de calor altamente eficientes. Este estudo analisa teórica e experimentalmente a transferência de calor em canais verticais formados por placas de circuito impresso dispostas paralelamente, resfriadas por convecção natural e propõe uma modelagem, baseada em relações existentes na literatura, que busca prever a distribuição de temperaturas em pontos significativos nos canais e placas em função da potência dissipada e da distância entre as placas. Este estudo visa também analisar os efeitos do aquecimento não-uniforme das placas que formam o canal. Na simulação teórica, devido à pequena espessura da placa o gradiente de temperatura ao longo da espessura da mesma foi desprezado e resolveu-se numericamente a equação de transferência de calor em coordenadas cartesianas bidimensionais e em regime permanente. Equacionou-se balanços de energia para os componentes e para o ar no canal e o problema foi resolvido numericamente através de um programa computacional. As placas de circuito impresso utilizadas nos testes experimentais, concebidas exclusivamente para fins de estudos térmicos, possuem uma base de epóxi com 25 resistores discretamente distribuídos sobre sua superfície de 200x164mm. Realizou-se testes com aquecimento uniforme e não-uniforme, variando-se a potência por componentes nas placas. Variou-se também as potências por placas e as distâncias entre as mesmas. Testou-se as potências de 2, 4, 6 e 8 W e as distâncias entre placas de 12, 24, e 48mm. Verificou-se boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, principalmente para a menor distância entre placas, 12 mm, onde a diferença entre os resultados teóricos e experimentais foi muito pequena.

Palavras-chaves: Transferência de calor, Canais verticais, Convecção natural, Convecção Forçada, Placa de circuito impresso.

ABSTRACT

AVELAR, A. C. Theoretical and experimental analysis of the heat transfer in printed circuit boards forming open vertical channels. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 94 p. Dissertação (Mestrado).

The constant technological advances in electronics and computations have made the electronic system increasingly more compact, thus increasing the amount of heat to be removed from the components and printed circuit boards. For this reason, highly efficient system of heat removal are presently required. This study analyses both theoretically and experimentally heat transfer in an array of vertical parallel printed circuit boards, cooled off by natural convection and proposes a modeling, based on correlation found in literature which tries to predict temperature distribution in significant places in the channels and boards as regards dissipated power and distance among boards. This study also aims at analyzing non-uniform heating effects of the channel made boards. In the theoretical simulation, due to the board's small thickness, the temperature gradient across the board has been neglected, and the equation of heat transfer in two-dimensional Cartesian was numerically solved, and on a steady state. Energy balances for the components were formulated, and the problem was numerically solved by a computer program. The printed circuit boards used in the experimental tests, manufactured specially for heat transfer studies have an epoxy basis with 25 resistors discretely distributed on 200 x 164 mm. Uniform and non-uniform heating tests were performed, thus a variation of power and distance among them had a variation. The 2, 4, 6 and 8 W power and distance among 12, 24 and 48 mm boards were tested. Good agreements between numerical and experimental results were observed, mainly for the smaller distance among boards, 12 mm, the differences between the theoretical and experimental results were small.

Key Words: Heat transfer, Vertical channels, Natural convection, Forced convection, Printed circuit board.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 - INTRODUÇÃO

Os grandes avanços na tecnologia de construção de circuitos integrados resultaram em melhoramentos significativos na eficiência dos sistemas eletrônicos, ao mesmo tempo em que os tornaram mais compactos, aumentando a quantidade de calor a ser removida nos componentes e placas de circuito impresso. Por este motivo existe hoje uma necessidade muito grande de sistemas de dissipação de calor altamente eficientes.

A dissipação térmica de componentes eletrônicos é atualmente uma das principais áreas de aplicação de técnicas inovadoras de controle térmico. O principal objetivo do controle térmico em componentes eletrônicos é manter a temperatura do componente relativamente constante, igual ou abaixo da temperatura de operação máxima especificada pelo fabricante, geralmente em torno de 85 a 100°C. Pesquisas nesta área demonstraram que um único componente operando 10 °C acima de sua temperatura máxima permitida pode reduzir a confiabilidade de alguns sistemas em até 50% (Peterson & Ortega, 1990). Portanto, as novas técnicas de controle térmico devem ser capazes de eliminar os pontos que atingem temperaturas muito elevadas (“hot spots”) num sistema, dissipando a maior quantidade possível de calor para o ambiente.

Grande parte dos melhoramentos na confiabilidade e densidade de empacotamento de circuitos eletrônicos pode ser atribuída aos avanços na área de controle térmico. Uma atenção indevida ao controle térmico pode reduzir o tempo de vida útil dos componentes ou resultar em não atendimento das especificações. Por outro lado, um controle superdimensionado pode ter um custo excessivamente alto. Um controle térmico apropriado de determinado sistema eletrônico requer a previsão das temperaturas de operação de cada componente numa placa de circuito impresso, tanto para evitar possíveis falhas devido a “hot spots” como para aumentar a eficiência do equipamento melhorando a uniformidade da temperatura. Mas esta previsão requer um conhecimento detalhado da distribuição dos coeficientes de transferência de calor nos componentes eletrônicos e de um método confiável para descrever os efeitos de um elemento aquecido sobre a temperatura de seus vizinhos.

Os métodos de remoção de calor de componentes eletrônicos individuais num sistema incluem os meios tradicionais de convecção natural e forçada utilizando gases, tendo freqüentemente o ar como fluido de resfriamento e convecção forçada com líquidos, assim como condução e radiação ou combinações de processos de transferência de calor. Devido à sua simplicidade e confiabilidade, as configurações mais comuns na dissipação térmica de componentes eletrônicos são sistemas de resfriamento por convecção natural ou forçada utilizando o ar como fluido de resfriamento. Em sistemas onde as taxas de transferência de calor envolvidas são relativamente baixas, o resfriamento por convecção natural é a alternativa mais apropriada, e freqüentemente empregada, por ser um método altamente confiável, silencioso e que possui baixos custos de instalação e manutenção.

Este trabalho trata de uma situação bastante comum em eletrônica, que é o resfriamento por convecção natural de canais verticais formados por placas de circuito impresso dispostas paralelamente. Os canais assim formados possuem uma parede relativamente lisa e outra com elementos protuberantes dissipadores de calor, os componentes eletrônicos, que neste caso são resistores. A transferência de calor no interior destes canais é analisada teórica e experimentalmente e é proposta uma modelagem com o objetivo prever a distribuição de temperaturas em pontos significativos nos canais e placas em função da potência dissipada e da distância entre as placas. Este estudo é uma continuação do trabalho de Cavalcanti (1997), que investigou teórica e experimentalmente a transferência de calor numa geometria semelhante para espaçamentos de 19 e 38 mm e aquecimento uniforme, não considerando a transferência de calor por radiação, que será analisada no presente estudo.

Na simulação teórica o gradiente de temperatura ao longo da espessura da placa foi desprezado, devido à pequena espessura da mesma, e resolveu-se numericamente a equação de transferência de calor em coordenadas cartesianas bidimensionais e em regime permanente. Foram equacionados balanços de energia para os componentes e para o ar no canal e o problema foi resolvido numericamente através de um programa computacional. Os coeficientes de película foram determinados com base em correlações existentes na literatura. A dissipação de calor por radiação foi tratada de maneira aproximada utilizando-se o modelo de troca radiante entre superfícies cinzentas, isotérmicas e com radiosidades uniformes, admitindo-se que o ar não participa das trocas radiantes e projetando-se os resistores no plano da placa de epóxi. A hipótese de superfícies isotérmicas é sustentada pela subdivisão das placas de circuito impresso em regiões de simulação.

As placas de circuito impresso utilizadas nos testes experimentais, concebidas exclusivamente para fins de estudos térmicos, possuem uma base de epóxi com 25 resistores discretamente distribuídos sobre sua superfície de 200x164mm. Foram realizados testes com o aquecimento uniforme e não-uniforme, variando-se a potência por placas no canal e por componentes nas placas. Variou-se também as potências por placas e as distâncias entre as mesmas. Foram utilizadas potências de 2, 4, 6 e 8W e as distâncias entre placas de 12, 24, e 48mm. Foram executados alguns testes experimentais para o caso de uma única placa num meio infinito.

1.2 - OBJETIVOS

Os objetivos deste estudo podem ser resumidos como:

1 - Caracterizar experimentalmente o comportamento térmico de placas de circuito impresso discreta e uniformemente aquecidas formando canais verticais abertos resfriados por convecção natural;

2 - Propor e avaliar os limites de aplicação de uma modelagem teórica, baseada em correlações existentes na literatura, que busca prever a distribuição de temperaturas em pontos significativos nos canais e placas em função da potência dissipada pelos componentes eletrônicos e da distância entre as placas;

3 - Analisar os efeitos do aquecimento não-uniforme das placas que formam os canais.

Para tanto este trabalho foi organizado da seguinte forma:

Inicialmente, no capítulo 2, é apresentada uma breve revisão bibliográfica de estudos sobre convecção natural e forçada em canais e cavidades; a seguir, no capítulo 3 são descritos o aparato experimental, os procedimentos e as condições em que os testes foram realizados e a análise de erros. No capítulo 4 é descrita a modelagem teórica proposta; são apresentadas as relações e hipóteses utilizadas e os balanços de energia na placa, nos componentes e no ar, assim como o fluxograma do programa computacional desenvolvido. No capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos numérica e experimentalmente, os quais são comparados visando avaliar os limites de aplicação da modelagem teórica proposta. Finalmente, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas muitos esforços têm sido concentrados em pesquisas que visam otimizar a transferência de calor em dispositivos eletrônicos e a buscar uma melhor compreensão dos fenômenos térmicos envolvidos nestes sistemas.

Por ser o método mais simples, o resfriamento por convecção natural tem sido amplamente investigado. Este capítulo apresenta uma breve revisão bibliográfica de estudos sobre convecção natural e forçada em canais e cavidades.

2.2 - REVISÃO

2.2.1- A DISSIPACÃO TÉRMICA EM COMPONENTES ELETRÔNICOS

Um circuito integrado pode ser definido como um grupo de elementos de circuito fabricados já em posição sobre e dentro de um substrato, conectados de maneira inseparável (Kraus & Bar-Cohen, 1983). À medida que a tecnologia avança, circuitos mais complexos podem ser fabricados em uma única pastilha, sendo o termo “microeletrônica” usado para designar pastilhas de alta densidade de empacotamento.

Um componente eletrônico é inerentemente confiável, podendo operar por mais de 10000 anos, ou seja, com uma taxa de falha de $1/10^8$ h (Kraus & Bar-Cohen, 1983). Porém, a maior parte dos componentes eletrônicos é suscetível à falhas causadas por uso prolongado em temperaturas elevadas, como por exemplo ruptura dos materiais de fixação dos componentes na placa e reações químicas nos contatos e conectores. Para que se tenha idéia das proporções do problema, na periferia do sol, onde a temperatura é cerca de $6000\text{ }^\circ\text{C}$, o fluxo de calor é da ordem de 10^7 W/m^2 , enquanto que em uma pastilha de um microcircuito, onde a dissipação é da ordem de 10^5 W/m^2 , e a troca térmica na junção acontece envolvendo temperaturas na faixa de $125\text{ }^\circ\text{C}$ a $150\text{ }^\circ\text{C}$ (Chu, 1977).

2.2.2 - OPÇÕES DE CONTROLE TÉRMICO

Como representado na figura 2.1, para uma diferença de temperatura típica permitida de 60 °C entre a superfície do componente e o ambiente, o resfriamento natural pelo ar, envolvendo convecção natural e radiação, é eficiente apenas para fluxos de calor abaixo de 0,05W/cm². A convecção forçada para o ar também não dissipará mais 1,0W/cm² para uma diferença de temperatura de 100 °C. O escoamento de líquidos em altas velocidades através de placas frias proporciona um aumento considerável do calor que pode ser removido com diferenças de temperatura de até 10 °C, se a resistência térmica da parede da placa for desprezível. A imersão direta dos componentes em fluidos halogeno-carbônicos, que possuem altos valores de propriedades dielétricas, possibilita a dissipação de fluxos de calor maiores que 10W/cm² com diferenças de temperatura maiores que 20 °C, desde que haja ebulição de líquido. O resfriamento por imersão, empregando transferência de calor por convecção natural, também pode ser vantajoso.

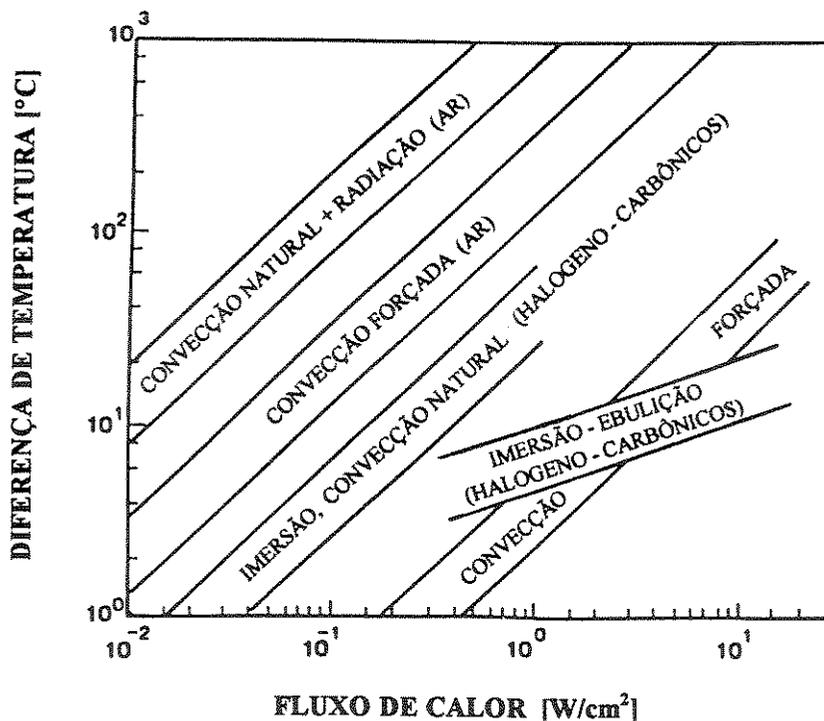


Figura 2.1 - Diferenças de temperatura em função do fluxo de calor
(Kraus & Bar-Cohen, 1983).

Na escolha do método de resfriamento deve-se ter em mente as condições de operação, a facilidade de manutenção, a compatibilidade entre o sistema de transferência de calor e a aplicação do equipamento eletrônico.

2.2.3 - CONVECÇÃO NATURAL

A convecção natural é um processo de transporte de energia térmica resultante do movimento do fluido induzido pelo empuxo.

Em sistemas onde são empregados componentes eletrônicos com baixa geração de calor, o resfriamento por convecção natural é a alternativa mais favorável, e geralmente utilizada, pois apesar de apresentar coeficientes de transferência de calor relativamente baixos, se constitui num processo simples, altamente confiável, silencioso e que apresenta baixos custos de manutenção e instalação.

2.2.4 - PLACAS PLANAS E CANAIS

Uma das configurações mais comuns no resfriamento de componentes eletrônicos envolve convecção natural em canais verticais (ou inclinados) formados por placas planas paralelas com as extremidades abertas para o ambiente (Incropera, 1988). Os componentes eletrônicos são normalmente montados sobre placas verticais, que formam canais ou cavidades, e o calor gerado pelos componentes é removido por um escoamento de ar naturalmente induzido (Dehghan & Behnia, 1996).

Em canais verticais, o empuxo atua exclusivamente no sentido de induzir o movimento ascendente do fluido no interior do canal. A partir da entrada desenvolvem-se camadas limites sobre cada superfície. Em canais cujas placas estão bastante afastadas, camadas limites independentes desenvolvem-se sobre cada superfície e as características do escoamento aproximam-se daquelas de uma placa num meio infinito. Quando as placas estão bastante próximas, as camadas limites em desenvolvimento sobre cada superfície encontram-se, podendo dar origem a um escoamento completamente desenvolvido quando o canal é suficientemente longo. Se o canal é inclinado, além de uma componente da força de empuxo paralela ao escoamento, aparece também uma componente perpendicular, e as características do escoamento podem ser fortemente influenciadas pelo aparecimento de efeitos tridimensionais (Incropera, 1988).

2.2.4.1 - CANAIS COM PAREDES UNIFORMEMENTE AQUECIDAS

Aung et al. (1972) realizaram estudos numéricos e experimentais para escoamento em desenvolvimento em canais simétrica e assimetricamente aquecidos, com temperatura ou fluxo de calor uniforme nas paredes. Na entrada do canal, a velocidade foi considerada uniforme e a pressão estática igual à pressão atmosférica. Verificou-se boa concordância entre os números de Nusselt obtidos para aquecimento simétrico e assimétrico, quando o último era definido em termos da temperatura média das paredes do canal. Eles concluíram que em uma pequena faixa do número de Rayleigh correlações obtidas para aquecimento simétrico poderiam ser usadas para prever as temperaturas máximas nas paredes de um canal assimetricamente aquecido.

Fujii et al. (1994) investigaram teórica e experimentalmente a convecção natural em canais verticais formados por uma série de 5 placas planas paralelas possuindo uma superfície uniformemente aquecida e propuseram uma correlação para o número de Nusselt baseada na distância entre as placas e nas condições do ar na entrada do canal. Comparando-se os resultados numéricos e experimentais verificou-se que a expressão proposta é capaz de prever a temperatura das placa com aproximadamente 5% de precisão. A correlação para o número de Nusselt obtida foi testada para uma placa densamente povoada com elementos protuberantes, blocos retangulares aquecidos, e obteve-se bons resultados usando como comprimento característico o valor obtido subtraindo da distância entre as placas a altura dos blocos.

2.2.4.2 - ESPAÇAMENTO ÓTIMO ENTRE PLACAS

Numa série de canais formados por placas planas paralelas, para um aumento máximo de temperatura permitido, a quantidade de calor dissipada em um canal reduz-se com a redução do espaçamento entre as placas, mas, conseqüentemente o número de placas aumenta (Peterson & Ortega, 1990). Portanto, existe um espaçamento ótimo entre as placas que maximiza o calor dissipado por unidade de volume. Bar-Cohen & Rohsenow (1984) formularam relações limites para o número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em canais simetricamente aquecidos com paredes isotérmicas e com fluxo de calor constante, e também para canais assimetricamente aquecidos possuindo uma parede isolada e outra isotérmica ou com fluxo de calor constante. As correlações para condições isotérmicas ou de fluxo de calor uniforme foram obtidas combinando-se os limites de

escoamento completamente desenvolvido e os de uma placa num meio infinito. As correlações para número de Nusselt assim obtidas foram utilizadas para inferir espaçamentos ótimos para maximizar a transferência de calor em cada placa.

2.2.4.3 - FONTES DISCRETAS SOBRE UMA PAREDE VERTICAL

Moffat & Ortega (1985), e Moffat & Ortega (1986) investigaram teórica e experimentalmente a transferência de calor de uma série de elementos cúbicos aquecidos dispostos sobre uma placa plana isolada, formando um canal vertical com outra placa isolada paralela. A transferência de calor na placa contendo os elementos cúbicos sozinha num meio infinito também foi investigada (Ortega & Moffat 1985). A geometria utilizada é mostrada na figura 2.2. Oitenta elementos cúbicos aquecidos eletricamente são dispostos em 8 colunas e 10 linhas, $L=35\text{cm}$ e as bordas laterais são isoladas.

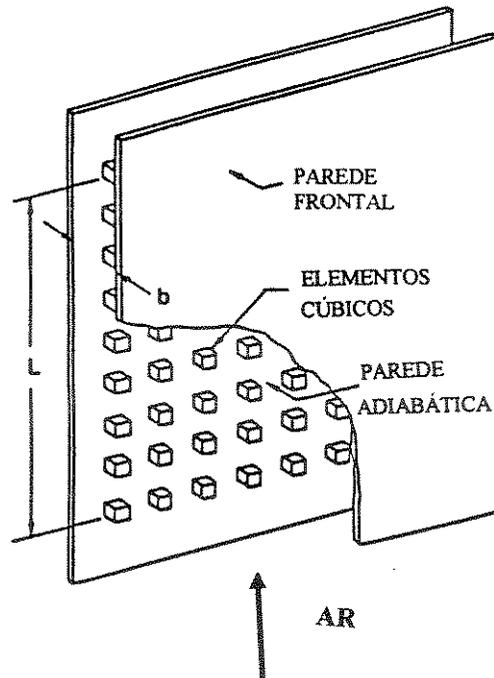


Figura 2.2 - Elementos cúbicos dispostos sobre uma parede isolada de um canal vertical (Moffat & Ortega, 1986).

Moffat & Ortega (1986) concluíram que, para um escoamento completamente desenvolvido, se a temperatura do ar é uniforme em cada seção transversal, a transferência de calor em qualquer elemento da série é governada pela convecção forçada resultante do empuxo global no canal (“efeito chaminé”), e não pelos efeitos locais do empuxo.

O coeficiente de película dos elementos foi baseado na temperatura adiabática, que é temperatura atingida quando não é fornecida potência ao componente e é descontado o calor proveniente de outras fontes por condução e radiação. Quando a temperatura do ar é uniforme numa seção transversal do canal, esta temperatura pode ser representada pela temperatura média de mistura do ar.

Neste mesmo trabalho foi apresentado um método pelo qual o número de Reynolds no canal pode ser previsto conhecendo-se a potência dissipada na série e o coeficiente de arrasto no canal. Mostrou-se também que, em condições de “convecção forçada induzida pelo empuxo”, conhecendo-se o valor do coeficiente de transferência de calor adiabático, baseado na temperatura adiabática, é possível utilizar um método de superposição linear para prever a temperatura dos elementos na série.

Quando as placas que formam o canal estão mais afastadas, ou seja, se a relação entre a distância entre as placas e altura dos elementos protuberantes for superior a quatro, o comportamento do escoamento no canal aproxima-se daquele de uma placa num meio infinito, necessitando de outro tipo de tratamento.

Os testes com a placa contendo os elementos protuberantes num meio infinito demonstraram características muito semelhantes às de uma placa plana em convecção natural turbulenta. Embora os números de Grashof testados sejam equivalentes aos de uma placa plana em convecção natural em regime laminar, este resultado indica que as protuberâncias sobre a parede lisa introduziram perturbações no escoamento suficientes para provocar o comportamento de escoamento turbulento.

Afrid & Zebib (1987) realizaram um estudo numérico, bidimensional, sobre convecção natural em uma parede vertical isolada, sobre a qual foram montados elementos cúbicos protuberantes uniformemente aquecidos. Foram analisados os efeitos da espessura dos elementos, do espaçamento entre os mesmos e do posicionamento de um elemento com dissipação de calor mais elevada sobre os demais. Entre outras conclusões verificou-se que um

elemento com taxa de dissipação de calor mais elevada provoca um aumento considerável na temperatura dos elementos a jusante, mas tem efeito desprezível sobre os elementos a montante.

2.2.4.4 - INTERAÇÃO CONVECÇÃO NATURAL E RADIAÇÃO

Um dos primeiros estudos nesta área foi realizado por Carpenter et al. (1976), onde foram considerados os mecanismos combinados de transferência de calor por convecção natural e radiação num canal vertical assimetricamente aquecido formado por paredes uniformemente aquecidas. Foram investigadas situações de aquecimento simétrico e assimétrico. No caso de aquecimento assimétrico eles verificaram também que para números de Rayleigh inferior a dois os efeitos da radiação eram desprezíveis tanto para as situações de aquecimento uniforme quanto de não uniforme. As perdas tornavam-se mais importantes com aumento do espaçamento entre as placas, fazendo com que temperaturas máximas não mais fossem verificadas na saída, e sim no centro da parede. Verificou-se também que a temperatura máxima na parede pode ser reduzida em até 40% devido à transferência de calor por radiação de uma superfície para a superfície oposta.

Sparrow et al. (1980) investigaram numericamente a interação entre convecção natural e radiação em um canal vertical formado por uma parede isotérmica e outra isolada. Foram obtidas soluções numéricas para a transferência de calor no canal considerando e não considerando a presença da radiação. Eles verificaram que a radiação tende a aumentar a temperatura da parede adiabática, transformando-a numa superfície termicamente ativa e aumentando em até 70% as taxas de transferência de calor.

Dehghan & Behnia (1996) investigaram numericamente os mecanismos combinados de transferência de calor por convecção natural, condução e radiação em uma cavidade bidimensional, retangular, com paredes adiabáticas, aberta no topo e aquecida por uma fonte de calor discreta localizada no centro de uma das paredes laterais.

Eles notaram que a inclusão da radiação afetou significativamente o perfil do escoamento e o campo de temperaturas, principalmente para valores elevados da emissividade da superfície da parede. Verificou-se também que o aumento da transferência de calor por radiação foi compensado por um enfraquecimento do mecanismo de convecção, resultando

num aumento desprezível da temperatura máxima da fonte térmica e do coeficiente de transferência de calor total, ao contrário do efeito verificado na configuração analisada por Sparrow et al. (1980). Entretanto, conclui-se que uma determinação precisa dos campos de velocidade e temperatura é fortemente dependente da inclusão da radiação no modelo numérico.

2.2.4.5 - O EFEITO DE ELEMENTOS PROTUBERANTES NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Com o objetivo de verificar a influência de elementos protuberantes nas taxas de transferência de calor, Shakerin et al. (1986) investigaram numérica e experimentalmente a convecção natural próximo a uma parede isotérmica de uma cavidade com um e dois elementos protuberantes bidimensionais, sendo a altura dos elementos da mesma ordem de grandeza da espessura da camada limite. Testes experimentais utilizando tinta para visualizar o comportamento do escoamento de água mostraram não haver alteração no escoamento sobre os elementos, não ocorrendo descolamento da camada limite. Somente para altos valores do número de Rayleigh, quando a camada limite sob os elementos é instável, foi observada uma instantânea mudança no escoamento com a presença de um fluxo reverso.

2.2.4.6 - CONVECÇÃO FORÇADA

Molki et al. (1995) investigaram numérica e experimentalmente o comportamento da transferência de calor na região de entrada de uma série de blocos retangulares aquecidos dispostos sobre a parede inferior de um duto retangular. Os testes foram realizados para números de Reynolds entre 300 e 1500, baseados na altura dos blocos e na velocidade média do fluido no canal, medida na região entre as superfícies superiores dos blocos e a parede oposta. Os coeficientes de transferência de calor adiabático e os efeitos da esteira térmica foram correlacionados para a região de entrada. Verificou-se que o número de Nusselt apresenta um valor alto na região de entrada, mas que decresce rapidamente, aproximando-se do limite completamente desenvolvido.

Witzman et al. (1990) desenvolveram uma expressão que correlaciona o aumento de temperatura na camada limite térmica ao redor de um dispositivo eletrônico localizado no interior de um gabinete diretamente resfriado por convecção forçada. Foram realizados testes

experimentais utilizando como referência foi um elemento cúbico, de cobre, que foi localizado no interior de um canal, como ilustrado pela figura 2.3. Para efeito de simplificação a velocidade do ar foi limitada ao intervalo de 1 a 4 m/s.

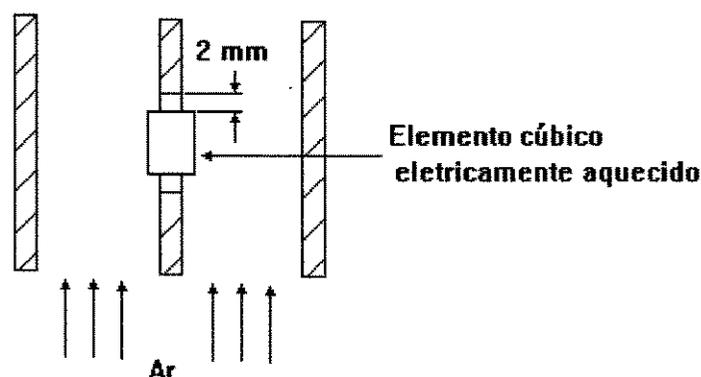


Figura 2.3 - Montagem experimental analisada por Witzman et al. (1990).

