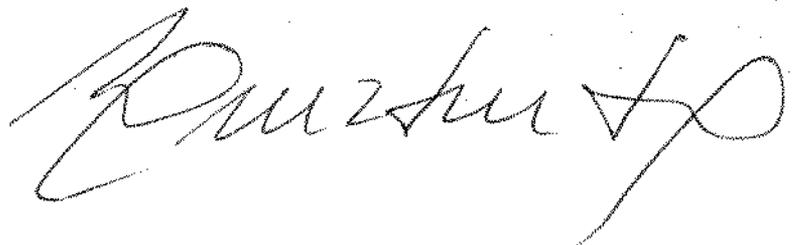


Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por Ricardo Dias Martins de Carvalho e aprovada pela Comissão Julgadora em 2 de dezembro de 1985



ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM
EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL
COM AS PLACAS DE CIRCUITO IMPRESSO
ARRANJADAS HORIZONTALMENTE

112/85

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

Tese de: MESTRADO

Título da Tese: "ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM
EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL
COM AS PLACAS DE CIRCUITO IMPRESSO
ARRANJADAS HORIZONTALMENTE"

Autor: RICARDO DIAS MARTINS DE CARVALHO

Orientador: Prof. Dr. LUIZ FERNANDO MILANEZ

Co-orientador: Prof. Dr. LEONARDO GOLDSTEIN JÚNIOR

Aprovado por

Prof. Dr. LUIZ FERNANDO MILANEZ, Presidente

Prof. Dr. LEONARDO GOLDSTEIN JÚNIOR

Prof. Dr. EUCLIDES CARVALHO FERNANDES

Prof. Dr. JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA

Campinas,

de

1985

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. LUIZ FERNANDO MILANEZ pela orientação deste trabalho e incentivo demonstrado em todos estes anos.

Ao Prof. LEONARDO GOLDSTEIN JÚNIOR, co-orientador, pela extrema dedicação e presteza com que atuou.

Ao Prof. MARCELO MOREIRA GANZAROLLI pela participação valiosa no desenvolvimento da infra-estrutura necessária à realização dos testes experimentais e discussões mantidas.

Ao Prof. JOSÉ RICARDO FIGUEIREDO pela concessão do programa FORTRAN utilizado e atenção dispensada.

À TELEBRÁS pelo fornecimento da infra-estrutura necessária ao desenvolvimento deste projeto, e, sobretudo, aos seus técnicos PEDRO MOYSÉS DONINI e JOÃO LUÍS CARUZO ALCOCER que trabalharam na implantação desta no Laboratório de Estudos da Mecânica Vertical Padrão TELEBRÁS-UNICAMP.

À Sra. TAKA OTA PERRONI pela datilografia e ao Sr. WILTON FURQUIM pela execução dos desenhos. A finalização deste trabalho foi possível somente através da atuação dedicada de ambos.

Estima-se também a colaboração prestada pelo Prof. FERNANDO DE ALMEIDA FRANÇA e pela Profa. CECÍLIA AMÉLIA DE CARVALHO ZAVAGLIA.

RESUMO

Alguns equipamentos de transmissão digital em uso no Brasil possuem as placas de circuito impresso montadas horizontalmente, a exemplo de outras geometrias semelhantes. As estruturas para acondicionamento destas placas, denominadas Mecânica Vertical Padrão (MVP) apresentam um valor elevado da relação altura/largura e são montadas lado a lado, de costas para outras estruturas.

O presente trabalho trata de dissipação térmica em regime permanente na unidade térmica da MVP, ou seja, a cavidade constituída pela placa de circuito impresso, a blindagem magnética superior e as porções das paredes externas compreendidas entre elas. A transferência de calor em cada unidade foi analisada admitindo-se que as superfícies envolvidas são isotérmicas com radiossidade uniforme.

Uma vez identificados os caminhos térmicos para a remoção do calor desde o ponto onde ele é gerado até o ponto onde ele é dissipado, a analogia elétrica foi empregada para se construir o circuito térmico equivalente. Muitas das resistências deste circuito são função da temperatura, de modo que o sistema de equações algébricas não-lineares pôde ser resolvido somente por um método iterativo.

Foram realizados testes experimentais em um módulo da Mecânica Vertical Padrão, onde aplicaram-se condições de contorno mais simples a fim de se verificar a modelagem desenvolvida. Os campos de temperatura teórico e experimental apresentaram boa concordância.

ABSTRACT

Printed circuit boards may be arranged horizontally in many situations, as for example in some digital transmission equipments being used in Brazil. Such pieces of equipment, known as slim racks, have a high aspect ratio height/width and are assembled side by side and back to back.

The present work deals with the steady - state thermal dissipation in the so-called thermal unit of the slim rack made of the printed circuit board, the magnetic shield above it and the bounding walls, constituting an enclosure. The heat transfer in each thermal unit was investigated by assuming isothermal enclosure surfaces with uniform radiosities.

Once the thermal paths from where the energy is being generated to where it is dissipated are identified, the electric circuit analogy is employed to obtain the thermal resistance network. Most of the thermal resistances are temperature-dependent and the associated nonlinear algebraic equations system can be solved only by an iterative method.

An experimental investigation was carried out in a module of the slim rack with simplified boundary conditions in order to verify the theoretical model. The agreement between the theoretical and experimental temperature field was found to be good.

ÍNDICE

NOMENCLATURA

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. A DISSIPACÃO TÉRMICA EM COMPONENTES ELETRÔNICOS	1
1.2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	3
1.3. LIMITAÇÕES DOS PROJETOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ...	5
1.3.1. Ambiente térmico de operação	5
1.3.2. Condições de serviço	7
1.3.3. Compatibilidade	8
1.3.4. Confiabilidade	8
1.4. ANÁLISE DO PROJETO TÉRMICO	9
1.4.1. Etapas da análise térmica	9
1.4.2. Teste térmico	10
1.4.3. Escolha do método de transferência de calor ..	11
1.4.4. Emprego de dispositivos para transferência de calor	12
1.5. TIPOS DE EMPACOTAMENTO EM EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS ..	14
1.6. PROPÓSITO DESTA TRABALHO	16
CAPÍTULO 2 - EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL E MODELO EXPERIMENTAL	20
2.1. INTRODUÇÃO	20
2.2. A MECÂNICA VERTICAL PADRÃO	21
2.3. O MODELO EXPERIMENTAL	22
2.4. A UNIDADE TÉRMICA DA MVP	25
2.5. AS REGIÕES DE SIMULAÇÃO DA PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO	27

CAPÍTULO 3 - MODELAGEM DOS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE	
CALOR NA GAVETA INDEPENDENTE DE SUB-BASTIDOR. 46	
3.1. INTRODUÇÃO	46
3.2. CIRCUITO TÉRMICO E A ANALOGIA ELÉTRICA	48
3.3. PROPOSIÇÃO DE UM MODELO	51
3.4. SISTEMA DE EQUAÇÕES E PROCESSO ITERATIVO	55
3.5. MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO	59
3.6. EQUACIONAMENTO DOS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CA- LOR	64
3.6.1. Transferência de calor entre a placa de circui to impresso e a blindagem magnética superior através da camada de ar	64
3.6.2. Transferência de calor através da montagem (sol da e terminais) do resistor na placa de circui to impresso	78
3.6.3. Transferência de calor por condução através da placa de circuito impresso	84
3.6.4. Transferência de calor através do contato en tre a placa de circuito impresso e a parede traseira	92
3.6.5. Transferência de calor através do contato en tre a placa de circuito impresso e as paredes da gaveta do sub-bastidor	96
3.6.6. Transferência de calor por condução através do material da blindagem magnética	100
3.6.7. Transferência de calor através do contato en tre a blindagem magnética e as paredes da gawe ta do sub-bastidor	102
3.6.8. Transferência de calor por condução da parede traseira para as paredes laterais	108

3.6.9. Transferência de calor por convecção das paredes externas para o ambiente	110
3.6.10. Transferência de calor por radiação das paredes externas para o ambiente	114
3.6.11. Transferência de calor através do contato entre as paredes laterais e a porta	115
3.6.12. Transferência de energia radiante internamente à cavidade	119
3.7. SIMULAÇÃO DOS TESTES COM ESPAÇAMENTO DUPLA	120
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA GAVETA INDEPENDENTE DE SUB-BASTIDOR ..	148
4.1. INTRODUÇÃO	148
4.2. METODOLOGIA E SISTEMA DE MEDIDAS	148
4.3. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	152
4.3.1. Espaçamento simples com as paredes laterais livres para convecção e radiação para o ambiente	153
4.3.2. Espaçamento simples com as paredes laterais isoladas	156
4.3.3. Espaçamento duplo com as paredes laterais livres para convecção e radiação para o ambiente	157
4.3.4. Taxas de transferência de calor nos diversos ramos da malha térmica	157
4.4. CONCLUSÕES	157
ANEXO 1 - MATRIZ DE INCIDÊNCIA AUMENTADA	187
ANEXO 2 - PROGRAMA EM LINGUAGEM FORTRAN	188
ANEXO 3 - FATORES DE FORMA DE RADIAÇÃO PARA ESPAÇAMENTO SIMPLES	195

ANEXO 4 - FATORES DE FORMA DE RADIAÇÃO PARA ESPAÇAMENTO DU PLO	196
ANEXO 5 - ANÁLISE DO ERRO NOS TESTES EXPERIMENTAIS	197
REFERÊNCIAS	204

NOMENCLATURA

- a altura da unidade térmica da MVP
- A área
- A_1, A_2, A_3, A_4 e A_5 colunas auxiliares da Mecânica Vertical Padrão
- \hat{A} matriz de incidência associada a um circuito elétrico
- b distância coberta pela camada limite sobre um dado corpo
- bd borda direta da placa de circuito impresso
- be borda esquerda da placa de circuito impresso
- bf borda frontal da placa de circuito impresso
- bp borda posterior da placa de circuito impresso
- B radiosidade
- c comprimento
- c_e capacitância elétrica
- c_p calor específico a pressão constante
- c_{i-j} taxa de transferência de calor entre os nós "i" e "j" da malha térmica
- d diâmetro
- d_l largura de uma lacuna em uma seção da camada de cobre da placa de circuito impresso
- d_2 constante estatística dependente do número de repetições em uma amostra
- D dimensão de interesse na geometria do contato entre a blindagem (ou placa de circuito) e as paredes da gaveta de subbastidor.
- E voltagem
- f dimensão de interesse na geometria do contato entre a blindagem (ou placa de circuito) e as paredes da gaveta de subbastidor.

F	coeficiente para composição da temperatura do resistor e da placa de epóxi
F_{i-j}	fator de forma de radiação e as superfícies i e j
g	aceleração da gravidade, $9,81 \text{ m s}^{-2}$
G	coeficiente para composição da temperatura do resistor e da placa de epóxi
\bar{h}	coeficiente de película médio
h_r	coeficiente de transferência de calor por radiação
H	coeficiente para composição da temperatura do resistor e da placa de epóxi
i	corrente elétrica
\vec{i}	vetor coluna das correntes de um circuito elétrico
K	condutividade térmica
l	qualquer escala de comprimento
L	largura do vazio hipotético, $r_e - r_i$
n	número de alguma grandeza de interesse
Nu_l	número de Nusselt baseado na dimensão l , $\frac{\bar{h}l}{k}$
p	profundidade da guia extrudada na parede lateral
P	coluna principal da Mecânica Vertical Padrão
P_d	potência dissipada por um componente eletrônico
Pr	número de Prandtl, $\frac{\mu C_p}{k}$
q	fluxo de calor
q_c	taxa de transferência de calor por convecção
q_k	taxa de transferência de calor por condução
q_p	energia gerada nos resistores
q_r	taxa de transferência de calor por radiação
Q	taxa líquida de transferência de calor
Q_P	potência dissipada em uma dada região de simulação da placa de circuito impresso
r	raio

- R resistência térmica
- Ra_ℓ número de Rayleigh baseado na dimensão ℓ , $\frac{\rho^2 g \beta \Delta T \ell^3 C_p}{\mu k}$
- Ra_ℓ^* número de Rayleigh modificado, $Ra_\ell \left(\frac{L}{r_1}\right)$
- R_1, \dots, R_n resíduos das funções não-lineares $y_n(x_1, \dots, x_n)$
- $RC_{1-11}, RC_{2-11}, RC_{3-11}, RC_{4-11}, RC_{5-11}$ e RC_{6-11} resistências térmicas entre as regiões de simulação da placa de circuito impresso e a blindagem magnética
- RC_{1-7} e RC_{4-7} resistências térmicas entre as regiões de simulação frontais da placa de circuito e a porta
- RC_{1-8}, RC_{2-8} e RC_{3-8} resistências térmicas entre as regiões de simulação da placa de circuito e a parede lateral esquerda
- RC_{4-9}, RC_{5-9} e RC_{6-9} resistências térmicas entre as regiões de simulação da placa de circuito e a parede lateral direita
- RC_{3-10} e RC_{6-10} resistências térmicas entre as regiões de simulação da borda posterior da placa de circuito e a parede traseira
- $RC_{4-1}, RC_{2-1}, RC_{5-4}, RC_{5-2}, RC_{2-3}, RC_{5-6}$ e RC_{6-3} resistências térmicas de condução da placa de circuito impresso entre nós indicados
- RC_{10-8} e RC_{10-9} resistências térmicas entre a parede traseira e as paredes laterais
- RC_{11-7} resistência térmica entre a blindagem magnética e a porta
- RC_{11-8} e RC_{11-9} resistências térmicas entre a blindagem magnética e as paredes laterais
- RC_{8-7} e RC_{9-7} resistências térmicas entre as paredes laterais e a porta
- RC_{7-12}, RC_{8-12} e RC_{9-12} resistências térmicas entre as paredes externas e o ambiente
- RR resistências de radiação internas à cavidade
- S fator de forma de condução

t	tempo
$t_{n-1,p}$	distribuição de Student
T	temperatura
V	amplitude máxima de variação dos resultados de uma amostra
w	intervalo de incerteza associado a \bar{x}
W	largura
x	variável independente de uma função qualquer
\bar{x}	média aritmética da variável x
\bar{x}'	média aritmética de todos os resultados possíveis da variável x em uma determinada situação
X	função da variável x
$Y_n(x_1, \dots, x_n)$	função não-linear y_n a n incógnitas x_1, x_2, \dots, x_n

Símbolos gregos

β	coeficiente de expansão volumétrica
δ	espessura
Δ	diferença finita entre duas grandezas
ϵ	emissividade
η_p	fator de condução em um plano
μ	viscosidade dinâmica
π_T	fator de deterioração térmica
ρ	densidade
ρ_e	resistividade elétrica
σ	constante de Stefan-Boltzmann, $5,669 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$

Símbolos Romanos

I, II, III, IV, V, VI regiões de simulação da placa de circuito impresso

- VII porta
- VIII parede lateral esquerda
- IX parede lateral direita
- X parede traseira
- XI blindagem magnética

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. A DISSIPACÃO TÉRMICA EM COMPONENTES ELETRÔNICOS

Na história da fabricação e utilização de dispositivos eletrônicos, observa-se uma tendência para a redução do tamanho dos componentes. Por exemplo, as válvulas eletrônicas sofreram um processo constante de miniaturização até serem substituídas pelos dispositivos semicondutores.

Se por um lado estava-se resolvendo um grande problema, o espaço físico ocupado pelos equipamentos, por outro criava-se um novo de iguais proporções, a dissipação de calor destes elementos. Assim, válvulas de 3000 W para sistemas eletrônicos de aeronaves podiam ser substituídas por transistores, elementos que além de não possuírem filamento incandescente dissipavam cerca de 2100 W. No entanto, apesar da menor dissipação global de energia, o problema de controle térmico em nível de componente tornava-se mais complexo devido às restrições de baixa temperatura na junção eletrônica e menor tamanho do transistor, o que significa menor área disponível para a transferência de calor e, por conseguinte, maior temperatura do dispositivo [35].

Para que se tenha uma idéia das proporções do problema, na periferia do sol, onde a temperatura é de cerca de 6000°C , o fluxo de calor é da ordem de 10^7 W/m^2 , enquanto que em uma pastilha de microcircuito, onde a dissipação é da ordem de 10^5 W/m^2 , a troca térmica deve se realizar com temperaturas na junção na faixa de 125 a 150°C [17].

O resfriamento de componentes eletrônicos modernos é uma das principais áreas para aplicação de técnicas inovadoras de controle térmico. Deve-se aos avanços no campo do projeto térmico grande parte do aperfeiçoamento dos circuitos eletrônicos no que diz respeito à confiabilidade e densidade de empacotamento. A opção por determinado tipo de tecnologia de controle térmico e

as decisões tomadas durante o desenvolvimento do projeto de empacotamento têm efeitos diretos tanto na confiabilidade quanto no custo de sistemas ou montagens eletrônicas.

Uma atenção indevida ao controle térmico pode levar a um tempo médio de vida útil dos componentes pequeno ou imprevisível, ao não atendimento das especificações do usuário e altos custos de manutenção e reposição. Entretanto, deve-se salientar que um cuidado extremado com este controle pode resultar igualmente em um custo excessivamente alto do produto.

Durante as duas últimas décadas, a tecnologia esteve voltada predominantemente para a padronização das técnicas convencionais de resfriamento utilizando ar e líquidos e a consolidação e documentação de feitos anteriores [12]. Paralelamente a isto, no entanto, procurou-se pesquisar e desenvolver novas técnicas, tais como resfriamento por imersão, aumento da taxa de transferência de calor pelo uso de ebulição, tubos de calor e dispositivos termelétricos. Porém, a maior parte destes trabalhos não foi além da fase de protótipo e raramente atingiu uso comercial, permanecendo inalterada esta situação durante os primeiros anos deste século.

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 [35], em substituição aos circuitos compostos por elementos discretos convencionais. Por exemplo, o circuito integrado de silício, desenvolvido por Kilby em 1958 [33], é um circuito completo de elementos em silício tratado, fabricados sobre um substrato também de silício. À medida que a tecnologia progride, circuitos mais complexos podem ser fabricados em uma única pastilha, sendo o termo "microeletrônica" usado para designar pastilhas de alta densidade de empacotamento.

Os grandes avanços na microeletrônica e a tecnologia de construção de circuitos integrados em grande escala (LSI - Large Scale Integration), aliados à crescente demanda por pouca necessidade de manutenção, mais uma vez estimularam a tecnologia de controle térmico para além de seus limites atuais. Se o número de

componentes por pastilha a partir de 1969 estava na faixa de 1000 a 10000 (LSI), já em 1975 apareceram as escalas elevadas de integração com mais de 10000 componentes por pastilha (VLSI - Very Large Scale Integration) [44].

1.2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Um componente eletrônico é por si só confiável, podendo-se esperar que ele opere por mais de 10000 anos, ou seja, com uma taxa de falha menor que $1/10^8$ h (um componente em cem falhando em cada milhão de horas) [35]. Infelizmente, a maioria dos componentes eletrônicos é suscetível a falhas causadas por uso prolongado em altas temperaturas, falhas estas oriundas, dentre inúmeras razões, de ruptura dos materiais para fixação dos componentes, reações químicas parasitas nos contatos e conectores e difusão de elementos estranhos nos dispositivos de estado sólido. Há, por conseguinte, uma relação direta entre a confiabilidade do componente e a temperatura de operação, estabelecendo-se uma dependência aproximadamente exponencial da taxa de falha com relação à temperatura do componente, como atesta a Fig. 1.1 [63].

Deve-se dizer também que ciclos térmicos de operação cujas amplitudes excedam $\pm 15^\circ\text{C}$ em torno de um valor médio de temperatura reduzem a confiabilidade, independentemente deste valor médio [28].

Uma vez identificado o problema térmico em nível do componente, serão feitas algumas considerações a respeito do caminho que se deve propiciar à energia dissipada na junção eletrônica para que ela chegue até o "sumidouro de calor".

Como será discutido detalhadamente (Sec. 3.2), dois ou mais fenômenos são ditos análogos, se eles puderem ser descritos matematicamente pela mesma equação. As variáveis de um sistema são chamadas de análogas às variáveis correspondentes em qualquer dos outros sistemas.

Existe uma analogia entre os fenômenos elétricos e térmicos. Na eletricidade, uma diferença de potencial entre dois pon

tos provoca a passagem de uma corrente elétrica, que é proporcional à resistência elétrica entre estes pontos. Analogamente, na transferência de calor, uma diferença de temperatura entre dois pontos provoca a passagem de um fluxo de calor, que é proporcional à resistência térmica entre estes pontos.

A passagem de elétrons através da junção eletrônica de um dispositivo semicondutor é responsável pela dissipação de energia térmica em tais elementos, justificando a aplicação da tecnologia de controle térmico a todo o equipamento. Há três níveis de resistência térmica no caminho entre a junção eletrônica e o ambiente: resistência em nível de componente, de empacotamento e de sistema [54].

A resistência em nível de componente é a resistência interna do dispositivo microeletrônico ligando a junção à superfície externa do invólucro, constituindo o primeiro nível de resistência térmica encontrado em um sistema eletrônico.

A resistência em nível de empacotamento é aquela que se opõe ao fluxo de calor da superfície do invólucro para algum ponto de referência no sistema como um todo. Este ponto de referência pode ser a temperatura do ar envolvendo os componentes, a borda de uma placa de circuito impresso na qual montaram-se estes mesmos componentes ou a parede de um trocador de calor do tipo "placa fria" (§ 1.4.4) onde fixam-se várias destas placas.

A resistência em nível de sistema é aquela associada ao fluxo de calor do ponto de referência em nível de empacotamento para o sumidouro de calor ou ambiente. Um exemplo típico é a resistência térmica que representa a elevação de temperatura do refrigerante e a efetividade do trocador de calor (placa fria) que existe entre a corrente de convecção e o sumidouro de energia.

Além da confiabilidade, há outras razões que tornam necessário um controle térmico adequado de dispositivos semicondutores em geral e microcircuitos em particular. O conhecimento dos níveis de temperatura em um componente influencia o método de fabricação bem como a seleção dos materiais para tal. Por exemplo, a escolha do método de soldagem de partes destes elementos é influenciada pelo conhecimento da temperatura nesta interface quan-

do em operação.

Uma outra razão a justificar o controle térmico é a "realimentação térmica", fenômeno que ocorre quando uma temperatura muito alta da junção gera um aumento da corrente elétrica no componente. Este aumento da corrente leva a um aumento da potência dissipada, o que fará crescer ainda mais a temperatura da junção. Novamente a corrente cresce, estabelecendo-se um ciclo auto-alimentado de aquecimento que, caso não interrompido, causa a inutilização do componente eletrônico [35].

1.3. LIMITAÇÕES DOS PROJETOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

1.3.1. Ambiente térmico de operação

O termo "ambiente térmico" no sentido em que é empregado neste trabalho refere-se a todas as condições, configurações e fenômenos externos que de algum modo influenciam o projeto térmico de um equipamento eletrônico [7]. Os ambientes térmicos de operação estão divididos em categorias, e uma das maiores limitações aos projetos de sistemas de controle térmico de equipamentos eletrônicos é a enorme variedade destes ambientes, tanto dentro de uma mesma categoria como entre elas. Alguma característica do ambiente sempre atuará como sumidouro de calor para a energia dissipada no equipamento, sendo que o tipo de sumidouro disponível é o fator de maior influência no projeto térmico global. Por exemplo, as condições ambientais médias a que estão sujeitos grandes computadores têm muito pouco em comum com aquelas a que são submetidos componentes eletrônicos de sistemas de microondas [35].

Existem basicamente três categorias de sistemas, sejam eles móveis ou estacionários: sistemas aéreos, marítimos e terrestres, cada qual com suas respectivas subcategorias. Para os sistemas aéreos e terrestres, o ar atmosférico constitui o sumidouro de calor. Estruturas, carcaças de equipamentos e veículos terrestres são influenciados primordialmente pela camada limite criada pelo ar atmosférico e por temperaturas variando entre -50°C e 50°C , re-

presentando as regiões polares em um extremo e os desertos subtropicais em outro.

Um equipamento projetado para operar em ambientes essencialmente ao nível do mar utilizará modos naturais de transferência de calor. Ele dissipará no mínimo metade da energia térmica por convecção natural e o restante por radiação, tomando-se o cuidado de identificar as estruturas vizinhas ao equipamento como fontes ou sumidouros de calor. Estruturas externas mais quentes, ou mesmo radiação solar, contribuirão para um aumento do calor que deve ser removido do equipamento em questão [7].

As condições ambientais para veículos aéreos - aeronaves de alta e baixa velocidade - são muito influenciadas pelo escoamento aerodinâmico ao redor do veículo.

Para baixas velocidades nas proximidades da superfície terrestre, as condições são aproximadamente as mesmas do caso anterior. Entretanto, para velocidades elevadas, os efeitos de dissipação viscosa tornam-se importantes, elevando a temperatura da superfície para até cerca de 130°C [35].

Para sistemas eletrônicos em órbita, o espaço sideral é o ambiente de operação; trata-se de uma condição ambiental em que a transferência de calor é feita, em última instância, somente por radiação, pois o sistema opera no vácuo.

Veículos marítimos, tanto para profundidade quanto para superfície, estão sujeitos a um ambiente muito mais favorável. Nesta categoria, as temperaturas externas provavelmente não excederão 35°C nas águas equatoriais nem serão inferiores a 0°C na superfície de massas de água líquida ou sob crostas de gelo nas regiões polares.

Os ambientes térmicos também são influenciados por variações de pressão, dos fluxos de radiação solar e dos valores do coeficiente de película. Para a definição de um ambiente térmico, deve-se ter em mente os seguintes itens [7]:

- . Temperatura do ar ambiente;
- . Temperatura de estruturas vizinhas;

- . Temperatura da estrutura onde será feita a montagem do equipamento;
- . Método de montagem do equipamento nesta estrutura;
- . Variações da pressão ambiente;
- . Fluxo de radiação incidente;
- . Emissividade das estruturas vizinhas;
- . Propriedades do fluido refrigerante;
- . Vazão do fluido refrigerante;
- . Temperatura do fluido refrigerante;
- . Pressão disponível do fluido refrigerante;
- . Periodicidade da variação das condições ambientais externas;
- . Ciclo de trabalho do equipamento.

Nem todos estes itens aplicam-se necessariamente a todas as situações. Como regra geral, os itens constituintes de um ambiente térmico são aqueles situados além do controle imediato do projetista do equipamento e que, portanto, são limitações de projeto.

Os enormes avanços da tecnologia eletrônica e o aumento simultâneo de suas aplicações tornam difícil, em termos absolutos, a definição do ambiente de operação para todos os componentes eletrônicos. Tentou-se apenas salientar o quão importante é este aspecto no processo de controle térmico.