Navon et al. (1994) analisaram numericamente a transferência de calor em uma placa de circuito impresso com componentes esparsa e irregularmente distribuídos sobre uma das superfícies da placa. A placa analisada foi posicionada entre duas placas planas paralelas, formando canais resfriados por convecção forçada. O escoamento de ar no canal era laminar e completamente desenvolvido ao longo de toda a extensão dos canais. Utilizando o método de diferenças finitas, foi proposta uma modelagem com objetivo de determinar a distribuição de temperaturas na placa de circuito impresso e para o ar em escoamento no interior dos canais. Os coeficientes de película foram determinados separadamente para as regiões com e sem componentes na placa de circuito impresso utilizando correlações existentes na literatura. Foram equacionados balanços de energia para as superfícies inferior e superior da placa e para o ar nos dois lados do canal. O problema foi resolvido numericamente através de um programa computacional. Foram realizados testes experimentais com resistores simulando os componentes eletrônicos, verificando-se boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

2.3 - COMENTÁRIOS FINAIS

Existe na literatura um grande número de trabalhos sobre convecção natural e forçada em canais formados por placas. Entretanto, a grande maioria destes trabalhos refere-se a situações de placas lisas e condições de contorno uniformes em cada placa. Estudos

envolvendo elementos protuberantes sobre uma superfície plana são mais comuns para placas contendo um único ou poucos elementos e, no outro extremo, para placas densamente povoadas.

As placas de circuito impresso utilizadas neste trabalho possuem poucos elementos para serem consideradas densamente povoadas, acarretando uma geração não-uniforme ao longo da placa. Além disso, os espaçamentos testados ficam a meio caminho de um regime completamente desenvolvido e do limite de uma placa num meio infinito. Todas estas considerações tornam difícil a escolha de coeficientes de película a partir de correlações ou dados existentes na literatura, tornando necessária uma verificação experimental dos resultados obtidos quando tais correlações são empregadas.

CAPÍTULO 3

ANÁLISE EXPERIMENTAL

3.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo são descritos o aparato experimental, os procedimentos para a realização dos testes e as condições em que os mesmos foram realizados. O tratamento dispensado aos erros envolvidos nos dados e resultados obtidos experimentalmente também será mostrado neste capítulo.

3.2 - APARATO EXPERIMENTAL

Foram tomadas medidas de temperatura em canais verticais formados por placas de circuito impresso apoiadas em trilhos de plástico. Mediu-se a temperatura nas superfícies dos componentes eletrônicos, nas placas e no ar que escoava no canal.

Foram realizados testes experimentais variando-se a distância entre as placas e a potência de alimentação das mesmas. Foram testados os espaçamentos entre placas de 12, 24 e 48 mm, utilizando-se, devido às limitações geométricas, 7, 4 e 2 placas, respectivamente. Além disso, foram realizados testes utilizando-se apenas uma placa, simulando a situação de uma placa num meio infinito. Para os espaçamentos de 12 e 24 mm, foram realizados testes experimentais alimentando-se eletricamente todas as placas com potências de 2, 4, 6 e 8 W. Nestas distâncias e para as quatro potências foram realizados também testes com uma das placas não-uniformemente aquecida. Por questão de simplificação, para a distância de 48mm e para o caso de uma única placa foram testadas apenas as potências 4 e 8 W.

A figura 3.1 apresenta a fotografia do aparato experimental mostrando 4 placas, espaçamento de 24 mm.

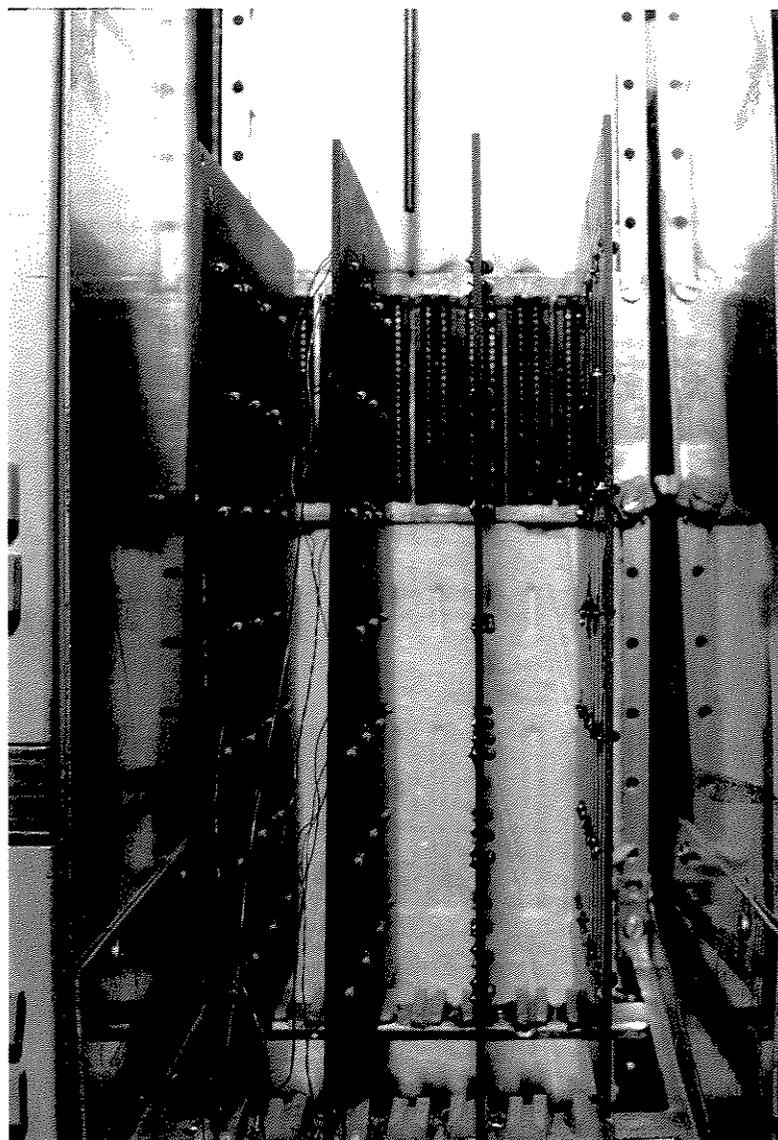


Figura 3.1 - Fotografia do aparato experimental.

As bordas laterais dos canais foram isoladas com isopor e as extremidades foram mantidas abertas para o ambiente. Cada placa foi alimentada eletricamente através uma fonte de tensão contínua. Foram utilizadas quatro fontes CA/CC 6085 CpqD-TELEBRÁS, 1 fonte HP 6271 B e 2 varivolts.

Nos testes com 7 placas a placa instrumentada foi posicionada no trilho central e nos testes com 4 placas no terceiro trilho, contado da esquerda para a direita. No caso do teste com uma única placa esta foi posicionada no primeiro trilho.

A montagem ilustrada na figura 3.1 foi realizada no interior de uma coluna vertical utilizada em equipamentos de telecomunicações que permite a instalação e alimentação elétrica de grupos e módulos de placas de circuito impresso em seu interior.

As placas de circuito impresso utilizadas neste trabalho são na realidade réplicas térmicas, ou seja, configurações fabricadas exclusivamente para fins de estudos térmicos. Possuem 25 resistores de carbono de $10\text{ k}\Omega$, precisão de 5%, $\frac{1}{2}\text{ W}$ e terminais de cobre eletrolítico estanhado distribuídos sobre sua superfície de $200 \times 164\text{ mm}^2$, conforme demonstrado na figura 3.2.

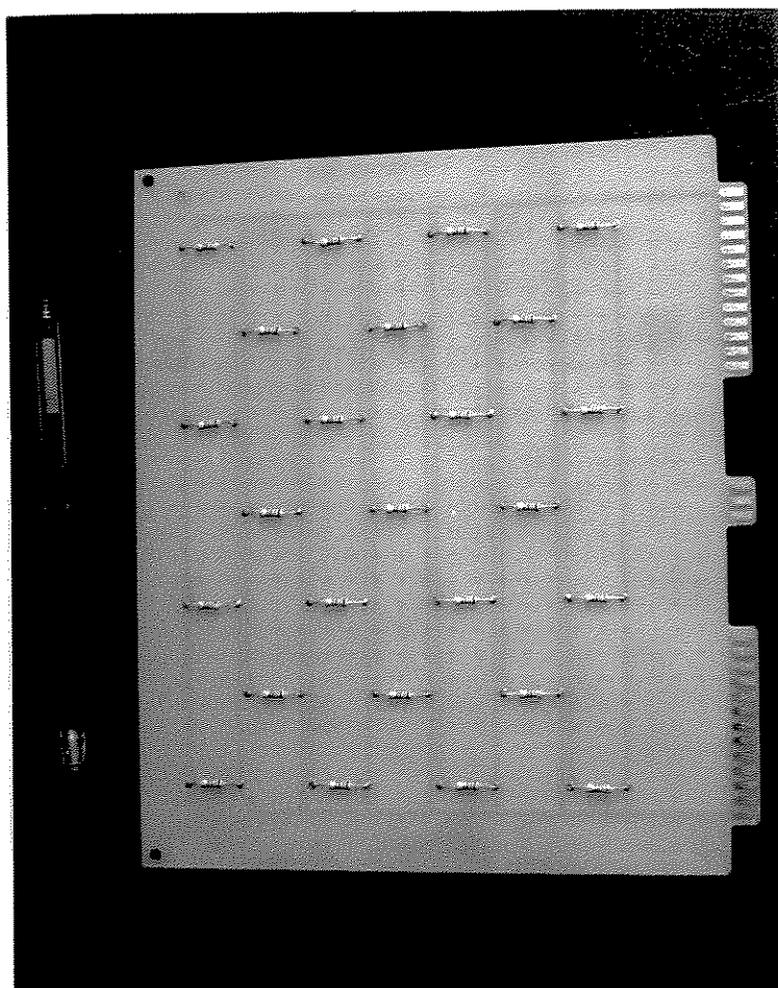


Figura 3.2 - Fotografia da placa de circuito impresso.

A base de material isolante é constituída de uma tela em resina de epóxi, sobre a qual foram impressos trilhos de cobre em uma das faces.

O circuito impresso na superfície inferior da placa utilizada neste estudo pode ser visto na figura 3.3.

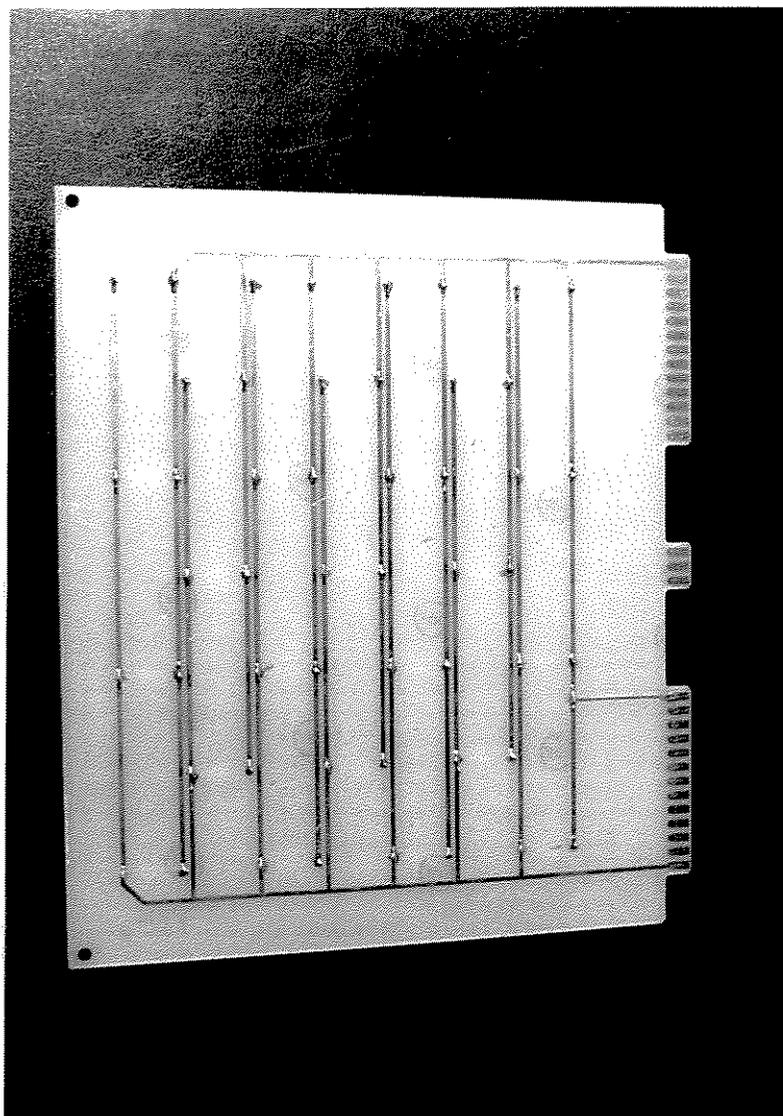


Figura 3.3 - Fotografia da face inferior da placa de circuito impresso.

A espessura da base de epóxi é 1.5 mm. Os trilhos de cobre possuem 0.15 mm de espessura e 1.1 mm de largura.

3.3 - INSTRUMENTAÇÃO

As medidas de temperatura foram realizadas utilizando termopares AWG 36 (0,127 mm de diâmetro) tipo T, cobre-constantan.

A soldagem dos fios de cobre e constantan foi realizada por meio de um arco voltaico em atmosfera de argônio, que visa evitar a oxidação das junções.

Após terem suas extremidades soldadas os termopares foram aferidos junto a um termômetro de bulbo de mercúrio de precisão. O bulbo do termômetro e as junções dos termopares foram imersos em um banho em um vaso isolado com água quente e a aferição foi feita para uma larga faixa de temperaturas, incluindo todos os valores de temperatura verificados nos testes. Na figura 3.4 é mostrada a curva de aferição de um dos termopares. A máxima variação de temperatura observada entre os termopares durante a aferição foi de 2 °C.

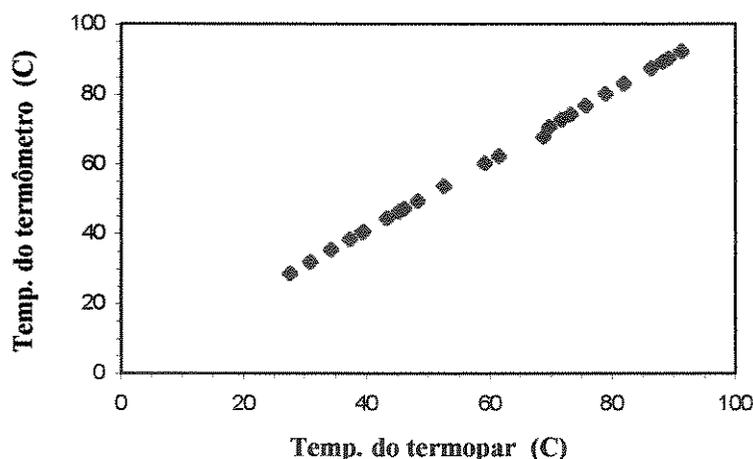


Figura 3.4 - Curva de aferição de um termopar.

Os termopares foram aferidos conectados ao indicador de temperatura usado na realização dos testes. Após a aferição, as junções dos pares térmicos foram protegidas com verniz, utilizado para isolamento elétrico.

Para a tomada de temperatura na placa, a junção dos termopares foi fixada nos pontos especificados com cola araldite de secagem rápida. Tanto sobre a superfície dos componentes como na base de epóxi, o acesso dos termopares a estes pontos se deu pela face inferior da placa através de um pequeno furo passante no local escolhido.

Para a tomada de temperaturas na saída e no interior do canal foi utilizada uma sonda, equipada com um termopar, com possibilidade de movimentos nas três direções. A temperatura na entrada do canal foi medida fixando-se um termopar nesta região.

A temperatura do ar no interior do laboratório foi acompanhada durante toda a realização dos testes por meio de um termômetro de bulbo de precisão.

3.4 - O POSICIONAMENTO DOS TERMOPARES

Devido à inviabilidade de fixar muitos termopares na placa foram escolhidos alguns pontos com objetivos específicos. Foram instrumentadas 5 placas, numeradas de 1 a 5, e cada uma foi analisada separadamente, em testes com fins determinados.

A placa 1 foi instrumentada com o objetivo de verificar a distribuição de temperatura na superfície dos componentes. Foram fixados termopares na superfície dos resistores localizados na linha 1, na linha 7 e na coluna 3, indicados na figura 3.5

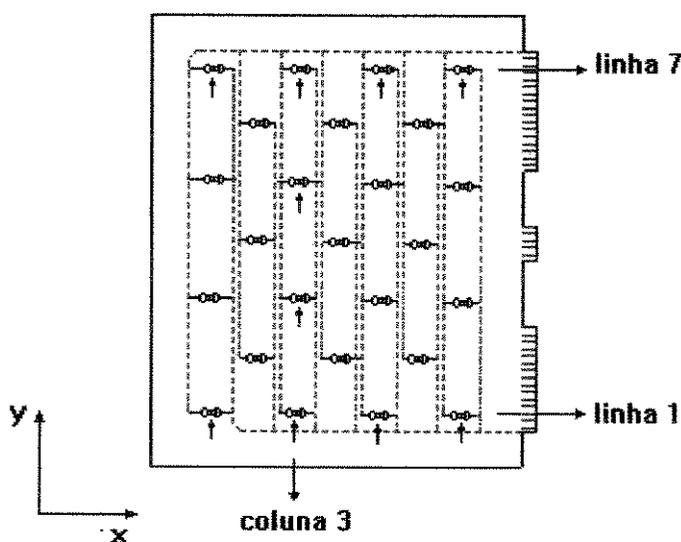


Figura 3.5 - Resistores instrumentados - placa 1.

Os resistores localizados nas linhas 1 e 7 foram instrumentados por que nestas posições são atingidos os valores mínimos e máximos de temperatura, respectivamente. A coluna 3 foi considerada visando obter uma distribuição de temperaturas na direção vertical. A posição desta coluna, na região central da placa, demonstrou ser a mais indicada para este propósito.

Na placa 2, com o objetivo de verificar o gradiente de temperatura entre o componente e a placa, instrumentou-se o resistor central, posicionado na linha 4 e coluna 4. Foram colados termopares na superfície do resistor e sob o componente, na superfície inferior da placa. Com o objetivo de verificar o efeito exercido pelos trilhos de cobre na temperatura da base de epóxi foram fixados termopares ao redor deste mesmo resistor como ilustrado na figura 3.6.

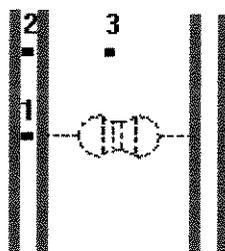


Figura 3.6 - Pontos instrumentados ao redor do resistor central.

Ainda nesta placa foram fixados cinco termopares na base de epóxi, três na saída e dois na entrada do canal, como indicado na figura 3.7.

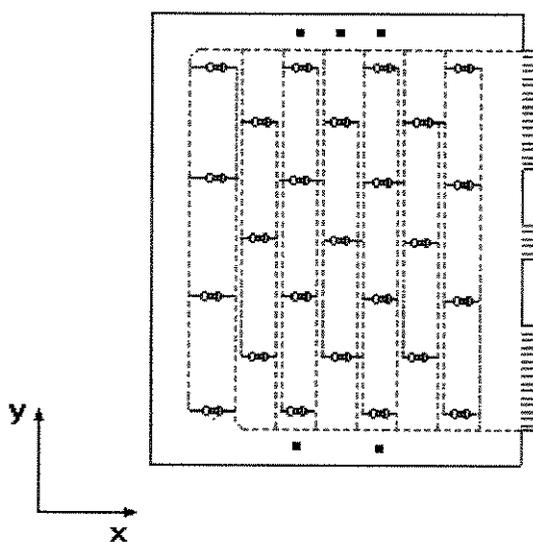


Figura 3.7 - Termopares na entrada e na saída da placa - Placa 2.

As placas 3, 4 e 5 foram utilizadas nos testes com aquecimento não-uniforme. Nestas placas foram substituídos 4 dos 25 resistores de $10\text{ k}\Omega$ por 4 resistores de $4,7\text{ k}\Omega$. Na placa 3 foram trocados os resistores localizados na linha 1, e foram instrumentados os resistores substituídos e aqueles localizados na coluna 3. Na placa 4 foram substituídos os resistores da

coluna 3. Foram instrumentados os resistores substituídos e os resistores das linhas 1 e 7. Finalmente, na placa 5 substituiu-se os resistores da linha 7 e instrumentou-se os resistores localizados nesta linha e na coluna 3.

Os testes com as placas não-uniformemente aquecidas foram realizados a fim de verificar a influência do posicionamento dos componentes onde a dissipação é mais elevada sobre os componentes com menor dissipação.

3.5 - MEDIDAS DE TEMPERATURA

Para possibilitar a leitura das temperaturas, as extremidades não soldadas dos termopares foram fixadas a um seletor circular, que por sua vez foi ligado a um indicador de temperaturas.

Para evitar a incidência de radiação solar no laboratório, as janelas foram protegidas com papel alumínio.

Após a instrumentação e disposição das placas, como representado na figura 3.1, e o regime permanente ter sido atingido, o que demorou aproximadamente 1 hora, foram tomadas as medidas de temperatura a cada 10 minutos. Considerou-se regime permanente quando não era observada variação de temperatura num intervalo de trinta minutos.

As temperaturas experimentais foram tomadas como a média aritmética das leituras dos termopares. Para cada termopar foram realizadas 5 leituras.

3.6 - ANÁLISE DE ERROS

Todas as grandezas físicas medidas experimentalmente são afetadas por uma incerteza, convencionalmente chamada de erro.

Estes erros podem ser classificados como:

- grosseiros: ocorrem devido à imperícia do operador e são facilmente identificados;
- sistemáticos: acontecem devido à má calibração dos instrumentos, não linearidade de escala, etc. Ocorrem sistematicamente, sempre num mesmo sentido.
- aleatórios: são erros que variam de uma medida para a seguinte, realizada em condições idênticas, e se distribuem em torno do valor médio da grandeza. Geralmente seguem uma distribuição estatística.

Neste trabalho os erros grosseiros foram evitados pela realização cuidadosa dos testes experimentais e os erros sistemáticos pelo utilização de instrumentos confiáveis.

Uma possível fonte de erro sistemático neste trabalho pode ser a colagem da solda dos termopares na superfície dos componentes, embora esta tenha operação tenha sido realizada cuidadosamente, utilizando-se termopares com diâmetro muito reduzido (0,127 mm).

3.6.1 - ANÁLISE DOS ERROS ALEATÓRIOS

Uma medida nunca é exatamente reprodutível pois o ambiente e os instrumentos sempre estão sujeitos a algum tipo de alteração, mesmo extremamente sutis.

Quando se realiza uma série de medidas em condições tão idênticas quanto possível, obtém-se uma série de valores que, em geral, se distribuem mais ou menos simetricamente em torno do valor médio. Uma maneira satisfatória de representar o resultado de uma amostra única, isto é, obtida por um mesmo instrumento, é especificar a média das leituras realizadas e um intervalo de incerteza baseado em certa porcentagem de confiabilidade (Kline & McClintock, 1953).

Representando a média aritmética de uma amostra de n leituras por x_m e o intervalo de incerteza por w , tem-se:

$$x_m \pm w \quad (3.1)$$

O valor médio de uma variável x em uma série de n leituras ou observações é:

$$x_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.2)$$

onde x_i é o valor da i -ésima leitura.

O intervalo de incerteza w é a faixa de valores ao redor de x_m dentro do qual se espera, com certa margem de segurança, que o valor x_m esteja contido.

As amostras únicas com um número muito reduzido de repetições não permitem a obtenção de informações realmente confiáveis a respeito do intervalo de incerteza. Entretanto, para efeitos práticos, uma forma conveniente de avaliação do erro é através da expressão:

$$\bar{x}'_m = \bar{x}_m \pm t_{n-1,p} s \quad (3.3)$$

onde s é o desvio padrão da amostra, definido por:

$$s = \left[\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_m)^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

e a distribuição $t_{n-1,p}$ de Student foi desenvolvida por W. S. Gosset (sob o pseudônimo de Student) para calcular o intervalo de incerteza de amostras com pequeno n baseado em seu desvio padrão, e foi tabelada em função do grau de liberdade da amostra e da porcentagem de confiabilidade requerida (tabela A.1, apêndice A).

O grau de liberdade da amostra é definido como o número de observações menos o número de resultados que são calculados a partir dos dados obtidos. No caso do cálculo da média aritmética, o grau de liberdade é $(n-1)$, pois somente um resultado, \bar{x}_m , é calculado a partir dos valores experimentais.

Para exemplificar a estimativa de erros dispensada às medidas de temperatura neste trabalho, escolheu-se arbitrariamente uma amostra de valores de sobretemperatura, cinco medidas, provenientes de um termopar fixado na superfície de um componente quando 8W de potência foi fornecido à placa. Trata-se de um experimento de uma amostra única, uma vez que todas as leituras foram feitas por um único observador com o auxílio dos mesmos instrumentos. A tabela 3.1 apresenta a amostra selecionada.

Tabela 3.1 - Amostra de sobretemperatura.

Leitura	Tc-Tamb
1	13,6
2	13,2
3	13,5
4	13,6
5	13,7
\bar{x}_m	13,5
S	0,19

Admitindo-se que 95% seja uma porcentagem de confiabilidade satisfatória para este estudo obtem-se da tabela A.1, para 4 graus de liberdade ($n-1=4$),

$$t_{n-1,p} = 2,776 \quad (3.5)$$

sendo $s = 0,19$, da equação (3.1) obtém-se:

$$x'_m = x_m \pm 0,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

ou seja, 95 % das medidas serão tais que $|x - x_m| < 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ para a placa de 8W.

Devido à dificuldade de se prescrever um intervalo de incerteza para a leitura de cada termopar, admite-se que a equação (3.6) descreva a contento o intervalo de incerteza geral relacionado ao campo de temperaturas no equipamento para uma potência por placa de 8W.

3.6.2 - ANÁLISE DE INCERTEZA DAS MEDIDAS INDIRETAS

A incerteza em uma grandeza medida indiretamente pode ser obtida utilizando-se a expressão (Kline & McClintock, 1953):

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial X}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.7)$$

onde X representa o resultado experimental como função das n grandezas x_i medidas. w_r corresponde às incerteza de X e w_i as incertezas das grandezas medidas.

A potência dissipada nas placas de circuito impresso é dada por:

$$Q = \frac{U^2}{R} \quad (3.8)$$

onde U é tensão fornecida às placa e R a resistência elétrica equivalente na mesma. A equação (3.8) escrita em termos da equação (3.7) e reduzida à forma adimensional é:

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[4 \left(\frac{W_U}{U} \right)^2 + \left(\frac{W_R}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

A incerteza do valores de tensão, U , é $\pm 0,2\%$ dos valores de U , e das resistências equivalente nas placas, $R \pm 20\ \Omega$, 5% da resistência equivalente, $400\ \Omega$.

A aplicação da equação (3.9) indica que as incertezas dos valores de Q encontram-se na faixa de 2 a 6%.

Acredita-se que as incertezas envolvidas nos valores das temperaturas e potências obtidos sejam pequenas o suficiente para não comprometer as conclusões obtidas da comparação entre os resultados teóricos e experimentais.

CAPÍTULO 4

MODELAGEM TEÓRICA

4.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma modelagem teórica que busca determinar a distribuição de temperaturas em um canal vertical formado por placas de circuito impresso resfriado por convecção natural, em função da potência dissipada e do espaçamento entre as placas. O problema é resolvido imaginando que um número infinito de placas são verticalmente dispostas e separadas pela distância d , como ilustrado pela figura 4.1.

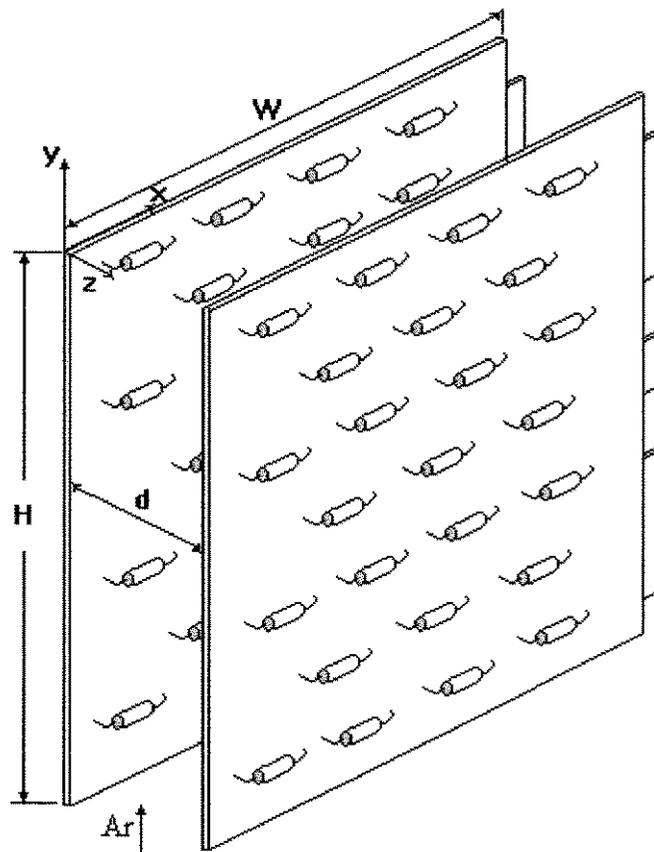


Figura 4.1 - Canal formado por placas de circuito impresso.

Inicialmente são identificados os percursos do calor gerado nos componentes e determinados os coeficientes de película com base em relações existentes na literatura, em seguida são realizados balanços de energia, de onde são obtidas as equações utilizadas para determinar numericamente o campo de temperaturas no canal.

4.2 - CAMINHOS DO CALOR DISSIPADO PELOS COMPONENTES

Como representado na figura 4.2, o calor gerado nos componentes segue três caminhos diferentes:

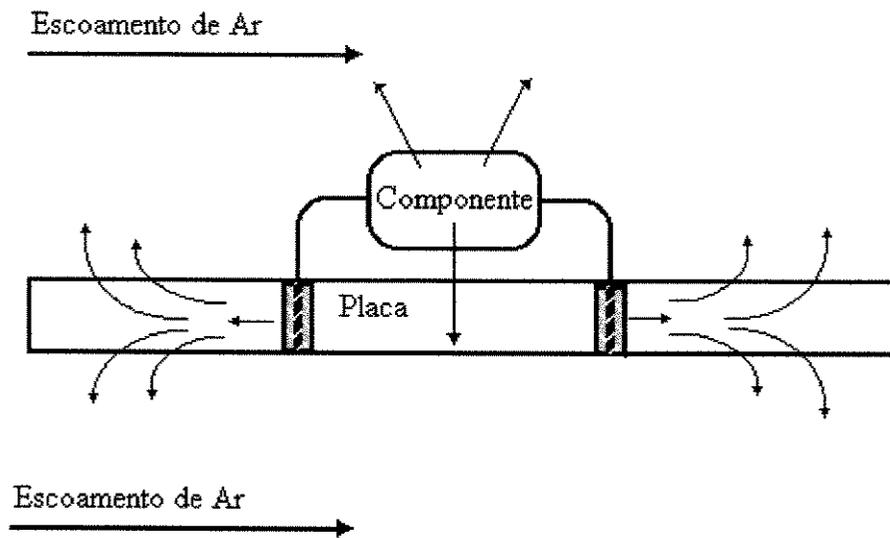


Figura 4.2 - Percursos do calor transferido pelo componente e pela placa.

- Uma parcela é transferida por convecção para o ar;
- Outra parcela é irradiada para as superfícies ao redor do mesmo;
- Uma terceira parcela é conduzida através dos seus terminais e pontos de contato para a placa de circuito impresso, onde ocorre a condução através da placa e as transferências por convecção para o ar e por radiação para as superfícies envolventes.

Uma determinação tridimensional precisa da distribuição de temperatura em cada componente é muito complicada pois envolve uma série de fatores, tais como: a geometria do componente, tipo de montagem, condutividade térmica dos materiais envolvidos, entre outros. Entretanto, é possível obter resultados bastante precisos considerando que cada componente atua como uma fonte de calor uniforme.

4.3 - COEFICIENTES DE PELÍCULA

Existem basicamente duas áreas de transferência de calor por convecção no problema considerado: a placa de circuito impresso e a superfície dos componentes. Os coeficientes de película para estas duas regiões foram calculados separadamente.

4.3.1 - COEFICIENTE DE PELÍCULA NOS COMPONENTES

Quando extremidades de um canal vertical aquecido estão abertas, um escoamento no interior do mesmo é induzido em virtude das diferenças de densidade entre os fluidos dentro e fora do canal.

O escoamento global induzido no canal é resultante de um equilíbrio entre as forças de pressão, força de campo gravitacional exercida sobre o fluido, o empuxo, e do arrasto hidrodinâmico das paredes do canal sobre o fluido. Além disso os gradientes locais de temperatura na direção normal ao escoamento dão origem à gradientes de densidade, forças de empuxo, que podem ter o efeito de redistribuir o escoamento e alterar a transferência de calor por convecção. Globalmente, o escoamento é induzido pelo empuxo “bruto” no canal e, portanto, depende do comportamento do escoamento em todo o canal. Este efeito acumulativo é denominado “efeito chaminé”.

Moffat & Ortega (1986) concluíram que para um escoamento completamente desenvolvido em um canal vertical com pequeno espaçamento entre as placas e possuindo elementos cúbicos protuberantes sobre uma parede, se a temperatura do ar é uniforme em cada seção transversal, a transferência de calor em qualquer elemento da série é governada pelo escoamento global induzido no canal (“efeito chaminé”) e não pelos efeitos locais do empuxo. Ou seja, embora o canal como um todo esteja sendo resfriado por convecção natural, os elementos estão individualmente em regime de convecção forçada.

Os coeficientes de película dos elementos em regime de convecção natural, baseados na temperatura adiabática, não diferem por mais que 5% do seu valor em convecção natural desde que a relação entre os números de Grashof e Reynolds, Gr_a/Re_B^2 , seja menor que 0,3. A temperatura adiabática é definida como a temperatura que um elemento atingiria se a transferência de calor por convecção deste elemento para o fluido ao redor fosse nula. Na ausência de condução e radiação de outros elementos é a temperatura atingida pelo elemento quando não é fornecida nenhuma potência ao mesmo e os demais estão ativados. Quando a

temperatura do ar é relativamente uniforme numa seção transversal do canal, a temperatura adiabática pode ser representada pela temperatura média de mistura do ar. Os números de Gr_a e de Re_b são indicadores da intensidade da convecção natural e da convecção forçada, respectivamente, e são definidos por:

$$Gr_a = \frac{g(T_e - T_a)b^3}{T_a \nu^2} \quad (4.1)$$

$$Re = \frac{u_m b}{\nu} \quad (4.2)$$

onde b é a altura do elemento, T_e a temperatura do elemento, T_a a temperatura adiabática e u_m a velocidade média no canal.

Com base nestas conclusões, o coeficiente de película na superfície dos componentes foi determinado utilizando-se uma correlação empírica para o número de Nusselt proposta para resfriamento de elementos cúbicos protuberantes por convecção forçada por Witzman et al. (1990):

$$Nu_c = 0,465 Re_c^{0,6} \quad (4.3)$$

onde Nu_c e Re_c são baseados no comprimento característico do componente, c , definido como a raiz quadrada da área da superfície do componente. O coeficiente de película é baseado na temperatura adiabática do componente, representada pela temperatura média de mistura do ar, obtida do balanço de energia para o ar que escoia no canal.

Embora as velocidades consideradas por Witzman et al. (1990), na faixa de 1 a 4 m/s sejam superiores às verificadas neste estudo, a equação (4.3) fornece resultados semelhantes aos obtidos com base nos resultados de Moffat & Ortega (1986), que englobam velocidades na faixa de 0,02 a 2 m/s.

4.3.2 - COEFICIENTE DE PELÍCULA NA PLACA

O coeficiente de película na placa foi calculado a partir de uma correlação para o número de Nusselt obtida do trabalho de Fujii et al. (1994), que investigaram teórica e experimentalmente a convecção natural em canais verticais formados por placas planas paralelas uniformemente aquecidas. O número de Grashof modificado, Gr^* , variou entre $2,3 \times 10^3$ e $8,8 \times 10^5$ e a razão entre altura do canal e a distância entre placas, $L = H/d$, de 8 a 30.

As placas utilizadas são de epóxi, com condutividade e espessura muito próximas das utilizadas neste estudo. Os valores de Gr^* estimados neste estudo variam entre $1,2 \times 10^3$ e 3×10^6 , e L entre 4 e 16,7, não muito diferentes das faixas consideradas por Fujii et al. (1994).

Segundo Fujii et al. (1994) o número de Nusselt na placa é dado por:

$$Nu = \frac{\phi}{6,93} [1 - \exp(-5,72\phi^{-0,66})] \quad (4.4)$$

com ϕ definido por:

$$\phi = \frac{Gr^* Pr / Y}{(Gr^* Pr / L)^{1/2}} \quad (4.5)$$

onde:

$$Gr^* = \frac{g\beta q d^4}{k_{ar} \nu^2}, L = \frac{H}{d}, Y = \frac{y}{d}, \beta = \frac{1}{T_o}, Re = \frac{u_m 2d}{\nu}, Pr = 0,72, q = \frac{Q}{2A_p} \quad (4.6)$$

sendo H a altura do canal, d a distância entre as placas, A_p a área da placa, Q o calor total dissipado por placa e u_m a velocidade média do ar. As propriedades do ar citadas acima foram calculadas na temperatura T_o de entrada do ar no canal.

O número de Nusselt é definido por:

$$Nu = \left(\frac{q}{T_w - T_o} \right) \frac{d}{k_{ar}} \quad (4.7)$$

onde T_w é a temperatura de parede. O número de Reynolds, Re , obtido a partir dos resultados experimentais de Fujii et al. (1994), é dado por:

$$Re = C \left(\frac{Gr^*}{L} \right)^n \quad (4.8)$$

onde,

Tabela 4.1 - Constantes C e n .

$Gr^* \setminus L$	C	n
$(Gr^* \setminus L) \leq 573,40$	0,69	0,50
$(Gr^* \setminus L) > 573,40$	1,79	0,35

4.4 - MODELAGEM DOS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

4.4.1 - BALANÇO DE ENERGIA NO COMPONENTE

A figura 4.3 representa os caminhos percorridos pelo calor transferido do componente e da placa de circuito impresso.

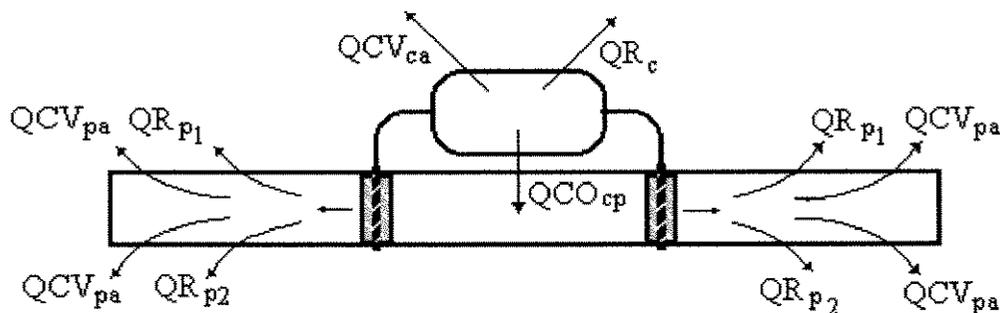


Figura 4.3 - Fluxos de calor no componente e na placa.

Onde:

- QCO_{cp} - calor transferido do componente para a placa de circuito impresso pelos terminais de ligação e pelos pontos de contato do resistor com a placa;
- QCV_{ca} - calor transferido por convecção do componente para o ar;
- QCV_{pa} - calor transferido por convecção da placa para o ar;
- QR_c - calor transferido por radiação do componente para as superfícies ao redor do mesmo;
- QR_{p_i} - calor transferido por radiação da placa de circuito impresso para as superfícies ao redor, onde o índice $i = 1, 2$ refere-se às superfícies superior e inferior da placa.

Fazendo um balanço de energia para o componente representado na figura 4.3 verifica-se que o calor total dissipado pelo componente (QC) é dado por:

$$QC = QCV_{ca} + QR_c + QCO_{cp} \quad (4.9)$$

onde o calor transferido por convecção para o ar (QCV_{ca}) é calculado através da equação:

$$QCV_{ca} = h_c A_c (T_c - T_a) \quad (4.10)$$

e o calor transferido para a placa (QCO_{cp}) é dado por:

$$QCO_{cp} = \left(\frac{T_c - T_p}{R_{cp}} \right) \quad (4.11)$$

onde R_{cp} representa a resistência térmica entre o componente e placa de circuito impresso, englobando todas as formas de transferência de calor entre o componente e a placa. Este valor foi determinado com base em dados experimentais e foi comparado com valores existentes na literatura.

Segundo dados tabelados (Baum, 1969), o valor da resistência térmica entre um resistor de $\frac{1}{2}$ W e a placa de circuito impresso para uma geometria onde o contato entre ambos se dá somente através da soldagem dos terminais, como representado na figura 4.4, é de $90 \text{ }^\circ\text{C/W}$.



Figura 4.4 - Montagem do resistor na placa de circuito impresso.

Nas placas de circuito impresso utilizadas neste trabalho verificou-se que a maior parte dos resistores tocam a superfície da placa, por este motivo optou-se por utilizar o valor médio calculado a partir de dados experimentais:

$$R_{cp} = 60 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

que foi obtido numericamente de forma a reproduzir a diferença ($T_c - T_p$) verificada nos testes experimentais.

A substituição das equações (4.10) e (4.11) na equação (4.9) permite determinar a temperatura do componente, ficando:

$$T_c = \left(\frac{Q}{nc} + \frac{T_p}{R_{cp}} + h_c A_c T_a - QR_c \right) / \left(h_c A_c + 1/R_{cp} \right) \quad (4.12)$$

onde nc é número de componentes na placa e o valor de T_p vem da iteração anterior.

4.4.2 - BALANÇO DE ENERGIA NA PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO

A placa de circuito impresso atua basicamente como uma aleta ao redor do componente. Devido à sua pequena espessura a resistência à transferência de calor por condução na direção normal à superfície é muito pequena, por este motivo foi desprezado o gradiente de temperatura ao longo da espessura da mesma.

Uma vez que o problema está sendo resolvido em regime permanente, a transferência de calor através da placa pode ser representada pela equação bidimensional de Poisson:

$$\epsilon k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \epsilon k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + S = 0 \quad (4.13)$$

onde o termo S (W/m^2) engloba o calor transferido do componente para a placa e as parcelas transferidas por convecção e radiação, e ϵ é a espessura da placa. Como condição de contorno considerou-se isoladas as bordas da placa.

4.4.3 - INTEGRAÇÃO DA EQUAÇÃO DE POISSON SEGUNDO O MÉTODO DE VOLUMES FINITOS

A idéia básica da formulação de volumes finitos é fácil de ser entendida e facilita a interpretação física do problema. O domínio de cálculo é dividido em um número finito de elementos de volumes que não se sobrepõem e a equação diferencial é integrada sobre cada elemento de volume (Patankar, 1980).

Para a integração da equação (4.13), a placa de circuito impresso foi dividida em 23 linhas e 10 colunas. O número de divisões foi escolhido de forma que cada componente, resistor, fosse enquadrado em um elemento de volume, como demonstrado na figura 4.5,

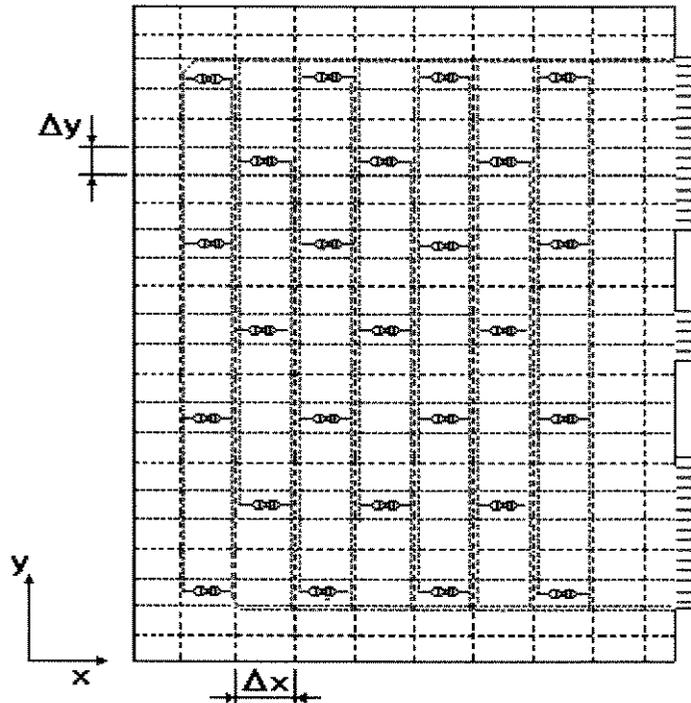


Figura 4.5 - Divisão da placa de circuito impresso em elementos de volume.

A figura 4.6 representa um elemento de volume resultante da divisão à que foi submetida a placa de circuito impresso.

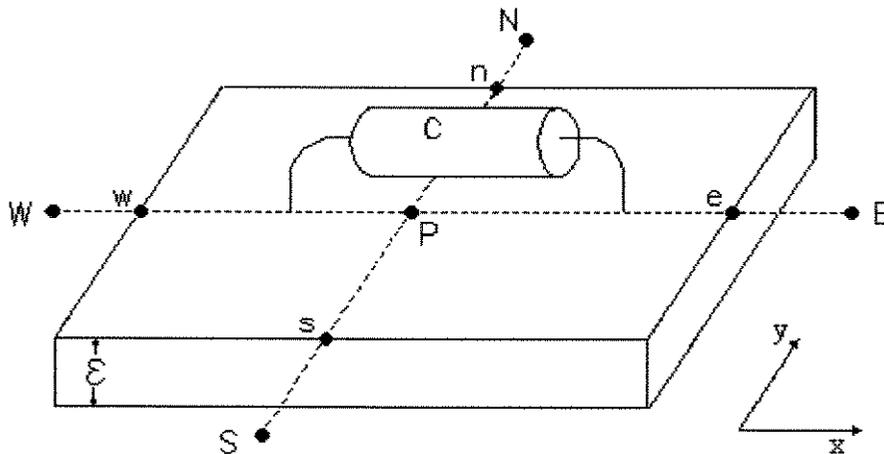


Figura 4.6 - Elemento de volume.

O ponto P representa o ponto nodal, que tem como vizinhos na malha os pontos (nós) E, W, N e S. Os pontos e, w, s e n estão localizados nas interfaces do elemento.

A integração numérica da equação (4.13) sobre cada volume de controle representado na figura 4.6,

$$\iint_{w_s} \frac{d}{dx} \left(\varepsilon k_x \frac{dT}{dx} \right) dx dy + \iint_{w_s} \frac{d}{dy} \left(\varepsilon k_y \frac{dT}{dy} \right) dx dy + \iint_{w_s} S dx dy = 0 \quad (4.14)$$

resulta:

$$\varepsilon \left(k_x \frac{dT}{dx} \right)_e \Delta y - \varepsilon \left(k_x \frac{dT}{dx} \right)_w \Delta y + \varepsilon \left(k_y \frac{dT}{dy} \right)_n \Delta x - \varepsilon \left(k_y \frac{dT}{dy} \right)_s \Delta x + S \Delta x \Delta y = 0 \quad (4.15)$$

Usando uma função de interpolação linear entre os nós para aproximar as derivadas da equação (4.13), ou seja:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dT}{dx} \right)_e &= \frac{(T_E - T_P)}{(\delta x)_e} \\ \left(\frac{dT}{dx} \right)_w &= \frac{(T_P - T_W)}{(\delta x)_w} \\ \left(\frac{dT}{dy} \right)_n &= \frac{(T_N - T_P)}{(\delta x)_n} \\ \left(\frac{dT}{dy} \right)_s &= \frac{(T_P - T_S)}{(\delta x)_s} \end{aligned} \quad (4.16)$$

obtem-se:

$$\varepsilon \left(\frac{k_x (T_E - T_P)}{(\delta x)_e} \Delta y - \frac{k_x (T_P - T_W)}{(\delta x)_w} \Delta y + \frac{k_y (T_N - T_P)}{(\delta x)_n} \Delta x - \frac{k_y (T_P - T_S)}{(\delta x)_s} \Delta x \right) + S \Delta x \Delta y = 0 \quad (4.17)$$

Para facilitar a convergência do método o termo fonte, S , é expandido em uma função linear da temperatura,

$$S = S_p T_p + S_c \quad (4.18)$$

sendo,

$$S \Delta x \Delta y = QCO_{cp} - 2QCV_{pa} - QR_{p_1} - QR_{p_2} \quad (4.19)$$

ou

$$S \Delta x \Delta y = QCO_{cp} - 2A_p h_p (T_p - T_o) - QR_{p_1} - QR_{p_2} \quad (4.20)$$

logo,

$$S_p \Delta x \Delta y = -2A_p h_p T_p \quad (4.21)$$

$$S_c \Delta x \Delta y = QCO_{cp} - QR_{p_1} - QR_{p_2} + 2A_p h_p T_o \quad (4.22)$$

onde os termos QR_{p_1} e QR_{p_2} serão definidos mais adiante.

Assim, a equação (4.17) pode ser apresentada na forma:

$$A_p T_p = A_E T_E + A_W T_W + A_S T_S + A_N T_N + B \quad (4.23)$$

onde:

$$A_E = \frac{\varepsilon k_x}{(\delta x)_e} \Delta y \quad (4.24)$$

$$A_W = \frac{\varepsilon k_x}{(\delta x)_w} \Delta y \quad (4.25)$$

$$A_N = \frac{\varepsilon k_y}{(\delta y)_n} \Delta x \quad (4.26)$$

$$A_S = \frac{\varepsilon k_y}{(\delta y)_s} \Delta x \quad (4.27)$$

$$A_p = A_e + A_w + A_s + A_n - S_p \Delta x \Delta y \quad (4.28)$$

$$B = S_c \Delta x \Delta y \quad (4.29)$$

$$S \Delta x \Delta y = QCO_{cp} - 2QCV_{pa} - QR_{p_1} - QR_{p_2} \quad (4.30)$$

A formulação numérica utilizada para a discretização da equação (4.13) dá origem a um sistema linear cuja matriz dos coeficientes tem estrutura pentadiagonal, ou seja, os termos não nulos da matriz estão concentrados em cinco diagonais. Este sistema foi resolvido utilizando um método iterativo linha por linha. O procedimento para a solução por este método é o seguinte: a partir de uma linha da malha na qual a temperatura das linhas vizinhas é conhecida da iteração anterior, calcula-se a temperatura ao longo desta linha através do método TDMA (Patankar, 1980). Este procedimento é seguido para todas as linhas em uma direção e, se desejado, na outra direção.

4.4.4 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA PLACA

A condutividade térmica efetiva da placa foi estimada considerando a distribuição dos trilhos de cobre na superfície inferior mesma. Como primeira aproximação, estimou-se um

valor para a condutividade na direção y e outro na direção x , analisando-se a disposição e a quantidade de cobre em cada elemento de volume, o que é ilustrado pela figura 4.7.

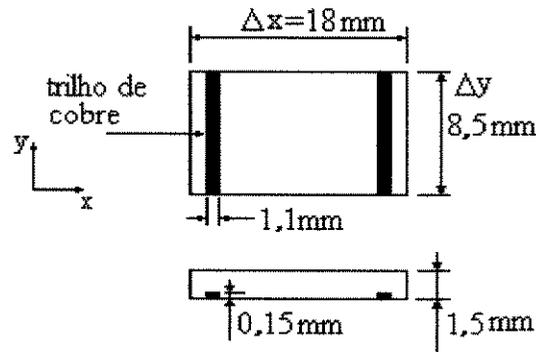


Figura 4.7 - Trilhos de cobre no elemento de volume.

Na direção horizontal, x , a condutividade térmica foi admitida igual a da epóxi, material da placa, ou seja:

$$k_x = 0,26 \text{ W / mK}$$

e na direção vertical, y , foi obtida através de uma média ponderada pela área de uma seção transversal à direção y :

$$k_y = \frac{k_p A_p + k_{cu} A_{cu}}{A_p + A_{cu}} \Bigg|_{ev} \quad (4.31)$$

onde,

$$k_p = k_x = 0,26 \text{ W / mK}$$

$$k_{cu} = 400 \text{ W / mK condutividade térmica do cobre puro}$$

$$A_p = 18 \times 1,5 = 27 \text{ mm}^2$$

$$A_{cu} = 1,1 \times 0,15 = 0,165 \text{ mm}^2$$

levando os valores acima na equação (4.31), obtém-se $k_y = 5,1 \text{ W / mK}$.

Numa segunda estimativa obteve-se um valor da condutividade efetiva calculando-se a média, ponderada por volume para a placa como um todo, das condutividades térmicas do cobre e da epóxi, ou seja,

$$k_{ef} = \frac{k_p V_p + k_{cu} V_{cu}}{V_p + V_{cu}} \Big|_{placa} \quad (4.32)$$

sendo,

$$V_p = 200 \times 164 \times 1,5 = 49200 \text{ mm}^3$$

$$V_{cu} = 380 \times 0,15 \times 1,1 = 62,70 \text{ mm}^3$$

levando V_p e V_{cu} na equação (3.32) resulta $k_{ef} = 3,6 \text{ W/m K}$.

Comparando-se os resultados numéricos obtidos para as duas estimativas verificou-se que a segunda é a mais satisfatória.

4.4.5 - BALANÇO DE ENERGIA PARA O AR

A região do canal onde o ar escoava foi dividida em elementos de volume coincidentes com a divisão adotada na placa, conforme ilustrado na figura 4.8, sendo que os pontos nodais de temperatura do ar ($T_{a,i,j}$) foram tomados nas interfaces dos elementos de volume.

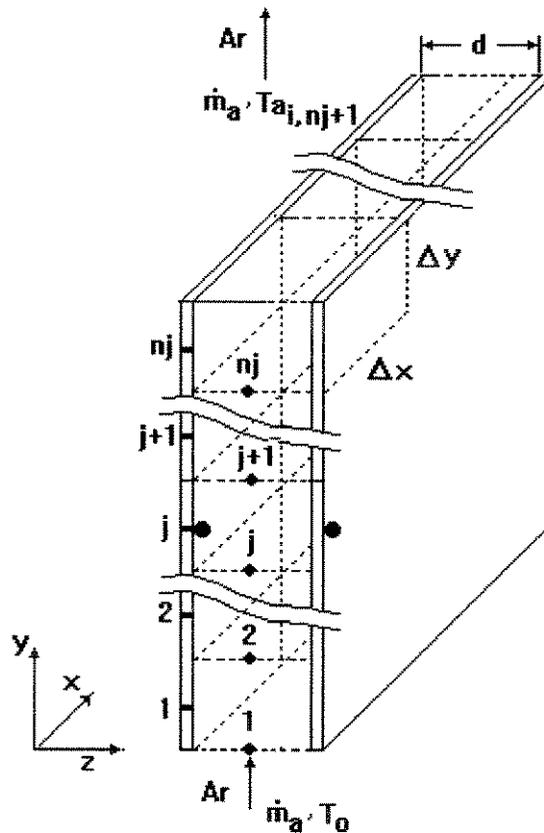


Figura 4.8 - Escoamento de ar no canal.