1.3.2. Condições de serviço

Um parâmetro de projeto importante para sistemas eletrônicos é a facilidade de manutenção, ou seja, os componentes devem ser de acesso imediato para uma eventual remoção para teste, reparo ou substituição. Este parâmetro geralmente impõe uma limitação severa sobre as dimensões e a configuração dos dispositivos utilizados para facilitar a remoção do calor.

1.3.3. Compatibilidade

Deve haver compatibilidade entre o equipamento de transferência de calor e a aplicação geral do sistema eletrônico. Em aeronaves, por exemplo, o equipamento deve ser pequeno e leve. Fluidos tóxicos, corrosivos ou inflamáveis devem ser controlados, e as superfícies expostas devem ser mantidas dentro de limites de temperatura aceitáveis. Deve haver também compatibilidade com o ambiente onde o sistema deverá operar. Um sistema pode ser solicitado a operar em diferentes pressões e altitudes, diferentes frequências podem ser encontradas (50 ou 60 Hz) e as voltagens das linhas podem flutuar. Um elemento final de compatibilidade a ser considerado é a possibilidade de uma elevação na capacidade de transferência de calor ao longo da vida do equipamento devido à deterioração deste ou à atribuição de novas funções aos componentes.

1.3.4. Confiabilidade

Na Seção 1.2, falou-se de confiabilidade do componente eletrônico. Há, porém, a confiabilidade associada ao equipamento de transferência de calor do sistema eletrônico. Este deve ter uma vida longa e ininterrupta devido à confiabilidade inerente aos dispositivos semicondutores, aos elementos de circuito impresso e aos microcomponentes discretos. Isto representa um desafio ao projeto da transferência de calor, uma vez que o sistema de resfriamento deve ter um tempo de vida compatível com o sistema a ser protegido. As taxas de falhas mais elevadas em equipamentos de transferência de calor são encontradas em dispositivos de movimentação do fluido, válvulas e interruptores.

A necessidade de confiabilidade por tempo prolongado de sistemas eletrônicos sujeitos a condições ambientais variáveis e a diversos modos de operação ou ciclos de trabalho torna ainda mais difícil a análise e projeto do equipamento de controle térmico. Um dimensionamento do sistema pelas condições extremas (temperatura ambiente máxima e máxima dissipação de calor) pode ultrapassar em muito os valores previstos para operação em regime, pois elas podem ter baixa probabilidade de ocorrência ou ocorrer

rem por pouco tempo. Este problema pode ser amenizado através do emprego de técnicas de controle térmico que consideram a deterioração gradual da taxa de remoção do calor.

Esta metodologia não somente faz com que a análise da confiabilidade seja mais realista, mas também pode reduzir substancialmente a necessidade de equipamentos de resfriamento. Um exemplo desta técnica de deterioração gradual é a transferência de calor por convecção forçada de ar associada ao uso de aletas razoavelmente espaçadas. Estas aletas propiciam considerável troca térmica por convecção natural e/ou radiação no caso de falha do ventilador. Um exemplo adicional é o de sistemas que empregam líquidos como refrigerante, onde um aumento na temperatura deste ou mesmo sua vaporização parcial proporciona uma margem de operação mesmo com um mau funcionamento das bombas ou do trocador de calor.

1.4. ANÁLISE DO PROJETO TÉRMICO

1.4.1. Etapas da análise térmica

Independentemente do tipo de equipamento, o procedimento geral para sua análise térmica é o mesmo. As etapas sucessivas são descritas a seguir [7]:

- . Definição do ambiente térmico em termos de temperaturas, pressões, tipo de montagem e de sumidouro da energia dissipada.
- . Especificação das características térmicas do equipamento; tanto as dissipações localizadas como a dissipação total devem ser determinadas. Os tipos de componentes e seus limites de temperatura devem ser estabelecidos.
- . Constatação da existência dos caminhos térmicos necessários entre os componentes dissipadores e o sumidouro de calor. Para um projeto satisfatório, a resistên

cia térmica global deve ser minimizada até um valor que mantenha os componentes em uma temperatura abaixo da máxima permissível para uma determinada dissipação térmica.

1.4.2. Teste térmico

Este aspecto do estudo se faz necessário na medida em que os dados experimentais sejam importantes para efeito de confirmação dos resultados teóricos ou como subsídio para a continuidade do projeto térmico. O teste térmico geralmente passa pelas fases de desenvolvimento, qualificação e aceitação [7].

Os testes de desenvolvimento são levados a termo para fornecer elementos ao projeto de componentes específicos ou de partes do sistema. Iniciam-se comumente com testes de resistências térmicas de componentes individuais para os quais os resultados da literatura não se enquadram na situação analisada. A maioria dos testes na fase de desenvolvimento envolve uma instrumentação extensiva para a medida de temperaturas e vazões em massa com a finalidade de assegurar que as técnicas de análise estão corretas. Empregam-se muito as chamadas "réplicas térmicas", ou seja, modelos onde a configuração não está completa ou não corresponde exatamente ao equipamento real [7]. Estes testes podem ser divididos da seguinte maneira:

- . Réplicas térmicas dos componentes individuais; a resistência térmica entre a superfície de um componente e o seu ponto de fixação é o item de interesse.
- . Réplicas térmicas de parte do sistema; deseja-se obter a distribuição final de temperaturas e resistências térmicas dentro de módulos e placas de circuito impresso, podendo-se utilizar resistores para simular a potência dissipada pelos componentes reais.
- . Réplicas térmicas do equipamento global; usam-se aqui os materiais estruturais reais, com exceção das partes eletrônicas. O objetivo é proceder a uma verificação dos caminhos para o fluxo térmico, da distribuição do

escoamento de ar ou de qualquer outro aspecto do equipamento como um todo.

A maior parte destes testes é chamada de testes de bancada. Os seus resultados podem ser extrapolados das condições de laboratório para outras condições ambientais somente se a configuração real for similar àquela das réplicas usadas.

Após a fase de desenvolvimento, o teste térmico prosseguirá efetuando-se os testes de qualificação e aceitação. Os testes de qualificação são realizados no equipamento real a fim de se verificar a consecução dos objetivos do projeto térmico, inclusive as margens de segurança. Os testes de aceitação são aplicados aos componentes adquiridos para certificar-se de que o desempenho destes está dentro dos limites dos parâmetros de projeto.

1.4.3. Escolha do método de transferência de calor

Se o fluxo de calor dissipado pelo componente, dispositivo ou sistema eletrônico for conhecido e a máxima sobretemperatura (diferença de temperatura entre o componente e o ambiente) for especificada, o valor da diferença de temperatura entre a junção e a parede externa da estrutura pode ser calculado. Procedese então à escolha do processo de transferência de calor, ou combinação de processos, a ser utilizado para se atingir os objetivos do controle térmico. Isto pode ser conseguido basicamente através de quatro modos [53]:

- . Radiação e convecção natural;
- . Convecção forçada de ar;
- . Convecção forçada de líquidos;
- . Evaporação de líquidos.

Esta lista está ordenada no sentido crescente da eficiência da troca de calor, bem como da complexidade do sistema de resfriamento. Muitas aplicações requerem o uso de mais de um método de transferência de calor, dependendo a melhor escolha de um compromisso entre a simplicidade do sistema, a complexidade do sumidouro de calor e a área para a troca térmica.

Conforme mostrado pela Figura 1.2 [35], para uma diferença de temperatura típica de 60°C entre a superfície do componente e o ambiente, a convecção natural e a radiação são eficientes somente para fluxos de calor abaixo de $0,05 \text{ W/cm}^2$. A convecção forçada de ar provavelmente não fornecerá uma remoção de calor maior que $1,0 \text{ W/cm}^2$ para uma diferença de temperatura de até mesmo 100°C . O escoamento de líquidos em altas velocidades através de placas frias proporciona um aumento substancial do calor que pode ser removido com diferenças de temperatura de apenas 10°C , se a resistência térmica da parede da placa for desprezível. A imersão direta dos componentes em fluidos halogeno-carbônicos (altos valores das propriedades dielétricas) possibilita fluxos de calor maiores do que 10 W/cm^2 com diferenças de temperatura menores do que 20°C , desde que haja ebulição no líquido. A imersão pura e simples, empregando apenas convecção natural do fluido, é vantajosa, servindo também para preencher o espaço vago entre resfriamento direto com ar e técnicas que empregam a placa fria.

1.4.4. Emprego de dispositivos para transferência de calor

Uma vez conhecidas as características internas do equipamento eletrônico e do ambiente, a etapa seguinte do projeto térmico é a decisão a respeito da configuração externa do equipamento que melhor se adapta à sua aplicação. Faz-se necessário um conhecimento sobre as técnicas e dispositivos básicos de resfriamento para que se possa aplicá-los no projeto térmico. Nesta seção, somente serão enumerados os dispositivos mais importantes e tecidas algumas considerações sobre eles [7].

Ventiladores – Podem ser usados para uma variedade de funções que vão desde a circulação de ar em baixa velocidade em equipamentos que operam na superfície terrestre ao suprimento de ar para trocadores de calor compactos de alta eficiência.

Os ventiladores consistem basicamente de um rotor, uma carcaça e um motor. O critério mais usado para classificá-los em eletrônica é segundo a configuração do rotor, sendo mais utilizados os ventiladores centrífugos, axial e de hélice. O ventilador centrífugo é capaz de fornecer vazões substanciais de ar a uma

pressão estática moderada, o ventilador do tipo axial fornece vazões consideráveis de ar a uma baixa pressão estática e aquele de hélice é um dispositivo usado essencialmente para circulação de ar em grandes volumes. Este último fornece vazões altas a uma pressão estática desprezível. Contudo, para os casos em que o problema se restringe somente a fornecer vazões suficientes para as partes dissipadoras ou promover a circulação, o ventilador de hélice pode ser empregado satisfatoriamente.

Os ventiladores são especificados de maneira a operar nas vizinhanças do ponto de máxima eficiência, porém, para tal, há uma faixa estreita de combinações entre a pressão estática e a vazão.

. *Trocadores de Calor* - São usados para o resfriamento de componentes eletrônicos quando a energia dissipada não puder ser removida adequadamente por convecção natural, condução, radiação e/ou aplicação direta de jatos de ar.

O trocador de calor comumente chamado de "placa fria" é aquele em que o calor é transferido por condução da fonte de calor para a placa, por condução através do material desta e finalmente por convecção da placa para o fluido refrigerante. Este tipo de trocador é muito empregado em equipamentos eletrônicos devido a sua versatilidade de empacotamento.

. *Resfriadores Termelétricos* - São utilizados em equipamentos eletrônicos quando é necessário proporcionar um resfriamento localizado para um componente ou manter a temperatura interna da montagem, ou de parte dela, abaixo da temperatura ambiente.

Os resfriadores termelétricos apresentam inúmeras vantagens sobre os sistemas convencionais de resfriamento. A principal delas é a sua capacidade de proporcionar temperaturas abaixo da temperatura ambiente sem o uso de partes móveis como as de um compressor e sem a necessidade de fluidos refrigerantes como CO_2 e N_2 . Outra vantagem é o seu tamanho reduzido, possibilitando a remoção de fluxos de calor para os quais necessitar-se-ia de equipamentos convencionais de ciclo a vapor excessivamente grandes.

. *Aletas* – São usadas para se obter uma área adicional de transferência de calor, podendo ser de várias formas geométricas, tais como retangulares, parabólicas, hiperbólicas e cilíndricas (tipo pino). O tipo mais comum é a aleta vertical retangular.

Uma regra geral para o projeto de aletas é espaçá-las o suficiente para que o escoamento de convecção da superfície de uma aleta não interfira no escoamento de uma outra superfície. A razão entre a altura das aletas e o seu espaçamento na faixa de 1:1 a 2:1 fará com que se obtenha um bom valor para o coeficiente de película em convecção natural.

Se os componentes eletrônicos e as aletas estiverem separados por uma grande distância, são usados tubos de calor para transportar a energia de um ponto a outro [53]. Estes dispositivos transferem calor mais eficientemente que os metais de alta condutividade térmica, e a sua utilização permite que a troca térmica das aletas para o ambiente seja feita de maneira simples, por exemplo, convecção natural e radiação ou convecção forçada de ar com ventiladores de baixa pressão.

1.5. TIPOS DE EMPACOTAMENTO EM EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS

As publicações na área de transferência de calor em equipamentos eletrônicos tratam normalmente de geometrias onde as placas de circuito impresso contendo os componentes eletrônicos foram fixadas na posição vertical. Chu et al [16] forneceram informações acerca dos campos de temperatura e velocidade estabelecidos por um aquecedor isotérmico de largura arbitrária situado em uma parede vertical de um canal retangular, com condições de contorno controladas nas paredes. Turner e Flack [62] ampliaram a faixa de valores estudados em [16] para números de Grashof mais altos, e publicaram uma correlação para componentes eletrônicos em [27]. Outros estudos [38,55 e 65] tratam das linhas de corrente e isoterms de campos de escoamento em cavidades onde impõem-se as condições de contorno de paredes isotérmicas ou adiabáticas. Estes trabalhos, embora úteis para a análise da configuração do escoamento, não consideram o problema da caracterização térmica de pla

cas de componentes eletrônicos posicionados horizontalmente. Aung [4] examinou o resfriamento por convecção natural em canais formados por placas de circuito impresso na posição vertical, com diferentes valores de dissipação. O estudo mais completo sobre o assunto foi realizado pela Bell Telephone Laboratories [9], e analisa em detalhes a dissipação de calor de um equipamento típico de telefonia, cujas placas de circuito impresso são posicionadas verticalmente; foram discutidas qualitativa e quantitativamente as várias resistências térmicas presentes no sistema, determinando-se o campo de temperaturas e os fluxos de calor para operação em regime permanente.

Estudos com geometria diversa foram executados por Noronha [46], que fez uso de uma câmara dotada de resistores com formato de caixa, dissipando desigualmente e colocadas em diferentes alturas nas paredes verticais, para obter uma teoria capaz de prever a temperatura no interior de cavidades em função da área de aberturas para ventilação. Foram observados os efeitos da variação dos métodos e do valor da área de ventilação, bem como foram feitas recomendações para o posicionamento dos componentes em geral, de modo a conseguir um arrefecimento mais eficiente.

Em equipamentos eletrônicos de dimensões pequenas, tais como máquinas de escrever, terminais de computador e copiadoras, as restrições ao empacotamento algumas vezes obrigam a uma fixação das placas de componentes eletrônicos em orientações diferentes da posição vertical, que é a mais favorável. Buller e Duclos [14] executaram uma série de experimentos servindo-se de uma placa plana aquecida posicionada horizontalmente em uma cavidade retangular, fabricada de modo a simular as condições reais encontradas em sistemas eletrônicos. Os seus resultados permitiram a obtenção do coeficiente de película da placa para toda a cavidade, a partir do qual pode-se calcular a energia transferida por convecção.

O advento da tecnologia de construção de circuitos integrados em grande escala (LSI) aumentou enormemente o valor do fluxo de energia a ser removido de pastilhas assim produzidas. Oktay e Kammerer [47] analisaram o desenvolvimento e utilização de uma técnica inovadora de empacotamento, denominada módulo de condu-

ção térmica (TCM). Nestes módulos, o gás hélio é usado para remover o calor das pastilhas, as quais são pressionadas individualmente por pistões dotados de molas como um meio de diminuir o valor das resistências térmicas até uma placa fria, onde a energia é rejeitada. Chu, Hwang e Simons [18] discutiram o comportamento térmico destes módulos empregando a analogia elétrica e modelos unidimensionais, contrariamente ao modelo multidimensional e técnicas de análise numérica utilizados por Oktay e Kammerer.

A utilização dos circuitos fabricados em escalas elevadas de integração (VLSI) encontra-se limitada pelos problemas de natureza térmica. Honnorse Thomas [30] analisaram o estágio atual da tecnologia de controle térmico aplicada a equipamentos eletrônicos e exploraram em detalhes as possíveis técnicas a serem empregadas no futuro. Bar-Cohen, Kraus e Davidson [5] examinaram conceitos revolucionários, tais como placas porcelanizadas com alma metálica e módulos refrigerados por água, que juntamente com as técnicas de análise e projeto relevantes definem o horizonte momentâneo do controle térmico de dispositivos microeletrônicos.

1.6. PROPÓSITO DESTE TRABALHO

Certos equipamentos de transmissão digital utilizados pela TELEBRÁS são empacotados em estruturas denominadas Mecânica Vertical Padrão, a serem discutidas em pormenor no próximo capítulo.

Estas estruturas foram concebidas de maneira tal que as placas de circuito impresso são posicionadas horizontalmente. A grande repetição na direção vertical de placas assim fixadas (donde o nome da estrutura) define um tipo de empacotamento, cuja dissipação térmica, desfavorecida, dá-se por vias distintas daquelas usualmente encontradas em outras configurações [9,43].

Este trabalho analisa teórica e experimentalmente o fenômeno térmico em tal equipamento, e propõe uma modelagem capaz de prever a distribuição de temperaturas em pontos significativos do sistema para uma dada potência gerada por placa e

determinado valor da temperatura ambiente. A informação levantada torna possível o estudo dos possíveis aperfeiçoamentos na estrutura visando condições de transferência de energia mais favoráveis.

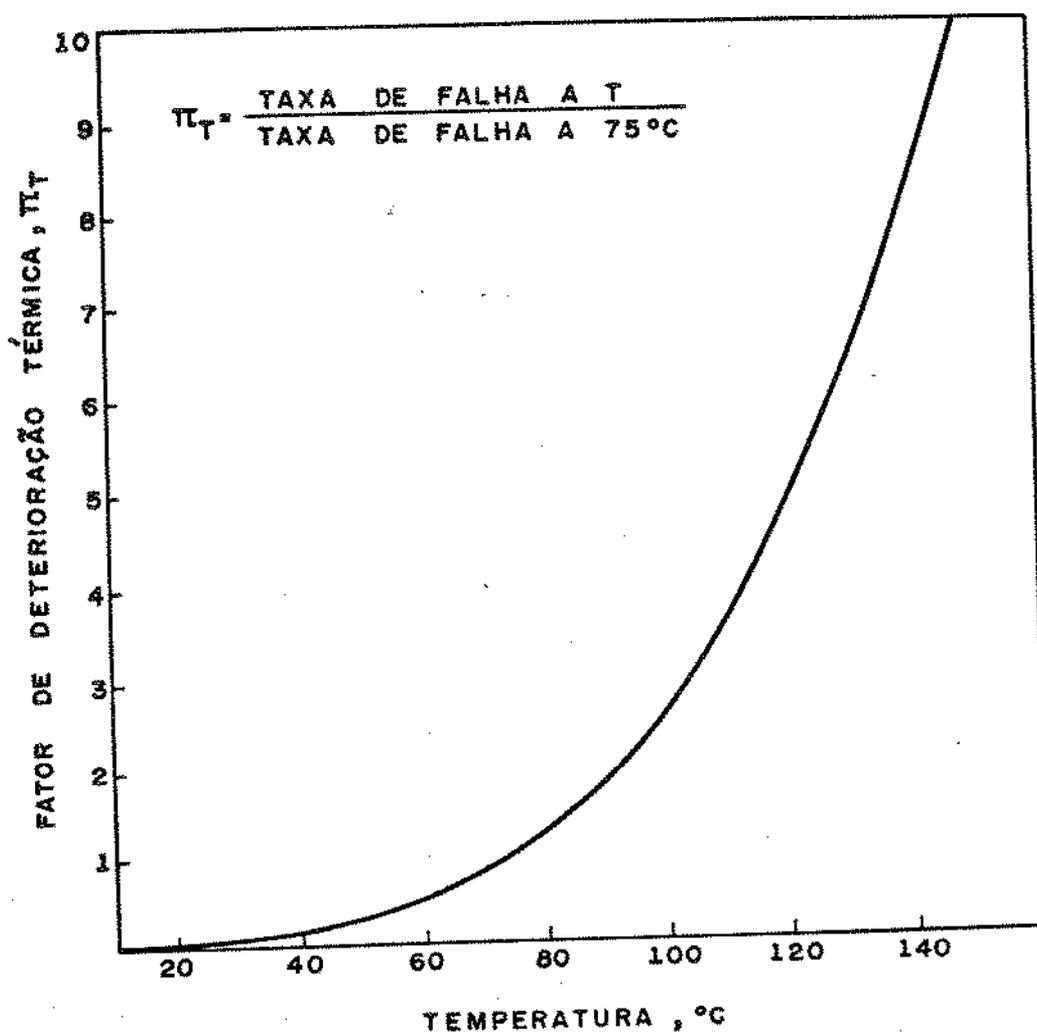


Figura 1.1 - Fator de deterioração térmica para dispositivos digitais bipolares [63].

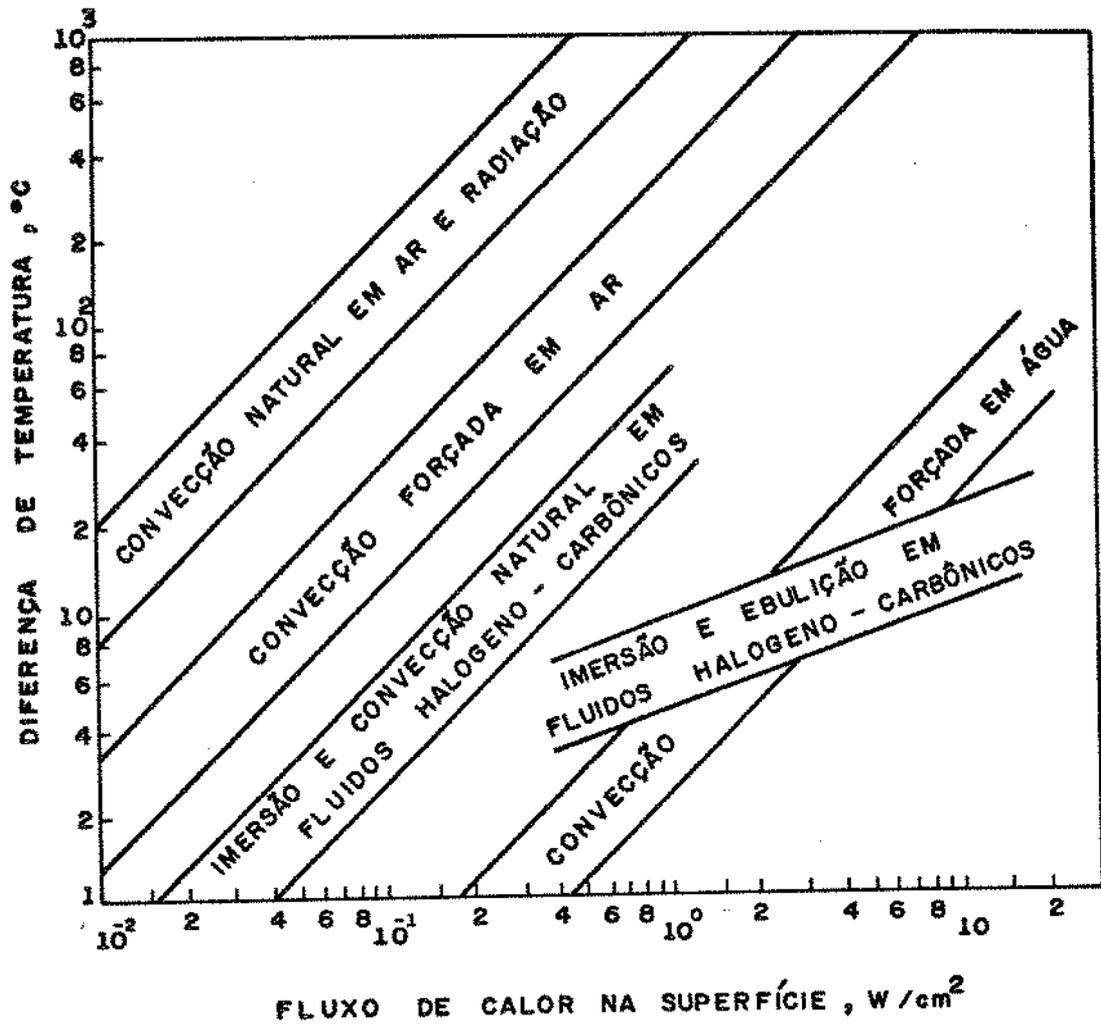


Figura 1.2 - Diferenças de temperatura em função do fluxo de calor para vários modos de transferência de calor e vários fluidos de resfriamento [35].

CAPÍTULO 2

EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL E MODELO EXPERIMENTAL

2.1. INTRODUÇÃO

Os projetos atuais e futuros de sistemas e equipamentos de transmissão digital e comunicações ópticas para entroncamentos urbanos-metropolitanos e os de longa distância desenvolvidos no país estão demandando, em termos de tecnologia de componentes, o uso de novas famílias, cujas características de dissipação térmica impõem o aprofundamento do conhecimento do desempenho térmico do empacotamento.

Certos equipamentos de transmissão digital atualmente usados no Brasil, especificamente pela TELEBRÁS, são acondicionados em estruturas denominadas Mecânica Vertical Padrão, constituídas por colunas providas de meios para sustentação de um grande número de placas de circuito impresso posicionadas horizontalmente, uma sobre as outras.

Pretende-se utilizar tais estruturas para o acondicionamento futuro das assim chamadas "tecnologias de alta velocidade", que se notabilizam por grande dissipação térmica.

A identificação dos caminhos seguidos pelo fluxo de calor em um dado empacotamento eletrônico, bem como a determinação do campo de temperaturas ali presente para condições particulares de operação do equipamento, permite correlacionar a máxima temperatura no interior do sistema à potência dissipada pelos componentes, em função da temperatura ambiente.

A aplicação desta análise às estruturas do tipo Mecânica Vertical Padrão visa a compreensão do seu comportamento térmico a fim de se poder decidir a viabilidade, do ponto de vista de dissipação da energia, de determinado empacotamento eletrônico, particularmente aqueles mencionados acima.

2.2. A MECÂNICA VERTICAL PADRÃO

De uma maneira geral, as estruturas do tipo Mecânica Vertical Padrão, às quais referir-se-ã doravante simplesmente como MVP, podem ser entendidas como uma grande repetição no sentido vertical de placas posicionadas horizontalmente, de modo a formar uma coluna com um valor elevado da relação altura/largura.

Estas colunas são instaladas lado a lado (distanciadas de 5 mm) e opcionalmente também costa a costa (mantendo-se a superfície traseira de uma estrutura contra a superfície traseira de outra), formando fileiras simples ou duplas, conforme mostram as Figs. 2.1 e 2.2.

Uma coluna dotada de todos os módulos é denominada de bastidor, recebendo cada módulo a denominação de sub-bastidor. A parte estrutural destes sub-bastidores é chamada de gaveta de sub-bastidor, a qual possui meios de acomodar horizontalmente as placas de circuito impresso. A Fig. 2.3 fornece uma vista global de uma coluna de sub-bastidor, bem como das gavetas que ela comporta.