Realizando um balanço de energia para o ar que escoar no canal, considerando que o mesmo não participa das trocas radiantes e para um elemento de volume onde existe componente, resulta que a variação de entalpia do ar é igual ao calor transferido por convecção da placa para o ar, mais o calor transferido por convecção do componente para o ar. Ou seja:

$$\dot{m}_a c_p (T_{a,i,j+1} - T_{a,i,j}) = QCV_{ca} + 2QCV_{pa} \quad (4.33)$$

ou

$$(\rho u_m \Delta x_i d) c_p (T_{a,i,j+1} - T_{a,i,j}) = h_c A_c (T_{c,i,j} - T_{a,i,j}) + 2(h_p A_p)_{i,j} (T_p - T_o) \quad (4.34)$$

Onde $(T_{a,i,j})$ representa a temperatura média de mistura do ar na seção considerada. Nas regiões onde não há componentes a parcela (QCV_{ca}) é nula.

A equação (4.34) permite que, a partir do valor de T_o e conhecidas T_p e T_c da iteração anterior seja determinado o campo de temperatura do ar no canal.

4.4.6 - EQUACIONAMENTO DAS TROCAS RADIANTES

A escolha do tratamento a ser dispensado às trocas radiantes foi uma das maiores dificuldades encontradas no equacionamento das trocas térmicas. Rigorosamente falando, os componentes eletrônicos, resistores, deveriam ser tratados como elementos distintos da placa de circuito impresso, o que dificultaria demasiadamente o cálculo dos fatores de forma. Portanto, para simplificar os cálculos, os resistores, os trilhos de cobre e base de epóxi foram admitidos como pertencentes a um único plano, ou seja os resistores foram projetados no plano da base de epóxi. A temperatura deste plano foi calculada ponderando-se pelas áreas correspondentes as temperatura dos componentes e da base de epóxi. Este plano fictício foi dividido em regiões de simulação, que foram consideradas superfícies cinzentas, isotérmicas e com radiosidades uniformes. Esta suposições são bastante plausíveis na faixa de temperatura envolvida neste trabalho.

Ainda visando facilitar o cálculo dos fatores de forma, somente a parede do canal onde existem elementos protuberantes foi dividida em regiões de simulação. A outra foi considerada

uma superfície isotérmica com temperatura igual à temperatura média da base de epóxi. Esta simplificação foi considerada devido à ausência de componentes nesta parede, o que faz com não existam pontos quentes (“hot spots”) nesta superfície.

Admitindo-se ainda que o ar presente no interior do canal não participa das trocas radiantes e que as radiações emitida e refletida de qualquer superfície distribuem-se difusamente, o canal formado pelo plano fictício a que foi reduzida uma das placas de circuito impresso constitui uma cavidade passível de tratamento pelo método das radiosidades, a ser descrito a seguir. As extremidades do canal, abertas para o ambiente foram consideradas superfícies negras e as laterais, isoladas com isopor, foram consideradas re-radiantes.

4.4.6.1 - MÉTODO DAS RADIOSIDADES

A taxa líquida de transferência de calor radiante na superfície i de uma cavidade é dada por:

$$\frac{QR_i}{A_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} (\sigma T_i^4 - B_i) \quad (4.35)$$

A relação entre as radiosidades das n superfícies que compõem a cavidade é dada pela equação de balanço dos fluxos radiantes:

$$B_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^n B_j F_{i-j} \quad (4.36)$$

A equação (4.36) pode ser reescrita de forma equivalente à analogia elétrica, ou seja:

$$\sum_{j=1}^n \frac{B_i - B_j}{(A_i F_{i-j})^{-1}} = \frac{\sigma T_i^4 - B_i}{\left(\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i A_i} \right)} \quad (4.37)$$

As radiosidades B e os poderes emissivos σT^4 são análogos às voltagens e as quantidades $\frac{1}{AF}$ e $\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A}$ análogas às resistências. Portanto, os termos

$$\frac{B_i - B_j}{(A_i F_{i-j})^{-1}} \text{ e } \frac{\sigma T_i^4 - B_i}{\left(\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i A_i} \right)}$$

são identificados como corrente.

A equação (4.36) representa o balanço das trocas radiantes para o nó, radiosidade, associado com a superfície i . O fluxo de calor radiante para a superfície i deve ser igual ao fluxo de calor radiante proveniente de todas as outras superfícies da cavidade.

Escrevendo-se a equação (4.36) para cada uma das superfícies que compõem a cavidade obtém-se um sistema de n equações lineares e não-homogêneas para as n radiosidades.

4.4.6.2 - CÁLCULO DOS FLUXOS DE CALOR RADIANTE

A figura 4.9 mostra as 15 regiões em que foi dividida a placa de circuito impresso para a obtenção dos fluxos de calor radiante.

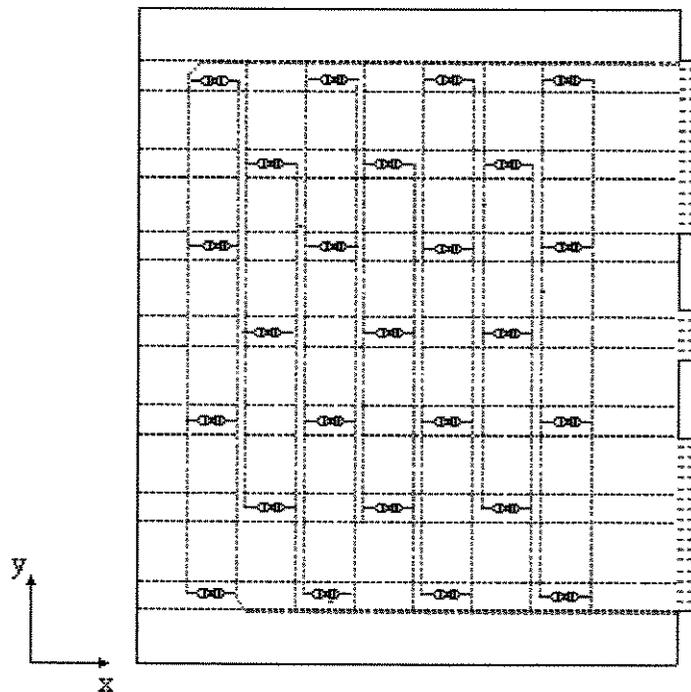


Figura 4.9 - Divisão da placa de circuito impresso em regiões de simulação.

Na escolha das regiões de simulação procurou-se aproximar tanto quanto possível a hipótese de superfícies isotérmicas, e tendo em vista o compromisso de estimar o calor radiante equivalente a cada elemento de volume resultante da divisão anterior da placa para a

determinação da distribuição de temperaturas, além de respeitar a limitação de obter uma geometria que tornasse plausíveis os cálculos dos fatores de forma.

A divisão da placa em tiras horizontais, como representado na figura 4.9, mostrou-se uma configuração bastante favorável, uma vez que as menores variações de temperatura ocorrem na direção horizontal. Em cada tira está contido um número inteiro de elementos de volume provenientes da malha anterior. A simetria resultante desta divisão facilitou os cálculos dos fatores de forma, que foram obtidos de integração numérica e de valores encontrados na literatura (vide apêndice B).

Considerando todas as simplificações, para efeito de equacionamento das trocas radiantes no canal, o mesmo passou a representar uma cavidade, constituída de 20 superfícies, ilustrada na figura 4.10.

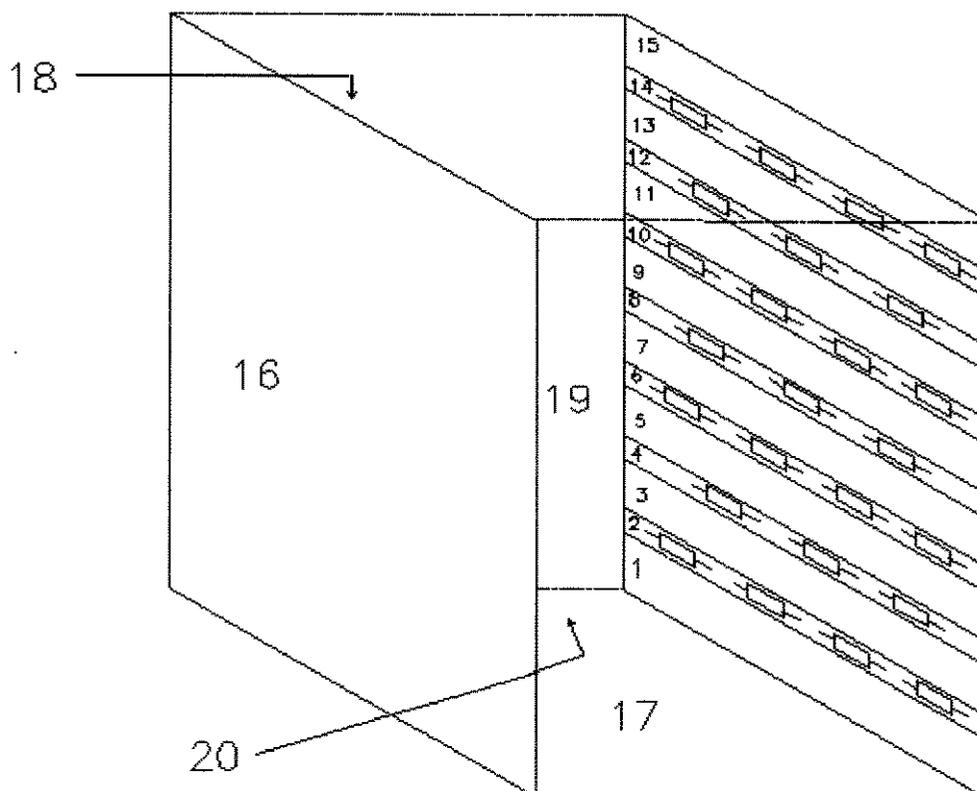


Figura 4.10 - Cavidade constituída de 20 superfícies.

A equação (4.36) foi aplicada a cada uma das 20 superfícies que compõem a cavidade, o que resultou no sistema,

$$\left(1 - F_{1-1} + \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1}\right) B_1 + (-F_{1-2}) B_2 + (-F_{1-2}) B_3 + \dots + (-F_{1-20}) B_{20} = \frac{\sigma T_1^4 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \quad (4.38)$$

$$(-F_{2-1}) B_1 + \left(1 - F_{2-2} + \frac{\varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2}\right) B_2 + (-F_{2-3}) B_3 + \dots + (-F_{2-20}) B_{20} = \frac{\sigma T_2^4 \varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2} \quad (4.39)$$

$$(-F_{3-1}) B_1 + (-F_{3-2}) B_2 + \left(1 - F_{3-3} + \frac{\varepsilon_3}{1 - \varepsilon_3}\right) B_3 + \dots + (-F_{3-20}) B_{20} = \frac{\sigma T_3^4 \varepsilon_3}{1 - \varepsilon_3} \quad (4.40)$$

⋮

$$(-F_{16-1}) B_1 + (-F_{16-2}) B_2 + \dots + \left(1 - F_{16-16} + \frac{\varepsilon_{16}}{1 - \varepsilon_{16}}\right) B_{16} + (-F_{16-20}) B_{20} = \frac{\sigma T_{16}^4 \varepsilon_{16}}{1 - \varepsilon_{16}} \quad (4.41)$$

$$B_{17} = \sigma T_{17}^4 \quad (4.42)$$

$$B_{18} = \sigma T_{18}^4 \quad (4.43)$$

$$(-F_{19-1}) B_1 + (-F_{19-2}) B_2 + (-F_{19-3}) B_3 + (-F_{19-4}) B_4 + \dots + (-F_{19-20}) B_{20} = 0 \quad (4.44)$$

$$(-F_{20-1}) B_1 + (-F_{20-2}) B_2 + (-F_{20-3}) B_3 + (-F_{20-4}) B_4 + \dots + (-F_{20-20}) B_{20} = 0 \quad (4.45)$$

que foi resolvido numericamente pelo método de Gauss-Seidel. As temperaturas T_i de cada uma das 15 superfícies resultantes da divisão da placa de circuito impresso foi obtida calculando-se a média ponderada pela área das temperatura dos elementos de volume contidos em cada superfície. Nas superfícies 1 a 16 as emissividades foram consideradas iguais a da epóxi 0.90 (Sparrow & Cess, 1978).

Uma vez calculadas as radiosidades B_i , pela solução do sistema obtido pelo método de Gauss-Seidel, a equação (4.35) foi utilizada para calcular o fluxo de calor radiante, QR_i em cada superfície i da cavidade.

A distribuição de temperaturas no canal é determinada utilizando uma malha resultante da divisão da placa em 230 (10x23) elementos de volume, diferente da malha utilizada para o tratamento das trocas radiantes. Para que fosse possível contabilizar as trocas radiantes na distribuição de temperaturas foi necessário estabelecer um procedimento para estimar a partir dos valores QR obtidos da equação (4.35), o fluxo de calor radiante correspondente à cada elemento de controle da malha anterior.

Nas superfícies ímpares, 1, 3, ..., 15, onde não existem componentes, o fluxo de calor radiante em cada elemento foi obtido dividindo-se o valor de QR_i correspondente a cada superfície por 20, o número de elementos contidos nestas superfícies, e atribuindo o resultado

à cada elemento de volume. Entretanto, nas superfícies pares, 2, 4,...,14, onde QR_i representa o calor irradiado pelos componentes e pela superfície de epóxi, o fluxo de calor radiante correspondente à cada elemento de volume foi obtido de maneira aproximada considerando as seguintes relações:

$$QR_i = qrc_i Ac_i + qrp_i Ap_i \quad (4.46)$$

$$\frac{qrc_i}{qrp_i} = \frac{(Tc_i^4 - T_\infty^4)}{(Tp_i^4 - T_\infty^4)} \quad (4.47)$$

onde:

$QR_i \equiv$ calor irradiado pela superfície i ;

$qrc_i \equiv$ calor irradiado por unidade de área pelos componente presentes na superfície i ;

$qrp_i \equiv$ calor irradiado por unidade de área pela base de epóxi na superfície i ;

$Tc_i \equiv$ temperatura média dos componentes na superfície i ;

$Tp_i \equiv$ temperatura média da base de epóxi na superfície i ;

$Ac_i \equiv$ área total dos componentes presentes na superfície i ;

$Ap_i \equiv$ área da base de epóxi contida na superfície i ;

$T_\infty \equiv$ temperatura média das 20 superfícies da cavidade.

As temperaturas Tc_i e Tp_i foram estimadas como as temperaturas médias ponderadas pelas áreas da base de epóxi e da superfície projetada dos componentes, respectivamente, em cada superfície i .

A combinação das equações (4.46) e (4.47) fornece os valores de qrp_i e qrc_i , que são atribuídos a cada elemento de volume, da malha utilizada para distribuição de temperaturas, existente em cada superfície i .

A equação (4.47) baseia-se na idealização dos elementos de volume como pequenos corpos num meio infinito.

4.7 - PROCEDIMENTOS PARA A RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

De posse de todas as informações necessárias à modelagem do problema, o mesmo foi resolvido através de um processo iterativo cujos passos básicos são indicados no fluxograma ilustrado pela figura 4.11.

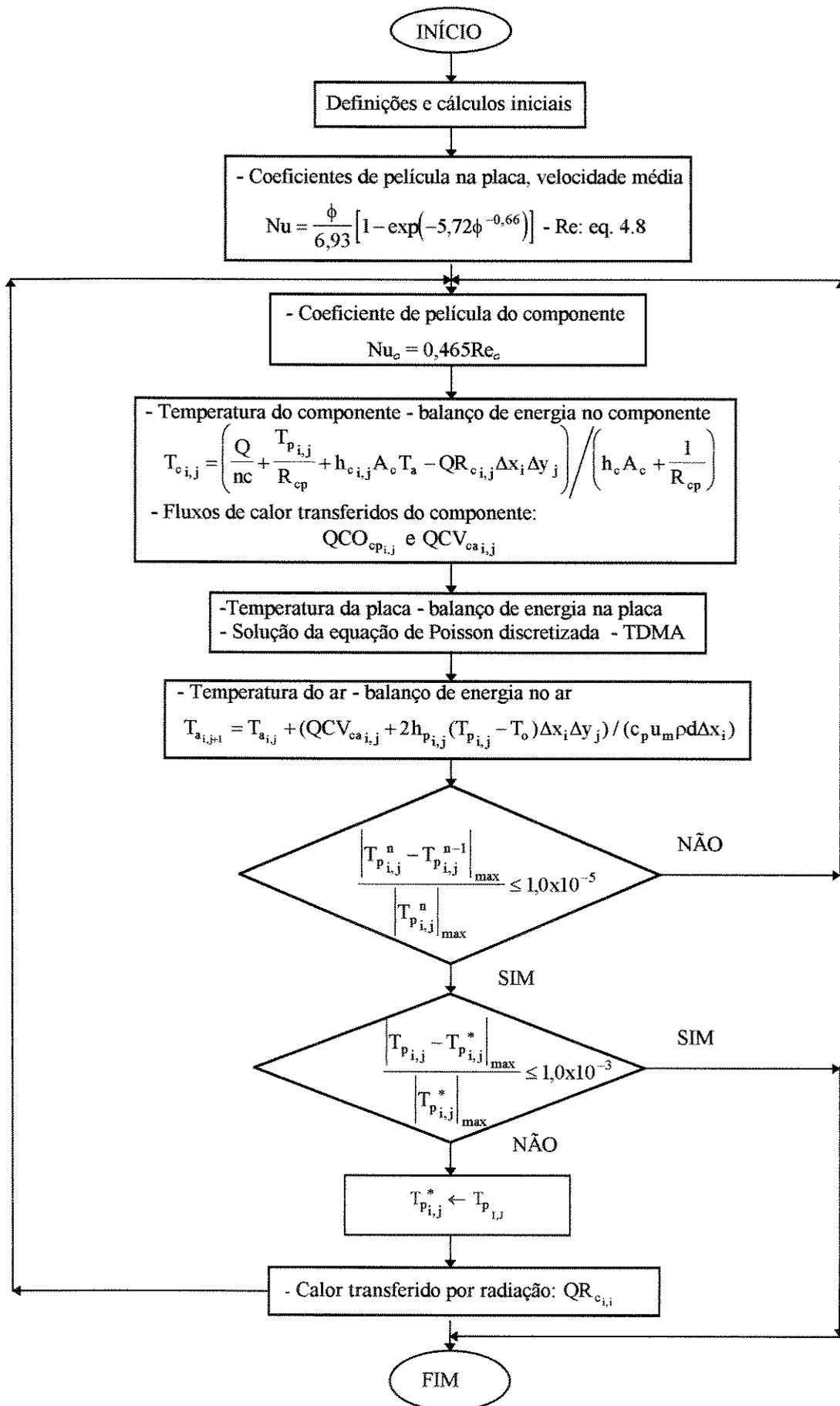


Figura 4.11 - Fluxograma.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos numérica e experimentalmente. Estes resultados são comparados com o objetivo de avaliar os limites de aplicação da modelagem proposta.

Inicialmente são apresentados os resultados obtidos para aquecimento uniforme. Serão analisados os valores obtidos para o ar que escoar no canal, para a base de epóxi e para a superfície dos componentes. Finalmente serão analisados os resultados experimentais para a situação de aquecimento não-uniforme no canal.

5.2 - AQUECIMENTO UNIFORME

5.2.1 - TEMPERATURA DO AR

Neste item são apresentados os resultados numéricos e experimentais da temperatura do ar na saída do canal. Devido a limitações técnicas para uma medição precisa no interior do canal e por ser mais importante do ponto de vista técnico o conhecimento da temperatura do ar na saída, a maior parte das medidas de temperatura do ar foram realizadas nesta região. Os testes experimentais foram realizados visando a verificar o comportamento térmico do escoamento com a variação das potências de alimentação e da distância d entre as placas.

As coordenadas x e z referenciadas nas figuras apresentados nesta seção estão identificadas na figura 5.1.

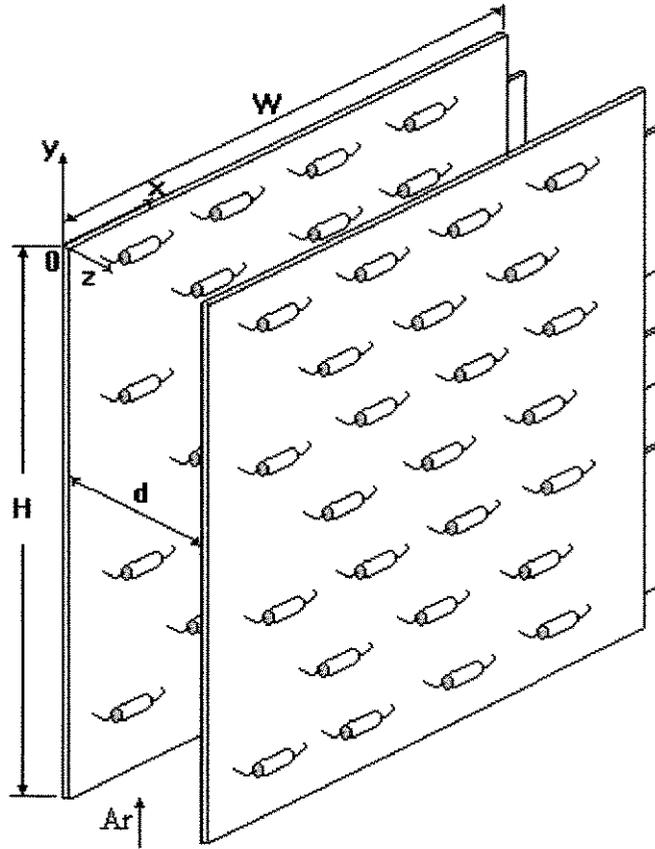


Figura 5.1 - Canal vertical formado por placas de circuito impresso.

Na figura 5.2 são comparados os valores numéricos e experimentais da sobretemperatura do ar na saída do canal, paralelamente às placas, para o espaçamento de 12 mm quando as placas foram alimentadas eletricamente com 6 W de potência.

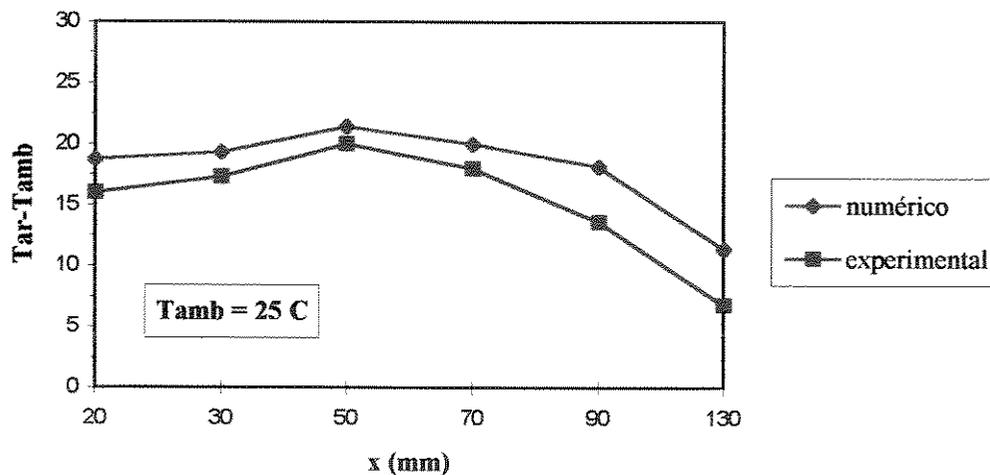


Figura 5.2 - Sobretemperatura do ar na saída do canal - $d = 12$ mm - $P = 6$ W.

Pode ser observada uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, sendo de aproximadamente 2 e 5 graus a menor e a maior diferença, ou seja uma diferença média de apenas 7 % entre o valor medido e o calculado. O decréscimo de temperatura próximo às bordas está associado à presença nestas regiões de colunas onde não existem componentes e ao contato com os conectores de alimentação, o que faz com que a placa fique menos aquecida nestas regiões.

Uma determinação precisa da temperatura do ar na saída do canal é de grande importância sob o ponto de vista de projeto de sistemas de controle térmico, uma vez que gabinetes constituídos por canais verticais formados por placas de circuito impresso são configurações facilmente encontradas em equipamentos eletrônicos. Estes canais são sobrepostos verticalmente e o ar que está saindo de um canal está entrando no canal superior.

Uma vez que a temperatura do ar é determinada a partir de um balanço de energia para o ar, a pequena diferença entre os valores numéricos e experimentais implica que a expressão utilizada para o cálculo da velocidade do ar permite uma boa estimativa da vazão mássica do ar no canal.

A figura 5.3 apresenta uma visão geral do perfil de temperatura medida em 3 posições na saída do canal, na direção x, para todas as potências testadas para o espaçamento de 12 mm.

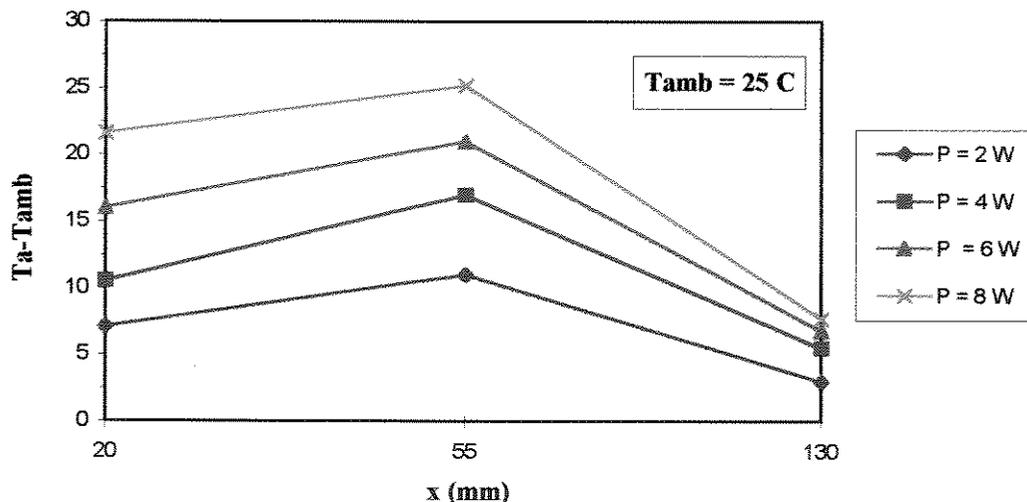


Figura 5.3 - Sobretemperatura do ar na saída do canal para $P = 2, 4, 6$ e 8 W - $d = 12$ mm.

A observação da figura 5.3 mostra uma repetição do comportamento da temperatura do ar para todas as potências testadas. O valor mais elevado ocorre na região central do canal, sofrendo um decréscimo próximo às bordas devido à ausência de componentes nestas regiões.

Para o espaçamento de 12 mm não foi verificado um gradiente significativo de temperatura perpendicularmente às placas, direção z , o que era esperado, pois quando as placas estão muito próximas, a temperatura do ar é praticamente uniforme nas seções transversais.

Vale observar que o valor da temperatura ambiente indicado em todos os gráficos apresentados neste capítulo é equivalente a uma média dos valores verificados durante a realização dos testes.

As figuras 5.4 e 5.5 ilustram a variação da temperatura do ar na saída do canal paralela perpendicularmente às placas quando as mesmas foram distanciadas de 24 mm e alimentadas com 4 W de potência.