Nas paredes laterais de uma gaveta de sub-bastidor, são extrudadas guias para a inserção das placas de circuito impresso e blindagens magnéticas, conforme mostra a Fig. 2.4. No caso das blindagens, estas guias servem efetivamente como um meio de sustentação, porém as placas engastam-se em conectores para alimentação elétrica existentes na parede traseira da gaveta, permanecendo em suspenso com relação às faces da guia.

A parede traseira da gaveta de sub-bastidor é composta por uma grade em liga de alumínio aparafusada às paredes laterais e por conectores ali alojados para a alimentação elétrica das placas, constituindo um painel (Fig. 2.5). As demais perfurações existentes nesta grade são vedadas com placas de epóxi no caso particular do equipamento em estudo, pois visam atender às necessidades de outros projetos.

O assim chamado conector linear (Fig. 2.6a), elemento para alimentação elétrica das placas de circuito impresso e sustentação mecânica efetiva para as mesmas, é mantido em posição na perfuração adequada da grade por meio de presilhas, como ilus-

trado pela Fig. 2.6b.

A porta de uma gaveta é um elemento facilmente destacável, pois prende-se ao restante da estrutura por meio de presilhas acionadas por molas (Fig. 2.7).

A justaposição das colunas de sub-bastidor estabelece um duto entre as paredes laterais de duas colunas adjacentes (Fig. 2.8), o qual permite o escoamento de ar entre as estruturas que compõem as fileiras.

A observação das Figs. 2.3 e 2.8 revela que a parede traseira das gavetas de sub-bastidor mantém-se pressionada contra uma viga em U, onde estão aparafusadas as lingüetas de suporte para os vários módulos. As paredes da viga mais a parede traseira dos sub-bastidores formam um canal pelo qual os cabos de alimentação têm acesso aos diversos conectores lineares.

A base das colunas proporciona uma tomada de ar para o interior deste canal, de tal modo que este constitui uma segunda via para o escoamento do fluido no interior das fileiras.

2.3. O MODELO EXPERIMENTAL

No laboratório "Estudos Térmicos da Mecânica Vertical Padrão TELEBRÁS - UNICAMP", existem seis colunas da MVP montadas em fileira dupla, ou seja, três estruturas lado a lado de costas para outras três (Fig. 2.9).

No equipamento de transmissão digital real a potência dissipada provém dos vários tipos de componentes eletrônicos. Porém estas colunas para estudos térmicos são na verdade réplicas térmicas, porquanto empregaram-se resistores para simular a potência dissipada pelos componentes verdadeiros.

A coluna P, chamada de coluna principal, possui recursos na sua ligação elétrica que possibilitam maior versatilidade na distribuição da potência dissipada, em nível de módulos ou mesmo de grupos de placas de circuito impresso instaladas no seu in-

terior. Esta coluna assim projetada destina-se à realização dos testes térmicos.

As colunas A_1 , A_2 , A_3 , A_4 e A_5 , chamadas de colunas auxiliares, visam a reprodução das condições de contorno reais proporcionadas pela instalação deste equipamento em fileiras duplas.

As placas de circuito impresso da coluna principal estão equipadas com resistores de filme metálico níquel-cromo de 27 e 24 K Ω com precisão de 1% no seu valor resistivo, 0,4W e terminais de cobre eletrolítico estanhado (Fig. 2.10). O emprego destes resistores pretende um controle mais preciso das variáveis envolvidas.

As placas de circuito das colunas auxiliares possuem resistores de carbono de 27 e 24 K Ω , precisão de 5%, 1/4 W e terminais de cobre eletrolítico estanhado.

As placas de circuito impresso, concebidas especialmente para fins de estudos térmicos, possuem 25 resistores, distribuídos como mostra a Fig. 2.11. Sua resistência equivalente é 991 Ω .

A base de material isolante é composta por uma tela de fibra de vidro em resina de epóxi, formando uma placa em cujas faces imprimem-se os trilhos de cobre. O circuito impresso nas placas especificamente para este projeto pode ser visto na Fig. 3.13.

A película de cobre é aplicada em camadas, recebendo finalmente um banho de estanho. A espessura nominal desta película é

$$\delta = 70 \text{ } \mu\text{m} \text{ ,}$$

e sua condutividade térmica admitida igual àquela do cobre puro, ou seja,

$$K = 382 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Os equipamentos reais são dotados de blindagens magnéti-

cas entre as placas de circuito impresso a fim de evitar a interferência entre os componentes eletrônicos de placas distintas e conseqüente mau funcionamento do sistema.

Estas blindagens (Fig. 2.12) são fabricadas em aço SAE 1060, sendo recobertas por uma película de tinta a base de poliamida. Os ressaltos existentes nas suas bordas destinam-se à fixação nas guias extrudadas nas paredes laterais.

O passo no posicionamento das placas de circuito impresso é de 20,0 mm, permanecendo a blindagem 15,3 mm acima da placa por ela protegida (Fig. 2.13).

Esta disposição dos elementos internos na MVP é denominada espaçamento simples em contraposição ao espaçamento duplo, arranjo onde o passo entre as placas é de 40,0 mm, mantendo-se a blindagem 35,3 mm acima da placa a ela relacionada.

A coluna principal do conjunto montado com a finalidade de estudos térmicos possui todas as blindagens magnéticas, pois elas desempenham um papel importante na remoção do calor do interior da MVP, conforme será visto mais adiante. O número de placas de circuito é suficiente para arranjá-las em espaçamento simples, de maneira a permitir a análise da viabilidade térmica deste empacotamento mais denso.

Os dutos laterais e o duto traseiro a que se referiu anteriormente constituem condições de contorno aplicadas às paredes laterais e à parede traseira, respectivamente, para o equipamento em condições reais de operação.

A colocação de duas estruturas costa a costa, a justaposição de colunas, o fluxo de calor interno em direção à parede traseira e os cabos a obstruir o escoamento de ar no interior do duto traseiro fazem dele uma condição de contorno suficientemente complexa para justificar um estudo à parte das transferências de calor interna à gaveta. A Fig. 2.14 apresenta um esquema das condições de troca térmica existentes no duto traseiro.

Para a aplicação de uma condição de contorno mais simples à parede traseira, tomou-se uma gaveta em separado de maneira a tornar possível o isolamento térmico de sua parte posterior.

Esta gaveta, denominada de agora em diante de gaveta independente de sub-bastidor, é mostrada na Fig. 2.4.

A tomada de uma gaveta independente automaticamente elimina os dutos laterais, reduzindo-os a uma condição de placa plana em convecção natural.

Os testes realizados com este modelo experimental visam a confirmação do modelo teórico a ser desenvolvido, pois é grande o volume de informações acumuladas acerca da transferência de calor por convecção natural de uma placa plana vertical.

Os dutos laterais, possuindo um valor elevado da relação altura/largura, não proporcionam uma via eficiente para a remoção do calor. O isolamento térmico das paredes laterais da gaveta independente corresponde a uma condição de contorno mais próxima daquela dada pela justaposição das colunas da MVP que a condição de placas planas livres para convecção e radiação. Entretanto, tal isolamento requereria a aplicação de placas de guarda às paredes laterais da gaveta, com temperatura igual à temperatura destas.

Não estando a construção de tais dispositivos compreendida no âmbito deste projeto, optou-se pelo uso de um isolante que, embora menos eficiente, é de fácil aquisição e permite obter informações sobre o comportamento térmico da gaveta submetida a condições mais desfavoráveis de dissipação de energia.

A Tab. 2.1 apresenta as propriedades físicas de interesse para os materiais que compõem a gaveta independente de sub-bastidor.

2.4. A UNIDADE TÉRMICA DA MVP

A disposição das placas de circuito impresso nas colunas de MVP permite encará-las como uma pilha de unidades repetitivas, onde os elementos constituintes destas unidades são a placa de circuito impresso, a blindagem magnética superior e as porções das paredes externas compreendidas entre elas.

Cada uma destas unidades interage termicamente com aquelas que lhe são superposta e subposta, de modo que a entidade térmica vem a ser a própria coluna como um todo. Entretanto, considerando-se a dificuldade de se equacionar o problema da dissipação de calor em toda a coluna e a repetição dos caminhos térmicos em nível da unidade física discutida, buscou-se uma hipótese simplificada que reduzisse o problema de maneira que uma unidade física fosse também representativa do comportamento térmico da coluna completa. Em outras palavras, buscou-se uma hipótese que tornasse uma unidade física independente termicamente das demais.

Se todas as placas de circuito impresso da coluna, ou pelo menos as placas de uma porção suficientemente grande, dissiparem a mesma potência, pode-se admitir que a quantidade de calor que uma placa transfere para a blindagem magnética abaixo dela é a mesma em toda a altura do equipamento ou em parte dele, pois os caminhos térmicos envolvidos se repetem. Isto equivale a dizer que o calor perdido por uma unidade física para a unidade subposta é igual ao calor recebido da unidade superposta (Fig. 2.15a), de modo que uma quantidade de energia igual à energia total gerada em uma placa de circuito impresso deve ser dissipada no ambiente pela própria unidade física em análise. Portanto, a simples inversão no sentido deste fluxo de calor (Fig. 2.15b) transforma uma placa de circuito impresso, a blindagem magnética superior e as porções das paredes externas por elas delimitadas em uma unidade física independente termicamente de todas as outras, a qual referir-se-á doravante como unidade térmica da MVP (Fig. 2.16).

Este trabalho trata especificamente do problema da remoção do calor gerado em uma unidade térmica da gaveta independente de sub-bastidor. A análise da dissipação de energia de uma unidade térmica localizada em uma região crítica de resfriamento de uma coluna de MVP será objeto de um estudo posterior.

2.5. AS REGIÕES DE SIMULAÇÃO DA PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO

As placas de circuito impresso utilizadas neste projeto foram equipadas somente com resistores (Fig. 2.11). Entretanto, os sistemas eletrônicos reais requerem o uso de uma diversidade de componentes, cujos limites de temperatura de operação variam de um caso para outro.

A diferente sensibilidade térmica dos componentes eletrônicos impõe o conhecimento da distribuição de temperaturas nas placas onde serão montados, de tal modo que aqueles mais sensíveis sejam posicionados em regiões mais favoráveis de dissipação da energia. A baixa condutividade térmica da placa de epóxi (Tab. 2.1) faz com que gradientes térmicos maiores ou menores sejam estabelecidos, dependendo das condições de contorno a que estão sujeitas as bordas da placa.

Conforme será discutido no próximo capítulo, a divisão da placa de circuito impresso mostrada na Fig. 2.17 resultou de uma solução de compromisso entre vários fatores a serem considerados oportunamente.

O desvio dos pontos nodais em direção à borda posterior da placa se deve à provável presença ali de gradientes térmicos mais acentuados, quando da operação desta nas colunas completas da MVP. O duto traseiro, comparativamente às demais condições de transferência de calor do equipamento, atua como um caminho efetivo para a remoção da energia.

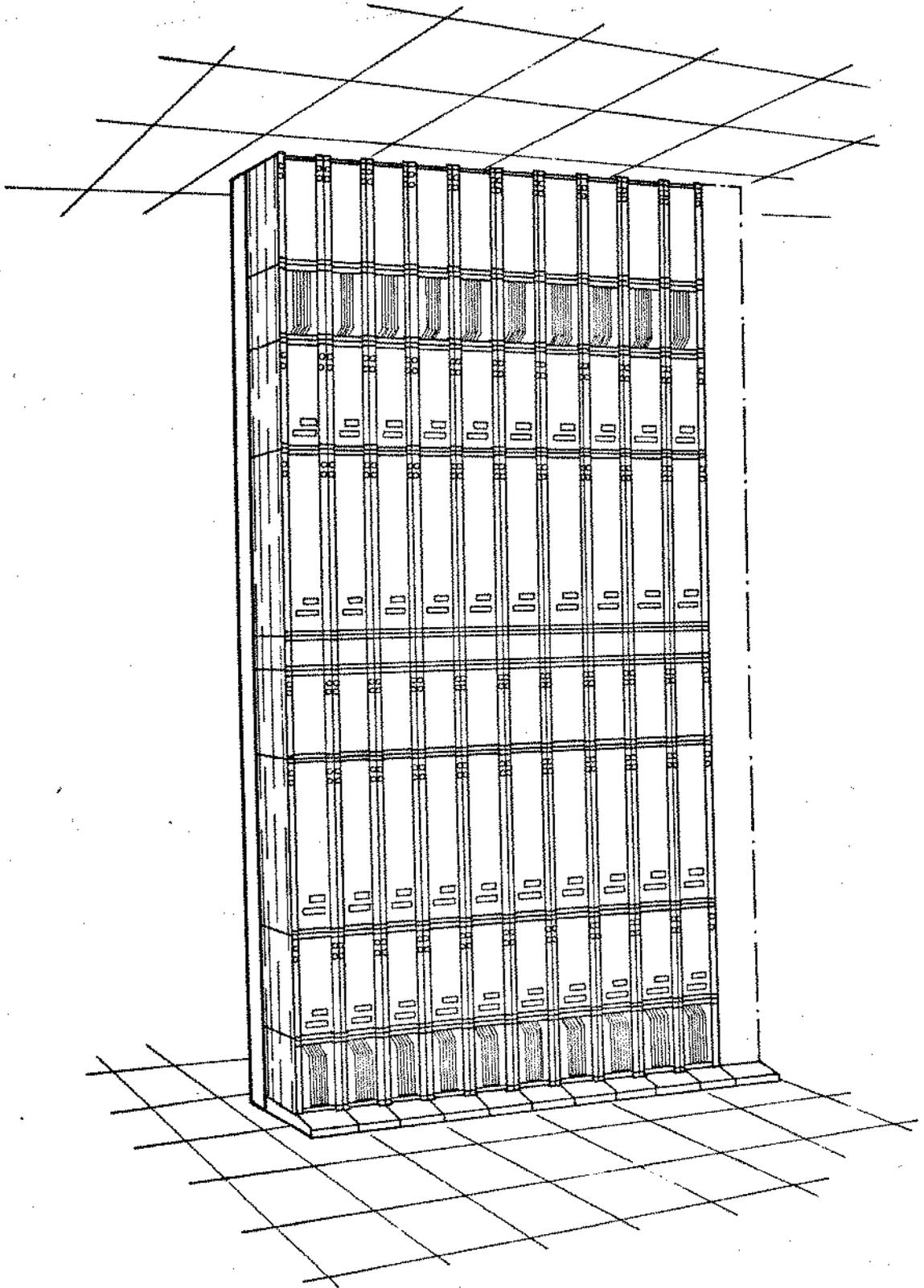


Figura 2.1 - Fileira simples de estruturas do tipo MVP.

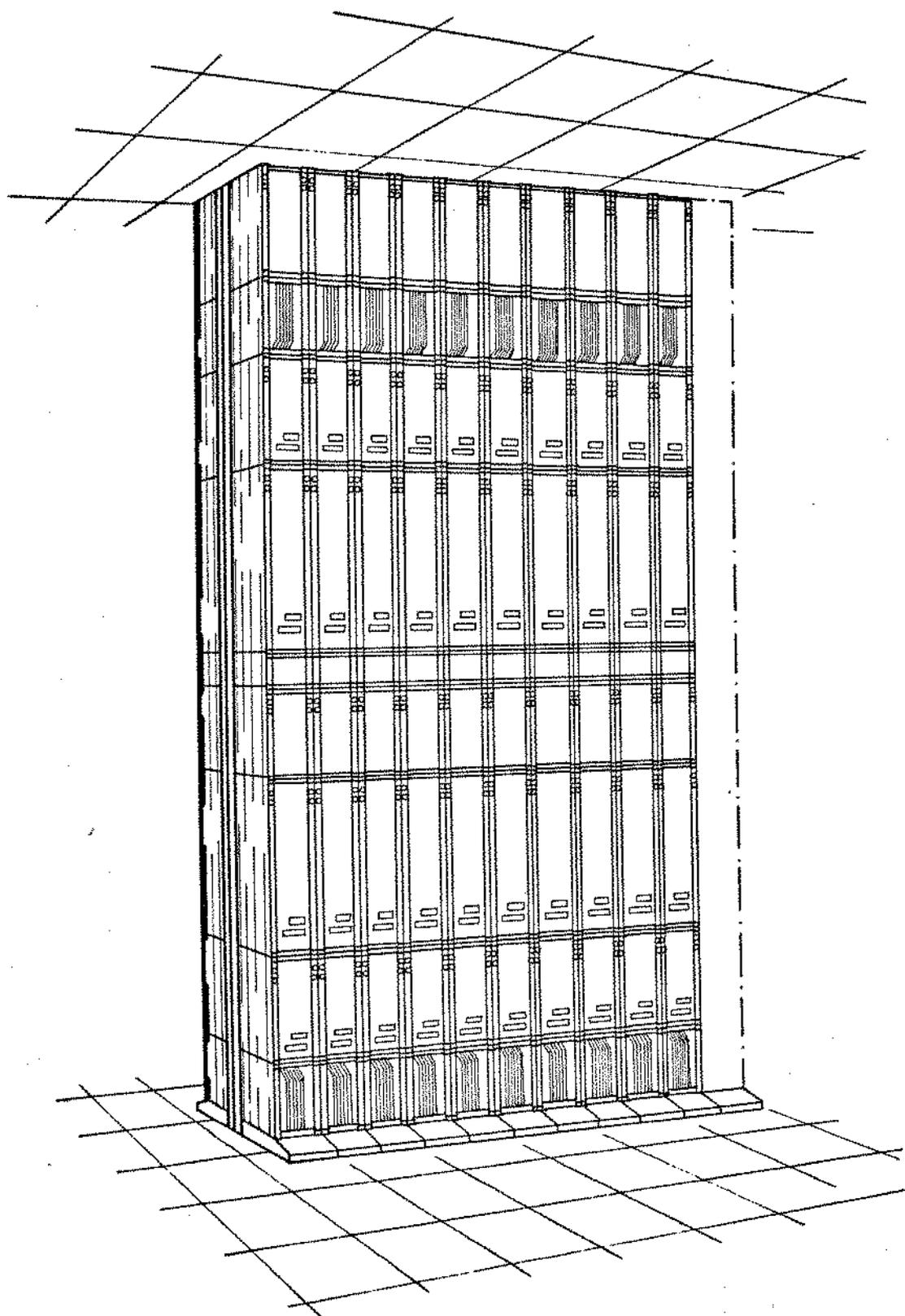


Figura 2.2 - Fileira dupla de estruturas do tipo MVP.

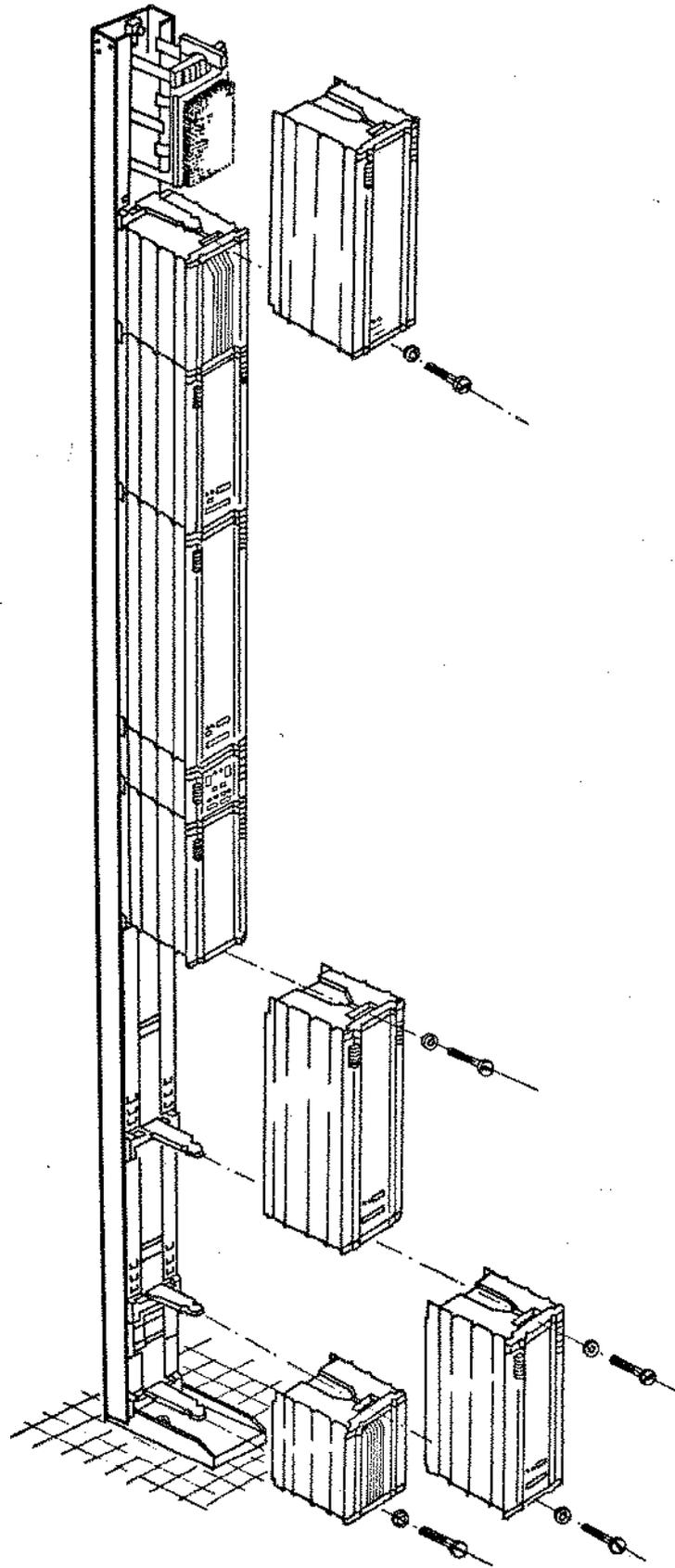


Figura 2.3 - A coluna de sub-bastidor.

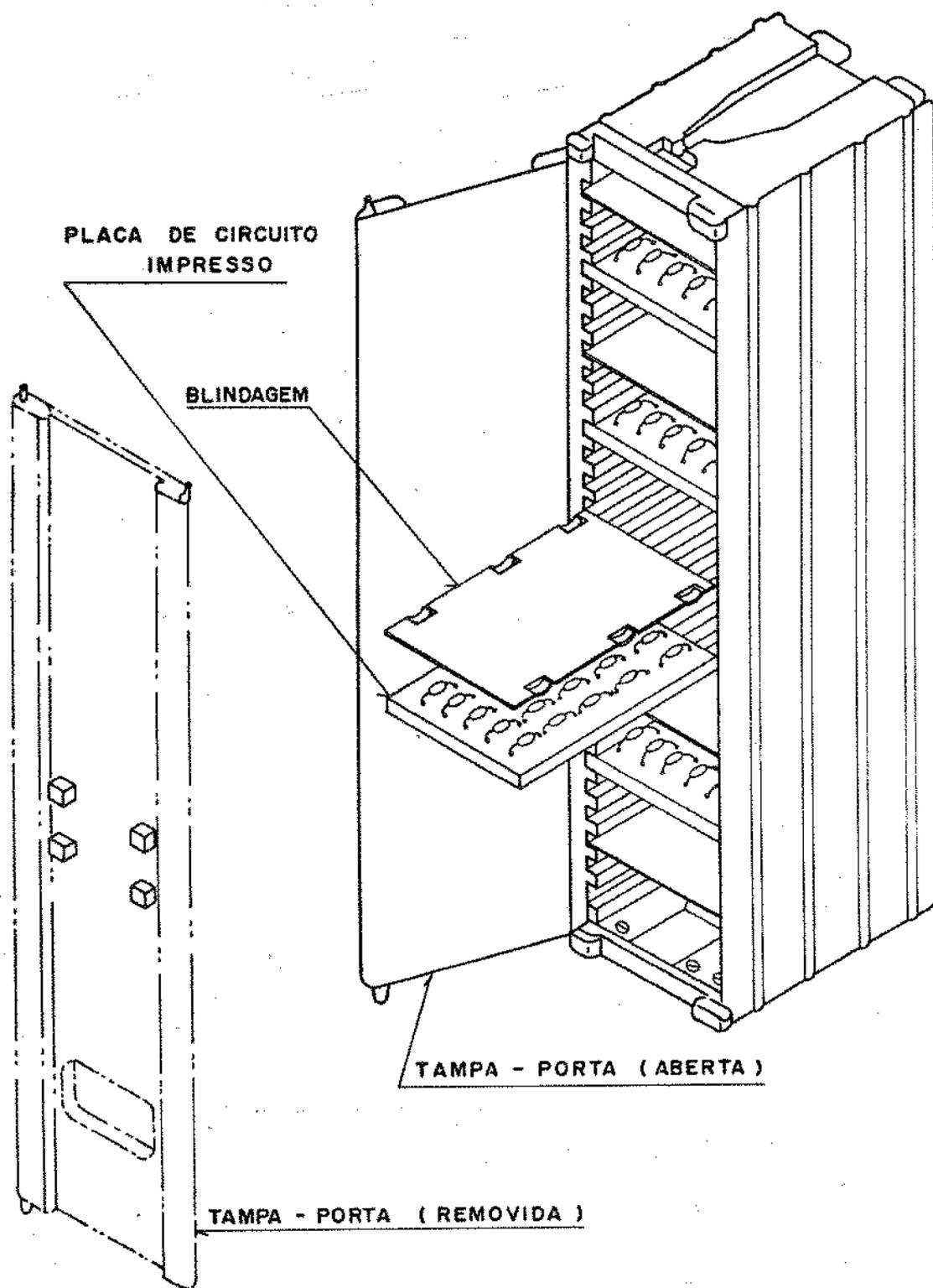


Figura 2.4 - O sub-bastidor.

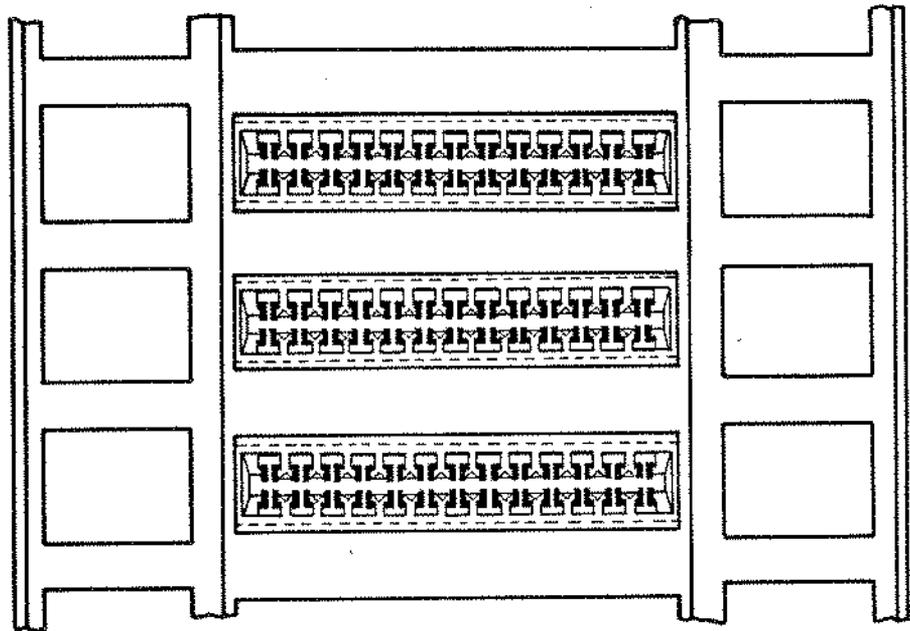


Figura 2.5 - Conectores para alimentação elétrica alojados na grade metálica da parede traseira.

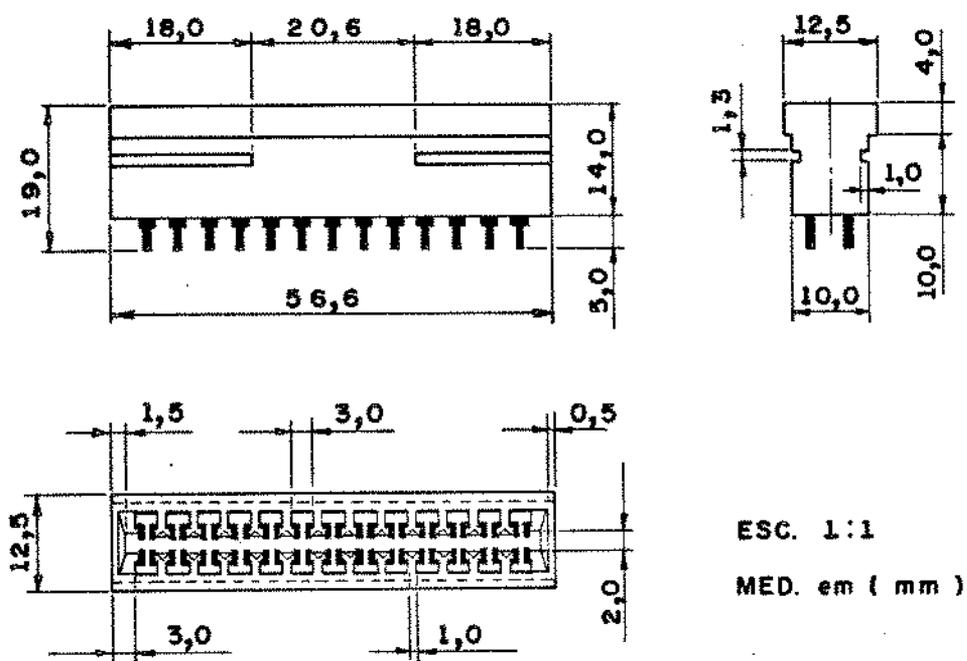


Figura 2.6a - O conector linear para alimentação elétrica das placas de circuito impresso.

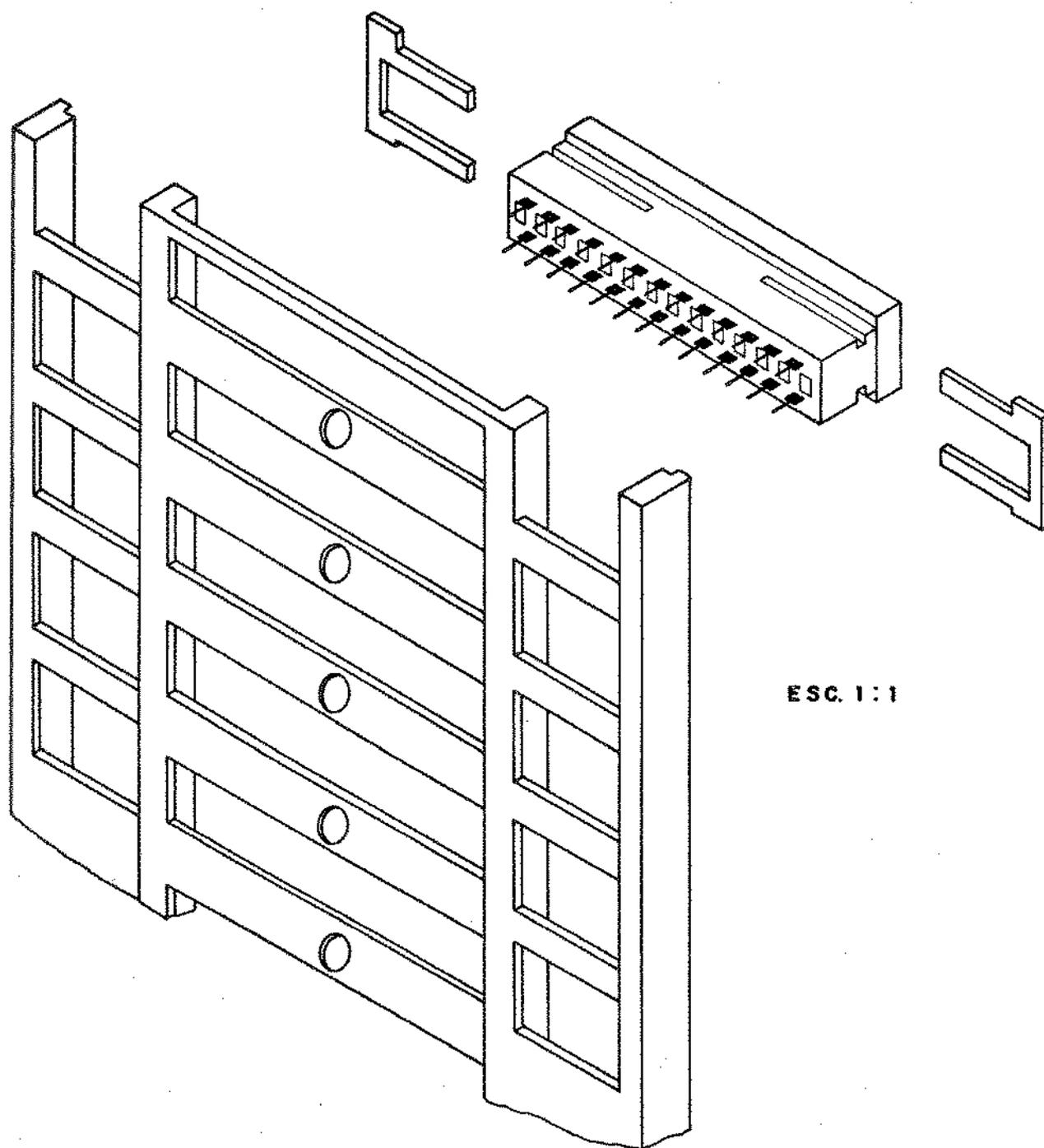


Figura 2.6b - Fixação do conector linear na perfuração da grade metálica.

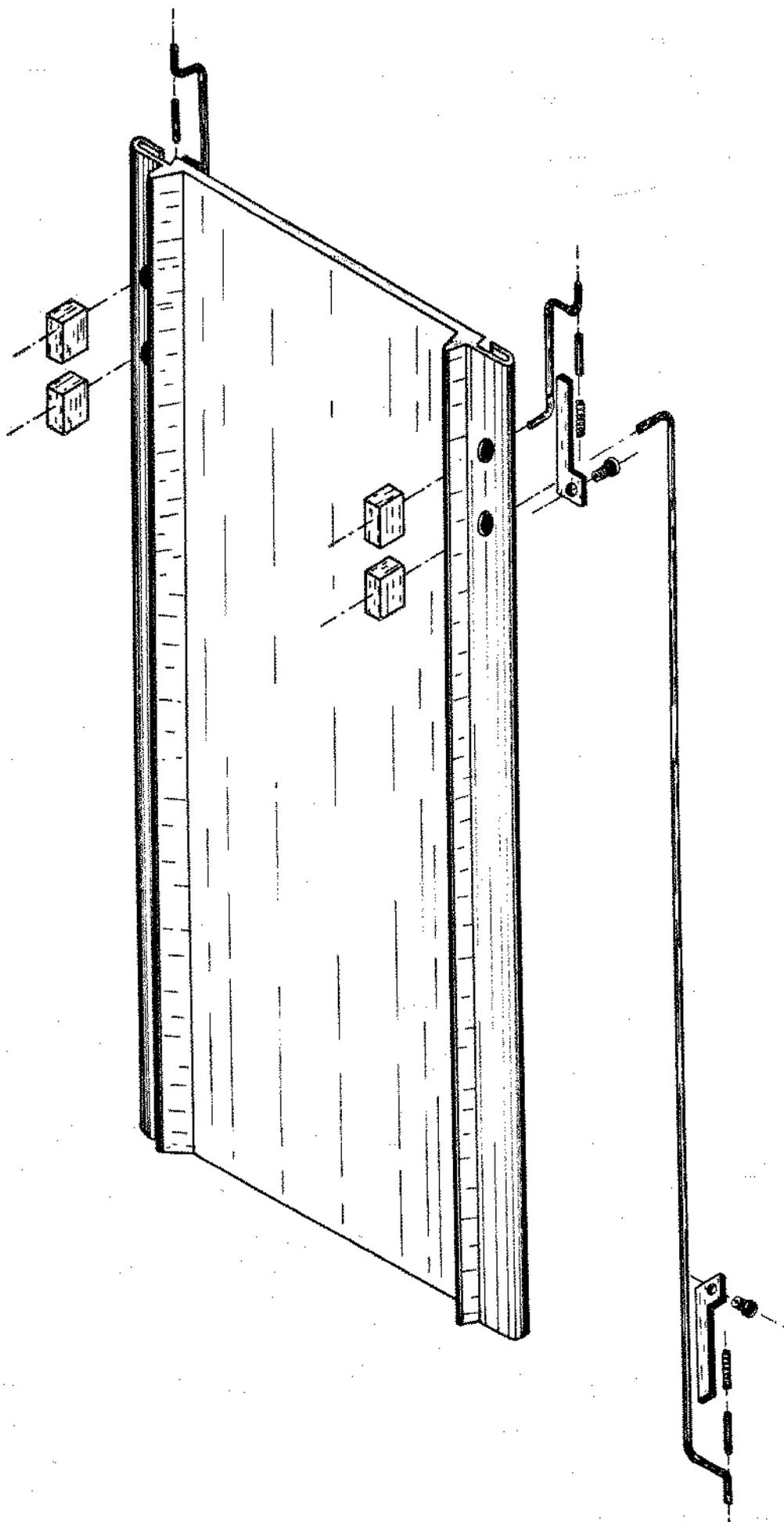


Figura 2.7 - A porta da gaveta de sub-bastidor.

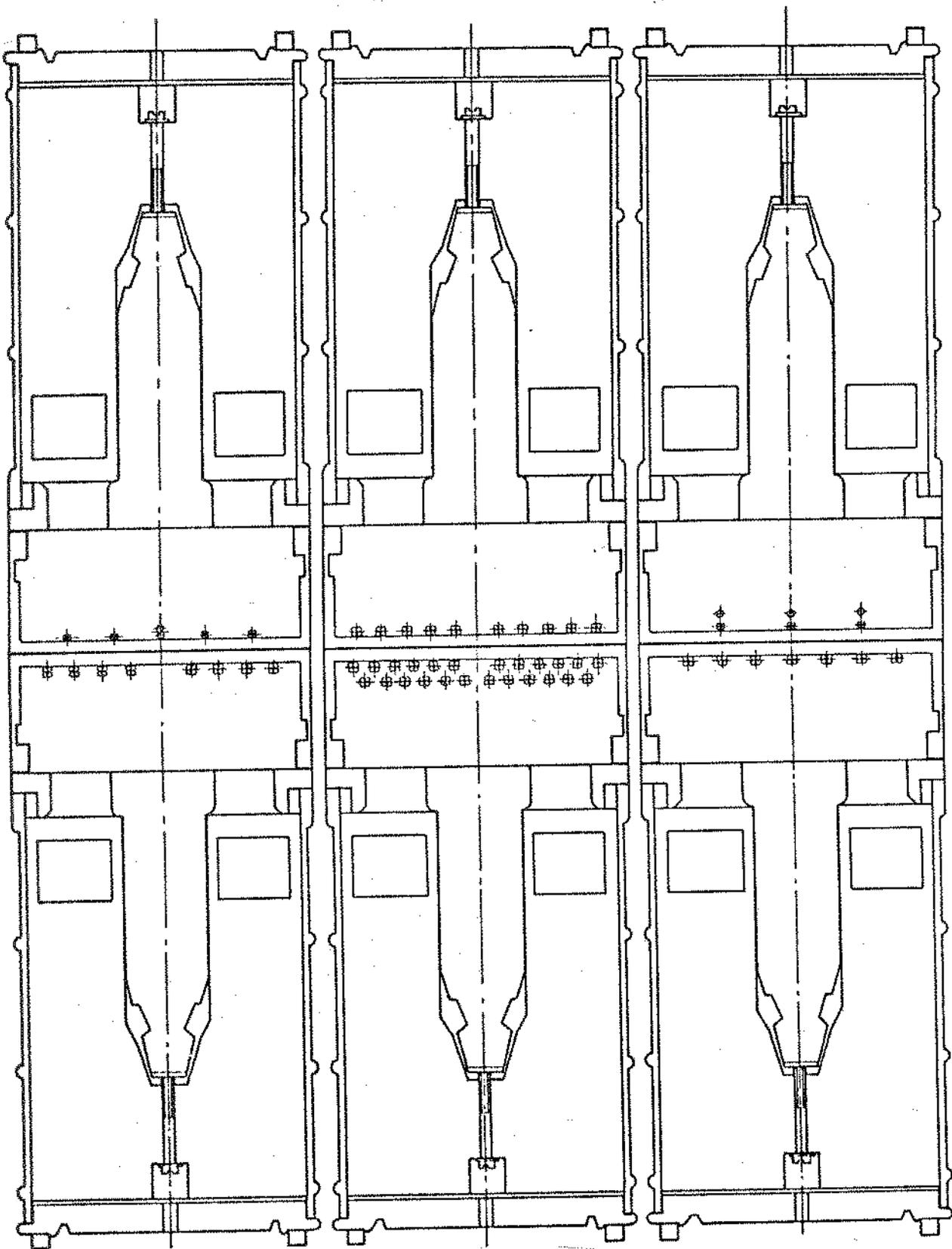


Figura 2.8 - Planta de colunas da MVP em fileira dupla.

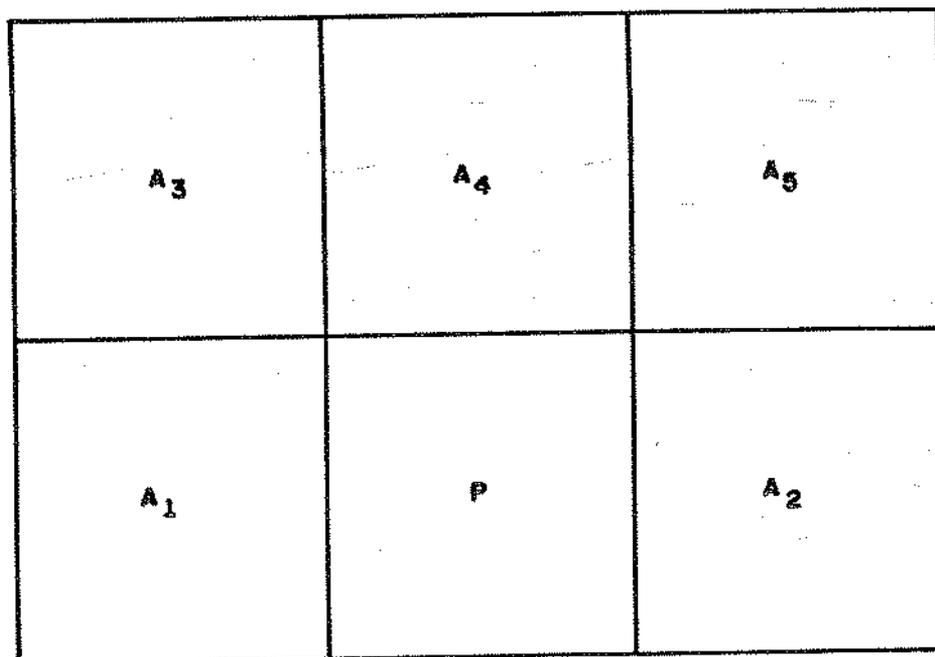
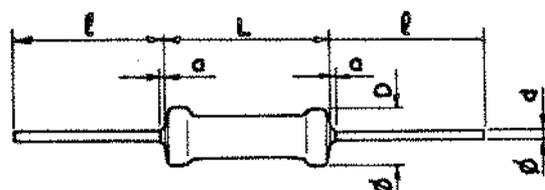


Figura 2.9 - Disposição das colunas da MVP no laboratório TELEBRÁS-UNICAMP.



$$D_{\text{máx}} = 2.5 \text{ mm} \quad L_{\text{máx}} = 6.5 \text{ mm}$$

$$l = 28 \pm 2 \text{ mm} \quad d = 0.6 \text{ mm} \quad a_{\text{máx}} = 1 \text{ mm}$$

Figura 2.10 - Os resistores utilizados na placa de circuito impresso da coluna principal.

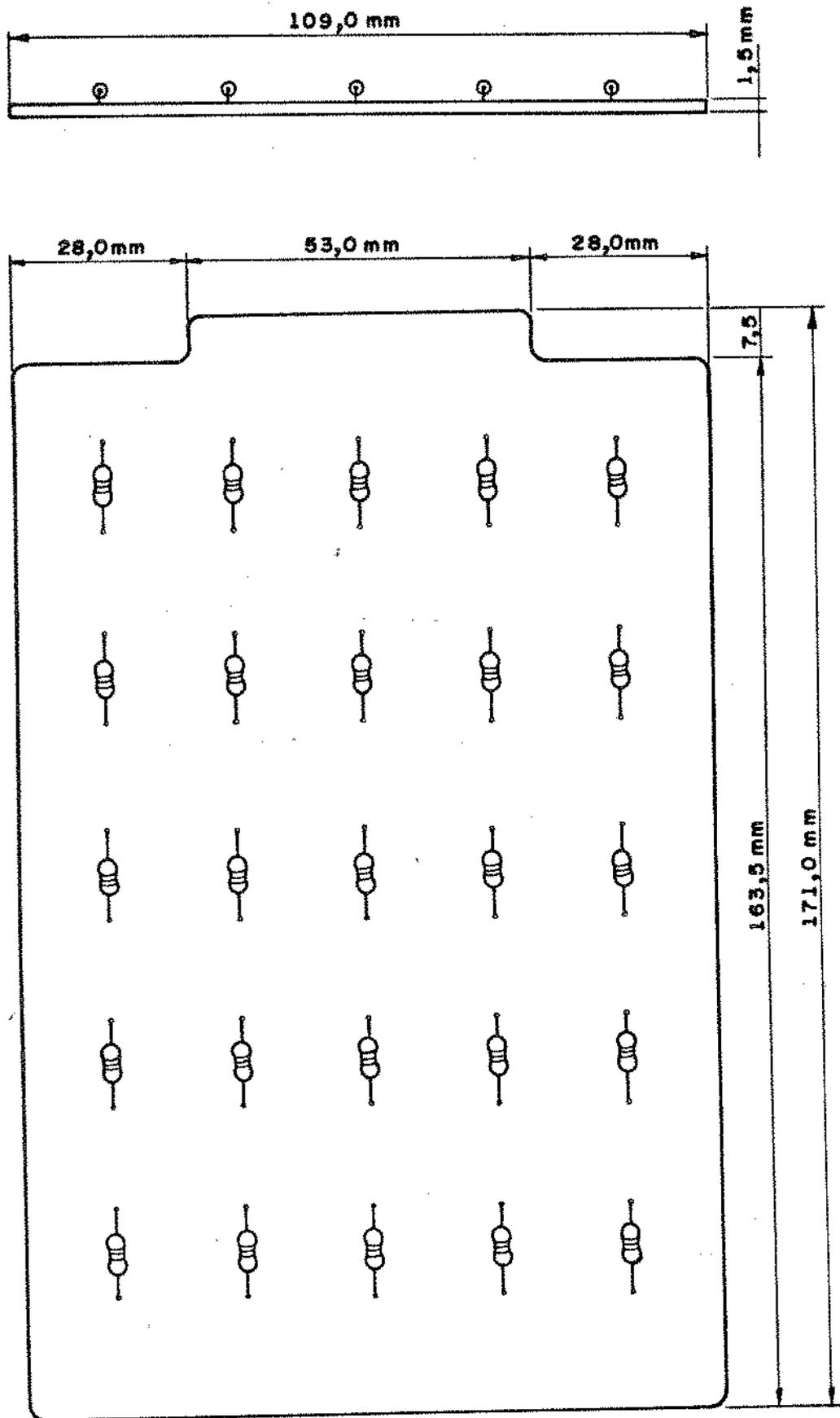


Figura 2.11 - A placa de circuito impresso utilizada para estudos térmicos.

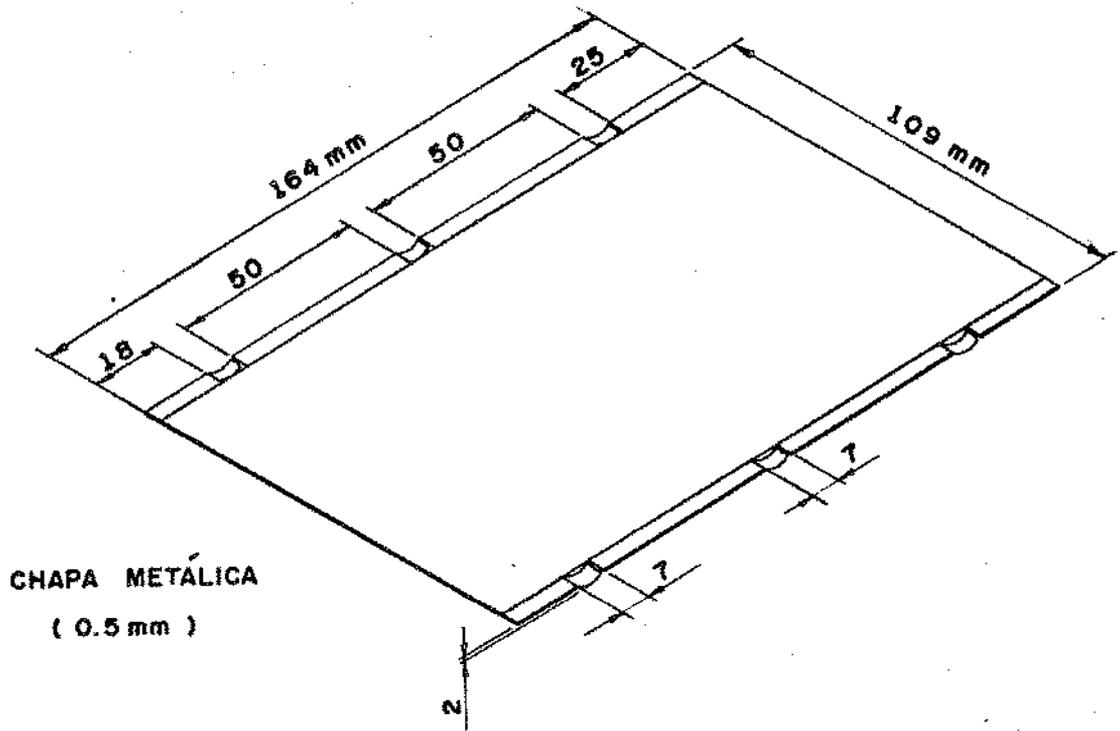


Figura 2.12 - A blindagem magnética.

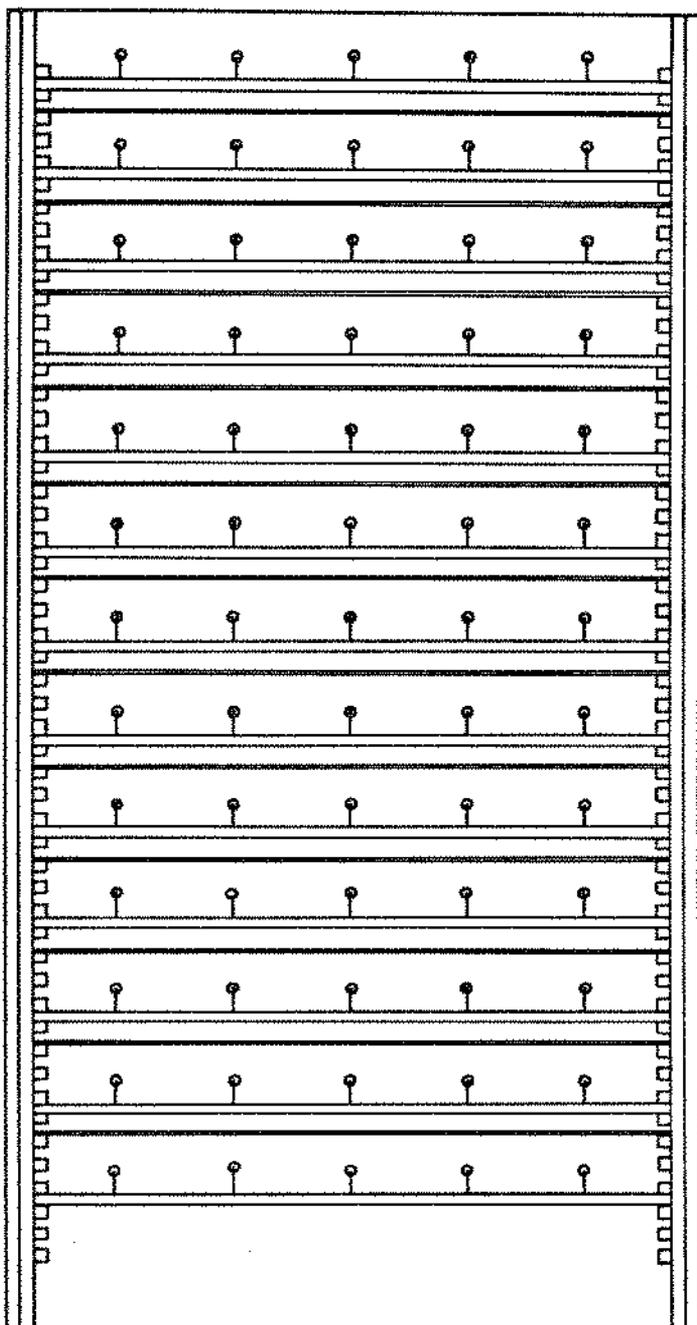


Figura 2.13 - Placas de circuito impresso e blindagens magnéticas inseridas na gaveta de sub-bastidor.