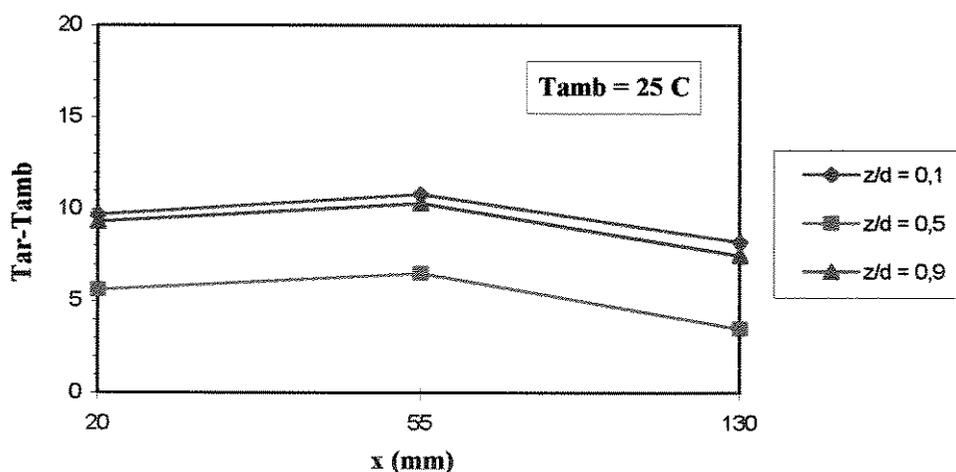


Figura 5.4 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas
 $P = 4 \text{ W} - d = 24 \text{ mm}$.

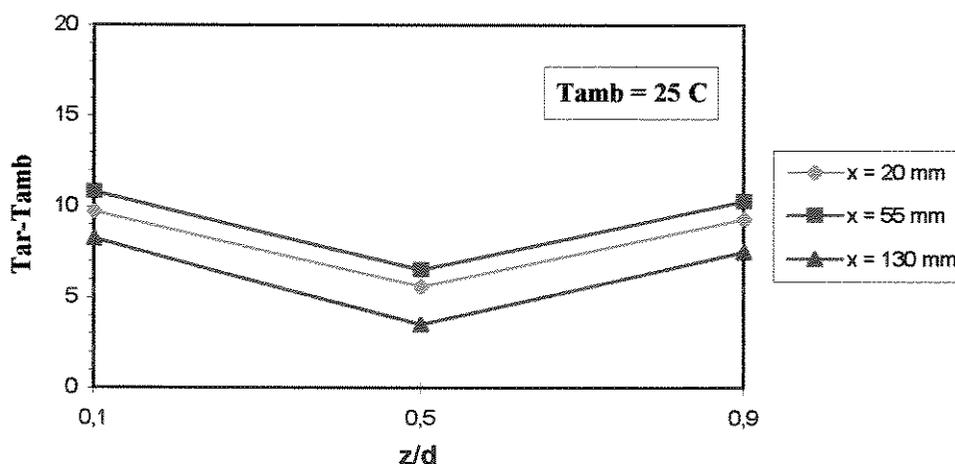


Figura 5.5 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas
 $P = 4 \text{ W} - d = 24 \text{ mm}$.

As figuras 5.6 e 5.7 apresentam a variação da temperatura do ar na saída do canal paralela e perpendicularmente às placas quando as mesmas foram alimentadas com 8 W e distanciadas de 24 mm.

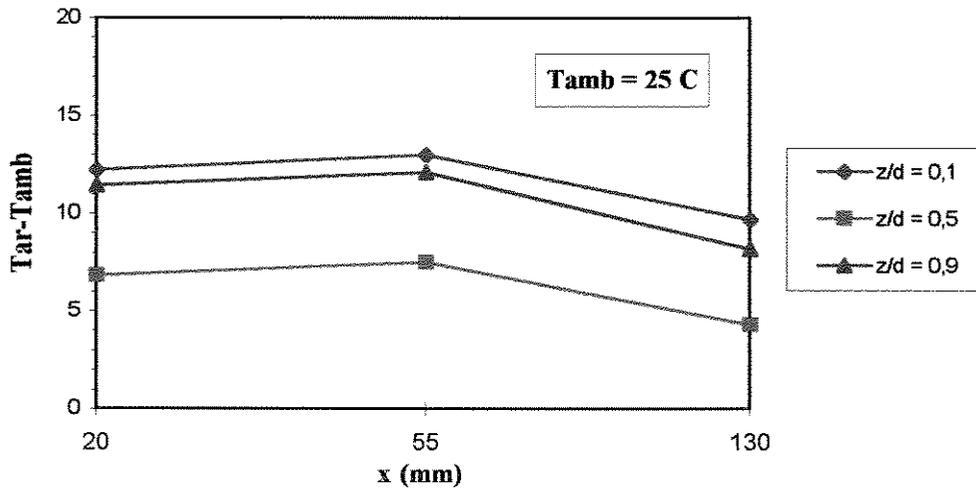


Figura 5.6 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas
 $P = 8 \text{ W} - d = 24 \text{ mm}$.

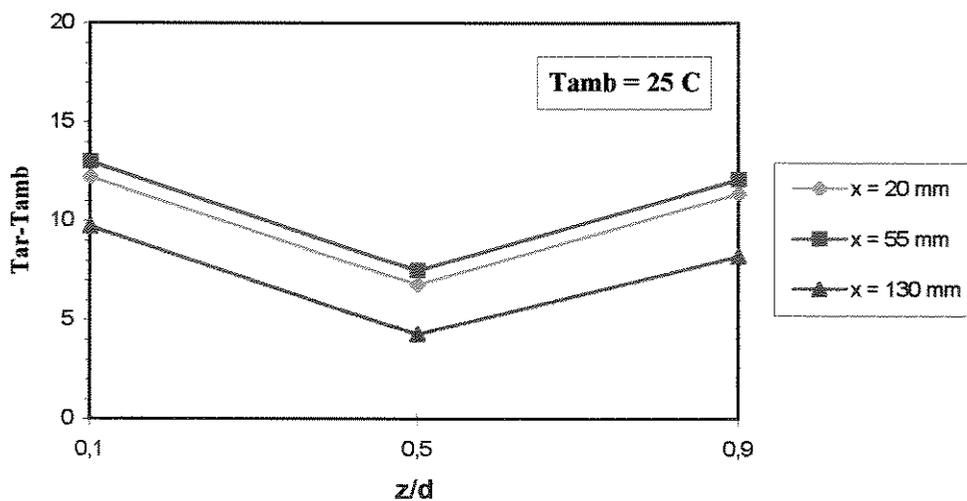


Figura 5.7 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas
 $P = 8 \text{ W} - d = 24 \text{ mm}$.

Observando-se as figuras 5.4 a 5.7 verifica-se que os perfis de temperatura paralela e perpendicularmente às placas apresentam o mesmo comportamento em todas as potências, o qual foi verificado também para as potências de 2 e 6 W. Paralelamente às placas, como

verificado para $d = 12$ mm, a temperatura máxima ocorre na região central do canal e os menores valores próximo às bordas. Na direção perpendicular, o valores mais elevados são verificados próximo às placas, devido à presença de elementos protuberantes, resistores, e o menor valor localiza-se no centro do canal. Nas duas direções as diferenças de temperatura tornam-se mais acentuadas nas potências mais elevadas.

As figuras 5.8 e 5.9 apresentam a variação da temperatura do ar na saída do canal paralela e perpendicularmente às placas quando as mesmas foram separadas de 48 mm e alimentadas com 4 W.

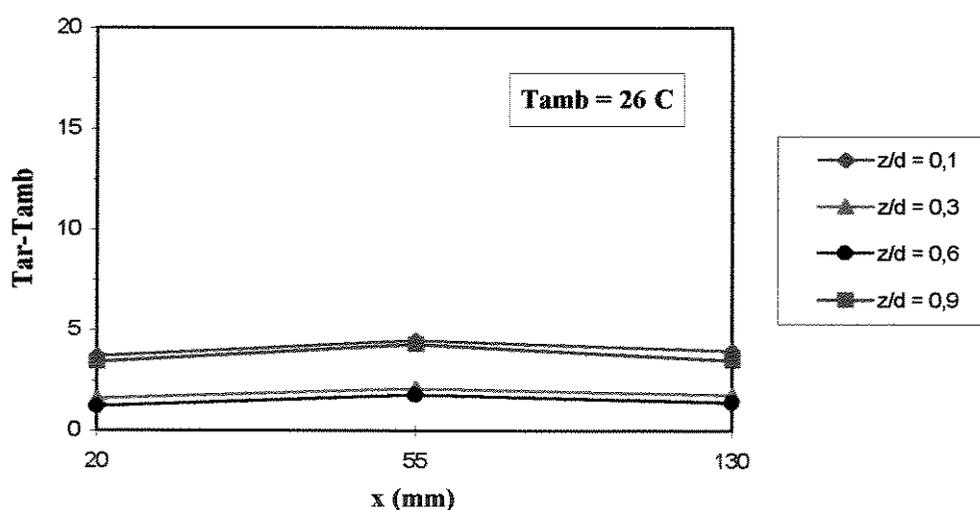


Figura 5.8 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas
 $P = 4$ W - $d = 48$ mm.

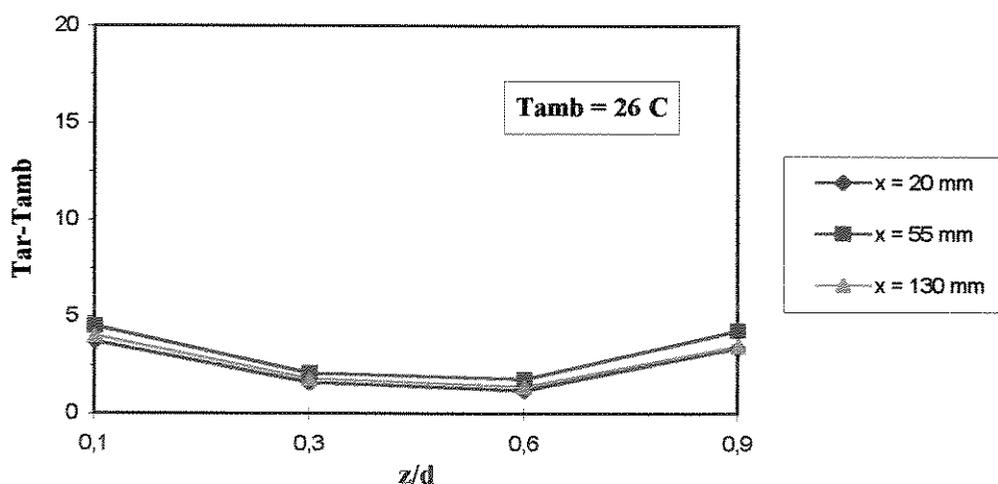


Figura 5.9 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas
 $P = 4$ W - $d = 48$ mm.

As figuras 5.10 e 5.11 ilustram a variação da temperatura do ar na saída do canal paralela e perpendicularmente às placas quando as mesmas foram distanciadas de 48 mm e alimentadas com 4 W.

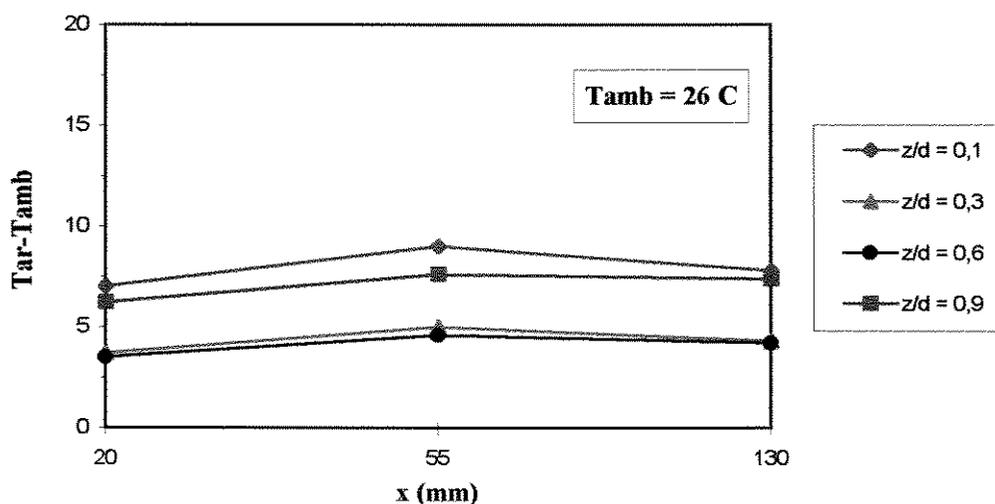


Figura 5.10 - Sobretemperatura do ar na saída do canal paralelamente às placas
 $P = 8 \text{ W} - d = 48 \text{ mm}$.

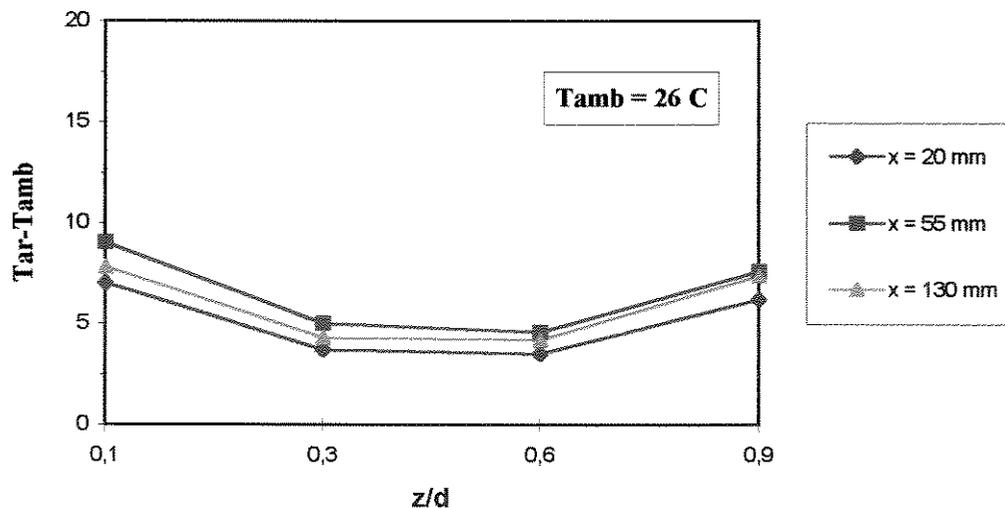


Figura 5.11 - Sobretemperatura do ar na saída do canal perpendicularmente às placas
 $P = 8 \text{ W} - d = 48 \text{ mm}$.

Para o espaçamento de 48 mm ainda são válidos os comentários feitos anteriormente, para os espaçamentos de 12 e 24 mm, sobre os perfis de temperatura paralela e perpendicularmente às placas, sendo que as temperaturas atingidas são inferiores e os gradientes de temperatura verificados no interior do canal são ainda menores.

Na figura 5.12, estão apresentados os valores experimentais de sobretemperatura do ar na saída do canal quando as placas estão distanciadas de 48 mm e junto a uma única placa num meio infinito, ambos na direção perpendicular às placas para a potência $P = 8\text{ W}$.

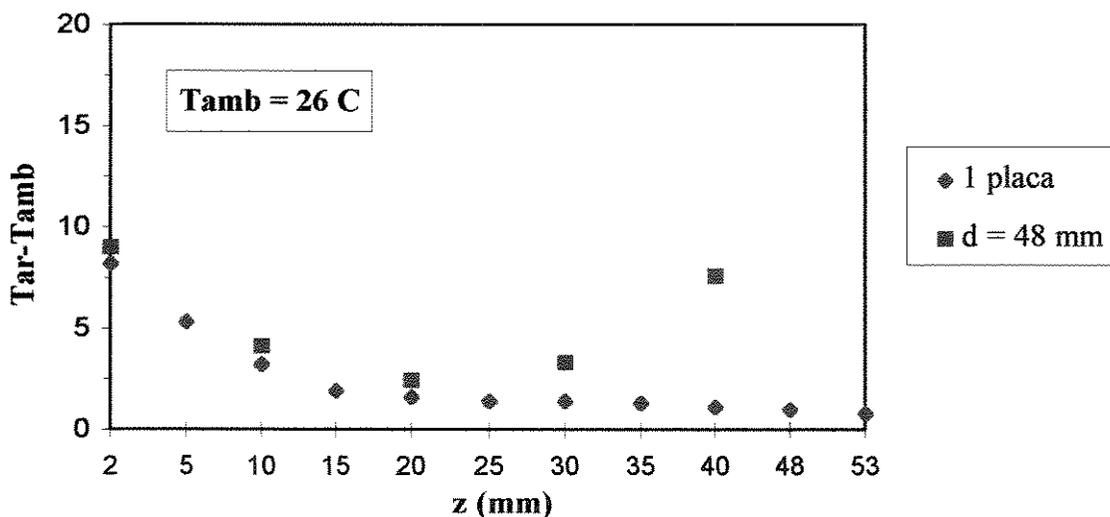


Figura 5.12 - Valores experimentais de sobretemperatura do ar saída do canal, $d = 48\text{ mm}$ e junto a uma única placa - $P = 8\text{ W}$.

Como pode ser verificado através desta figura, com o aumento do espaçamento entre as placas que formam o canal, existe uma tendência do perfil de temperatura próximo a cada placa aproximar-se daquele de uma placa isolada num meio infinito. Quando as placas estão mais afastadas existe uma tendência a não haver interferência das camadas limites que se desenvolvem na superfície das placas. Assim, cada placa tende a se comportar como se estivesse num meio infinito. Neste caso a temperatura deixa de ser uniforme nas seções transversais do canal, sendo necessário outro tratamento.

5.2.2 - TEMPERATURA DA PLACA

Foram tomadas medidas de temperatura em alguns pontos na base de epóxi com o objetivo de obter uma visão geral da distribuição de temperaturas na mesma, de estimar a resistência térmica entre o componente e a placa e de avaliar a forma mais apropriada de calcular a condutividade térmica efetiva da placa.

5.2.2.1 - A CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA PLACA

As placas de circuito impresso são constituídas de uma base de material isolante, normalmente resinas de epóxi sobre a qual são distribuídos trilhos de cobre. Quando são

densamente povoadas por componentes eletrônicos há uma tendência de se desprezar a contribuição da placa de epóxi em relação aos trilhos de cobre na condução de calor através da placa de circuito impresso como um todo, devido ao alto valor da condutividade dos últimos (Kraus & Bar-cohen, 1983). Entretanto, à medida em que a espessura da camada de cobre diminui ou deixa de existir, apresentando um número elevado de lacunas, como no caso na placa utilizada neste trabalho, a transmissão de calor através da base de epóxi torna-se mais significativa.

A condutividade térmica efetiva da placa foi estimada em função da distribuição dos trilhos de cobre na superfície inferior da mesma. Como primeira aproximação foi realizada uma estimativa bidimensional. Na direção x , a condutividade foi admitida igual à da epóxi e na direção y , foi obtida ponderando-se pela área de uma seção transversal à esta direção, em cada elemento de volume, como demonstrado no capítulo 4, item 4.4.4. A condutividade térmica obtida através deste raciocínio não reproduziu satisfatoriamente as medidas experimentais, que foram melhor reproduzidas utilizando-se um valor da condutividade térmica efetiva na placa, k_{ef} , calculada como a média ponderada pelos volumes de cobre e epóxi na placa de circuito impresso como um todo.

Para comparar os resultados experimentais e numéricos obtidos utilizando-se as duas estimativas da condutividade térmica, foram tomadas medidas de temperatura na base de epóxi nas posições indicadas na figura 5.13.

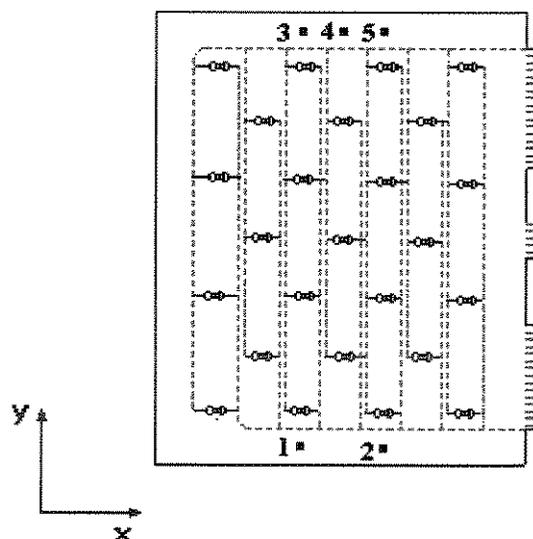


Figura 5.13 - Placa de circuito impresso: termopares na entrada e na saída.

A figura 5.14 compara os resultados experimentais e numéricos obtidos para as posições indicadas na figura 5.13.

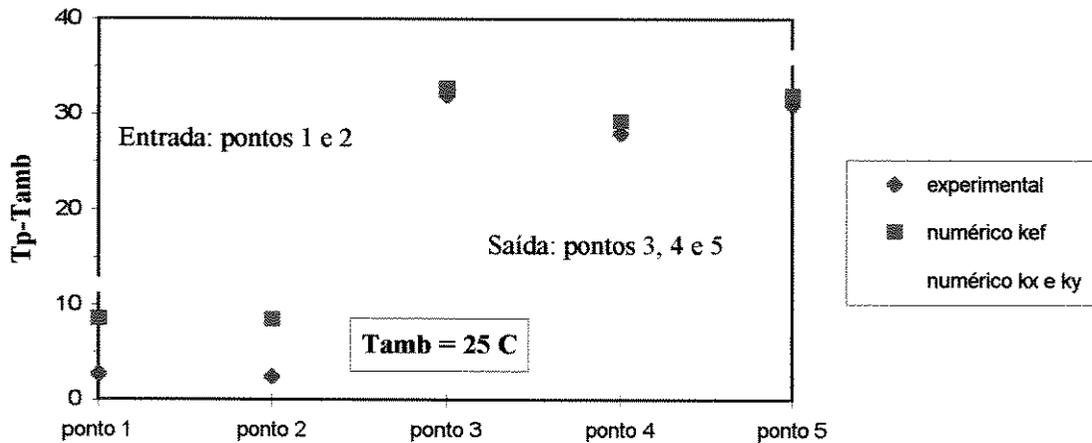


Figura 5.14 - Sobretemperatura da placa nos pontos 1, 2, 3, 4 e 5.

A observação da figura 5.14 mostra que a estimativa bidimensional da condutividade térmica origina gradientes de temperatura na direção horizontal, x , que não foram observados experimentalmente na região de saída da placa. Enquanto isso, os cálculos utilizando a condutividade efetiva, k_{ef} , reproduziram satisfatoriamente as variações de temperatura nesta direção.

Verifica-se também que, tanto numérica como experimentalmente, existe uma variação bastante significativa entre a temperatura das regiões de entrada e saída na superfície da placa. Na saída, pontos 3, 4 e 5, observa-se que os resultados experimentais são satisfatoriamente reproduzidos quando é utilizada a condutividade térmica efetiva k_{ef} , o que não acontece na entrada, sugerindo que a condutividade da base de epóxi pode estar superestimada nesta região devido à ausência de trilhos de cobre.

O mesmo comportamento térmico nos pontos indicados na figura 5.13, para a potência de 8 W, foi verificado para as outras potências e distâncias testadas. Por este motivo e para efeito de simplificação optou-se por apresentar apenas os resultados obtidos para a potência de 8 W e $d = 12$ mm.

Com o propósito de verificar o efeito dos trilhos de cobre na temperatura da base de epóxi foram tomadas medidas de temperatura na face inferior da placa ao redor de um resistor

localizado no centro da placa, coluna 4 e linha 4, nas posições indicadas na figura 5.15.

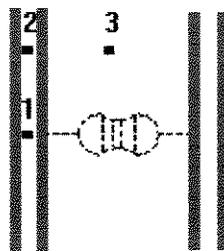


Figura 5.15 - Pontos instrumentados ao redor do resistor central.

Como pode ser observado na tabela 5.1, não há gradientes significativos de temperatura entre os pontos instrumentados. Conclui-se que os trilhos de cobre não introduzem grandes variações na temperatura da base de epóxi, indicando que a utilização de uma condutividade igual nas duas direções vem a ser a melhor opção.

Tabela 5.1 - Sobretemperatura ao redor do resistor central.

Posição	ponto 1	ponto 2	ponto 3
Tp - Tamb	29,20	31,20	30,20

5.2.2.2- A RESISTÊNCIA TÉRMICA ENTRE O COMPONENTE E A PLACA

A resistência à transferência de calor entre o componente e a placa se constitui em outro parâmetro que necessitou de uma estimativa baseada em dados experimentais. Como comentado na capítulo 4, item 4.4.2.2, não foi encontrado na literatura um valor específico da resistência térmica para a montagem dos resistores como na placa utilizada neste estudo, onde os componentes tocam a base de epóxi. Os valores mais próximos foram apresentados por (Baum, 1969), para uma geometria onde o contato entre o resistor e a placa se dá somente através da soldagem dos terminais.

A resistência térmica neste trabalho foi admitida como o valor médio que melhor reproduziu numericamente os gradientes térmicos verificados experimentalmente entre a superfície do componente e a base de epóxi, $R_{cp} = 60 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$.

Na figura 5.16 são comparados os gradientes de temperatura verificados numérica e

experimentalmente para todas as potências testadas utilizando $R_{cp} = 60 \text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$ e $d = 12 \text{ mm}$.

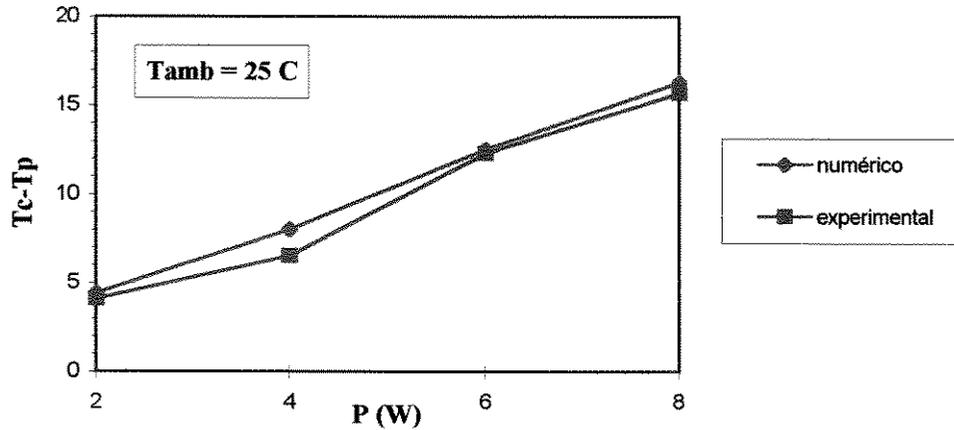


Figura 5.16 - Gradientes de temperatura teóricos e experimentais entre componente e a placa.

Os valores experimentais foram obtidos medindo-se a temperatura na superfície do componente e num ponto sob o mesmo, na base de epóxi. Estas medidas foram tomadas no resistor central representado na figura 5.15, instrumentado também nos pontos 1, 2 e 3.

5.2.3 -TEMPERATURA DOS COMPONENTES

Neste tópico são comparados os resultados numéricos e experimentais obtidos para a superfície dos componentes. Para a tomada de temperaturas na superfície dos componentes, como discutido no capítulo 3, foram escolhidos os resistores localizados nas linhas 1 e 7 e na coluna 3, indicados na figura 5.17.