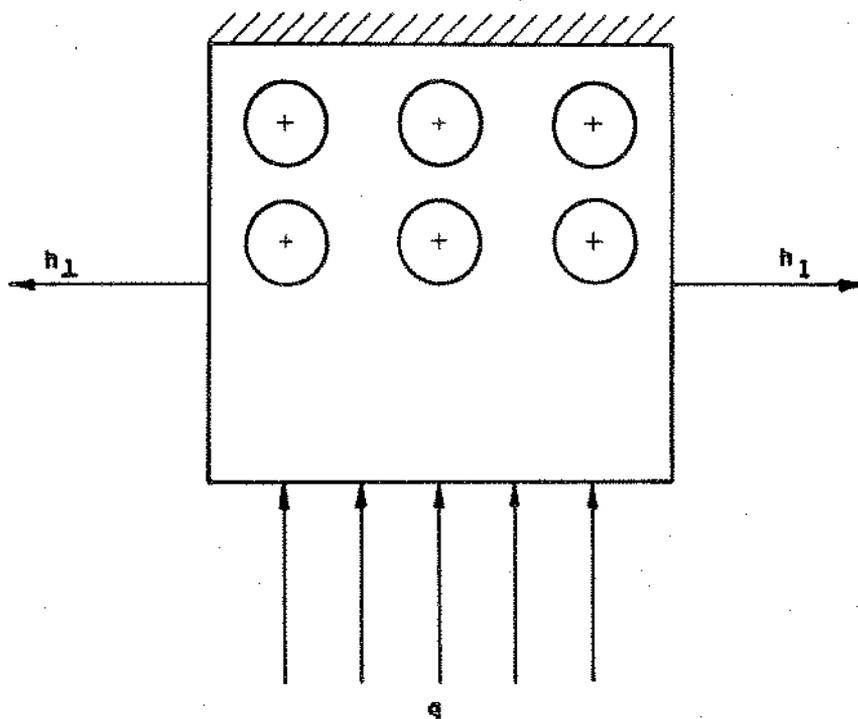


Figura 2.14 - Esquema representativo das condições de troca térmica no duto traseiro.

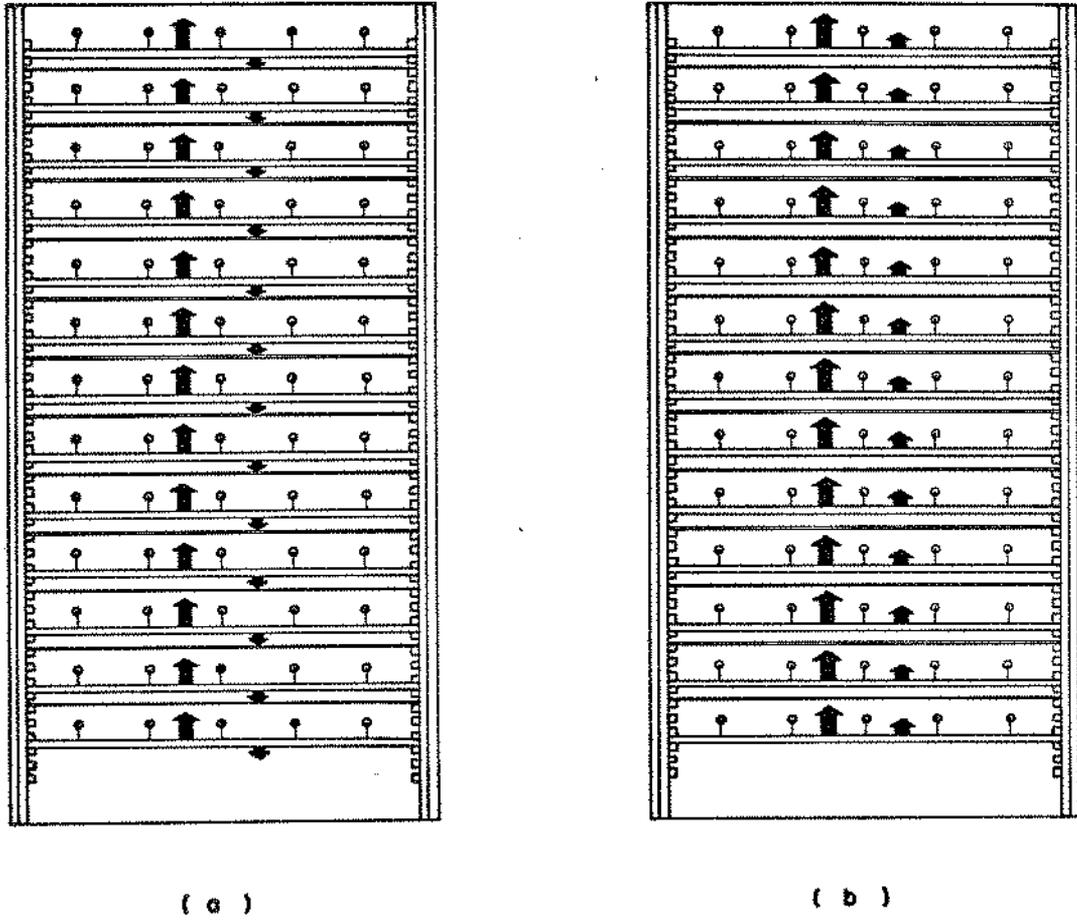


Figura 2.15 - Trocas térmicas entre placas e blindagens:
(a) Troca real e (b) Troca hipotética.

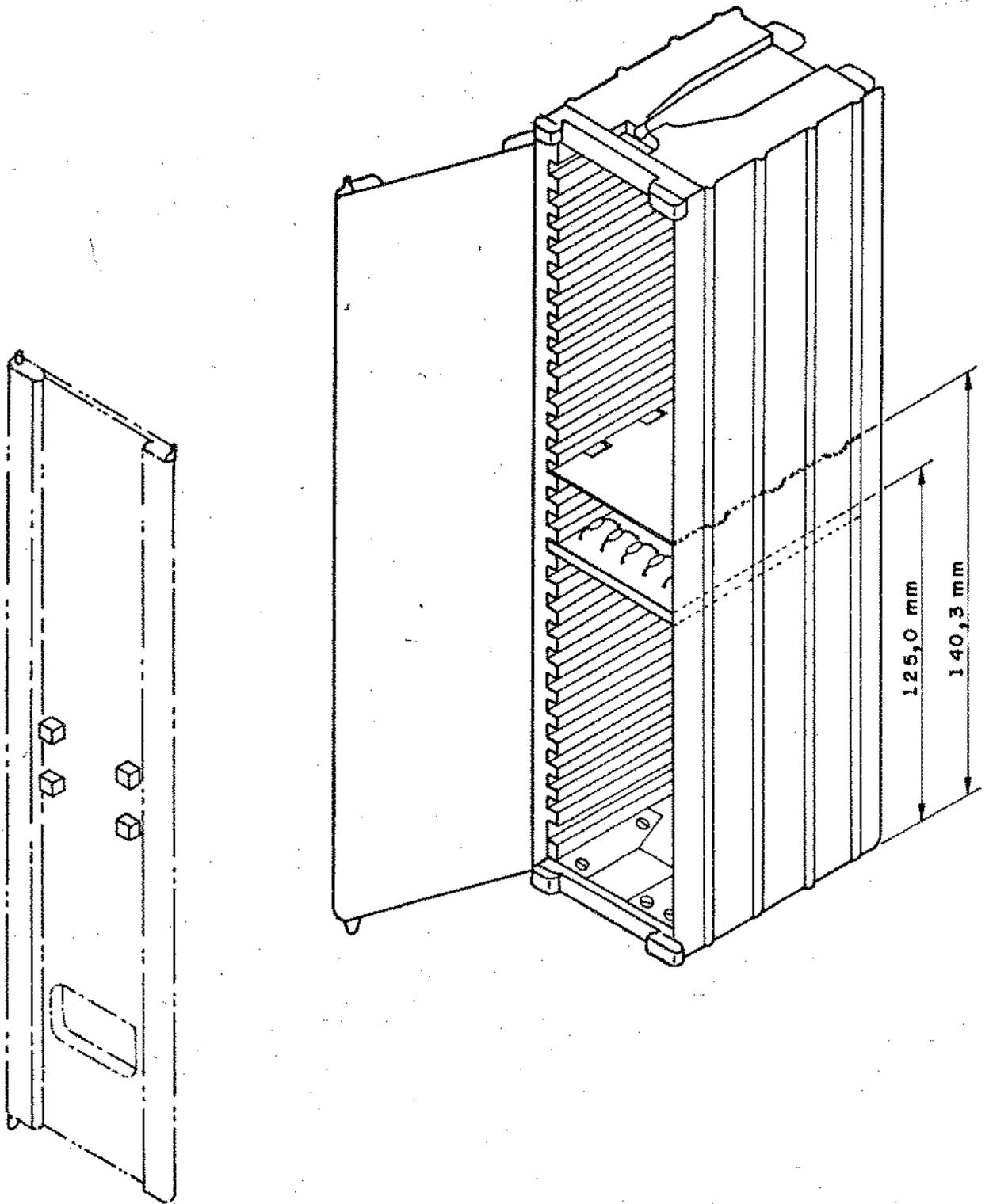


Figura 2.16 - A unidade térmica da MVP.

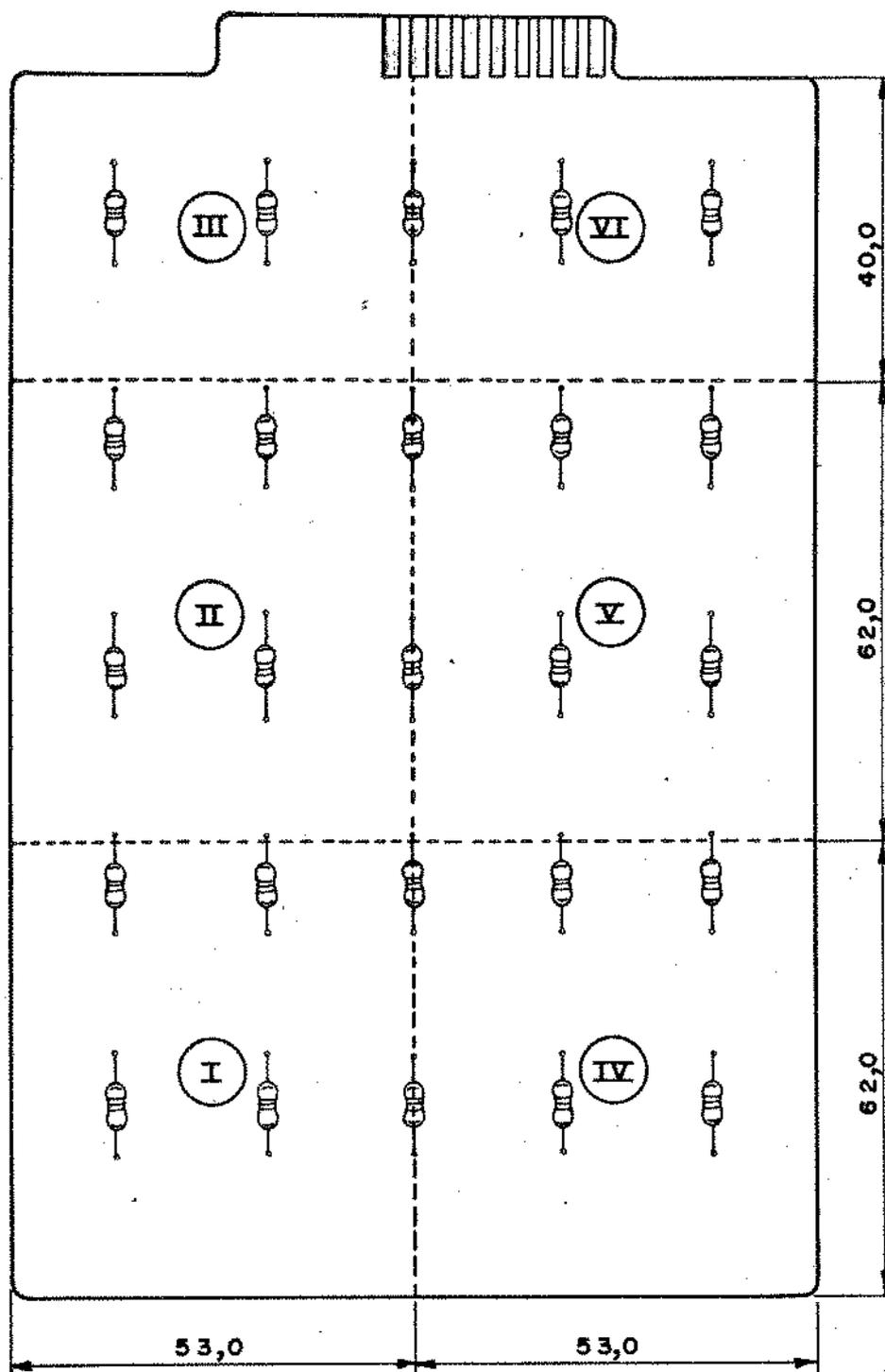


Figura 2.17 - Divisão da placa de circuito impresso em regiões de simulação.

Tabela 2.1 - Propriedades termofísicas dos materiais da gaveta independente de sub-bastidor.

PEÇA	MATERIAL	K [W/m °C]	ε
PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO	RESISTORES	—	0,90 [57]
	BASE ISOLANTE	0,260 [31]	0,90 [37]
	CIRC. IMPRESSO	382 [35]	—
BLINDAGEM MAGNÉTICA	ACO SAE 1060, REVESTIMENTO DE TINTA A BASE DE POLIAMIDA ELETRÓSTATICA	46,7 [41] ACO SAE 1060	0,90 [57] TINTA BRANCA
PAREDES LATERAIS	ALUMÍNIO SAE 305 (LIGA A 13, ASTM), ANODIZADO EM ÁCIDO SULFÚRICO	121 [2]	0,95 [9]
PORTA	ALUMÍNIO ABNT 66050/T5 (LIGA 6063, ASTM) ANODIZADO EM ÁCIDO SULFÚRICO	209 [2]	0,95 [9]
	GRADE	ALUMÍNIO ABNT 66050 / T5 (LIGA 6063, ASTM)	209 [2]
PAREDE TRASEIRA	CONECTOR LINEAR	0,19 [31]	—
		VIDRO E RETARDANTE DE CHAMA	—

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DOS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA
GAVETA INDEPENDENTE DE SUB-BASTIDOR

3.1. INTRODUÇÃO

A energia térmica gerada nos resistores percorre diversos caminhos até chegar ao ambiente onde é dissipada, coexistindo na gaveta independente de sub-bastidor os três modos de transferência de calor.

Partindo do resistor, uma fração da energia é irradiada para as superfícies constituintes da unidade térmica, uma outra fração é transferida por convecção para a blindagem principalmente, e uma terceira parcela da energia é conduzida pelos terminais até a placa de circuito impresso.

Os trilhos de cobre impressos na placa de circuito e a própria epóxi conduzem a energia até as paredes da unidade térmica, com as quais a placa se liga termicamente através de resistências de contato. Deve-se lembrar que uma parte do calor recebido dos terminais do resistor é transferida por radiação e condução através de um filme de ar da epóxi para a blindagem magnética pertencente à unidade térmica inferior; no entanto, a hipótese de repetição infinita das unidades térmicas apresentada no capítulo precedente permitiu o enquadramento deste fluxo na própria unidade em que ele foi gerado.

A energia que chega até a blindagem prossegue por condução através do material desta e resistências de contato posteriores até as paredes da unidade térmica.

Visto não haver escoamento de ar no interior deste equipamento devido às características particulares de sua geometria, toda a energia gerada nos resistores deve atravessar obrigatoriamente suas paredes externas antes de atingir o sumidouro onde será dissipada. Existem resistências de contato e de condução unin-

do termicamente estas paredes entre si, as quais obedecem condições de contorno específicas do estudo ora realizado, relativas a sua troca de calor com o ambiente.

A porta troca calor por convecção com o ar ambiente e irradia energia para as paredes da sala onde está acondicionado o equipamento. As paredes laterais podem estar sujeitas às mesmas condições ou ser isoladas para simular, tanto quanto possível, o efeito da justaposição de várias colunas de sub-bastidor operando simultaneamente.

Neste estudo inicial, onde busca-se a compreensão dos mecanismos de transferência de calor internos à unidade térmica da MVP, a parede traseira será mantida sempre isolada em decorrência da complexidade dos seus mecanismos de troca térmica com o ambiente externo, que justificam um estudo em separado da condição de contorno ali presente no equipamento completo.

Os caminhos térmicos anteriormente identificados devem ser interligados de maneira consistente, formando um quadro representativo do comportamento global do equipamento quanto à dissipação do calor. Cumpre-se assim o primeiro passo no sentido da obtenção de uma modelagem capaz de prever o campo de temperaturas no sistema em cada condição de operação, evitando desta forma que placas de circuito impresso reais sejam danificadas ou que se necessite de ensaios térmicos experimentais preliminares para o conhecimento prévio da distribuição de temperaturas. Este procedimento traduz-se em ganho de tempo e menor custo do sistema.

A viabilidade de um empacotamento eletrônico denso é decidida pela máxima sobretemperatura (§ 1.4.3) presente no interior do equipamento prevista pela modelagem de maneira que todos os componentes eletrônicos operem em temperaturas inferiores àquelas que causam a sua inutilização ou diminuem a sua vida útil.

Uma vez decidido que um determinado grau de empacotamento é possível, a distribuição de temperaturas fornecida pela modelagem pode ser usada para o posicionamento de componentes eletrônicos mais sensíveis termicamente em regiões menos aquecidas da placa de circuito impresso.

A modelagem pode ser empregada ainda para se verificar o efeito do aperfeiçoamento de determinados caminhos térmicos sobre o comportamento global do sistema. Em outras palavras a modelagem permitirá modificações na estrutura do equipamento visando condições de dissipação da energia mais favoráveis, ou mesmo que se chegue à conclusão de que determinado aspecto da geometria do sistema é inviável termicamente.

3.2. CIRCUITOS TÉRMICOS E A ANALOGIA ELÉTRICA

Se os problemas em dois ou mais campos da ciência puderem ser descritos pelas mesmas equações, estes campos são ditos "análogos" [51]. Para se resolver um problema em um campo (sistema principal), realizam-se experimentos no campo análogo (sistema análogo) e os resultados são interpretados em termos do sistema principal. Ao se resolver um problema pelo método da analogia, geralmente há uma correspondência biunívoca entre os elementos do sistema análogo e aqueles do sistema principal.

A analogia elétrica é a mais usada nos problemas de transferência de calor. A equação da condução, escrita para o caso unidimensional de uma barra isolada homogênea e isotrópica, é

$$K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = C_p \rho \frac{dT}{dt} \quad (3.1)$$

Em um condutor elétrico não-indutivo, a relação entre voltagem (E), espaço e tempo é dada por:

$$\frac{1}{\rho_e} \frac{\partial^2 E}{\partial x^2} = C_e \frac{dE}{dt} \quad (3.2)$$

Verifica-se que as duas equações são idênticas. Portanto, pode-se usar um condutor elétrico como um sistema análogo a

uma barra condutora de calor (sistema principal). Posto que é trabalhoso e demorado obter condutores elétricos equivalentes a cada caso térmico, divide-se o sistema térmico em seções e admite-se que suas propriedades estejam concentradas no centro de cada seção. Torna-se assim possível a construção do sistema elétrico análogo apenas com componentes de fácil obtenção.

O procedimento para a solução de um problema através do método da analogia é o seguinte:

- . Reconhecimento do sistema principal;
- . Escolha do sistema análogo (estabelecido com base na identidade de equações);
- . Substituição do sistema principal contínuo por um sistema concentrado e construção do sistema análogo;
- . Tomada de medidas no sistema análogo concentrado;
- . Interpretação dos resultados em termos do sistema contínuo principal.

A interligação dos caminhos térmicos já enumerados resulta em um sistema tridimensional ao qual pode-se associar uma malha elétrica resistiva, pois a resistência a um fluxo de calor corresponde a resistência à passagem de corrente elétrica, uma analogia clara entre a lei de Ohm para circuitos elétricos e a lei de Fourier para condução unidimensional em regime permanente:

$$i = \frac{\Delta E}{R_e} \quad (3.3)$$

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{l}{kA}} \quad (3.4)$$

Esta analogia é prontamente estendida para as trocas térmicas radiantes e convectivas pela simples definição da resistência em cada caso.

Neste trabalho, não se chegou a construir o sistema elétrico análogo; ele foi resolvido apenas teoricamente através das equações básicas da eletricidade. Aplicaram-se a lei de Kirchhoff da conservação da corrente em um nó e a lei de Ohm.

Na solução obtida, os resultados foram fornecidos diretamente em temperaturas e fluxos de calor, porquanto as equações da eletricidade já foram escritas em termos das grandezas do sistema térmico principal.

Circuitos elétricos complexos como a malha resistiva associada ao sistema térmico em questão e mostrada na Fig. 3.1, discutida mais adiante, são resolvidos mais facilmente com o auxílio de uma matriz de incidência \vec{A} , escrita pela modificação de uma matriz de incidência aumentada [15].

Em uma matriz de incidência aumentada, cada linha corresponde a um nó do circuito elétrico e cada coluna a um ramo, entendendo-se por ramo o caminho estabelecido por um dispositivo condutor e por nó o ponto de ligação entre dois ou mais destes dispositivos. Os elementos da matriz serão 0, +1 ou -1, respectivamente, se o ramo não incide no nó, se a corrente no ramo sai do nó ou se ela entra no nó. Evidentemente, a soma dos elementos de cada coluna desta matriz é nula, pois cada ramo sai de um nó e entra em outro. Então, sem se perder informação, pode ser suprimida uma linha da matriz (correspondente, por exemplo, ao terra), obtendo-se a matriz de incidência \vec{A} .

Chamando de i_1, i_2, \dots, i_n as correntes nos "n" dispositivos condutores que compõem um circuito, pode-se escrever um vetor coluna \vec{i} destas correntes.

A lei de Kirchhoff da conservação da corrente em um nó pode ser escrita para os vários nós de um circuito elétrico sob a forma matricial, a partir de sua matriz de incidência e do seu vetor coluna de correntes:

$$\vec{A} \cdot \vec{i} = \vec{0} \quad (3.5)$$

A matriz de incidência e o vetor coluna das correntes associados à malha da Fig. 3.1 serão discutidos oportunamente; por ora, é suficiente dizer que a Eq. (3.5) foi usada na obtenção das expressões para as taxas líquidas de transferência de calor nos diversos nós da malha térmica.

A analogia mencionada para a lei de Ohm permitiu substituir as correntes nas equações acima pelas expressões dos fluxos de calor, de sorte que esta lei básica da eletricidade pôde ser escrita em termos das grandezas da transferência de calor.

3.3. PROPOSIÇÃO DE UM MODELO

O reconhecimento dos vários caminhos existentes para o fluxo de calor na unidade térmica da MVP leva à elaboração de uma malha resistiva bastante complexa, cuja representação gráfica seria excessivamente trabalhosa e pouco esclarecedora pelos muitos ramos a serem desenhados. Optou-se então pela apresentação da malha térmica simplificada onde sempre que possível, resistências atuando em série ou em paralelo são vistas já somadas (Fig. 3.1). Também não estão representadas as resistências associadas às trocas radiantes no interior da unidade térmica. O significado físico de cada ramo e não mostrados encontra-se na nomenclatura utilizada, e o equacionamento dos fluxos de calor por eles representados será feito adiante, neste mesmo capítulo.

A primeira dificuldade de frontada no equacionamento das trocas térmicas foi o tratamento a ser dispensado aos fluxos de energia radiante no interior da cavidade constituída pelas superfícies da unidade térmica. Os resistores, componentes onde é gerada a energia, a rigor deveriam ser tratados como elementos distintos da placa de circuito impresso. Entretanto, isto criaria a necessidade de cálculo de fatores de forma de radiação elaborados e elevaria sobremaneira o número de nós da malha, virtualmente inviabilizando a resolução do sistema de equações correspondente.

A divisão da placa de circuito impresso em regiões de simulação, com um resistor imaginário simulando um grupo de resis

tores reais, reduz o número de nós da malha, embora não elimine a necessidade de cálculo dos fatores de forma.

Caso os resistores estivessem no mesmo plano da epóxi e a geração de calor ocorresse em toda a área deste plano ao invés de pontos isolados, o modelo de troca radiante entre superfícies cinzas, isotérmicas e de radiosidade uniforme [57] seria o método natural de equacionamento do problema. Dada a inviabilidade de se considerar os resistores distintamente, optou-se pela aplicação do método das radiosidades acima como uma maneira simplificada de tratar a placa de circuito impresso.

O conjunto formado pela base de epóxi e trilhos de cobre mais os resistores foi imaginado como um plano fictício coincidente com o plano da epóxi no qual são projetados os resistores, ou seja, os resistores são admitidos como pertencendo ao plano da epóxi. Da mesma forma que a placa de circuito impresso no capítulo anterior, este plano fictício foi dividido em regiões de simulação, com temperaturas iguais à média, ponderada pela área, das temperaturas dos resistores e da temperatura da epóxi. O número de nós da malha se reduz, já que o número de nós correspondente à placa é o próprio número de regiões de simulação em que foi dividido o plano fictício. O cálculo dos fatores de forma, embora trabalhoso, é factível.

O plano fictício a que foi reduzida a placa de circuito impresso, a blindagem magnética acima dela e as porções das paredes externas por elas delimitadas constituem uma cavidade passível de tratamento pelo método apresentado em [57], já que o ar confinado no seu interior não participa das trocas radiantes, sendo transparente à radiação na faixa de temperaturas envolvidas.

As temperaturas obtidas para as regiões da placa são interpretadas como temperaturas médias ponderadas, cujo posterior desdobramento em temperatura dos resistores e temperatura da epóxi segue método de cálculo descrito adiante.

Descreve-se a seguir o modelo de troca radiante entre as superfícies cinzas, isotérmicas e de radiosidade uniforme que constituem a cavidade de interesse no problema analisado. Maiores detalhes do método podem ser encontrados na referência citada.

Em engenharia, os cálculos de troca térmica radiante admitem normalmente que as superfícies envolvidas são cinzas, ou seja, sua emitância é igual à absortância - $\epsilon = \alpha$. Quando as radiações emitida e incidente estiverem contidas na mesma faixa de comprimento de onda e a emitância monocromática for razoavelmente constante nesta faixa, a hipótese de corpo cinzento é razoável.

As temperaturas de operação do equipamento em estudo levam a comprimentos de onda contidos em uma faixa estreita da radiação infravermelha, de tal modo que a hipótese de corpo cinzento pode ser aplicada. Quanto à variação da emitância espectral, não se dispo de dados para todas as superfícies envolvidas, optou-se por manter a hipótese anterior, uma vez que sua não aceitação acarretaria complicações adicionais e a faixa de comprimento de onda é pequena.

A hipótese de superfícies isotérmicas é observada na medida em que os materiais destas possuem altos valores de condutividade térmica, exceto pela placa de circuito impresso. Contudo, a subdivisão desta em regiões de simulação torna plausível a manutenção da hipótese.

Supõe-se ainda que as radiações emitida e refletida de qualquer superfície distribuem-se difusamente, e que a radiosidade de todas as superfícies são constantes ao longo de sua extensão. Estas suposições permitem simplificações consideráveis no equacionamento das trocas radiantes.

A cavidade mostrada na Fig. 3.2 representa a unidade térmica da MVP, onde foi adotada a seguinte nomenclatura:

- I, II, III, IV, V e VI - regiões de simulação do plano fictício
- VII - porta
- VIII e IX - laterais esquerda e direita, respectivamente
- X - parede traseira
- XI - blindagem magnética

Se a temperatura de uma dada superfície for especificada, a relação entre a sua radiosidade B e a sua taxa líquida de

transferência de calor Q é dada pela seguinte equação:

$$B_i = \sigma T_i^4 - \left(\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i} \right) \frac{Q_i}{A_i}, \quad (3.6)$$

onde o índice "i" refere-se à superfície em questão.

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

$$B_i = \epsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \epsilon_i) \sum_{j=1}^{n-1} B_j F_{i-j} \quad (3.7)$$

A Eq. (3.7) pode ser reescrita de forma adequada à analogia elétrica:

$$\sum_{j=1}^n \frac{B_j - B_i}{(A_i F_{i-j})^{-1}} + \frac{\sigma T_i^4 - B_i}{\left(\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i A_i} \right)} = 0 \quad (3.8)$$

As radiosidades B e os poderes emissivos σT^4 são análogos a voltagens e as quantidades $\frac{1}{AF}$ e $\frac{1 - \epsilon}{\epsilon A}$ a resistências. Então, termos do tipo

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

são identificados como correntes. Além disso, a taxa líquida de transferência de calor Q_i presente na Eq. (3.6) também representa uma corrente.

A combinação das Eqs. (3.6) e (3.8) resulta em

$$\sum_{j=1}^n \frac{B_j - B_i}{(A_i F_{i-j})^{-1}} + Q_i = 0 \quad (3.9)$$

A Eq. (3.9) expressa a conservação da corrente em um nó. Cada termo do somatório representa uma corrente (fluxo radiante) fluindo do nó "j" para o nó "i", e Q_i representa uma corrente fluindo para o nó "i" de uma fonte externa de corrente, onde o termo fonte externa de corrente refere-se a qualquer fluxo de calor não integrante das radiações no interior da cavidade.

Escrevendo-se a Eq. (3.9) para cada uma das superfícies que compõem a unidade térmica, obtém-se um sistema de n equações lineares e não-homogêneas para as n radiosidades B .

Na unidade térmica da MVP, ocorrem trocas de calor por convecção, radiação e condução. As resistências térmicas associadas às trocas por convecção e radiação para o ambiente são funções das temperaturas envolvidas, ao passo que para a condução a resistência é constante, se a condutividade térmica do material for considerada invariável na mesma faixa de temperaturas.

O sistema de equações obtido pela aplicação da Eq. (3.9) às superfícies da cavidade, linear para as radiosidades, é não-linear para as temperaturas, como pode ser verificado pela Eq. (3.6). Este fato, da mesma maneira que dependência funcional de algumas resistências térmicas relativamente às temperaturas em que operam, torna imperioso o uso de um processo iterativo para o cálculo do campo de temperaturas no equipamento, objetivo último desta modelagem.

3.4. SISTEMA DE EQUAÇÕES E PROCESSO ITERATIVO

O sistema de equações gerado pela aplicação da Eq. (3.9) às onze superfícies que compõem a cavidade em estudo é:

$$\sum_{j=1}^{11} \frac{B_j - B_i}{(A_{iF_{i-j}})^{-1}} + Q_i = 0, \quad 1 < i < 11 \quad (3.10)$$

Como já foi mencionado anteriormente, a aplicação da lei de Kirchhoff da conservação da corrente em um nó a circuitos elétricos complexos torna-se mais simples com a utilização da matriz de incidência e do vetor coluna das correntes associados.

A observação da Eq. (3.10) mostra que os fluxos radiantes no interior da cavidade são equacionados separadamente dos demais, os quais são vistos como condições de contorno nas superfícies. Por este motivo, não se desenharam os fluxos radiantes internos na malha da Fig. 3.1; os conceitos de matriz de incidência e vetor de correntes foram utilizados apenas para se encontrar as expressões das taxas líquidas de transferência de calor Q_i para posterior introdução na Eq. (3.10).

A aplicação da Eq. (3.10) a um nó "i" qualquer encerra a seguinte convenção de sinais:

$$\frac{B_j - B_i}{(A_{iF_{i-j}})^{-1}} > 0, \quad \text{corrente fluindo para o nó "i"}$$

$$Q_i > 0, \quad \text{corrente fluindo para o nó "i"}$$

As taxas líquidas de transferência de calor são compostas pelas várias taxas por convecção, condução e radiação para o ambiente, denominadas genericamente de " cic_{i-j} ", e pela energia gerada nos resistores, " qp_i ". Para que haja compatibilidade entre estes elementos e a Eq. (3.10), a convenção de sinais citada inicialmente para a matriz de incidência foi alterada, de maneira que neste trabalho adotou-se:

$$cic_{i-j} \equiv \begin{cases} -1, & \text{corrente saindo do nó em questão} \\ +1, & \text{corrente entrando no nó em questão} \end{cases}$$

$qp_i \equiv + 1$, corrente entrando no nó "i" vinda do "terra"

A matriz de incidência aumentada referente à malha da Fig. 3.1, escrita segundo esta nova convenção de sinais, encontra-se no Anexo 1. A eliminação da linha correspondente ao nó XII, ambiente de operação ou terra, fornece a matriz de incidência que, multiplicada pelo vetor coluna das correntes, resulta nas expressões das taxas líquidas de transferência de calor em cada superfície da unidade térmica. São elas:

$$\text{I} \quad Q_1 = qp_1 + cic_{2-1} + cic_{4-1} - cic_{1-7} - cic_{1-8} - cic_{1-11} \quad (3.11a)$$

$$\text{II} \quad Q_2 = qp_2 + cic_{5-2} - cic_{2-1} - cic_{2-3} - cic_{2-8} - cic_{2-11} \quad (3.11b)$$

$$\text{III} \quad Q_3 = qp_3 + cic_{2-3} + cic_{6-3} - cic_{3-8} - cic_{3-11} - cic_{3-10} \quad (3.11c)$$

$$\text{IV} \quad Q_4 = qp_4 + cic_{5-4} - cic_{4-9} - cic_{4-7} - cic_{4-1} - cic_{4-11} \quad (3.11d)$$

$$\text{V} \quad Q_5 = qp_5 - cic_{5-2} - cic_{5-6} - cic_{5-9} - cic_{5-4} - cic_{5-11} \quad (3.11e)$$

$$\text{VI} \quad Q_6 = qp_6 - cic_{6-3} - cic_{6-9} + cic_{5-6} - cic_{6-11} - cic_{6-10} \quad (3.11f)$$

$$\text{VII} \quad Q_7 = cic_{11-7} + cic_{1-7} + cic_{4-7} - cic_{7-12} + cic_{8-7} + cic_{9-7} \quad (3.11g)$$

$$\text{VIII} \quad Q_8 = cic_{11-8} + cic_{1-8} + cic_{2-8} + cic_{3-8} - cic_{8-12} - cic_{8-7} + cic_{10-8} \quad (3.11h)$$

$$\text{IX} \quad Q_9 = cic_{11-9} + cic_{4-9} + cic_{5-9} + cic_{6-9} - cic_{9-12} - cic_{9-7} + cic_{10-9} \quad (3.11i)$$

$$\text{X} \quad Q_{10} = -cic_{10-8} - cic_{10-9} + cic_{3-10} + cic_{6-10} \quad (3.11j)$$

$$\text{XI} \quad Q_{11} = cic_{1-11} - cic_{2-11} + cic_{3-11} + cic_{4-11} + cic_{5-11} + cic_{6-11} + \\ - cic_{11-7} - cic_{11-8} - cic_{11-9} \quad (3.11l)$$

Quando o equipamento em análise atingir o equilíbrio térmico, os fluxos de energia radiante deverão ser iguais à taxa líquida de transferência de calor em uma dada superfície. Por conseguinte, na condição de regime permanente, a taxa líquida de transferência de calor calculada através de equações de condução, convecção e radiação externa deve igualar os fluxos de energia radiante determinados através das radiosidades. Estabelece-se, assim, um processo iterativo, cujos passos básicos são descritos a seguir:

- . Admite-se um campo inicial de temperaturas T_i ;
- . A partir das temperaturas T_i , calculam-se os valores das resistências dependentes da temperatura de operação, cujas expressões são dadas adiante;
- . De posse dos valores das resistências e das temperaturas T_i , calculam-se as correntes nos vários ramos da malha térmica, exceto aquelas que representam as trocas radiantes internas à cavidade;
- . Substituem-se os valores das correntes obtidos no item anterior nas Eqs. (3.11), chegando-se às taxas líquidas de transferência de calor Q_i nas várias superfícies;
- . Os valores de Q_i e T_i permitem a obtenção dos valores das radiosidades B_i em todas as superfícies da cavidade pela substituição na Eq. (3.6);
- . Introduzem-se os valores de B_i e Q_i na Eq. (3.10) para verificação do balanço entre os fluxos líquido e radiante em cada superfície;
- . Os resíduos obtidos no item anterior a partir de um campo de temperaturas hipotético permitem que se façam correções nestas mesmas temperaturas, voltando-se ao segundo item do procedimento.

As Eqs. (3.11), (3.6) e (3.10) constituem um sistema de equações algébricas não homogêneas e não-lineares, cujas incógnitas são as temperaturas nos diversos nós da malha térmica. O pro-

cesso iterativo utilizado para resolvê-lo empregou o método de Newton-Raphson para a convergência das equações a partir dos resíduos mencionados no último item do procedimento básico.

Trata-se a seguir do processo iterativo em maiores detalhes; as expressões das resistências térmicas foram deixadas para o final do capítulo devido à complexidade e amplitude dos conceitos envolvidos.

3.5. MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO

A solução numérica do sistema de equações não-lineares formado pelas Eqs. (3.11), (3.6) e (3.10) lançou mão do método de Newton-Raphson através de um programa em linguagem FORTRAN baseado em um programa geral para solução de sistemas de equações algébricas não-lineares proposto por Stoecker [60].

O método de Newton-Raphson empregado na solução simultânea do sistema de equações apresenta menos problemas quanto à convergência do que os métodos iterativos de substituição sucessiva, os quais requerem que as equações sejam escritas de forma tal a permitir a solução explícita de alguma variável.

O programa geral proposto por Stoecker para a solução de um sistema de "n" equações não-lineares $y=y(x_1, \dots, x_n)$ a "n" incógnitas segue os seguintes passos:

- Passam-se todos os termos para um único lado em cada equação:

$$y_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$$

$$y_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0;$$

- Admitem-se valores para as variáveis x_1, x_2, \dots, x_n que são substituídos nas equações acima; muito provavelmente, os valores de y_1, \dots, y_n não serão nulos, sendo denominados R_1, \dots, R_n , respectivamente;

- As correções Δx a serem feitas nos valores admitidos para as variáveis são encontradas resolvendo-se o seguinte sistema de equações lineares:

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_1}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_1}{\partial x_n} \Delta x_n \\
 &\quad \vdots \\
 R_n &= \frac{\partial y_n}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_n}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_n}{\partial x_n} \Delta x_n,
 \end{aligned}$$

onde $\Delta x_1 = x_1 - x_{1,\text{novo}}$; $\Delta x_2 = x_2 - x_{2,\text{novo}}$ e assim por diante;

- Se as correções de todas as variáveis forem suficientemente pequenas, os cálculos podem ser encerrados; caso contrário, $x_{1,\text{novo}}$ substituirá x_1 , $x_{2,\text{novo}}$ assumirá o lugar de x_2 , etc., e o processo retornará ao segundo passo do procedimento.

A interpretação geométrica do método de Newton-Raphson pode ser vista na Fig. 3.3. A partir da reestruturação das equações executada no passo 1, procura-se o valor de x para o qual $y(x)$ é nula, ou seja, o ponto no qual a função intercepta o eixo x . A Fig. 3.3 mostra que a correção no valor admitido de x é $R/(dy/dx)$. O processo é repetido, calculando-se a cada iteração novos valores de R e de dy/dx até que se convirja para a solução.

Em suma, o método de Newton-Raphson converte a solução de um sistema de "n" equações não-lineares em um processo iterativo no qual cada iteração requer a solução de um sistema de "n" equações lineares.

A execução em computador dos passos do processo iterativo apontado pode ser esquematizada da seguinte forma:

- Introdução dos valores admitidos para as variáveis;
- Cálculo dos resíduos;
- Cálculo das derivadas parciais;
- Solução do sistema de equações lineares;

- . Confronto entre as correções nas variáveis e algum parâmetro de convergência;
- . Incorporação, caso o critério de convergência não tenha sido satisfeito, dos valores corrigidos das variáveis e subsequente volta ao passo 2.

Em um programa geral de solução, como é o caso do algoritmo usado neste trabalho, deve-se dispor de uma sub-rotina contendo as equações particulares do sistema a ser simulado. Tal sub-rotina será chamada em pontos específicos do programa para o fornecimento das equações necessárias ao cálculo dos resíduos e derivadas parciais (passos 2 e 3).

O algoritmo completo utilizado para a solução do sistema de equações não-lineares representando o fenômeno térmico no equipamento em estudo é apresentado em linguagem FORTRAN no Anexo 2. Consiste ele do programa principal, da sub-rotina das equações particulares do sistema (EQNS), da sub-rotina de cálculo das derivadas parciais (PARDIF) e da sub-rotina GAUSSY para a solução do sistema de equações lineares associado através do método da eliminação de Gauss.

A sub-rotina EQNS contém o sistema de equações não-lineares formado pelas Eqs. (3.11), (3.6) e (3.10), além das expressões das resistências térmicas dependentes da temperatura. As resistências constantes e o campo inicial de temperaturas no equipamento foram inseridos no programa principal.

O presente algoritmo contém aperfeiçoamentos com relação ao programa proposto por Stoeker. Originalmente, à medida que o sistema de equações lineares, a ser resolvido dentro da sub-rotina GAUSSY, se mostrasse linearmente dependente, o cálculo iterativo era encerrado.

Segundo Figueiredo [26], do ponto de vista teórico, o encerramento do cálculo por este motivo não leva em conta a possibilidade do conjunto de equações lineares ser acidentalmente dependente sem que as equações não-lineares originais sejam dependentes, o que poderia decorrer de um conjunto particular de valores aproximativos. A modificação por ele introduzida na sub-rotina GAUSSY faz com que, obtida uma equação dependente, esta equa-

ção seja desconsiderada naquele passo específico e o valor de alguma correção de variável seja arbitrariamente admitido igual a zero. Desta forma, os valores das demais correções podem ser calculados e o processo iterativo tem continuidade, acusando-se a dependência ao usuário.

Do ponto de vista prático, mesmo nos casos em que a dependência resulta de erro efetivo de programação, esta modificação se mostrou útil ao permitir a continuação do processo, fornecendo elementos para busca do erro.

Outra modificação introduzida por Figueiredo [25] no programa original foi o mecanismo de controle do resíduo, o qual visa reforçar a estabilidade do método numérico. Sua ação é impor que os resíduos das equações necessariamente diminuam. Se em algum momento do processo iterativo os resíduos aumentarem, a iteração é parcialmente revertida ao estado anterior e um fator de relaxação não unitário é introduzido. O valor deste fator de relaxação é ajustado automaticamente através de um parâmetro multiplicativo até que os resíduos efetivamente diminuam ou que as iterações sejam interrompidas por ter-se atingido um valor mínimo permitido, indicando divergência das equações. Por outro lado, tenta-se periodicamente aumentar os resíduos em vista de que, à medida que as variáveis tendem para a solução do problema, este fator de relaxação tende a tornar-se desnecessário.

Quando se opera com números exatos, não se cometem erros de arredondamento no decorrer dos cálculos e as transformações elementares, juntamente com as substituições, produzem resultados exatos. Entretanto, na maioria das vezes, os cálculos são aproximados, cometendo-se erros de arredondamento que podem se propagar, chegando mesmo a comprometer os resultados [6]. Uma das técnicas usadas para minimizar a propagação de tais erros é o método da pivotação completa ou pivotamento central, que consiste em fazer com que os multiplicadores para triangularização da matriz dos coeficientes no método da eliminação de Gauss sejam menores que a unidade. Desta maneira minimiza-se a ampliação dos erros de arredondamento nas multiplicações realizadas [20]. Acrescentou-se tal técnica ao algoritmo original.

A sub-rotina PARDIF calcula numericamente o valor das derivadas parciais das equações do sistema, evitando que expressões analíticas destas tenham que ser escritas. Calcula-se o valor da função de interesse para determinado valor de alguma variável, mantendo-se fixas as demais; incrementa-se esta variável de um número suficientemente pequeno e recalcula-se o valor da função. A diferença entre os dois valores dividida pelo incremento fornece o valor da derivada parcial da função com relação à variável incrementada.

No presente trabalho, inseriu-se precisão dupla ao algoritmo inicial com a finalidade de assegurar maior precisão no cômputo das derivadas parciais.

A precisão dupla é um conjunto de comandos [22] destinados a impor ao computador o uso do dobro de casas decimais empregadas em precisão simples. A vantagem deste procedimento é óbvia ao se dividir a diferença entre os valores da função pelo incremento na variável.

Esta discussão do método numérico utilizado procurou salientar aspectos importantes da solução simultânea das equações (Newton-Raphson), bem como apresentar o algoritmo aperfeiçoado como uma ferramenta de resolução confiável e de grande potencialidade. Não se entrou em detalhes da lógica computacional, visto que, além de exaustiva, ela poderia desviar a atenção do fenômeno físico na unidade térmica da MVP.

3.6. EQUACIONAMENTO DOS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Cada ramo da malha da Fig. 3.1 representa um caminho térmico entre os nós por ele ligados. A resolução do circuito requer o conhecimento da resistência ao fluxo de calor em cada um dos ramos desta malha.

3.6.1. Transferência de calor entre a placa de circuito impresso e a blindagem magnética superior através da camada de ar

Os ramos RC_{1-11} , RC_{2-11} , RC_{3-11} , RC_{4-11} , RC_{5-11} e RC_{6-11} da malha térmica simbolizariam o trajeto por onde se dá o fluxo de calor convectivo da placa de circuito impresso para a blindagem magnética superior, isto é, a blindagem magnética pertence à mesma unidade térmica da placa. Todavia, há um fluxo de calor da placa de circuito para a blindagem magnética inferior que deve ser acrescentado ao primeiro para efeito de modelagem, de forma a tornar a unidade térmica independente das demais. Assim sendo, os ramos acima enumerados devem ser interpretados como um caminho térmico onde ocorrem simultaneamente estas duas transferências de energia.

Embora estas trocas convectivas ocorram no interior da cavidade constituída pelas superfícies da unidade térmica, não há uma interferência direta destas nas trocas radiantes, pois o ar é transparente à radiação infravermelha permutada entre as diversas superfícies. Os fluxos de calor por convecção interna podem então ser enquadrados entre as demais condições de contorno em cada superfície.

Conforme já foi discutido no capítulo precedente, as placas de circuito impresso em questão são compostas de uma base de fibra de vidro em epóxi na qual se fixam os resistores. Quando em operação, os resistores adquirem temperaturas mais elevadas que aquelas da epóxi, sendo a diferença entre elas uma função da potência dissipada.

Da mesma forma que o fluxo de energia radiante da placa de circuito apresentou dificuldades no seu tratamento, também as

trocas convectivas não puderam ser tomadas simplesmente como aquelas que ocorrem em um espaço confinado entre placas horizontais isotérmicas, onde a placa inferior é a placa aquecida. Além da diferença de temperatura entre os resistores e a epóxi, apontada acima, o fato destes elementos estarem em planos diferentes não permite a aplicação da hipótese de placa plana isotérmica à placa de circuito impresso.

O plano fictício utilizado para o equacionamento das trocas radiantes não é adequado para o tratamento das trocas convectivas, já que a temperatura a ele atribuída (média ponderada pela área entre as temperaturas dos resistores e da epóxi) leva a um resultado de condução pela massa de ar no espaço confinado, resultado este não corroborado pelos dados experimentais.

Em todos os testes realizados, a placa de epóxi e a blindagem magnética apresentaram temperaturas muito próximas e significativamente inferiores às temperaturas dos resistores. Estes dados sugeriam que estes componentes estivessem se comportando como corpos dentro de uma cavidade com a qual trocavam calor por convecção.

Posto que os resistores povoam esparsamente a placa de epóxi, é difícil caracterizá-los como um corpo, ou um grupo de corpos termicamente relacionados, trocando calor com a cavidade onde estão colocados. Parece mais plausível que cada resistor defina um campo de escoamento convectivo próprio, porém delimitado pelo escoamento dos resistores adjacentes. Esta hipótese é fortalecida pelo fato de se ter um fenômeno de convecção natural, não havendo, pois, fatores externos atuando no sentido de destruir o provável caráter celular desta troca térmica convectiva.

Dividindo-se a área da placa de circuito impresso igualmente entre os vários resistores, cada subdivisão define uma cavidade imaginária dentro do espaço confinado real. A Fig. 3.4 apresenta uma placa de circuito impresso assim dividida, e a Fig. 3.5 mostra uma cavidade imaginária no interior da qual se encontra um resistor.

Os resistores posicionados ao longo das bordas da placa de circuito transferem parte de sua energia convectiva para as

paredes verticais que delimitam o seu campo de escoamento. Contudo, admite-se que todo o calor transferido através da massa de ar chegue até a blindagem, porquanto o espaço confinado é delgado e mesmo este modelo simplificado de convecção em cavidade apresenta dificuldades no seu equacionamento.

Os resistores não são elementos distintos da malha térmica, tendo sido substituídos, juntamente com a placa de epóxi, pelo plano fictício. No entanto, as equações de convecção de corpos em cavidades operam sempre entre as temperaturas do corpo e da cavidade. Desta maneira, tendo-se decidido por uma determinada equação, ela deve ser rearranjada de modo a operar entre as temperaturas do plano fictício e da cavidade, o que permite o seu uso na modelagem dos caminhos térmicos representados pelos ramos citados inicialmente.

O volume de trabalhos acumulados na área de transferência de calor por convecção em cavidades aumentou mais de dez vezes nos últimos 20 anos [66]. Apesar do esforço dispendido, o conhecimento deste assunto ainda é limitado. A interdependência e a não-linearidade das equações que regem estes problemas, o fato das aproximações feitas normalmente para a camada limite não serem válidas nestes casos e a complexidade das geometrias envolvidas têm forçado a opção por soluções experimentais.

Na utilização de correlações empíricas que descrevem a convecção natural de um corpo para um fluido em um espaço confinado, uma dificuldade freqüentemente encontrada é a determinação da faixa de validade de uma dada equação. Powe [50] apresenta gráficos onde a faixa de emprego de uma determinada correlação é delimitada por resultados de condução pura em um extremo e resultados de convecção em um fluido infinito em outro. Mostram-se também quais porções desta faixa possuem equações empíricas disponíveis.

Warrington e Powe [66] determinaram a transferência de calor e a distribuição de temperatura entre corpos isotérmicos esféricos, cilíndricos e cúbicos instalados em uma cavidade isotérmica cúbica. Foram também desenvolvidas correlações empíricas para se predizer o valor da troca térmica entre estes corpos internos e a cavidade.

Um estudo anterior àquele de Warrington e Powe havia sido realizado por Bishop et al. [13], relativo ao fenômeno de convecção natural em espaços confinados entre esferas concêntricas, obtendo-se duas correlações empíricas para os valores medidos de troca térmica.

Lienhard [39] discute acerca de um comprimento característico adequado para utilização nas equações de convecção natural, o qual foi posteriormente empregado por Warrington e Powe em várias de suas equações.

Warrington e Weaver [67] estudaram a transferência de calor por convecção natural entre feixes de cilindros horizontais aquecidos e a cavidade isotérmica onde estão localizados, aumentando o número de equações disponíveis para o tratamento da troca térmica de corpos confinados.

Embora haja estudos [14, 62, 27] tratando especificamente da convecção de componentes eletrônicos em espaços confinados, a geometria extremamente particular das estruturas do tipo MVP não permite a aplicação das correlações aqui encontradas.

Para cavidades e corpos não esféricos, podem ser definidos a cavidade esférica hipotética e o corpo esférico hipotético, cujos volumes são iguais àqueles dos corpos reais [66]. Os raios destas esferas hipotéticas são r_e e r_i , para os corpos externo e interno, respectivamente. A diferença entre estes dois valores é chamada de largura do vazio hipotético, $L=r_e-r_i$.

Dentre as inúmeras equações propostas por Warrington e Powe [66], duas mereceram especial atenção:

$$Nu_L = 0,396 Ra_L^{0,234} \left(\frac{L}{r_i} \right)^{0,496} Pr^{0,0162} \quad (3.12)$$

$$Nu_b = 0,833 Ra_b^{*0,237} \quad (3.13)$$

A Eq. (3.12) é apresentada como a que melhor correlaciona os dados experimentais disponíveis para diversos fluidos em

cavidades esféricas e cúbicas; a Eq. (3.13) correlaciona os dados experimentais disponíveis para o ar com um baixo desvio percentual médio entre os valores medidos e os valores teóricos.

O comprimento "b" da camada limite proposto por Lienhard [39] é a distância coberta pela camada limite sobre o corpo interno, admitindo-se que não haja separação do escoamento. No caso de esferas e cilindros horizontais, esta distância é a metade de sua circunferência; para cubos, o comprimento da camada limite é a soma de metade de sua base mais seu lado vertical mais metade do seu topo (Fig. 3.6).