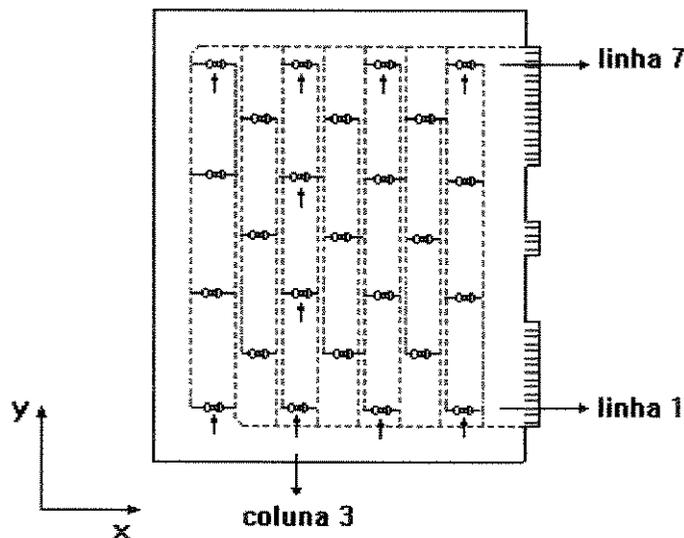


Figura 5.17 - Componentes instrumentados.

Nas figuras 5.18 e 5.19 são mostrados os resultados numéricos e experimentais de sobretemperatura na saída do canal, linha 7, quando todas as placas foram alimentadas eletricamente com 2 W de potência. Na figura 5.18 as placas estão distanciadas de 12 mm, e na figura 5.19 de 24 mm.

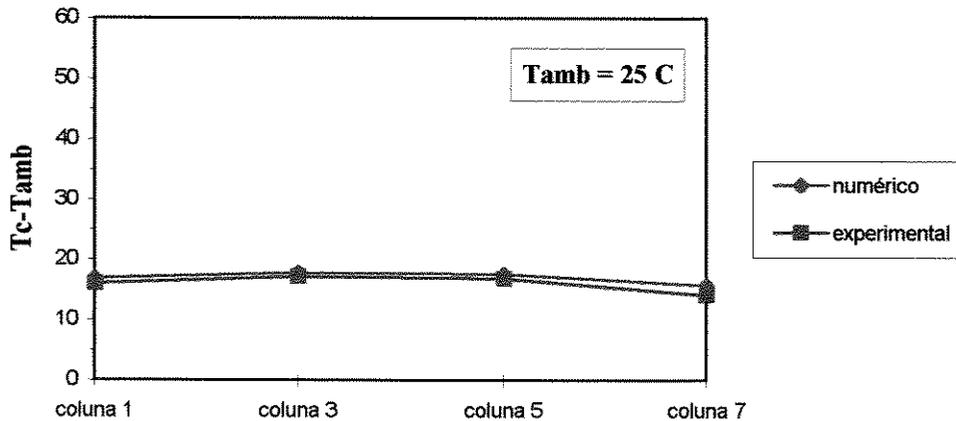


Figura - 5.18 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - $P = 2$ W - $d = 12$ m.

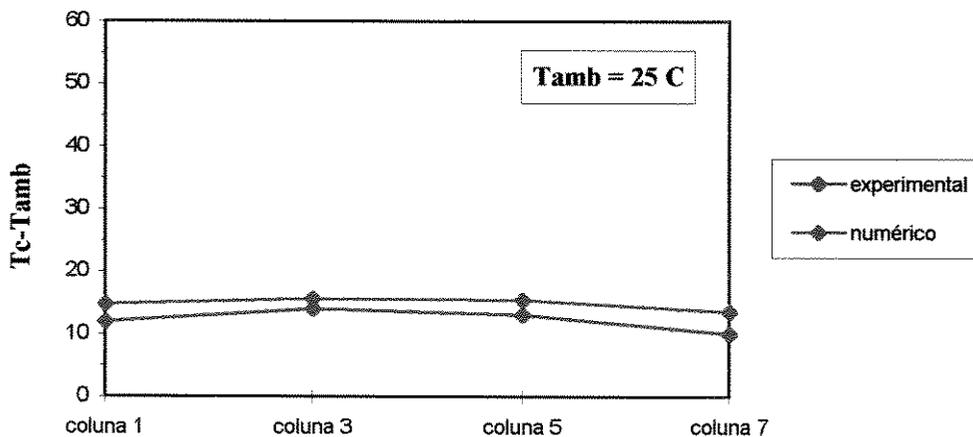


Figura 5.19 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - $P = 2$ W - $d = 24$ mm.

A observação das figuras 5.18 e 5.19 mostra uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais da temperatura dos componentes na saída do canal, linha 7, para os dois espaçamentos testados, principalmente para o espaçamento de 12 mm, onde a diferença média entre os valores calculados e medidos é de apenas 5 %. Para a distância de 24 mm esta diferença é de aproximadamente 11 %.

Nas figuras 5.20 a 5.22 são comparados os resultados obtidos numérica e experimentalmente para a potência de 8 W e espaçamentos de 12, 24 e 48 mm.

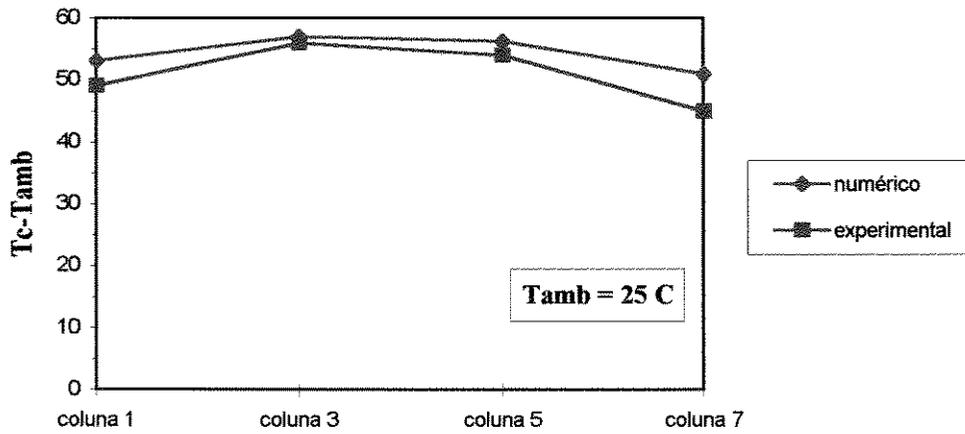


Figura 5.20 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 12 mm.

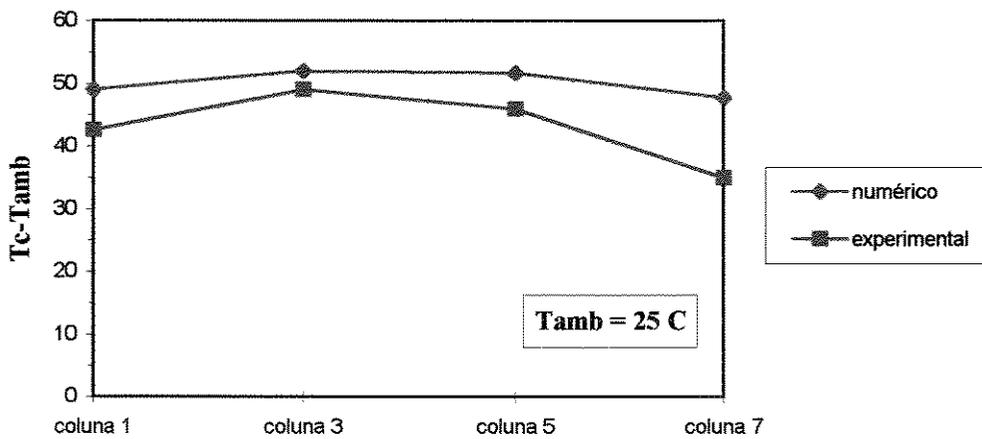


Figura 5.21 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 24 mm.

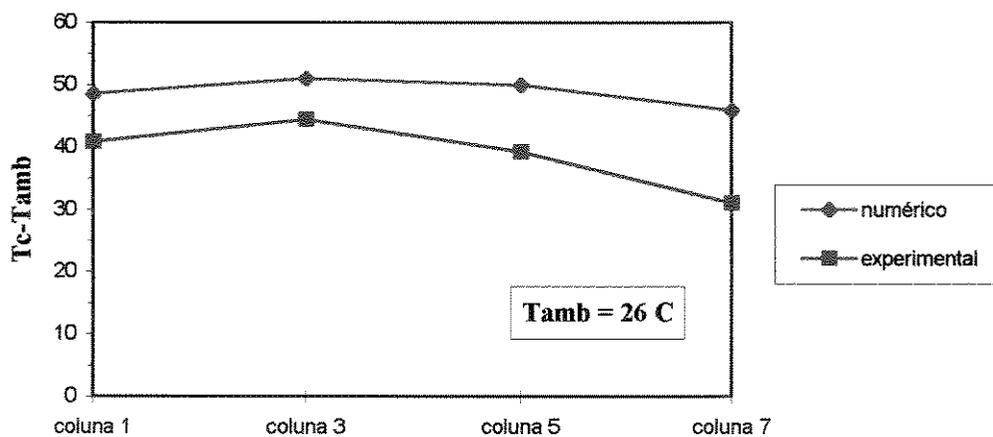


Figura 5.22 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - P = 8 W - d = 48 mm.

Observando-se as figuras 5.20 à 5.22 é possível verificar que os perfis de temperatura na linha 7 apresentam o mesmo comportamento para todos os espaçamentos testados. As temperaturas mais elevadas ocorrem nas colunas 3 e 5 e as inferiores nas bordas, colunas 1 e 7. Este mesmo comportamento foi verificado para as potências de 4 e 6 W.

A maior concordância entre os resultados numéricos e experimentais ocorre para a distância de 12 mm, onde a diferença entre os valores medidos e calculados é cerca de 3 % nas colunas 3 e 5, e de 13 % nas bordas. Para o espaçamento de 24 mm estas diferenças são de 6 e 20 %, enquanto que para $d = 48$ mm estes valores atingem 16 e 45 % nas colunas 3 e 5 e nas bordas, respectivamente.

As diferenças mais acentuadas nas colunas 1 e 7 ocorrem, como já comentado anteriormente, devido à ausência de componentes nas bordas laterais da placa e ao contato com os conectores de alimentação elétrica. O programa desenvolvido neste estudo não leva em consideração a transferência de calor que pode estar ocorrendo através das bordas, pois como condição de contorno admitiu-se as mesmas isoladas.

As divergências entre os resultados numéricos e experimentais quando as placas estão mais afastadas, $d = 48$ mm, ocorrem uma vez que a hipótese de convecção forçada induzida por empuxo, admitida neste trabalho é conveniente apenas para pequenos espaçamentos, onde o escoamento é completamente desenvolvido e a temperatura do ar no canal é praticamente uniforme nas seções transversais.

Nas figuras 5.23 e 5.24 são comparados os resultados numéricos e experimentais da distribuição de temperaturas na coluna 3 quando as placas foram alimentadas com as potências de 2 e 8 W para os espaçamentos de 12 e 24 mm.

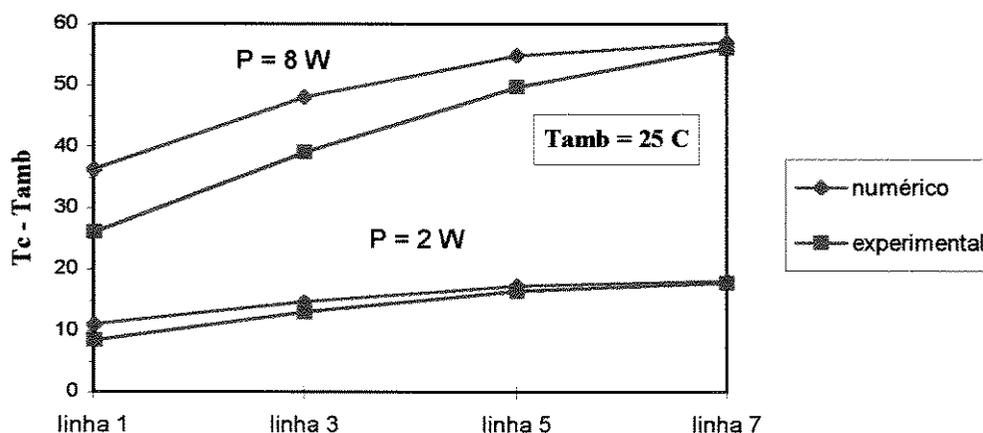


Figura 5.23 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - P = 2 e 8 W - d = 12 mm.

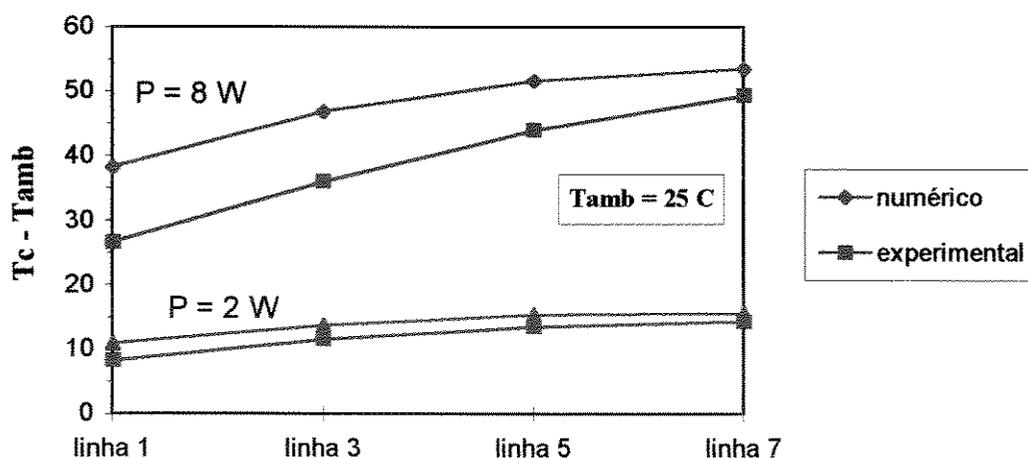


Figura 5.24 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - P = 2 e 8 W - d = 24 mm.

A observação das figuras 5.23 e 5.24 permite uma visão geral do comportamento da temperatura na superfície dos componentes na direção vertical

Verifica-se que tanto numérica como experimentalmente as curvas para as potências de 2 e 8 W apresentam comportamentos semelhantes, sendo que os gradientes mais significativos ocorrem para a potência de 8 W.

Na região de saída, linha 7, existe uma excelente concordância entre os resultados numéricos e experimentais para o espaçamento de 12 mm. Neste espaçamento, para as potências testadas de 2 e 8 W, foi verificada uma diferença inferior a 1 % em relação à temperatura medida. Com o aumento do espaçamento para 24 mm esta diferença torna-se mais significativa, embora pequena, aproximadamente 5 %.

Na região de entrada, linha 1, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são bastante significativas, para a potência de 8 W, está em torno de 22 % para o espaçamento de 24 mm e de 20 % para o espaçamento de 12 mm. Para a potência de 2 W as diferenças são menores, em torno de 7 %, para os dois espaçamentos.

As discrepâncias na região de entrada, linha 1, podem ser melhor observadas nas figuras 5.25 e 5.26, onde são comparados os resultados numéricos e experimentais quando as placas foram distanciadas de 12 e 24 mm e alimentadas com 6 W de potência.

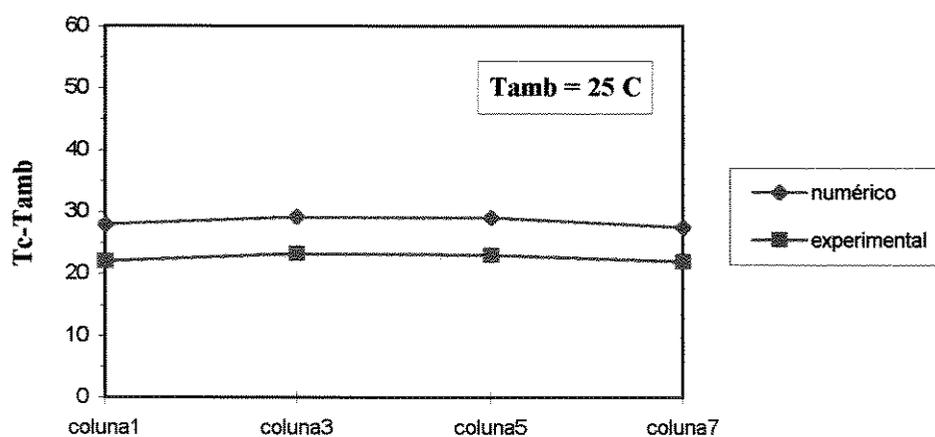


Figura 5.25 - Sobretemperatura dos componentes na linha 1 - P = 6 W - d = 12 mm.

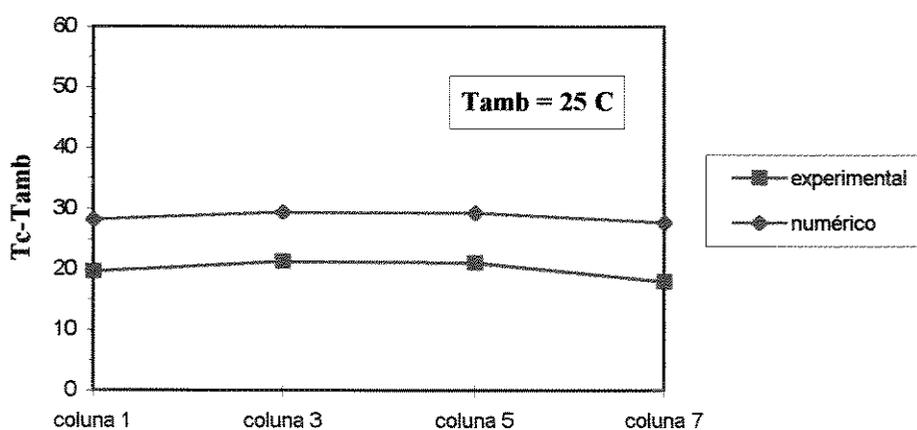


Figura 5.26 - Sobretemperatura dos componentes na linha1 - P = 6 W - d = 24 mm.

As diferenças mais acentuadas entre os resultados numéricos e experimentais da sobretemperatura dos componentes na região de entrada podem estar relacionadas à valores subestimados de coeficientes de película na região de entrada do canal. Outra possível fonte de erro está relacionada ao próprio tratamento dado à placa de epóxi, ou seja, considerar a placa um material homogêneo isotrópico possuindo uma condutividade efetiva.

Observando-se as figuras 5.25 e 5.26 verifica-se também que a variação da temperatura na região de entrada é muito pequena quando o espaçamento entre as placas é aumentado. Este efeito pode ser melhor observado através da figura 5.27 onde são comparadas as temperaturas na coluna 3 para os espaçamentos de 12, 24, 48 mm e $d = \infty$, uma placa num meio infinito.

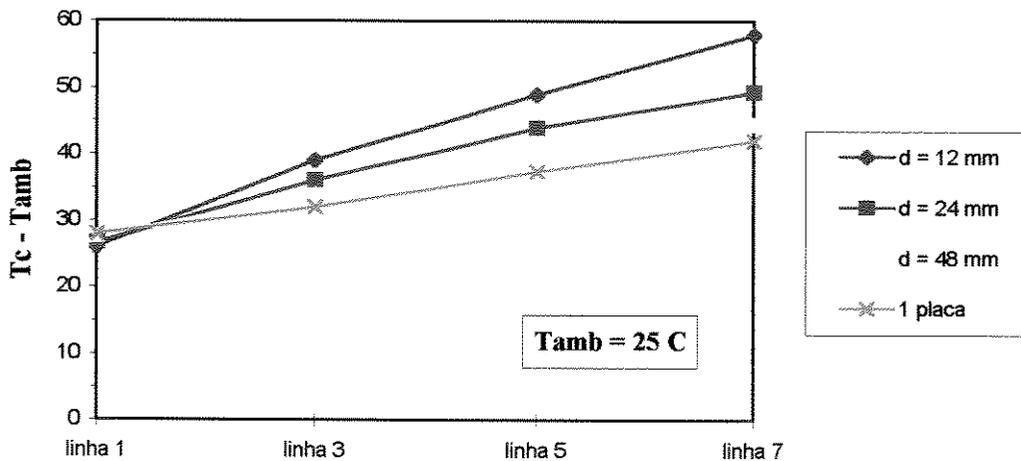


Figura 5.27 - Variação da temperatura dos componentes com o aumento da distância entre as placas na coluna 3 - $P = 8 \text{ W}$.

Na região de entrada, linha 1, para todos os espaçamentos as temperaturas estão próximas, coincidindo com o valor atingido pela placa num meio infinito. Nota-se também que em todas as linhas as temperaturas atingidas para $d = 48 \text{ mm}$ e $d = \infty$ estão muito próximas o que já foi verificado anteriormente para o ar em escoamento no canal.

A semelhança do escoamento num canal onde as placas estão afastadas com o de uma placa num meio infinito pode ser observada também na figura 5.28, onde são comparados os

valores experimentais de sobretemperatura na superfície dos componentes na linha 7 para os espaçamentos de 12, 24, 48 mm e $d = \infty$, para uma placa num meio infinito para a potência de 8 W.

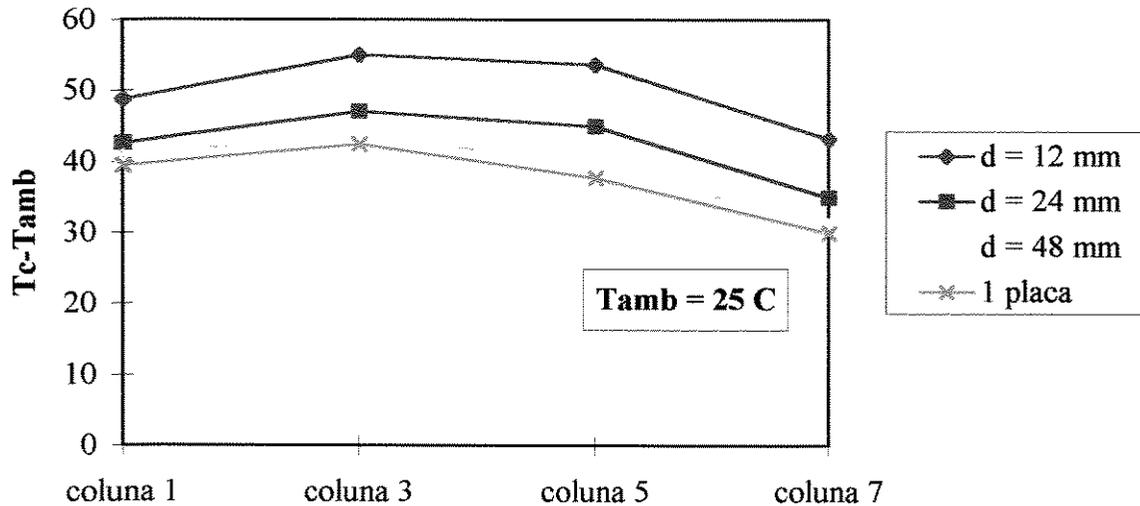


Figura 5.28 - Variação da temperatura dos componentes com o aumento da distância entre as placas na linha 7 - $P = 8$ W.

Pode-se observar que as temperaturas atingidas pelos componentes quando a distância entre as placas é 48 mm e no caso de uma única placa num meio infinito estão muito próximas, o que vem a confirmar que em canais onde as placas estão bastante afastadas, ou seja, quando a razão entre a altura do canal e a distância entre placas é pequena, o comportamento do escoamento aproxima-se daquele de uma placa num meio infinito. Este fato já foi discutido anteriormente, na seção 5.2.1, e confirmado através figura 5.12.

Apesar das discordâncias na região de entrada, o modelo proposto é capaz de prever com boa precisão a distribuição de temperatura na saída do canal, que vem a ser a região onde ocorrem as temperaturas máximas.

Na figura 5.29 estão apresentadas as temperaturas máximas atingidas pelos componentes para todas as potências testadas, nos espaçamentos de 12 e 24 mm.

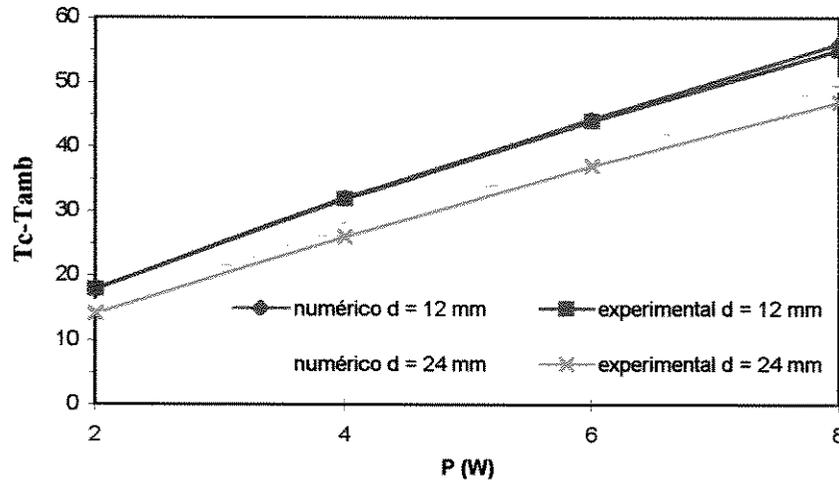


Figura 5.29 - Temperaturas máximas para os espaçamentos de 12 e 24 mm.

Uma vez que a temperatura máxima é o dado mais importante do ponto de vista de controle térmico, pode-se dizer que o modelo proposto fornece resultados bastante satisfatórios.

5.2.4 - CAMINHOS DO CALOR DISSIPADO PELOS COMPONENTES

Como comentado no capítulo 4, o fluxo de calor gerado nos componentes segue três caminhos, uma parcela é transferida para a placa pelos terminais de ligação e pontos de contato (QCO_{cp}), outra parcela é irradiada para as superfícies ao redor (QR_c) e uma terceira parcela é transferida por convecção para o ar em escoamento no canal (QCV_{ca}).

A figura 5.30 ilustra as porcentagens aproximadas correspondentes a cada parcela do calor transferido do componente, calculadas numericamente para as distâncias de 12 e 24 mm.

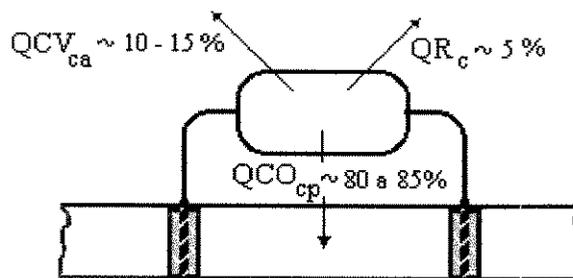


Figura 5.30 - Fluxos de calor no componente.

As porcentagens acima foram obtidas utilizando o valor de $R_{cp} = 60$ /W para a resistência térmica entre o componente e a placa.

5.3 - AQUECIMENTO NÃO-UNIFORME

Neste tópico são analisados os resultados numéricos e experimentais obtidos para a situação de aquecimento não-uniforme. Os testes foram realizados com o objetivo de verificar o efeito do posicionamento de elementos com taxa de dissipação mais elevada sobre os demais elementos na placa, com taxa de dissipação inferior.

São apresentados os resultados obtidos para a potência de 6 W e espaçamento de 12 mm, utilizando-se 7 placas, com uma delas, a placa central, possuindo resistores com diferentes taxas de dissipação de calor. No primeiro teste, os 4 resistores 10 k Ω localizados na linha 1, na região de entrada, foram substituídos por resistores de 4,7 k Ω . No segundo teste foram substituídos os 4 resistores localizados na linha 7, região de saída, e num terceiro teste foram substituídos os resistores localizados na coluna 3. Alimentando-se as placas com 6 W de potência, os resistores de 4,7 k Ω dissipam 0,43 W e os de 10 k Ω dissipam 0,20 W.