O uso deste comprimento característico e do número de Rayleigh modificado em [66] é tido como um fator de diminuição do efeito da geometria sobre o desvio percentual médio.

No sentido de se obter uma gama maior de opções para o equacionamento desta troca térmica, bem como de se adquirir maior confiança no modelo, testou-se também a correlação de Scanlan, Bishop e Powe [52] para convecção entre esferas concêntricas, modificada por Powe [50] para a construção de seus gráficos:

$$Nu_d = 0,1917(Ra_d)^{0,252} \left(1 + \frac{L}{r_i}\right) \left(\frac{L}{r_i}\right)^{-0,185} \quad (3.14)$$

onde o índice d refere-se ao diâmetro da esfera interna.

Admite-se que o limite superior da razão L/r_i para o qual as Eqs. (3.12), (3.13) e (3.14) podem ser usadas ocorre quando o valor do coeficiente de película por elas fornecido for igual àquele para a convecção de uma esfera em meio infinito. Analogamente, o limite inferior provém de uma igualdade com o coeficiente de película para uma situação de troca térmica entre as esferas unicamente por condução [50].

A convecção natural de uma esfera isotérmica em uma massa infinita de ar pode ser descrita pela seguinte equação [70]:

$$Nu_d = 2,0 + 0,428 (Ra_d)^{0,25} \quad (3.15)$$

Em sistemas esféricos, onde a temperatura é função somente do raio, a transferência de calor por condução é regida, em termos do número de Nusselt, pela seguinte equação:

$$\text{Nu}_d = 2 + 2 \left(\frac{L}{r_i} \right)^{-1} \quad (3.16)$$

A repetição dos cálculos para se encontrar os limites de utilização de uma equação particular de convecção em cavidade, para vários valores do número de Rayleigh, permite a construção de gráficos como aquele mostrado na Fig. 3.7. Deve-se ressaltar a necessidade de que os parâmetros de comparação nos eixos coordenados sejam grandezas representativas das três equações envolvidas, de sorte que muitas vezes é inevitável o uso de modificações dos grupos adimensionais convencionais.

A averiguação da validade do uso de uma determinada equação de convecção em cavidade, segundo o critério acima, requer que os cálculos sejam executados para cada valor da razão L/r_i , ou mesmo para diferentes campos de temperatura em uma dada geometria, pois novos valores do número de Rayleigh são estabelecidos. Desta maneira, cada teste realizado com a gaveta independente de sub-bastidor necessitaria de uma verificação própria.

Dado o elevado número de testes e a faixa estreita dos números de Rayleigh envolvidos, optou-se pela análise da faixa de validade das Eqs. (3.12), (3.13) e (3.14) a partir dos valores médios das temperaturas medidas em todos os experimentos com espaçamento simples realizados neste projeto.

Tomando-se a cavidade imaginária definida pelo resistor central (Fig. 3.4) para a execução de tal análise, calculam-se os valores médios das temperaturas da superfície do resistor, da blindagem e da temperatura de película T_f , obtendo-se:

$$T_i = 78,6^\circ\text{C}$$

$$T_e = 65,3^\circ\text{C}$$

$$T_f = 72,0^\circ\text{C}$$

Os valores dos raios das esferas hipotéticas interna e externa associadas à cavidade real mostrada na Fig. 3.5 são:

$$r_i = 1,8 \text{ mm}$$

$$r_e = 13,6 \text{ mm}$$

Logo, a largura do vazio hipotético vale

$$\frac{L}{r_i} = 6,6$$

Procedendo-se da maneira indicada anteriormente, chega-se às seguintes faixas de validade para as diversas equações:

$$\bullet \text{ Nu}_L = 0,396 (Ra_L)^{0,234} \left(\frac{L}{r_i}\right)^{0,496} Pr^{0,0162}$$

$$29,2 \leq (L/r_i) \leq 187,0$$

$$\bullet \text{ Nu}_b = 0,833 (Ra_b^*)^{0,237}$$

$$5,2 \leq (L/r_i) \leq 13,3$$

$$\bullet \text{ Nu}_d = 0,1917 (Ra_d)^{0,252} (1 + L/r_i) (L/r_i)^{-0,185}$$

$$6,3 \leq (L/r_i) \leq 9,10$$

Portanto, a Eq. (3.12) não se aplica à cavidade em estudo, devendo-se neste momento decidir entre as Eqs. (3.13) e (3.14) para utilização na modelagem do problema.

As Figs. 3.8 e 3.9 ilustram de forma gráfica a faixa de validade das equações de interesse, notando-se que, para $L/r_1=6,6$, a Eq. (3.13) fornece um valor maior do coeficiente de película médio. Uma análise preliminar do campo de temperaturas no equipamento revelou que o emprego desta equação proporciona uma melhor concordância entre os dados experimentais e teóricos, optando-se então pelo seu uso na representação desta troca térmica.

Ao se empregar uma dada equação de convecção natural de corpos em cavidade, deve-se observar a faixa de dados experimentais a partir dos quais ela foi deduzida. A sua utilização para valores do número de Rayleigh e da razão L/r_1 fora desta faixa envolve considerável incerteza, mas acredita-se que, dentro de sua faixa de validade teórica, uma equação deste tipo represente a melhor maneira disponível de se produzir o valor desta troca térmica [50].

Na construção das Figs. 3.8 e 3.9, foi admitido que as regiões de convecção em meio infinito e condução pura também pudessem ser demarcadas introduzindo-se nas equações apropriadas os raios do corpo e cavidade hipotéticos, tal como o procedimento recomendado para o emprego da Eq. (3.13).

Verificou-se que a aplicação aos resistores das equações de convecção natural de cilindros horizontais em meio infinito [29] levava a resultados para a transferência de calor inferiores aos fornecidos pelas Eqs. (3.13) e (3.14). Ponderou-se então que, sendo os resistores cilindros finitos, as primeiras equações (que supõem cilindros infinitamente longos) subestimavam a sua troca térmica, lembrando-se ainda a impossibilidade de inclusão nestas correlações da troca de calor efetuada pelos terminais do resistor. Optou-se assim pela manutenção da hipótese de corpos esféricos equivalentes que resultou nas Figs. 3.8 e 3.9.

Crê-se que as incertezas inerentes ao uso da Eq. (3.13) estejam relacionadas primordialmente à própria suposição de cavidades imaginárias definidas pelo padrão celular da troca térmica convectiva, e ao não enquadramento da geometria em estudo dentro

da faixa de dados experimentais apresentados em [66].

O calor transferido por convecção por um resistor é

$$q_c = \bar{h}A_i (T_i - T_e), \quad (3.17)$$

de forma que a resistência térmica associada pode ser escrita da seguinte maneira:

$$R = \frac{1}{\bar{h}A_i} \quad (3.18)$$

O coeficiente de película médio presente nesta equação deve ser obtido pelo rearranjo da Eq. (3.13), de tal modo que o seu valor possa ser calculado facilmente em função da diferença de temperatura. A expressão apropriada é

$$\bar{h} = 0,833 \frac{K}{b} \left[\frac{\rho^2 g \beta b^3 c_p}{\mu K} \left(\frac{L}{r_i} \right) \right]^{0,237} \cdot (T_i - T_e)^{0,237} \quad (3.19)$$

Obviamente os termos constituintes do coeficiente da Eq. (3.19) são dependentes das temperaturas envolvidas, havendo para cada teste experimental específico um coeficiente de película particular. Porém, a consideração deste fato na modelagem seria excessivamente trabalhosa, deixando-se aqui uma sugestão para um futuro refinamento, caso ele se mostre um fator de melhor concordância entre as temperaturas experimentais e teóricas. Assim sendo, utilizou-se a temperatura de película média de 72,0°C para a tomada das propriedades do ar, da mesma forma que se procedeu para a determinação da faixa de validade das equações. A expressão para o coeficiente de película médio torna-se

$$\bar{h} = 11,27 (T_i - T_e)^{0,237} \quad (3.20)$$

A substituição da Eq. (3.20) na Eq. (3.18) fornece

$$R_{c1} = \frac{1}{11,27 A_i (T_i - T_e)^{0,237}} \quad (3.21)$$

As temperaturas T_i e T_e presentes na Eq. (3.21) referem-se às temperaturas do resistor e da blindagem, respectivamente, cabendo lembrar aqui que a temperatura do primeiro não aparece diretamente como um nó da malha térmica da Fig. 3.1, tendo sido substituída, juntamente com a temperatura da epóxi, pela temperatura do plano fictício. O emprego da Eq. (3.21) requer então que se escreva a temperatura do resistor como uma função somente das temperaturas integrantes da malha, condição necessária para sua compatibilidade com o restante desta modelagem.

O calor gerado nos resistores segue três caminhos diferentes:

- . Uma parcela q_r é irradiada para a cavidade;
- . Uma parcela q_c é transferida por convecção para a blindagem superior;
- . Uma terceira parcela q_k é conduzida através dos seus terminais para a placa de circuito impresso.

Pode-se então escrever a equação de balanço de energia no resistor:

$$\frac{QP}{n} = q_r + q_c + q_k, \quad (3.22)$$

onde QP refere-se à potência dissipada em uma determinada região de simulação e " n " ao número de resistores da mesma região.

O cálculo do calor irradiado é feito aplicando-se ao resistor a hipótese de um pequeno corpo no interior de uma grande cavidade. A equação que descreve uma troca radiante deste tipo é

$$q_r = \epsilon_i A_i \sigma (T_i^4 - T_e^4) \quad (3.23)$$

Se a diferença entre as temperaturas T_i e T_e for razoavelmente baixa para efeito de troca radiante, a equação anterior pode ser escrita na forma

$$q_r = h_r A_i (T_i - T_e) , \quad (3.24)$$

onde

$$h_r = 4\epsilon_i \sigma T_e^3 \quad (3.25)$$

O calor transferido pelos terminais do resistor pode ser expresso em termos de condução unidimensional como:

$$q_k = \frac{T_r - T_{ep}}{R_k} , \quad (3.26)$$

onde o símbolo R_k foi usado para denominar a resistência da montagem do resistor na placa de circuito impresso (§ 3.6.2), T_r a temperatura de sua superfície e T_{ep} a temperatura da epóxi no ponto de fixação.

Introduzindo as Eqs. (3.17), (3.24) e (3.26) na Eq. (3.22) e lembrando que T_r é equivalente a T_i , obtém-se uma expressão para a temperatura da epóxi:

$$T_{ep} = T_i - R_k \left\{ \frac{QP}{n} - \left[A_i (\bar{h} + \bar{h}_r) \right] \cdot (T_i - T_e) \right\} \quad (3.27)$$

A temperatura do plano fictício a que for reduzida a placa de circuito impresso (Sec. 3.3) é dada pela expressão a seguir:

$$T_{im} = \frac{nA_i T_r + A_{ep} T_{ep}}{nA_i + A_{ep}}, \quad (3.28)$$

onde A_{ep} refere-se à área da epóxi na região de simulação em estudo.

As Eqs. (3.27) e (3.28) compõem um sistema de duas equações a duas incógnitas em T_i e T_{ep} , que resolvido para T_i fornece:

$$T_i = \frac{F \cdot T_{im} + G \cdot T_e + H}{F + G}, \quad (3.29)$$

onde

$$G = R_k A_i (\bar{h} + h_r) \quad (3.30)$$

$$H = \frac{R_k QP}{n} \quad (3.31)$$

$$F = \frac{A_{ep} + nA_i}{A_{ep}} \quad (3.32)$$

Ocorre, porém, que o coeficiente de película presente na Eq. (3.30) é dependente da temperatura do resistor, como atesta a Eq. (3.20), de tal modo que a obtenção da temperatura T_i passa por um ciclo iterativo composto pelas Eqs. (3.20), (3.30), (3.31) e (3.32) e (3.29). O valor de \bar{h} que se mostrou adequado para utilização nesta modelagem é

$$\bar{h} = 20,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

A placa de circuito impresso de uma dada unidade térmi-

ca e a blindagem magnética da unidade inferior estão ligeiramente distanciadas (Fig. 3.10), estabelecendo-se um espaço confinado entre placas horizontais aquecido por cima. A condução de calor por esta massa de ar e a troca de calor radiante entre as duas superfícies constituem um caminho térmico através do qual energia é removida de uma região de simulação, sendo transferida para a blindagem.

Uma vez que o espaço confinado é bastante delgado, aplica-se o modelo de condução unidimensional por um filme de ar, cuja expressão para a resistência térmica provém da lei de Fourier:

$$R = \frac{l}{KA_{ep}} \quad (3.33)$$

A resistência à transferência de energia radiante é dada por:

$$R = \frac{1}{4 \mathcal{F} \sigma T_e^3 A_{ep}} \quad (3.34)$$

onde a expressão para \mathcal{F} no caso de duas placas paralelas infinitamente grandes é:

$$\mathcal{F}_{i-j} = \frac{1}{(1/\epsilon_i) + (1/\epsilon_j) - 1} \quad (3.35)$$

A soma em paralelo das resistências dadas pelas Eqs. (3.33) e (3.34) é a resistência efetiva à troca de calor entre a placa de circuito impresso e a blindagem inferior:

$$R_{kr} = \frac{1}{A_{ep} \left(\frac{k}{l} + 4 \mathcal{F} \sigma T_e^3 \right)} \quad (3.36)$$

Deve-se observar que esta resistência está submetida às temperaturas da epóxi e da blindagem, impondo-se aqui o uso conjunto da Eq. (3.27) para haver compatibilidade com a modelagem das trocas radiantes no interior da cavidade, ou seja, para que a temperatura da epóxi possa ser calculada a partir da temperatura das superfícies constituintes da unidade térmica.

As Eqs. (3.21) e (3.36) não representam resistências térmicas atuando em paralelo e tampouco podem ser somadas como tal, pois a primeira está sujeita a níveis de temperatura diferentes da segunda. Elas devem ser interpretadas sim como caminhos térmicos que simultaneamente retiram calor do plano fictício e o transferem para a blindagem, sendo a temperatura do primeiro apenas um nó flutuante da malha térmica. As energias transportadas por estes caminhos é que devem ser somadas, porquanto trata-se de taxas de transferência de calor entre as mesmas superfícies da cavidade radiante.

Convém lembrar que a simplificação feita acima foi possível devido à hipótese de repetição infinita das unidades térmicas no sentido vertical.

Utilizando-se a nomenclatura introduzida na Sec. 3.3 para denominar as superfícies da cavidade, pode-se escrever a equação para a troca térmica representada pelos ramos RC_{1-11} , RC_{2-11} , RC_{3-11} , RC_{4-11} , RC_{5-11} e RC_{6-11} :

$$c_{ic_{i-11}} = \frac{T_{ri} - T_{11}}{\left(\frac{RC_{i-11}}{n_i} \right)} + \frac{T_{epi} - T_{11}}{R_{kr_{i-11}}}, \quad 1 \leq i \leq 6 \quad (3.37)$$

A área da esfera hipotética equivalente ao resistor é

$$A = 4,07 \times 10^{-5} \text{ m}^2,$$

e o número de resistores por região de simulação foi discutido no capítulo anterior:

$$n_1 = n_2 = n_4 = n_5 = 5,0$$

$$n_3 = n_6 = 2,5$$

A condutividade térmica presente na Eq. (3.36) foi tomada para uma temperatura média do filme de ar de $66,0^{\circ}\text{C}$:

$$K = 0,0292 \text{ W/m}^2\text{C} ,$$

Posto que o espaçamento entre a placa de circuito impresso e a blindagem magnética inferior é muito pequeno comparado às demais dimensões envolvidas, supõe-se que a Eq. (3.35) possa ser aplicada às várias regiões de simulação para o equacionamento da troca radiante. Então:

$$\mathcal{F} = 0,82$$

3.6.2. Transferência de calor através da montagem (solda e terminais) do resistor na placa de circuito impresso

A maneira usual de se avaliar o comportamento térmico de um componente eletrônico é através da sua resistência térmica R_{ja} [3], desde a junção eletrônica propriamente dita onde o calor é gerado até o ambiente onde ele é dissipado.

Esta resistência térmica total geralmente é dividida em dois componentes R_{js} e R_{sa} , representando os obstáculos ao fluxo de calor da junção eletrônica à superfície externa do elemento e desta ao ambiente, respectivamente. Estes termos são relacionados através da seguinte equação:

$$T_j = T_a + P_d (R_{js} + R_{sa}) \quad (3.38)$$

onde P_d é a potência dissipada.

A resistência térmica R_{js} entre a junção e a superfície externa do invólucro de um componente eletrônico é estável e independente de parâmetros externos, porém o valor da resistência R_{sa} é uma função linear da temperatura da placa de circuito impresso, uma vez fixos todos outros parâmetros [3, 37, 32].

A resistência R_{sa} é sensível à distância entre o componente e a placa, à potência nele dissipada e às condições de escoamento do fluido envolvente, não se tratando, portanto, de uma grandeza característica do elemento [37].

Os caminhos para a dissipação da energia presente na superfície do invólucro são radiação e condução através de uma camada de ar da sua superfície inferior para a placa de circuito impresso, condução através dos terminais do componente também para a placa e convecção e radiação diretamente para o ambiente circundante.

No caso particular deste trabalho, onde todos os elementos dissipadores são resistores, a temperatura limite de operação especificada pelo fabricante [19] refere-se à sua superfície externa, de modo que apenas o componente R_{sa} da resistência térmica total tem interesse imediato. Nestas circunstâncias, a Eq. (3.38) reduz-se a

$$T_s = T_a + P_d R_{sa} \quad , \quad (3.39)$$

restando a tarefa de se encontrar o valor adequado de R_{sa} .

Para os resistores montados em estruturas do tipo MVP, a condução pelos terminais exerce um papel preponderante na sua dissipação térmica, seguida à distância pelas trocas diretas com o ambiente interno. Devido ao seu formato cilíndrico e à presença de apenas dois terminais (Fig. 3.12), não existe uma camada de ar aprisionada abaixo dos resistores e, conseqüentemente, o caminho térmico mencionado anteriormente. Quase todo o fluxo de calor gerado no componente deve passar pela placa de circuito impresso antes

de prosseguir no seu caminho até o sumidouro, uma situação semelhante àquela descrita para os componentes estudados em [37].

Este item do trabalho trata especificamente da determinação da resistência térmica R_k associada à montagem dos terminais dos resistores na placa de circuito impresso.

Os resistores são classificados normalmente segundo a potência (1/2 W, 1 W, etc.) e o tipo de elemento resistivo (resistores de carbono, de filme metálico e de fio).

A potência especificada para um resistor significa a quantidade de energia que ele dissipa sem exceder alguma temperatura limite, comumente algum ponto de temperatura elevada na sua superfície externa [7]. Infelizmente, não há condições padronizadas de dissipação ou definição de uma temperatura de referência para os resistores. A quantidade de calor que um resistor pode dissipar, sem exceder determinada temperatura, depende da eficiência com que a energia térmica é removida.

A maioria dos resistores usualmente encontrados não possui qualquer elemento específico para montagem além dos terminais. Os dados térmicos fornecidos pelos fabricantes são tomados com estes componentes assim montados, de maneira que a troca térmica ocorre predominantemente por convecção natural e radiação, havendo apenas um mínimo de condução [7].

Segundo Le Jannou [37], os valores de resistência térmica fornecidos pelos fabricantes para componentes em geral não levam em conta inúmeros fatores importantes:

- . Distância do componente à placa de circuito impresso;
- . Temperatura da placa;
- . Velocidade do ar em torno do componente;
- . Dimensões e estrutura de materiais diferentes para um mesmo tipo de componente.

A normalização dos testes térmicos de componentes eletrônicos se dá em nível de recomendação, de modo que um determinado fabricante pode ter suas próprias condições de teste. Os resultados são apresentados sob forma de curvas de deterioração térmica

ca porcentual para os resistores submetidos a temperaturas de operação elevadas [7]. A Fig. 3.11a mostra uma curva de deterioração térmica porcentual típica para um resistor de carbono de 1/4 W, segundo a norma MIL-R-11 [64]; o comprimento admitido para os terminais é 25,4 mm. A montagem do resistor considerada típica para a construção da curva da Fig. 3.11a é semelhante àquela mostrada na Fig. 3.11b.

Os resistores utilizados neste projeto são de filme metálico (níquel-cromo); 0,4 W e terminais de cobre eletrolítico estanhado, montados como ilustra a Fig. 3.12.

A potência especificada refere-se à máxima dissipação em um ambiente a 70°C, onde ocorre a máxima temperatura permissível de superfície de 175°C, sem levar em conta a variação do valor resistivo provocada por esta condição [19]. É fornecido também um valor da resistência térmica R_{sa} para o elemento de 240°C/W, levando a crer que exista uma curva de deterioração térmica porcentual associada do tipo daquela apresentada na Fig. 3.11a. Não se faz qualquer menção ao modo de soldagem do resistor para a execução do teste, tampouco à resistência térmica a ela correspondente. Assim sendo, optou-se neste trabalho pela estimativa deste valor utilizando-se testes experimentais realizados com a gaveta independente de sub-bastidor.

Na consecução do objetivo acima, foram empregados testes adicionais além daqueles que a presente modelagem visa simular. Pretende-se desta forma manter, tanto quanto possível, uma relativa independência entre o modelo desenvolvido e os testes por ele simulados.

Não se dispunha de uma placa de circuito impresso instrumentada especificamente para a medição da grandeza ora tratada. Para se calcular a resistência térmica R_k da montagem do resistor de maneira mais rigorosa, seria necessário que houvesse termopares posicionados na superfície do componente e na região da epóxi logo abaixo dele. A instrumentação da placa de circuito impresso mostrada na Fig. 4.1 não é adequada para a execução destes experimentos, de sorte que esta condição é cumprida somente de maneira aproximada pelos termopares 12 e 13.

O método de cálculo foi um balanço de energia no resistor para se encontrar o calor transferido por condução e, a partir deste, o valor da resistência térmica da montagem, aplicando-se novamente a Eq. (3.26).

O cálculo da energia transferida por radiação empregou o modelo dado pela Eq. (3.24), enquanto a utilização da Eq. (3.17) para a determinação da energia transferida por convecção requer a verificação da faixa de validade da Eq. (3.13) para as novas temperaturas envolvidas.

Os valores médios das temperaturas das superfícies do resistor e da blindagem e da temperatura de película para os três testes adicionais utilizados na determinação de R_k são:

$$T_i = 59,2^{\circ}\text{C}$$

$$T_e = 48,9^{\circ}\text{C}$$

$$T_f = 54,1^{\circ}\text{C}$$

Os parâmetros geométricos valem:

$$r_i = 1,8 \text{ mm}$$

$$r_e = 17,4 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{r_i} = 8,7$$

Os extremos da faixa de validade da Eq. (3.13) para estes novos valores das grandezas pertinentes são:

$$\left(\frac{L}{r_i}\right)_{\min} = 5,3$$

$$\left(\frac{L}{r_1}\right)_{\max} = 13,5$$

Conseqüentemente, para o valor 8,7 da razão L/r_1 , a Eq. (3.13) pode ser aplicada, reduzindo-se a Eq. (3.19) para

$$h = 12,16 (T_i - T_e)^{0,237} \quad (3.40)$$

Dispõe-se assim de todos os elementos necessários ao balanço de energia no resistor, de modo que chega-se ao valor da energia transferida por condução e desta, ao valor da resistência térmica da montagem R_k . A Tab. 3.1 relaciona estes resultados.

O valor médio de R_k para os três testes é

$$R_k = 141^\circ\text{C/W}$$

A observação das curvas para as temperaturas experimentais dos resistores montados na linha de centro da placa de circuito impresso (Figs. 4.12 a 4.17) indica uma queda na temperatura para os resistores da região posterior da placa, de maneira que a temperatura da placa de epóxi na região exatamente abaixo do resistor utilizado na análise acima deve ser menor do que aquela fornecida pelo termopar 12. Por conseqüência, os cálculos anteriores subestimaram o valor de R_k .

Segundo dados tabelados [7], a resistência térmica entre a superfície de um resistor e o ponto de montagem, para uma geometria onde o contato entre ambos se dá somente através da soldagem dos terminais (Fig. 3.12), apresenta os valores abaixo:

Tipo	R_k
W	°C/W
1/4	120
1/2	90
1	50

Supõe-se que um resistor de 0,4 W possua um valor de R_k em torno de 100°C/W .

O valor de R_k encontrado a partir dos testes experimentais parece mais confiável, pois utilizou a própria placa de resistores dissipadores de potência na gaveta independente de sub-bastidor. O valor acima, obtido a partir de dados tabelados, proporciona apenas uma ordem de grandeza de R_k , uma vez que a qualidade da soldagem e materiais nela empregados devem influenciar diretamente o contato térmico estabelecido.

Como já foi mencionado, os cálculos que resultaram em 141°C/W subestimaram o valor de R_k , sendo utilizado neste trabalho.

$$R_k = 150^\circ\text{C/W}$$

Não se pretendeu com estes cálculos se desobrigar da tarefa de avaliar rigorosamente a resistência térmica de montagem dos resistores, mas sim dispor de um valor razoável que atendesse, ainda que provisoriamente, às necessidades deste projeto. Os resultados apresentados na Tab. 3.1 evidenciam a preponderância da condução pelos terminais sobre as outras formas de dissipação térmica dos resistores, frisando-se aqui a importância de testes adequados para a avaliação deste tipo de resistência térmica, sobretudo quando da análise, em etapas futuras deste projeto, de placas de circuito impresso reais a serem acondicionadas nas estruturas do tipo MVP.

A aparente contradição entre o papel dos terminais na dissipação térmica dos resistores montados em estruturas do tipo MVP e dos resistores utilizados pelos fabricantes em seus testes térmicos explica-se pelo fato de que no primeiro caso a troca convectiva se dá em condições muito desfavoráveis, o que não ocorre no segundo caso. Desta maneira, a importância da condução pelos terminais difere de uma situação para outra.

3.6.3. Transferência de calor por condução através da placa de circuito impresso

A potência dissipada nos resistores flui preferencialmente por condução através da placa de circuito impresso, conforme discutido na secção anterior e quantificado na Tab. 3.1. Assim sendo, torna-se necessário uma avaliação cuidadosa da resis-

tência imposta pelo material da placa a esta transferência de calor.

Até o momento, os únicos métodos analíticos disponíveis para a determinação de gradientes térmicos em placas de circuito impresso são soluções numéricas executadas com o auxílio de computadores. Devido à sua complexidade, este tipo de tratamento não é comumente utilizado, procurando-se então soluções aproximadas que, embora menos precisas, são de uso mais fácil [21].