Na figura 5.31 são mostrados os resultados experimentais correspondentes a dois testes, com aquecimento não-uniforme: um teste com a placa central possuindo resistores de 4,7 k Ω na linha 1 e outro teste com a placa central possuindo resistores de 4,7 k Ω na linha 7. Estes resultados são comparados com aqueles obtidos para o caso de aquecimento uniforme, com todas as placas possuindo 25 resistores de 10 k Ω e alimentadas eletricamente com 6 W de potência.

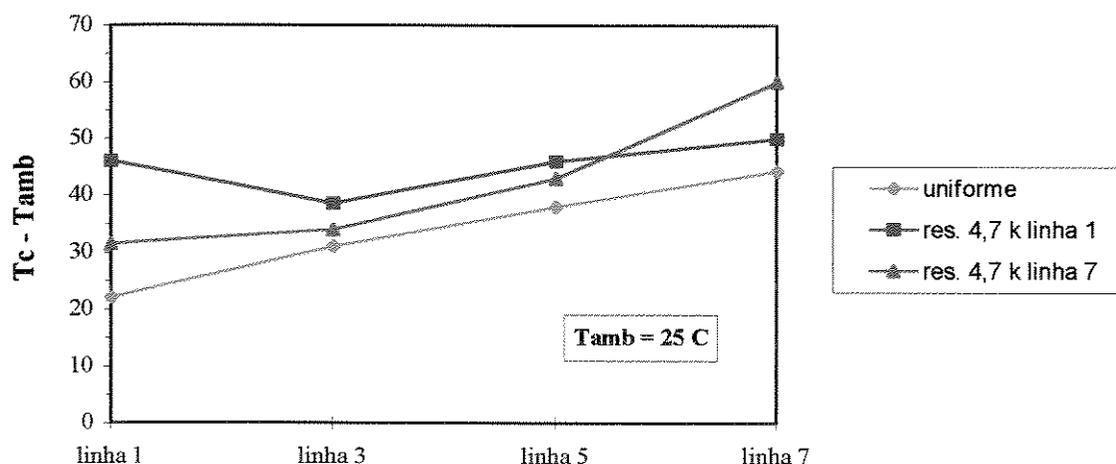


Figura 5.31 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - P = 6 W - d = 12 mm.

A observação da figura 5.31 mostra que os resistores de $4,7\text{ k}\Omega$, localizados na linha 1 ou na linha 7, aumentam a temperatura dos demais. Nota-se que, quando os resistores com dissipação mais elevada estão posicionados na linha 1, o aumento de temperatura dos demais elementos é mais significativo do que o aumento verificado quando os mesmos estão localizados na linha 7. Pode-se concluir que elementos com taxas de dissipação de calor mais elevada tendem a aumentar significativamente a temperatura dos elementos à jusante, mas tem efeito menos acentuado sobre a temperatura dos elementos à montante, como verificado por Afrid & Zebid (1987). Estes efeitos ocorrem devido à natureza ascendente do escoamento de ar no canal, enquanto que o aquecimento dos elementos situados à montante da linha de maior dissipação ocorre devido à condução de calor na base de epóxi.

Algumas especificações podem exigir que determinado componente não deve atingir certa temperatura máxima especificada, nesta situação, com base na análise experimental recomenda-se que este elemento seja localizado na entrada.

Na figura 5.32 são comparados os resultados numéricos e experimentais para as situações de aquecimento uniforme e não-uniforme, com os resistores de $4,7\text{ k}\Omega$ localizados na linha 1, quando as placas foram alimentadas com 6 W e distanciadas de 12 mm .

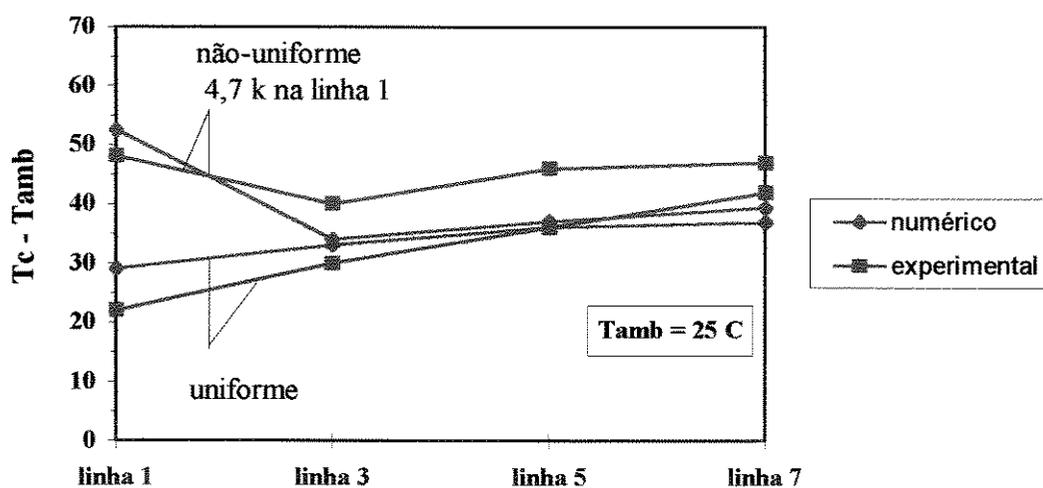


Figura 5.32 - Sobretemperatura dos componentes na linha 1 - aquecimento uniforme e não-uniforme. $P = 6\text{ W}$ - $d = 12\text{ mm}$.

Na figura 5.33 são comparados os resultados numéricos e experimentais para as situações de aquecimento uniforme e não-uniforme, com os resistores de $4,7\text{ k}\Omega$ localizados na linha 7, quando as placas foram alimentadas com 6 W e distanciadas de 12 mm .

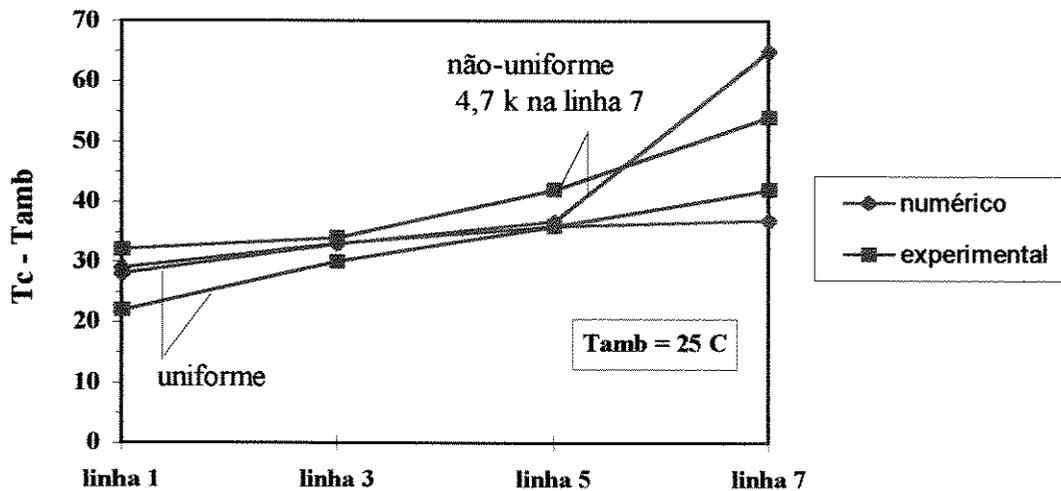


Figura 5.33 - Sobretemperatura dos componentes na linha 7 - aquecimento uniforme e não-uniforme. $P = 6\text{ W}$ - $d = 12\text{ mm}$.

Na figura 5.34 são comparados os resultados numéricos e experimentais para as situações de aquecimento uniforme e não-uniforme, com os resistores de $4,7\text{ k}\Omega$ localizados na coluna 3, quando as placas foram alimentadas com 6 W e distanciadas de 12 mm .

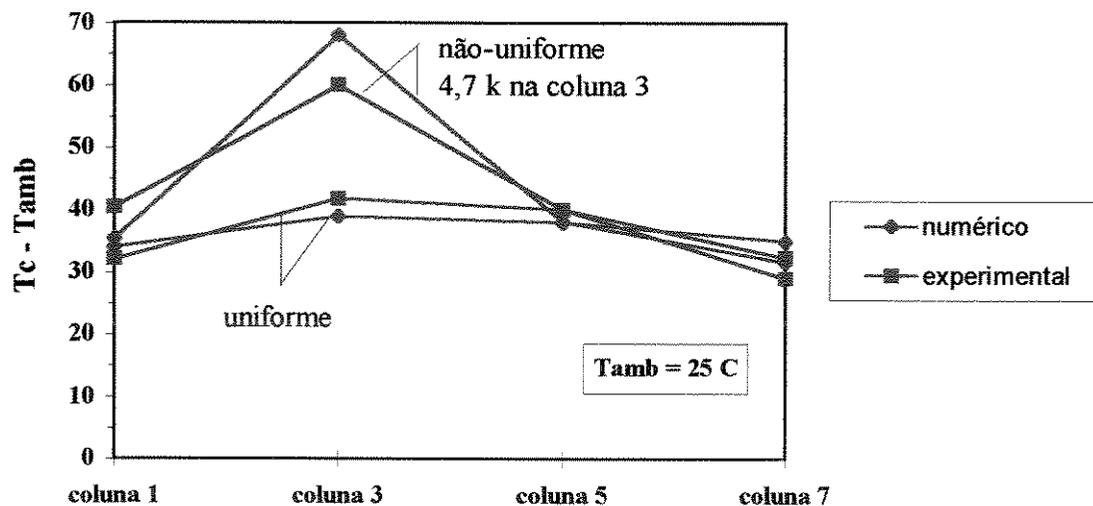


Figura 5.34 - Sobretemperatura dos componentes na coluna 3 - aquecimento uniforme e não-uniforme. $P = 6\text{ W}$ - $d = 12\text{ mm}$.

Visando obter uma melhor aproximação, os valores numéricos para os casos de aquecimento não-uniforme foram calculados baseando-se o coeficiente de película na placa na temperatura média de mistura do ar em escoamento no canal, ou seja, a relação proposta por Fujii (1994) foi reescrita admitindo-se conhecido o fluxo de massa e com base na temperatura média de mistura. Este procedimento foi realizado uma vez que baseando-se o coeficiente de película na placa na temperatura de entrada, como na relação original, os elementos à jusante não são influenciados pelo aumento da temperatura do ar no canal quando elementos com maior dissipação estão localizados na região de entrada. Mesmo com esta modificação, nota-se pela figura 5.32 que apesar do perfil de temperatura ter sido reproduzido pela modelagem teórica, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais, para o caso de aquecimento não-uniforme, são consideráveis.

A observação da figura 5.33 mostra que quando os elementos com maior dissipação estão localizados na linha 7, a temperatura dos elementos a montante, calculada numericamente, não é alterada, o que não está de acordo com as verificações experimentais. Uma vez que neste caso o aumento da temperatura dos elementos a montante ocorre por condução de calor na placa, uma causa possível para estas discordâncias é o tratamento dado à placa de circuito impresso para a estimativa da condutividade térmica.

Observando-se a figura 5.34 nota-se que quando os resistores de $4,7 \text{ k}\Omega$ estão localizados na coluna 3, o perfil experimental de temperatura na linha foi satisfatoriamente reproduzido pela simulação numérica.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

6.1 - CONCLUSÕES

Foi analisada teórica e experimentalmente a transferência de calor em placas de circuito impresso formando canais verticais abertos e proposta uma modelagem teórica, baseada em correlações existentes na literatura, com o objetivo de prever a distribuição de temperaturas em posições relevantes no ar e nas placas que formam o canal. Analisando-se os resultados obtidos chegou-se às seguintes conclusões:

1 - As verificações experimentais indicam que o modelo proposto é capaz de reproduzir satisfatoriamente as temperaturas medidas para pequenos espaçamentos entre as placas. As melhores concordâncias entre os resultados numéricos e experimentais ocorrem na região de saída do canal, principalmente para o menor espaçamento testado, 12 mm, aproximadamente 1% em relação aos valores medidos. Para o espaçamento de 24 mm os resultados experimentais ainda são satisfatoriamente reproduzidos na região de saída, com diferença média de aproximadamente 5%.

2 - Para a distância entre placas de 48 mm verificou-se uma diferença considerável entre os resultados numéricos e experimentais ao longo do canal, sendo mais acentuada na região de entrada do canal, em torno de 40%. Uma explicação plausível para estas diferenças é que as relações utilizadas neste estudo são apropriadas para pequenos distâncias entre placas, quando a temperatura do ar é uniforme nas seções transversais do canal. Quando as placas estão mais afastadas o comportamento do escoamento junto à cada placa aproxima-se daquele de uma placa num meio infinito, sendo necessário outro tratamento.

3 - Na saída do canal, mesmo para os menores espaçamentos, foi verificada uma diferença mais acentuada entre os valores calculados e medidos nas bordas laterais, o que pode ser atribuído à ausência de componentes nesta região e ao contato com os conectores de alimentação elétrica das placas.

4 - A maior discrepância entre os resultados teóricos e medidos ocorreu na região de entrada, podendo ter duas possíveis causas: coeficientes de película subestimados nesta região e o tratamento dado a placa de epóxi, considerando-a um material homogêneo e isotrópico, possuindo uma condutividade térmica efetiva.

5 - O cálculo da condutividade térmica, k_{ef} , ponderando-se pelo volume as condutividades térmicas da epóxi e dos trilhos de cobre na placa como um todo, demonstrou ser a melhor estimativa no sentido de melhor reproduzir os resultados experimentais e de permitir que o modelo proposto seja utilizado em outras placas de circuito impresso. Uma estimativa excessivamente direcionada para a placa utilizada restringiria a aplicação do modelo. Entretanto esta condutividade está superestimada nas bordas, onde não há trilhos de cobre.

6 - A temperatura do ar saída do canal, item de extrema importância do ponto de vista de controle térmico, foi determinada com boa precisão, em torno de 7%, indicando também que a velocidade média do ar no canal está bem estimada.

7 - Observou-se que, tanto numérica como experimentalmente, o perfil de temperatura nas superfícies dos componentes, na base de epóxi e no ar em escoamento no canal apresenta o mesmo comportamento para todas as potências testadas, sendo as curvas mais acentuadas para as potências mais altas.

8 - A análise experimental da situação de aquecimento não-uniforme revelou que elementos com taxas mais elevadas de dissipação de calor tendem a aumentar significativamente a temperatura dos elementos à jusante, mas o efeito sobre os elementos a montante é menos acentuado.

9 - Verificou-se que a transferência de calor por radiação não é tão significativa neste tipo de problema: para potências mais baixas, a taxa transferida pelos componentes está em torno de 5%, para a potência mais elevada chega a atingir 8%. A maior parte do calor dissipado do componente vai para a placa e não diretamente para o ar.

10 - Apesar das discordâncias entre os resultados numéricos e experimentais na região de entrada, o modelo proposto fornece resultados bastante satisfatórios, uma vez que as temperaturas máximas nos componentes e temperatura do ar na saída canal, itens importantes do ponto de vista de engenharia foram determinadas com boa precisão.

6.2 - SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

1 - Investigar numericamente os processos de transferência de calor na placa de circuito impresso, determinando os coeficientes de película e considerando separadamente os trilhos de cobre e pontos de solda ao resolver o problema de condução de calor na placa.

2 - Realizar testes experimentais visando determinar um espaçamento ótimo, o que não foi feito por limitações geométricas.

3 - Investigar outras situações de aquecimento não-uniforme nos canais e placas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AUNG, W., FLETCHER, L. S., SERNAS, V. Developing laminar free convection between vertical flat plates with assymmetric heat. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.15, p.2293-2307, february 1972.

AFRID, M., ZEBIB, A. Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall. *Temperature/fluid measurements in electronic equipment - ASME HTD*, v.89, p.17-24, 1987.

BAR-COHEN, A., ROHSENOW, W. M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *Journal of Heat Transfer*, v.106, n.1, p.116-123, february 1984.

BAUM, J. R. Thermal design considerations for packaging electronic equipment. Cap. 11, p. 11.1-11.57. *Handbook of electronic packaging*. Harper, C.A. McGraw-Hill, 1969.

CARPENTER, J. R., BRIGGS, D. G., SERNAS, V. Combined radiation and developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating. *Journal of Heat Transfer*, v.98, p.95-100, february 1976.

CAVALCANTI, E. J. C. Resfriamento por convecção natural de placas de circuito impresso formando um canal vertical. Universidade de Estadual de Campinas, 1997. 88 p. Dissertação (Mestrado).

CHU, R. C. Direct liquid cooling, report of research workshop. *Directions of heat transfer in electronic equipment*, NSF Grant ENG. 7701297, 1977.

DEHGHAN, A. A., BEHNIA, M. Combined natural convection - conduction and radiation heat transfer in a discretely heated open cavity. *Journal of Heat Transfer*, v.118, n.1, p.56-64, february 1996.

FUJII, M., TORNIMURA, T., ZHANG, X., GIMA, S. Natural convection from an array an of vertical parallel plates. *Proceeding of Tenth International Heat Transfer Conference*, Brighton UK, v.7, p.49-54, 1994.

- INCROPERA, F. P. Convection heat transfer in electronic equipment cooling. *Journal of Heat Transfer*. v.110, n.43, p.1097-1111, november 1988.
- KLINE, S. J., MC CLINTOCK, F. A. *Describing uncertainties in single-sample experiments, mechanical engineering*, v.75, p.3-8, 1953.
- KRAUS, A.D. & BAR-COHEN, A. *Thermal analysis and control of electronic equipment*. New York: Mc Graw-Hill, 1983, 620p.
- MOFFAT, R. J., ORTEGA, A. Buoyancy induced forced convection. *Heat Transfer in Electronic Equipment - ASME HTD*, v.57, p.135-144, 1986.
- ORTEGA, A., MOFFAT, R. J. Buoyancy induced convection in a nonuniformly heated array of cubical elements on a vertical channel wall. *Heat Transfer in Electronic Equipment - ASME HTD*, v.56, p.123-135, 1986.
- ORTEGA, A., MOFFAT, R. J. Heat transfer in an array of simulated electronic components: experimental results for free convection with and without a shrouding wall. *Heat Transfer in Electronic Equipment - ASME HTD*, v.48, p.5-15, ASME 1985.
- MOLKI, M., FAGHRI, M., OZBAY, O. A correlation for heat transfer and wake effect in the entrance region of an in-line array of rectangular blocks simulating electronic components. *Journal of Heat Transfer*. v.117, n.1, p.40-46, february 1995.
- NAVON, U., KREITENBERGER, S., GUTFINGER, C. Thermal analysis of a printed circuit board cooled by forced convection. *Proceeding of Tenth International Heat Transfer Conference*, Brighton UK, v.3, p.415-419, 1994.
- PATANKAR, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. New York: Publishing Co, 1980. Cap. 4: Heat Conduction, p.41-78.
- PETERSON, G. P., ORTEGA, A. Thermal control of electronic equipment and devices. *Advances in Heat Transfer*. v.20, p.181-314, 1990.

SHAKERIN S., BOHN M., LOEHRKER. I. Natural convection in an enclosure with discrete roughness elements on vertical heated wall. Proceeding of Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco U. S. A, v.1, p.1519-1525, 1986.

SPARROW, E. M., CESS, R. D. *Radiation heat transfer*. Hemisphere Publishing Co., New York, 1978.

SPARROW, E. M., SHAH, S., PRAKASH, C. Natural convection in a vertical channel: I. Interacting convection and radiation; II. The vertical plate without shrouding. Numerical Heat Transfer, v.3, p.297-314, 1980.

WITZMAN, S., NEWPORT, D., NICOLETTA, T. An alternative methodology for computing the temperature rise of an electronic device inside a direct air-cooled electronic. Proceeding of Ninth International Heat Transfer Conference, Israel. v.2, p. 313-318, 1990.

APÊNDICE A

DISTRIBUIÇÃO DE STUDENT

Tabela A.1 - Distribuição $t_{n-1,p}$ de Student.

ν \ P	0,10	0,05	0,025	0,01	0,005
1	3,078	6,314	12,706	31,821	63,657
2	1,886	2,920	4,303	6,965	9,925
3	1,638	2,353	3,182	4,541	5,841
4	1,533	2,132	2,776	3,747	4,604
5	1,476	2,015	2,571	3,365	4,032
6	1,440	1,943	2,447	3,143	3,707
7	1,415	1,895	2,365	2,998	3,499
8	1,397	1,860	2,306	2,896	3,355
9	1,383	1,833	2,262	2,821	3,250
10	1,372	1,812	2,228	2,764	3,169
11	1,363	1,796	2,201	2,718	3,106
12	1,356	1,782	2,179	2,681	3,055
13	1,350	1,771	2,160	2,650	3,012
14	1,345	1,761	2,145	2,624	2,977
15	1,341	1,753	2,131	2,602	2,947
16	1,337	1,746	2,120	2,583	2,921
17	1,333	1,740	2,110	2,567	2,898
18	1,330	1,734	2,101	2,552	2,878
19	1,328	1,729	2,093	2,539	2,861
20	1,325	1,725	2,086	2,528	2,845
21	1,323	1,721	2,080	2,518	2,831
22	1,321	1,717	2,074	2,508	2,819
23	1,319	1,714	2,069	2,500	2,807
24	1,318	1,711	2,064	2,492	2,797
25	1,316	1,708	2,060	2,485	2,787
26	1,315	1,706	2,056	2,479	2,779
27	1,314	1,703	2,052	2,473	2,771
28	1,313	1,701	2,048	2,467	2,763
29	1,311	1,699	2,045	2,462	2,756
30	1,310	1,697	2,042	2,457	2,750
50	1,299	1,676	2,009	2,403	2,678
80	1,292	1,664	1,990	2,374	2,639
120	1,289	1,657	1,980	2,351	2,618
∞	1,282	1,645	1,960	2,326	2,576

APÊNDICE B

CÁLCULO DOS FATORES DE FORMA

Neste apêndice são mostradas as equações utilizadas para cálculo dos fatores de forma na cavidade representada na figura B.1 que foram obtidos por integração numérica.

Os fatores de forma, F_{i-j} , entre as superfícies 1, 2,..., 15 e a superfícies 16, 19 e 20 foram calculados numericamente, enquanto os demais foram obtidos de relações existentes na literatura.

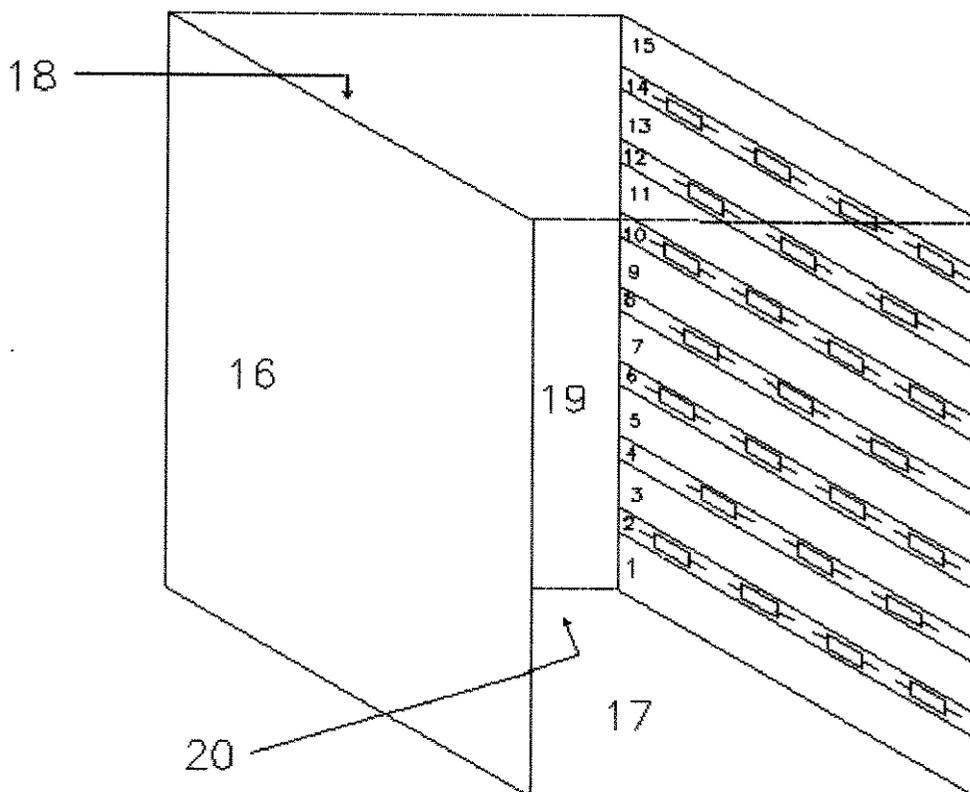


Figura B.1 - Cavidade constituída de 20 superfícies.

1 - FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES 1,2,...,15 E AS SUPERFÍCIES
19 E 20

Os fatores de forma entre as superfícies 1, 2, ...,15 e as superfícies 19 e 20 foram obtidos integrando-se a equação:

$$F_{I,J} = \frac{1}{A_I} \iint \frac{\cos\beta_I \cos\beta_J}{\pi r^2} dA_J dA_I \quad (\text{B.1})$$

nas superfícies ilustradas na figura B.2.

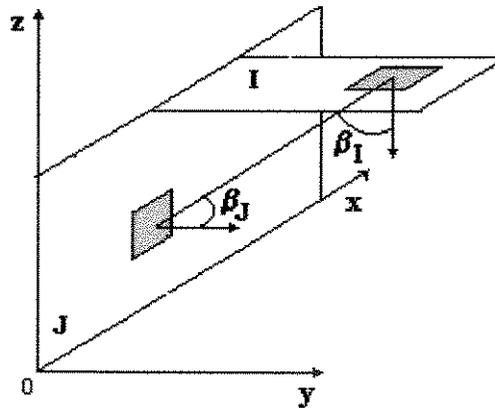


Figura B.2 - Superfícies perpendiculares.

onde:

$$\cos\beta_I = \frac{z_J}{r} \quad (\text{B.2})$$

$$\cos\beta_J = \frac{y_J}{r}$$

$$r^2 = (x_I - x_J)^2 + y_I^2 + z_J^2 \quad (\text{B.3})$$

2 - FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES 1,2,...,15 E A SUPERFÍCIE 16

Analogamente, os fatores de forma entre as superfícies 1, 2, ...,15 e as superfícies 16, foram obtidos integrando-se a equação (B.1) nas superfícies ilustradas na figura (B.3).

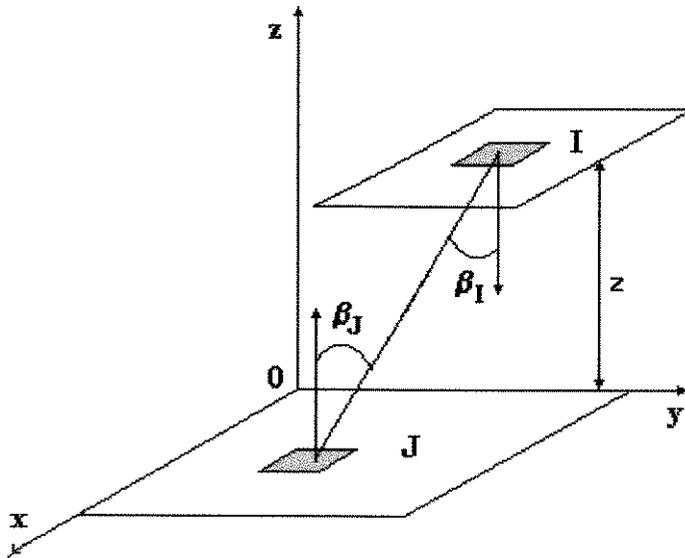


Figura B.3 - Superfícies paralelas

Sendo:

$$\cos\beta_I = \frac{z}{r} \quad (B.4)$$

$$\cos\beta_J = \frac{z}{r}$$

$$r^2 = (x_I - x_J)^2 + (y_I - y_J)^2 + z^2 \quad (B.5)$$

APÊNDICE C

LISTAGEM DO PROGRAMA

```

C*****
C DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DOS COMPONENTES, PLACA E DO AR
C EM ESCOAMENTO EM UM CANAL VERTICAL ABERTO FORMADO POR PLACAS
C DE CIRCUITO IMPRESSO
C*****
C
C *** NOMENCLATURA ***
C
C ***** DADOS DA PLACA *****
C ALT   ALTURA
C LARG  LARGURA
C E     ESPESSURA
C KP    CONDUTIVIDADE
C HP    COEFICIENTE DE PELÍCULA
C
C ***** MALHA *****
C DX(I),
C DY(J) INCREMENTOS
C NI    NUM. DIVISÕES(DX) NA DIREÇÃO X (HORIZONTAL)
C NJ    NUM. DIVISÕES(DY) NA DIREÇÃO Y (VERTICAL)
C X(I), Y(J) POSIÇÃO NA PLACA
C
C ***** CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO *****
C
C QT    POTÊNCIA TOTAL NA PLACA
C NC    NUM. COMPONENTE
C QW    POTÊNCIA MÁDIA (QT/NC)
C D     DISTÂNCIA ENTRE PLACAS
C TAMB  TEMPERATURA AMBIENTE
C R     RESISTÊNCIA DO COMPONENTE
C
C ***** PARÂMETROS ADMENSIONAIS *****
C
C UN    NUM. NUSSELT
C RE    NUM. REYNOLDS
C GR    NUM. GRASHOF
C PR    NUM. PRANDTL
C
C ***** TAXAS DE CALOR *****
C
C QCA   TAXA DE CALOR TRANSFERIDO DO COMPONENTE PARA O AR
C QCP   TAXA DE CALOR TRANSFERIDO DO COMPONENTE PARA A PLACA
C QPA   TAXA DE CALOR TRANSFERIDO DA PLACA PARA O AR
C
C ***** PROPRIEDADES DO AR *****
C
C ALFA  DIFUSIVIDADE TÉRMICA
C BETA  COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA
C KAR   CONDUTIVIDADE TÉRMICA
C CP    CALOR ESPECÍFICO
C GR    NUM. GRASHOF
C RO    DENSIDADE
C VM    VELOCIDADE MÉDIA
C VISC  VISCOSIDADE CINEMÁTICA
C VISD  VISCOSIDADE DINÂMICA
C PR    NUM. PRANDTL

```

```

C ***** TEMPERATURAS *****
C
C TA,TAR TEMP. DO AR
C TC      TEMP. DO COMPONENTE
C TP      TEMP. DA PLACA
C
C ***** RADIAÇÃO *****
C F(I,J) - FATORES DE FORMA
C TR(I) - TEMPERATURA MÉDIA, PONDERADA PELA ÁREA DA SUPERFÍCIE I
C APL(I) E ACO(I) - ÁREAS DA PLACA E DO COMPONENTE NA SUPERFÍCIE I
C EMIS(I) - EMISSIVIDADE
c SIG - CONSTANTE DE STEFAN-BOLTZMANN
C RA(I)- RADIOSIDADE
C QR(I) - TAXA LÍQUIDA DE TRANSF. DE CALOR RADIANTE NA SUPERFÍCIE I
C QPR(I) E QCR(I) - TAXA LIQ. DE T.C. NA SUPERFÍCIE I DA PLACA E DO COMP.
C
C *****
C PROGRAMA PRINCIPAL
C
C IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,L,M,P-V)
C DIMENSION X(30),Y(30),TC(30,30),TA(30,30),QCA(30,30),TX(30,30),
1   QPA(30,30),HC(30,30),TPA(30,30),TP(30,30),TO(30,30),
2   TR(30),EMIS(30),MR(30,30),SP(30),SC(30),TRA(30,30),
3   TPR(30),TCR(30),RA(30),ACO(30),APL(30),F(30,30),
4   QCR(30),QPR(30),QCRA(30,30),QR(30),QPRA(30,30)
C
C COMMON/BL1/NI,NJ,KP,E,DX(30),DY(30),QCP(30,30),HP(30,30),TAMB
C
C OPEN(5,FILE='RESKU6.DAT',STATUS='UNKNOWN')
C DIMENSÕES DA PLACA
C
C ALT=0.2
C LARG=0.164
C KP=3.6
C E=0.0015
C
C DEFINIÇÃO DA MALHA
c
C NI=10
C NJ=23
C DX(1)=0.013
C DX(2)=0.018
C DX(NI)=0.007
C X(1)=DX(1)/2
C X(2)=DX(1)+DX(2)/2
C DO 10 I=3,NI-1
C   DX(I)=0.018
C   X(I)=X(I-1)+DX(I)
C 10 CONTINUE
C   X(NI)=X(NI-1)+(0.018+0.007)/2
C   DO 20 J=1,NJ
C     DY(J)=0.0085
C     Y(J)=0.0085*(FLOAT(J)-0.5)
C 20 CONTINUE
C
C COMDIÇÕES DE OPERAÇÃO

```

```

C
NC=25
D=0.012
TAMB=25.+273.15
R=60.
C
C VALORES INICIAIS DE TEMPERATURA
C
DO 30 I=1,NI
DO 30 J=1,NJ
TP(I,J)=TAMB
TC(I,J)=TAMB
TA(I,J)=TAMB
TRA(I,J)=TAMB
30 CONTINUE
C
QT=6.
C
C CALCULO DA VELOCIDADE MÉDIA VM
C
CALL PROP(TAMB,RO,CP,VISD,VISC,KAR,ALFA)
QW=QT/(2*ALT*LARG)
BETA=1./(TAMB)
GR=(9.87*BETA*QW*(D**4))/(KAR*VISC**2)
L=ALT/D
IF (L.LE.573.4) THEN
RE=L*0.69*(GR/L)**0.5
ELSE
RE=L*1.789*(GR/L)**0.35
ENDIF
VM=RE*VISC/(2*D)
FLUXO=RO*VM*D*LARG
REL=GR/RE
RELQ=GR/(RE**2)
C
C CÁLCULO DO COEFICIENTE DA PLACA HP
C
PR=0.7
DO 40 I=1,NI
DO 40 J=1,NJ
FI=(PR*GR/(Y(J)/D))/(PR*GR/L)**0.5
UN=(FI/6.93)*(1.-EXP(-5.72*FI**(-0.66)))
HP(I,J)=(UN*KAR/D)
40 CONTINUE
PRINT*,HP(5,1)
PRINT*,HP(5,23)
C
DO 41 I=1,NI
DO 41 J=1,NJ
QPRA(I,J)=0
QCRA(I,J)=0
41 CONTINUE
QRA=0
C COEFICIENTE DO COMPONENTE HC
C
NRA=0

```

```

NMAX=100
EPSLON=1.0E-05
EPSLON2=1.0E-03
NITER=1
AC=45.0E-06
A1=AC**0.5
60 CONTINUE
DO 50 I=1,NI
DO 50 J=1,NJ
TAR=TA(I,J)
TF=(TC(I,J)+TAR)/2
CALL PROP(TF,RO,CP,VISD,VISC,KAR,ALFA)
UN=0.465*(VM*A1/VISC)**0.6
HC(I,J)=UN*KAR/A1
C
C   CALCULO DA TEMPERATURA DO COMPONENTE
TC(I,J)=(QT/NC+TP(I,J)/R+(HC(I,J)*AC*TAR)-QCRA(I,J)*DX(I)*DY(J)
1  )/(HC(I,J)*AC+1.0/R)
50 CONTINUE
C
C   CÁLCULO DE QCA(COMPONENTE-AR), QPA(PLACA-AR), QCP(COMPONENTE-PLACA)
C   REGIÃO SEM COMPONENTES
DO 70 I=1,NI
DO 70 J=1,NJ
QCA(I,J)=0
QPA(I,J)=0
QCP(I,J)=0
70 CONTINUE
C   REGIÃO COM COMPONENTES
DO 80 I=2,8,2
DO 80 J=3,21,6
QCP(I,J)=(TC(I,J)-TP(I,J))/R
QCA(I,J)=QT/NC-QCP(I,J)-QCRA(I,J)*DX(I)*DY(J)
QPA(I,J)=2*HP(I,J)*DX(I)*DY(J)*(TP(I,J)-TAMB)+QPRA(I,J)*DX(I)*
1  DY(J)+QRA*DY(J)*DX(I)
80 CONTINUE
DO 90 I=3,7,2
DO 90 J=6,18,6
QCP(I,J)=(TC(I,J)-TP(I,J))/R
QCA(I,J)=QT/NC-QCP(I,J)-QCRA(I,J)*DX(I)*DY(J)
QPA(I,J)=2*HP(I,J)*DX(I)*DY(J)*(TP(I,J)-TAMB)+QPRA(I,J)*DX(I)*
1  DY(J)+QRA*DY(J)*DX(I)
90 CONTINUE
C   CÁLCULO DA TEMPERATURA DA PLACA
CALL TEMPER(TP,QPRA,QRA,TB)
C   CALCULO DA TEMPERATURA DO AR
CALL PROP(TAMB,RO,CP,VISD,VISC,KAR,ALFA)
DO 100 I=1,NI
DO 100 J=1,NJ
TA(I,1)=TAMB
TA(I,J+1)=(TA(I,J)+(QCA(I,J)+2*HP(I,J)*DX(I)*DY(J)*(TP(I,J)
1  -TAMB))/(CP*VM*RO*D*DX(I))
100 CONTINUE
C   CONDIÇÕES DE SAÍDA
C
IF (NITER.NE.1) GO TO 115

```

```

DO 110 I=1,NI
DO 110 J=1,NJ
TPA(I,J)=TP(I,J)
110 CONTINUE
NITER=NITER+1
GO TO 60
C
115 MAIOR=(ABS(TP(1,1)-TPA(1,1)))/(ABS(TP(1,1)))
DO 120 I=1,NI
DO 120 J=1,NJ
CONT=(ABS(TP(I,J)-TPA(I,J)))/(ABS(TP(I,J)))
IF (CONT.GT.MAIOR) MAIOR=CONT
120 CONTINUE
IF (MAIOR.LE.EPSLON.OR.NITER.GE.NMAX) GO TO 130
DO 150 I=1,NI
DO 150 J=1,NJ
TPA(I,J)=TP(I,J)
150 CONTINUE
NITER=NITER+1
GO TO 60
C
130 CONTINUE
MAIOR2=(ABS(TRA(1,1)-TP(1,1)))/(ABS(TRA(1,1)))
DO 121 I=1,NI
DO 121 J=1,NJ
CONT2=(ABS(TRA(I,J)-TP(I,J)))/(ABS(TRA(I,J)))
IF (CONT2.GT.MAIOR2) MAIOR2=CONT2
121 CONTINUE
IF (MAIOR2.LE.EPSLON2) GO TO 131
DO 151 I=1,NI
DO 151 J=1,NJ
TRA(I,J)=TP(I,J)
151 CONTINUE
C CÁLCULOS DE RADIAÇÃO
C
C FATORES DE FORMA
C
C TEMPERATURA MÉDIA DAS 16 SUPERFÍCIES I
C
C 1.1 - SUPERFÍCIES ÍMPARES (S/COMPONENTES)- 1,3,...,15
NI1=1
NI2=2
DO 301 Z=1,15,2
SP(Z)=0
DO 302 I=NI1,NI2
DO 302 J=1,NI
SP(Z)=SP(Z)+TP(J,I)
302 CONTINUE
TPR(Z)=(SP(Z)/(2*NI))
TR(Z)=TPR(Z)
NI1=NI2+2
NI2=NI1+1
301 CONTINUE
C
C 1.2 - SUPERFÍCIES PARES (C/COMPONENTES)- 2,4,...,14
C

```

C 1.2.1 - TEMPERATURA DOS COMPONENTES

Z=2

DO 303 I=3,21,6

SC(Z)=0

DO 304 J=2,8,2

SC(Z)=SC(Z)+TC(J,I)

304 CONTINUE

TCR(Z)=SC(Z)/4

Z=Z+4

303 CONTINUE

C

Z=4

DO 305 I=6,18,6

SC(Z)=0

DO 306 J=3,7,2

SC(Z)=SC(Z)+TC(J,I)

306 CONTINUE

TCR(Z)=SC(Z)/3

Z=Z+4

305 CONTINUE

C

C 1.2.2 - TEMPERATURA DA PLACA

Z=0

DO 307 I=3,21,3

Z=Z+2

SP(Z)=0

DO 308 J=1,10

SP(Z)=SP(Z)+TP(J,I)

308 CONTINUE

TPR(Z)=SP(Z)/NI

TR(Z)=TPR(Z)

307 CONTINUE

C

C ÁREAS

C

DO 501 J=1,15,2

APL(J)=17E-3*16.4E-2

501 CONTINUE

C

DO 316 I=2,14,2

APL(I)=8.5E-3*16.4E-2

316 CONTINUE

C

APL(16)=16.4E-2*20E-2

C

DO 502 I=2,14,4

ACO(I)=4*12E-3*2.5E-3

502 CONTINUE

C

DO 503 I=4,12,4

ACO(I)=3*12E-3*2.5E-3

503 CONTINUE

C

C 1.2.3 - TEMPERATURA MÉDIA NAS SUPERFÍCIES I (COMP+PLACA)

DO 309 I=2,14,2

TR(I)=(TCR(I)*ACO(I)+TPR(I)*APL(I))/(ACO(I)+APL(I))

```

309 CONTINUE
C
C   1.3 - SUPERFÍCIE OPOSTA
C
   SP(16)=0
   DO 314 I=1,NI
     DO 314 J=1,NJ
       SP(16)=SP(16)+TP(I,J)
314 CONTINUE
   TR(16)=SP(16)/(NI*NJ)
C
C   TEMPERATURA DAS SUPERFÍCIES NEGRAS
C
C   TR(17) - ENTRADA
   TR(17)=TAMB
C   TR(18) - SAIDA = TEMPERATURA MÉDIA DO AR NA SAIDA
C
   STR=0
   DO 701 I=1,NI
     STR=STR+TA(I,NJ)
701 CONTINUE
   TR(18)=STR/NI
C
C   EMISSIVIDADE
   DO 317 I=1,16
     EMIS(I)=.90
317 CONTINUE
   EMIS(17)=1
   EMIS(18)=1
C
C   SIG=5.67E-8
C
C   MATRIZ DAS RADIOSIDADES
C
C   SUPERFÍCIES CINZAS
   DO 402 I=1,16
     DO 403 J=1,21
       MR(I,J)=-F(I,J)
       IF (J.EQ.I) MR(I,J)=1-F(I,J)+EMIS(I)/(1-EMIS(I))
       IF (J.EQ.21) MR(I,J)=(EMIS(I)*SIG*TR(I)**4)/(1-EMIS(I))
403 CONTINUE
402 CONTINUE
C
C   SUPERFÍCIES NEGRAS
C
   DO 409 I=17,18
     DO 409 J=1,21
       MR(I,J)=0
       IF (J.EQ.I) MR(I,J)=1
       IF (J.EQ.21) MR(I,J)=SIG*TR(I)**4
409 CONTINUE
C   SUPERFÍCIES RE-RADIANTES
C
   DO 404 I=19,20
     DO 404 J=1,21
       MR(I,J)=-F(I,J)

```

```

      IF (I.EQ.J) MR(I,J)=(1-F(I,J))
      IF (J.EQ.21) MR(I,J)=0
404 CONTINUE
C
      DO 405 I=1,20
        WRITE(5,406) (MR(I,J),J=1,21)
405 CONTINUE
406 FORMAT (1X,21(F9.5,1X))
C
      DO 905 I=1,20
        WRITE(5,906) TR(I)
905 CONTINUE
906 FORMAT (1X,15(F7.3))
C  CÁLCULO DAS RADIOSIDADES PELO MÉTODO DE GAUSS
C
      NG=20
      CALL GAUSS(MR,NG,RA)
C
C  CALCULO DO CALOR TRANSFERIDO POR RADIAÇÃO NAS 9 SUPERFÍCIES
C  CONSIDERADAS A PARTIR DAS RADIOSIDADES CALCULADAS
C
      DO 504 I=1,16
        QR(I)=(SIG*TR(I)**4-RA(I))*EMIS(I)*APL(I)/(1-EMIS(I))
504 CONTINUE
C
C  SEPARAÇÃO - CALOR PERDIDO POR RADIAÇÃO PARA OS COMPONENTES E P/ PLACA
C
C      QCR E QPR
C
      TR(19)=(RA(19)/SIG)**.25
      TR(20)=(RA(20)/SIG)**.25
      S=0
      DO 499 I=1,20
        S=S+TR(I)
499 CONTINUE
      TINF=S/20
      DO 505 I=2,14,2
        QPR(I)=QR(I)/
1 (ACO(I)*(TCR(I)**4-TINF**4)/(TPR(I)**4-TINF**4)+APL(I))
        QCR(I)=QPR(I)*(TCR(I)**4-TINF**4)/(TPR(I)**4-TINF**4)
505 CONTINUE
      QRA=QR(16)/APL(16)
C
C  SUPERFÍCIES ÍMPARES (S/ COMPONENTES)
C
      NI1=1
      NI2=2
      DO 319 Z=1,15,2
        DO 320 I=NI1,NI2
          DO 320 J=1,NI
            QPRA(J,I)=QR(Z)/APL(Z)
320 CONTINUE
        NI1=NI2+2
        NI2=NI1+1
319 CONTINUE
C

```

C SUPERFÍCIES PARES (C/ COMPONENTES)

Z=2

DO 322 I=3,21,3

DO 321 J=1,NI

QPRA(J,I)=QPR(Z)

321 CONTINUE

Z=Z+2

322 CONTINUE

C

Z=2

DO 324 I=3,21,6

DO 325 J=2,8,2

qcra(J,I)=QCR(Z)

325 CONTINUE

Z=Z+4

324 CONTINUE

C

Z=4

DO 326 I=6,18,6

DO 327 J=3,7,2

qcra(J,I)=qcr(Z)

327 CONTINUE

Z=Z+4

326 CONTINUE

C

GO TO 60

C

131 CONTINUE

DO 159 I=1,NI

DO 159 J=1,NJ

SV=SV+QCA(I,J)

SV2=SV2+QPA(I,J)

SV3=SV3+QCP(I,J)

SV4=SV4+QCRA(I,J)*DX(I)*DY(J)

SV5=SV5+QPRA(I,J)*DX(I)*DY(J)

159 CONTINUE

PR=SV/QT

PR2=SV2/QT

PR3=SV3/QT

PR4=SV4/QT

PR5=SV5/QT+QRA*DX(I)*DY(I)

PRINT*,'COMP. CONVECAO=',PR

PRINT*,'PLACA. CONVECAO=',PR2

PRINT*,'COMP. PLACA=',PR3

PRINT*,'COMP. RADIACAO=',PR4

PRINT*,'PLACA RADIACAO=',PR5

C

C

C CÁLCULO DA TEMPERATURAS MÁXIMAS

C

TAMAX=TA(1,1)

TCMAX=TC(1,1)

TPMAX=TP(1,1)

DO 160 I=1,NI

DO 160 J=1,NJ

IF (TA(I,J).GT.TAMAX) TAMAX=TA(I,J)

```

      IF (TC(I,J).GT.TCMAX) TCMAX=TC(I,J)
      IF (TP(I,J).GT.TPMAX) TPMAX=TP(I,J)
160 CONTINUE
C
C  RESULTADOS
C
      DO 250 I=1,NI
      DO 250 J=1,NJ
          TO(I,J)=0.0
          TX(I,J)=0.0
250 CONTINUE
      DO 251 I=2,8,2
      DO 251 J=3,21,6
          TO(I,J)=TC(I,J)
          TX(I,J)=TP(I,J)
251 CONTINUE
      DO 254 I=3,7,2
      DO 254 J=6,18,6
          TO(I,J)=TC(I,J)
          TX(I,J)=TP(I,J)
254 CONTINUE
C
138 FORMAT(1X,A,/)
137 FORMAT(/,10(*),1X,A,1X,7(*),/)
      WRITE(5,137)'CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO'
      WRITE(5,134)'POTÊNCIA=',QT,'TAMB=',TAMB,'DIST. ENTRE PLACAS=',D,
1      'RES=',R
134 FORMAT(1X,A,F5.2,2X,A,F6.2,2X,A,F4.3,2X,A,F5.2)
      WRITE(5,*)' '
      WRITE(5,133)'GR=',GR,'RE=',RE,'VM=',VM,'VAZ=',FLUXO,'GR/RE=',RELQ
133 FORMAT(1X,A,F12.3,2X,A,F7.3,2X,A,F5.4,2X,A,F5.4,2X,A,F7.3)
      WRITE(5,137) 'TEMPERATURA DA PLACA SOB OS COMPONENTES'
      DO 240 J=1,NJ
          WRITE(5,135) (TX(I,J)-TAMB,I=1,NI)
240 CONTINUE
      WRITE(5,137) 'TEMPERATURA DOS COMPONENTES'
      DO 141 J=1,NJ
          WRITE(5,135) (TO(I,J)-TAMB,I=1,NI)
141 CONTINUE
      WRITE(5,137) 'CAMPO DE TEMPERATURA NA PLACA'
      DO 140 J=1,NJ
          WRITE(5,135) (TP(I,J)-TAMB,I=1,NI)
140 CONTINUE
      WRITE(5,137) 'TEMPERATURA DO AR'
      DO 142 J=1,NJ
          WRITE(5,135) (TA(I,J)-TAMB,I=1,NI)
142 CONTINUE
135 FORMAT (10(1X,F5.2))
      WRITE(5,137) 'TEMPERATURAS MÁXIMAS'
      WRITE(5,190) 'COMPONENTE=',TCMAX, 'PLACA=',TPMAX,'AR=',TAMAX
190 FORMAT(1X,A,F7.2,1X,A,F7.2,1X,A,F7.2)
      WRITE(5,*) 'NUMERO DE ITERACAO =',NITER
      N=N+1
      STOP
      END
C

```

```

C  DEFINIÇÃO DOS COEFICIENTES
C
C  SUBROUTINE TEMPER(TP,QPRA,QRA,TB)
C
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,P-V)
COMMON/BL1/NI,NJ,KP,E,DX(30),DY(30),QCP(30,30),HP(30,30),TAMB
C
C  DIMENSION AP(30,30),AN(30,30),AS(30,30),AE(30,30),AW(30,30),
1  SU(30,30),A(30),B(30),C(30),D(30),Q(30),P(30),TP(30,30),
2  QPRA(30,30)
C
C  COEFICIENTES INTERNOS
C
C  TB=TAMB
DO 110 I=1,NI
DO 110 J=1,NJ
  AN(I,J)=KP*E*DX(I)*2/(DY(J+1)+DY(J))
  AS(I,J)=KP*E*DX(I)*2/(DY(J-1)+DY(J))
  AE(I,J)=KP*E*DY(J)*2/(DX(I+1)+DX(I))
  AW(I,J)=KP*E*DY(J)*2/(DX(I-1)+DX(I))
  SU(I,J)=QCP(I,J)+2*HP(I,J)*TB*DX(I)*DY(J)-QPRA(I,J)*DX(I)
1  *DY(J)-QRA*DX(I)*DY(J)
110 CONTINUE
C
C  DEFINIÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONTORNO
C
C  FRONTEIRA OESTE
DO 120 J=1,NJ
  AW(1,J)=0.0
C  FRONTEIRA LESTE
  AE(NI,J)=0.0
120 CONTINUE
C  FRONTEIRA SUL
DO 130 I=1,NI
  AS(I,1)=0.0
C  FRONTEIRA NORTE
  AN(I,NJ)=0.0
130 CONTINUE
C
C  DEFINIÇÃO DOS COEFICIENTES AP(I,J)
C
DO 140 I=1,NI
DO 140 J=1, NJ
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AW(I,J)+AE(I,J)+2*HP(I,J)*DX(I)*DY(J)
140 CONTINUE
C
C  VARREDURA POR LINHAS
C
C  ^
C  !
C  J! _____ >
C  0 I
C
C  CÁLCULO DO CAMPO DE TEMPERATURAS PELO TDMA
C
DO 300 J=1,NJ

```

```

DO 310 I=1,NI
  A(I)=AP(I,J)
  B(I)=AE(I,J)
  C(I)=AW(I,J)
  D(I)=AN(I,J)*TP(I,J+1)+AS(I,J)*TP(I,J-1)+SU(I,J)
C
  IF (I.GT.1) GO TO 350
  P(1)=B(1)/A(1)
  Q(1)=D(1)/A(1)
  GO TO 310
350  P(I)=B(I)/(A(I)-C(I)*P(I-1))
     Q(I)=(D(I)+C(I)*Q(I-1))/(A(I)-C(I)*P(I-1))
310  CONTINUE
     TP(NI,J)=Q(NI)
     DO 320 I=NI-1,1,-1
       TP(I,J)=P(I)*TP(I+1,J)+Q(I)
320  CONTINUE
300 CONTINUE
C
  RETURN
  END
C
C  PROPRIEDADES DO AR
C
C  SUBROUTINE PROP(TF,RO,CP,VISD,VISC,KAR,ALFA)
  IMPLICIT REAL*8 (A-C,K,R-V)
C
C  TEMPERATURA (KELVIN)
  T=TF
C  DENSIDADE
  RO=329.82/T
C  CALOR ESPECÍFICO
  CP=1010.0
C  VISCOSIDADE DINÂMICA-VISD E CINEMÁTICA-VISC
  VISD=(1.4608463E-06)*(T**1.5)/(T+111.0)
  VISC=VISD/RO
C  CONDUTIVIDADE E DIFUSIDADE TÉRMICA
  KAR=(2.29E-04)*(T**0.83)
  ALFA=KAR/(RO*CP)
C
  RETURN
  END
C
C  SUBROUTINE QUE EXECUTA A ELIMINAÇÃO DE GAUSS
C
C  SUBROUTINE GAUSS(A,N,X)
C
C  REAL*8  A(30,30),NROW(30),NCOPY,U(30),X(30),M(30,30),V
  INTEGER  I,J,N,K
C
C  LOCALIZACAO DO MAIOR COEFICIENTE
C
  DO 150 I=1,N,1
    NROW(I)=I
  150 CONTINUE
C

```

```

DO 170 I=1,N-1,1
  P=I
  U(P)=ABS(A(NROW(P),I))
  DO 180 J=I,N,1
    IF (U(J).LT.ABS(A(NROW(J),I)).AND.A(NROW(J),I).NE.0) THEN
      P=J
      U(P)=ABS(A(NROW(P),I))
    ENDIF
180 CONTINUE
C
  IF (A(NROW(P),I).EQ.0) THEN
    PRINT*,'NAO HA SOLUCAO UNICA'
    GO TO 1000
  ENDIF
  IF (NROW(I).NE.NROW(P)) THEN
    NCOPY=NROW(I)
    NROW(I)=NROW(P)
    NROW(P)=NCOPY
  ENDIF
  DO 190 J=I+1,N
    M(NROW(J),I)=A(NROW(J),I)/A(NROW(I),I)
    DO 200 K=I,N+1
      A(NROW(J),K)=A(NROW(J),K)-M(NROW(J),I)*A(NROW(I),K)
200 CONTINUE
190 CONTINUE
170 CONTINUE
C
  IF (A(NROW(N),N).EQ.0) THEN
    PRINT*,'Nao ha solucao unica'
    GO TO 1000
  ENDIF
  X(N)=A(NROW(N),N+1)/A(NROW(N),N)
  DO 210 I=N-1,1,-1
    V=0
    DO 220 J=I+1,N
      V=V+A(NROW(I),J)*X(J)
220 CONTINUE
    X(I)=(A(NROW(I),N+1)-V)/A(NROW(I),I)
210 CONTINUE
C
1000 RETURN
      END

```