As placas de circuito impresso são constituídas por trilhos de cobre distribuídos sobre uma base de material isolante, normalmente resinas de epóxi. Há uma tendência em se desprezar a contribuição da placa de epóxi com relação aos trilhos de cobre na condução de calor através da placa de circuito impresso como um todo, devido ao alto valor da condutividade térmica destes últimos [35]. No entanto, à medida que a espessura da camada de cobre diminui ou deixa de existir, apresentando um número elevado de lacunas, a transmissão de calor pela epóxi torna-se mais significativa.

Deve-se lembrar que a condução do calor em um material é regida pela sua condutância térmica, de modo que é a razão entre as condutâncias da epóxi e do cobre que deve ser analisada antes de se proceder a qualquer simplificação dos cálculos.

As resinas de epóxi têm sido muito utilizadas na confecção de circuitos microeletrônicos. Apesar das muitas vantagens por elas oferecidas, a sua baixa condutividade térmica vem a ser um fator desfavorável em muitas aplicações. Nieberlein [45] propõe um modelo para se prever o efeito da adição de materiais de enchimento na condutividade térmica destas resinas.

Os materiais bons condutores térmicos são também bons condutores elétricos, razão pela qual não se prestam para o papel de base em placas de circuito impresso. A exceção a esta regra é a berília (BeO), material único em combinar simultaneamente altos valores de isolamento elétrico e condutividade térmica elevada [31]. As resinas de epóxi que apresentam berília na sua composição (mais de 50%) estão entre os melhores produtos quando se desejar isolamento elétrico e condução térmica.

Os plásticos que não possuem berília na sua composição apresentam condutividades térmicas na faixa de 0,084 a 2,931 em unidades de $W/m^{\circ}C$, independentemente do seu tipo genérico, ao passo que as versões com berília têm condutividade de 4,187 a 20,934 nas mesmas unidades.

A base das placas de circuito impresso onde estão montados os resistores são constituídas por fibra de vidro em resina de epóxi. O seu acondicionamento nas estruturas do tipo MVP permite que elas percam calor pelas suas bordas, definindo-se uma configuração bidimensional de fluxo térmico. Desta maneira, soluções aproximadas podem ser obtidas, estimando-se a transmissão de calor em cada direção independentemente através do uso de uma malha de resistência térmica. O erro inerente a este método é diretamente proporcional ao tamanho das seções em que foi dividida a placa [35].

Uma vez que as trocas de energia radiante dentro da unidade térmica foram tratadas através do modelo de cavidade composta por superfícies isotérmicas de radiosidade uniforme, o número de seções em que foi dividida a placa resultou de uma solução de compromisso entre a exequibilidade do cálculo dos fatores de forma de radiação e a determinação de um campo de temperatura para fins de posicionamento de componentes eletrônicos sensíveis termicamente. Um outro fator que posteriormente se revelou importante para a divisão da placa em seções é o próprio método de cálculo da resistência de condução dos trilhos de cobre, discutido a seguir. A morosidade do processo impede virtualmente o tratamento da placa como uma rede de resistências mais fina. A divisão mostrada na Fig. 2.17 cumpre os objetivos atuais deste projeto.

Dickerson [21] concebeu um método para a avaliação da resistência térmica de placas de circuito impresso pela simples comparação visual da placa em análise com 5 configurações padrão de trilhos de cobre, que vão desde a ausência quase total destes a uma placa com perto de 100% de sua área coberta por este metal. Entretanto, as poucas configurações intermediárias e a subjetividade visual do observador fazem o resultado duvidoso, procurando-se neste trabalho uma maneira alternativa para a avaliação mais precisa desta resistência térmica.

A resistência de condução associada a uma camada de cobre sem lacunas em uma região de simulação da placa de circuito impresso é dada por:

$$R = \frac{\ell}{KW_1 \delta_1} \quad (3.41)$$

onde δ_1 é a espessura da camada de cobre e W_1 é meia largura da placa.

Esta resistência de condução não está associada simplesmente à porcentagem de cobre remanescente sobre a placa após o processo de impressão dos trilhos, mas também à geometria destes ali impressos. Em uma tentativa de se levar em consideração as lacunas na camada de cobre, define-se um fator de condução em um plano da seguinte maneira:

$$\eta_p = \frac{W_1 - n d_\ell}{W_1} \quad (3.42)$$

onde n é o número de lacunas na camada de cobre e d_ℓ a largura das mesmas.

A introdução deste fator na equação anterior permite que ela seja corrigida de modo a levar em conta as lacunas existentes.

$$R = \frac{\ell}{\eta_p KW_1 \delta_1} \quad (3.43)$$

Se a geometria dos trilhos de cobre variar na direção do fluxo de calor, uma resistência global de condução pode ser calculada dividindo-se a região em uma série de seções e fazendo

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{\ell}{\eta_{p_i} KW_1 \delta_1} \quad (3.44)$$

Esta divisão aplica-se somente à direção estudada, ou seja, novo tratamento deve ser dispensado aos trilhos de cobre para a determinação da resistência térmica na direção transversal.

A resistência térmica de condução de uma placa de circuito impresso aumenta à medida que os trilhos de cobre passam de uma distribuição ordenada para uma distribuição aleatória [35].

As Figs. 3.13a e 3.13b mostram a frente e o verso das placas de circuito impresso utilizadas neste projeto; a rede de resistências associada está representada na Fig. 3.14 com os valores em cada ramo.

Como ilustração do método utilizado, é discutido em detalhes o cálculo da resistência R_{1-bf} ligando o nó de simulação da região I à borda frontal da placa.

A Fig. 3.15 mostra a frente de uma placa de circuito impresso onde foi salientada a porção correspondente à resistência R_{1-bf} . Posto que os trilhos de cobre não seguem sempre paralelos à direção dada pela resistência, eles precisam ser divididos em seções onde o paralelismo esteja assegurado.

Em cada seção demarcada, existem espaços não ocupados pelos trilhos de cobre constituindo as lacunas a que se referiu anteriormente. O cálculo da resistência de condução é iniciada tomando-se o número n e a largura d_l das lacunas em cada seção, para em seguida introduzi-los na Eq. (3.42), obtendo-se os vários fatores de condução no plano η_p . A Tab. 3.2 apresenta estes resultados.

Além da largura das seções, os dados necessários ao cálculo das resistências térmicas são a condutividade térmica do cobre e a espessura da camada deste material sobre a placa, constantes do Capítulo 2 e transcritos abaixo:

$$W_1 = 54,0 \text{ mm}$$

$$K = 382 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\delta_1 = 70 \text{ } \mu\text{m}$$

No processo de fabricação das placas de circuito impresso, o cobre é aplicado em três etapas, recebendo em seguida uma cobertura de estanho. Os valores nominais e erros da espessura de cada película são relacionados a seguir:

- . 1.^a etapa: $35 \mu\text{m} \pm 2 \mu\text{m}$
- . 2.^a etapa: $7 \mu\text{m} \pm 2 \mu\text{m}$
- . 3.^a etapa: $18 \mu\text{m} \pm 3 \mu\text{m}$

O próximo passo é o banho de estanho

- . 4.^a etapa: $10 \mu\text{m} \pm 3 \mu\text{m}$

Acredita-se que a própria imprecisão do método de cálculo da resistência seja maior que o erro cometido se o estanho for confundido com o cobre para efeitos de condução de calor, embora os valores das respectivas condutividades térmicas sejam substancialmente diferentes. A menor espessura da película de estanho comparativamente às de cobre também justifica a aproximação feita. Adotou-se então o valor nominal de $70 \mu\text{m}$ para a espessura total da camada de cobre no cálculo das resistências térmicas, cujos resultados podem ser vistos na Tab. 3.2.

A soma em série das resistências das diversas seções, exceto aquelas infinitas (ausência total de cobre na seção), é a resistência equivalente da camada de metal na face superior da região analisada (Fig. 3.16, discutida adiante). Obtém-se:

$$R_1 = 94,2^\circ\text{C/W}$$

A determinação da resistência equivalente da camada de metal presente na face inferior segue um procedimento idêntico ao descrito acima, chegando-se ao seguinte resultado:

$$R_4 = 124,6^\circ\text{C/W}$$

As resistências de condução da porção da placa de epóxi delimitada pela resistência R_{1-bf} são dadas pelas expressões a seguir:

$$R_2 = \frac{\delta_2}{2K\ell W_1} \quad (3.45)$$

$$R_3 = \frac{\ell}{KW_1\delta_2} \quad (3.46)$$

onde δ_2 é a espessura da placa de epóxi.

A primeira equação se refere à condução de calor na direção ortogonal ao plano onde estão contidos os trilhos de cobre, enquanto a segunda aplica-se à direção da resistência térmica ora tratada.

As condutividades térmicas da epóxi moldada e da fibra de vidro estão nas seguintes faixas [31]:

$$K: 0,174 - 0,868 \text{ W/m}^\circ\text{C} \text{ e}$$

$$K: 0,191 - 0,243 \text{ w/m}^\circ\text{C} ,$$

respectivamente.

A uma placa composta por fibra de vidro em resina de epóxi é atribuído o seguinte valor de condutividade térmica [31]:

$$K = 0,260 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

o qual foi utilizado nos cálculos aqui executados, resultando:

$$R_2 = 2,3 \text{ }^\circ\text{C/W} \text{ e}$$

$$R_3 = 1090,6 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

A Fig. 3.16a apresenta a vista lateral de uma placa de circuito impresso que possui componentes dissipadores na sua face superior. O circuito térmico análogo é mostrado na Fig. 3.16b. A resistência térmica efetiva entre os pontos A e B é um mero exercício de somar resistências em série e paralelo.

No caso de haver seções coincidentes nas faces superior e inferior desnudadas totalmente da camada de cobre e localizadas no início ou no final da região considerada, a resistência correspondente deve ser somada em série à resistência efetiva obtida entre os pontos A e B, compreendendo as seções onde há cobre. Por exemplo, a resistência efetiva das seções 2 a 10 da região analisada como ilustração deve ser somada em série à resistência da seção 1. A Fig. 3.17 esquematiza esta situação, onde:

$$R_5 = 289,4 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Em nenhum caso, houve a presença de seções intermediárias superiores e inferiores coincidentes totalmente desnudadas de cobre. Além disso, o refinamento do circuito térmico para consideração de seções intermediárias sem cobre em uma face requereria um trabalho adicional muito grande, cuja precisão envolvida não justificaria tal procedimento.

Finalmente, executando as devidas combinações em série e paralelo das resistências anteriores, chega-se ao valor da resistência R_{1-bf} .

$$R_{1-bf} = 342 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

As demais resistências de condução da placa de circuito impresso mostradas na Fig. 3.14 foram calculadas de maneira exatamente análoga.

Neste ponto, é possível avaliar a importância da placa de epóxi relativa aos trilhos de cobre na condução de calor. Para um dado comprimento da placa, a razão entre as condutâncias da

epóxi e do cobre é

$$\left(\frac{KA}{KA} \right)_{ep/Cu} = \left(\frac{K}{K} \right)_{ep/Cu} \cdot \frac{\delta_2}{\eta_p \delta_1} \quad (3.47)$$

Adotando-se um valor médio para η_p de 0,220 para o comprimento da placa delimitado pela resistência R_{1-bf} e lembrando que a espessura da placa de epóxi é 1,6 mm, tem-se

$$\left(\frac{KA}{KA} \right)_{ep/Cu} = 0,071$$

O aumento na condutância térmica da placa de circuito impresso como um todo é de apenas 7,1%, levando-se em conta a presença do material isolante. Entretanto, este foi sempre considerado ao longo deste trabalho devido ao fato da condução pela placa ser o mecanismo dominante de transferência de calor no interior do equipamento.

3.6.4. Transferência de calor através do contato entre a placa de circuito impresso e a parede traseira.

Conforme já foi discutido no Capítulo 2, a placa de circuito impresso é fixada à parede traseira por meio de um engaste no conector linear. Além da fixação mecânica e alimentação elétrica, estes conectores constituem um caminho térmico para o fluxo de calor da placa à parede traseira, sendo representados pelos ramos RC_{3-10} e RC_{6-10} da malha da Fig. 3.1.

Parte da energia gerada nos resistores das regiões de simulação III e VI flui por condução pela borda posterior da placa até a pala de engaste no conector linear. Os trilhos de cobre ali impressos e os contatos metálicos deste último são mantidos pressionados uns contra os outros estabelecendo-se uma resistência de contato térmico pela qual prossegue a energia proveniente

da placa. Esta energia é então conduzida pelo corpo do conector linear até a grade em liga de alumínio, fluindo também através das presilhas que o mantêm em posição. Obviamente, estas presilhas criam novas resistências de contato entre e o corpo do conector e a grade metálica, além da resistência de condução pelo seu próprio material.

A avaliação rigorosa da resistência térmica total dos ramos RC_{3-10} e RC_{6-10} requer o conhecimento do valor das resistências de contato enumeradas acima, bem como das resistências de condução envolvidas.

No início deste projeto, considerou-se a possibilidade de construir dispositivos mecânicos para a avaliação da força necessária para a inserção da pala da placa de circuito impresso entre os contatos metálicos do conector linear. Um modelo de atrito entre superfícies permitiria então o cálculo da pressão exercida pelos contatos metálicos sobre os trilhos de cobre para utilização posterior em modelos de resistência de contato. Entretanto, concluiu-se que o estudo e medição das várias resistências de contato constituiriam objeto de um estudo à parte.

Uma vez que o corpo do conector linear é fabricado em material de baixa condutividade térmica (Tab. 2.1), a sua resistência de condução deve ser uma fração alta da resistência total, exceto pelas resistências de condução da borda da placa. Além disso, a qualidade do contato entre a placa e o conector linear é boa, e a resistência de condução das presilhas deve ser pequena por se tratar apenas de uma pequena massa metálica.

Tendo em vista as considerações feitas acima, optou-se por um modelo simplificado para o equacionamento das resistências térmicas dos ramos RC_{3-10} e RC_{6-10} . A resistência total do conector linear foi tomada como a resistência de condução pelo material de seu corpo.

Futuramente, quando do estudo do fenômeno de transferência de calor de uma unidade térmica integrante das colunas completas da MVP, será necessário proceder a uma avaliação mais rigorosa da resistência dos ramos citados, porquanto o duto do qual a parede traseira é parte constitui um caminho efetivo para a dissipação da energia gerada nos resistores.

A Fig. 3.18a mostra a região da malha térmica onde estão localizadas as resistências que unem a parte posterior da placa de circuito impresso à parede traseira. As resistências R_A , R_B e R_C são resistências de condução da placa, e R_{CL} é a resistência associada ao conector linear.

A ligação em triângulo da Fig. 3.18a pode ser convertida na ligação em estrela mostrada na Fig. 3.18b. A soma em série das resistências R_{CL} e R_1 reduz este circuito a uma ligação em estrela trivial, Fig. 3.18c.

A disposição dos nós na malha da Fig. 3.1 requer a conversão da ligação em estrela acima em uma ligação em triângulo, de modo que a conexão térmica da placa à parede traseira situe-se somente entre os nós III, VI e X. A Fig. 3.18d apresenta o circuito final compatível com o restante da malha representativa da unidade térmica.

A transformação de uma ligação triângulo em uma ligação em estrela, e vice-versa, é um mero exercício de combinação de resistências [15], cuja execução requer apenas o conhecimento dos valores de R_A , R_B , R_C e R_{CL} do circuito original. Os três primeiros constam da Fig. 3.14, tendo sido transcritos para a Fig. 3.18a. A resistência R_{CL} do conector linear é calculada a seguir.

O conector linear, visto na Fig. 2.6, foi aproximado por um paralelepípedo com uma fresta em uma de suas faces para efeito de cálculo de sua resistência de condução. A Fig. 3.19 apresenta o conector assim desenhado.

Em sistemas bi ou tridimensionais sujeitos apenas a dois limites de temperatura, pode-se definir um fator de forma de condução S [29] tal que

$$q = K S \Delta T_{\text{total}} \quad (3.48)$$

Portanto, a resistência térmica associada a este fluxo de calor é

$$R = \frac{1}{KS} \quad (3.49)$$

Imaginando-se o conector linear como um sistema tridimensional sujeito às temperaturas da pala da placa e da parede traseira, o seu fator de forma de condução pode ser calculado segundo o método apresentado em [29], chegando-se ao seguinte valor:

$$S = 0,419m$$

A condutividade térmica do policarbonato reforçado com fibra de vidro, material de que é fabricado o corpo do conector, encontra-se na Tab. 2.1 e seu valor é

$$K = 0,19 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Logo, a resistência de condução do corpo do conector linear é

$$R_{CL} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

Utilizando-se as equações de equivalência estrela-triângulo apresentadas em [15], passa-se do circuito da Fig. 3.18a àquele da Fig. 3.18d com os seguintes resultados:

$$RC_{3-10} = 125 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

$$RC_{6-10} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

$$RC_{3-6} = 52 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

3.6.5. Transferência de calor através do contato entre a placa de circuito impresso e as paredes da gaveta do sub-bastidor

As placas de circuito impresso engastam-se nos conectores lineares da parede traseira, permanecendo em suspenso com relação às guias extrudadas nas paredes laterais. É somente devido a imperfeições nos ajustes que há algum contato real entre as duas superfícies.

Embora estas imperfeições não sejam tão raras, a irregularidade do contato mantido torna-o difícil de ser analisado, de modo que se optou por equacionar este caminho térmico a partir da geometria estruturalmente ideal, onde a placa mantém-se equidistante das duas faces da guia (Fig. 3.20).

Admite-se que cada borda da placa defina um caminho térmico de condução unidimensional por um filme de ar entre si e a face da guia a ela oposta, cuja expressão para a resistência é

$$R = \frac{D_2}{K_p C_g} \quad (3.50)$$

no caso das bordas superior e inferior, e

$$R = \frac{f_1}{K \delta_2 C_g} \quad (3.51)$$

para a borda lateral.

O significado físico dos parâmetros geométricos envolvidos pode ser facilmente entendido pela observação das Figs. 3.20 e 3.21.

A soma em paralelo das três resistências acima corresponde à resistência do contato térmico entre a placa de circuito impresso e as paredes laterais da gaveta de sub-bastidor.

$$R = \frac{D_2 f_1}{KCg(2pf_1 + D_2 \delta_2)} \quad (3.52)$$

A utilização da Eq. (3.52) requer a sua divisão em três frações correspondentes ao comprimento de cada região de simulação da placa de circuito impresso, devendo-se lembrar que o comprimento da guia é menor que o comprimento da placa. Assim, a resistência correspondente à região de simulação III precisa ser dividida em uma fração associada à parte suspensa na ranhura e outra fração associada ao comprimento restante.

A porta de uma gaveta de sub-bastidor, ao ser fechada, estabelece um contato térmico entre si própria e a borda frontal da placa de circuito impresso (Fig. 3.22). A qualidade do contato depende da dimensão da folga entre cada placa específica e a porta, bem como da firmeza com que as presilhas existentes nesta última vão mantê-la em posição.

Em nenhum caso ocorre um contato sólido-sólido significativo, pois o ajuste proporcionado pelas presilhas é precário. Percebe-se assim que o modelo de condução por um filme de ar aplica-se novamente, como foi o caso do contato da placa de circuito impresso com as guias das paredes laterais.

A resistência a esta transferência de calor é obtida novamente da lei de Fourier de condução unidimensional,

$$R = \frac{f_2}{KW_1 \delta_2} \quad (3.53)$$

escrita em termos de uma região de simulação (meia largura da placa).

Os valores das dimensões necessárias ao cálculo das Eqs. (3.52) e (3.53) são:

$$D_2 = 0,2 \text{ mm}$$

$$f_1 = 0,2 \text{ mm}$$

$$p = 2,4 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = 1,6 \text{ mm}$$

Admitindo-se que a região de contato placa-laterais esteja a uma temperatura média de 60°C , representativa de todos os testes realizados, vem

$$K = 0,0287 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Para as regiões de simulação I, II, IV e V, o comprimento é

$$C_g = 62,0 \text{ mm},$$

de modo que a Eq. (3.52) fornece

$$R = 18 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Para as regiões de simulação III e VI, o comprimento suspenso na guia é

$$C_g = 16,1 \text{ mm},$$

resultando para a resistência térmica

$$R = 68 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

A parte livre estabelece contato térmico com a parede lateral apenas através da borda lateral, de maneira que aplica-se aqui a Eq. (3.51). Para um comprimento livre de

$$C_g = 23,4 \text{ mm} ,$$

tem-se

$$R = 186 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

A combinação em paralelo destas duas resistências resulta no valor da resistência térmica associada às regiões de simulação III e VI:

$$R = 50 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

A utilização da Eq. (3.53) requer o conhecimento do valor da folga f_2 entre as placas de circuito impresso e a porta. A melhor avaliação desta grandeza seria feita tomando-se medidas para várias placas, procedendo-se então a uma média. Trata-se, porém, de uma medida difícil de ser feita, de sorte que o valor adotado na modelagem foi aquele obtido para a placa instrumentada. Considera-se também que qualquer tentativa mais rigorosa de avaliação não tem muito sentido, pois a porta pode se fixar em posição ligeiramente diferente vez ou outra em que é aberta ou fechada.

O valor medido de f_2 para a placa instrumentada foi

$$f_2 = 0,7 \text{ mm}$$

Novamente, supõe-se uma temperatura média representativa de todos os testes para a região do contato, cujo valor é

55°C. A condutividade térmica do ar a esta temperatura é

$$K = 0,0283 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

A Eq. (3.53) fornece então o seguinte resultado para a resistência do contato térmico frontal entre as regiões de simulação I e IV e a porta:

$$R = 286 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Estas resistências de contato que ligam a placa de circuito impresso às paredes externas do equipamento estão conectadas em série com as resistências de condução da borda da placa. Elas devem, portanto, ser somadas para que se completem os caminhos térmicos entre estas superfícies da cavidade radiante. A Fig. 3.23 apresenta novamente a placa de circuito impresso como uma malha de resistências, onde aquelas das bordas foram acrescidas do valor da respectiva resistência de contato.

3.6.6. Transferência de calor por condução através do material da blindagem magnética

A blindagem magnética foi apresentada na Figura 3.1 como um único nó da malha térmica, porquanto todos os pontos na sua superfície, aos quais atribuiu-se o número XI, foram ligados através de um curto-circuito. Desta forma, as trocas de calor envolvendo a blindagem ocorrem sempre entre a temperatura T_{11} , representativa de toda superfície desta, e a temperatura de alguma outra superfície de interesse.

A placa de circuito impresso foi dividida, conforme mostra a Figura 2.17, em seis regiões imaginárias, visando a obtenção de uma distribuição de temperaturas útil ao posicionamento de componentes eletrônicos sensíveis termicamente. Uma divisão idêntica da blindagem não resultaria em informações de igual importân

cia prática, e a consideração dos seus gradientes térmicos na modelagem seria justificada somente por uma maior fidelidade desta ao fenômeno físico. Entretanto, tal fidelidade levaria a cinco nós adicionais na malha térmica, com uma conseqüente elevação do número de equações do sistema correspondente.

Discutiu-se na Seção 3.2 a fragmentação de um sistema térmico contínuo em seções para efeito de aplicação da analogia elétrica, admitindo-se que as propriedades de cada seção estejam concentradas em um ponto nodal representativo de toda a sua superfície. Assim é que a blindagem magnética foi simulada no modelo por um único ponto no seu centro geométrico limitando-se o número de nós da malha térmica e o trabalho a ser despendido na sua resolução.

A justificativa para este procedimento, além da própria irrelevância prática do conhecimento da distribuição de temperaturas na blindagem, reside no alto valor da condutividade térmica do material que a constitui (Tab. 2.1).

A Figura 3.24 apresenta o circuito de resistências de condução associadas à blindagem magnética. As expressões para o cálculo dos valores de cada uma delas decorre da aplicação direta da lei de Fourier para condução unidimensional de calor.

As resistências longitudinais são dadas por:

$$R = \frac{C_{11}}{2KW_{11}\delta_{11}}, \quad (3.54)$$

enquanto a expressão para as resistências transversais é

$$R = \frac{W_{11}}{2KC_{11}\delta_{11}} \quad (3.55)$$

A condutividade térmica a ser usada é a do aço SAE 1060 de que é fabricada a blindagem, e os parâmetros geométricos são mostrados na Fig. 2.12. A Figura 3.24 apresenta os valores das resistências assim calculados.

A aplicação das expressões anteriores à blindagem admite que as resistências térmicas unidimensionais opõem-se ao fluxo de calor entre os respectivos pontos nodais da mesma maneira que todo o material do volume que elas representam.

3.6.7. Transferência de calor através do contato entre a blindagem magnética e as paredes da gaveta do sub-bastidor

Quando duas superfícies sólidas são colocadas em contato uma com a outra, a transferência de calor entre elas pode se dar somente com a presença de uma queda de temperatura através da interface. Esta queda de temperatura é causada pela resistência adicional ao fluxo de calor introduzida pela própria natureza do contato térmico.

Todas as superfícies apresentam irregularidades resultantes da ação inerente aos processos de produção, deflexões da máquina ou do próprio processo de usinagem, vibrações e tensões. As irregularidades superficiais com grande comprimento de onda são chamadas "ondulação", existindo ainda "rugosidades" finamente espaçadas que se superpõem à ondulação e são responsáveis pelo acabamento da peça. Assim, a junta formada por duas superfícies na verdade é constituída por pontos reais de contato entre as suas irregularidades e espaços vagos preenchidos por um fluido intersticial [42].

A transferência de calor através de tal junta ocorre fundamentalmente de dois modos:

- 1) Condução sólido-sólido através dos pontos reais de contato;
- 2) Condução através dos gases aprisionados nos espaços criados pelo contato.

O segundo fator representa a maior resistência ao fluxo de calor, pois a condutividade térmica do gás é muito pequena em comparação à do sólido [29].

Medidas experimentais da condutância térmica de juntas mostraram que a pressão ou carga na junta exerce um papel determi

nante no valor da resistência ao fluxo de energia, pois o número de pontos reais de contato sólido-sólido é uma função desta pressão ou carga [68]. Se a pressão em uma junta, formada por materiais não muito elásticos e de condutividade térmica não muito alta, for razoavelmente baixa, apenas uma parte desprezível do fluxo de calor passará pelos contatos sólido-sólido. Pode-se dizer, então, que toda a energia fluirá através do filme de fluido intersticial cuja espessura é uma função somente da ondulação das duas superfícies [56,24].

O efeito da ondulação sobre a condutância térmica total é bastante significativo para pressões baixas na interface. À medida que a pressão aumenta o efeito da ondulação torna-se menos nítido e o efeito da rugosidade torna-se preponderante na condutância térmica [42].

As blindagens magnéticas possuem ressaltos nas suas bordas responsáveis pelo seu ajuste às guias extrudadas nas paredes laterais. Este ajuste é bastante heterogêneo, podendo mesmo se deteriorar após algum tempo de uso das blindagens devido à diminuição da pressão dos ressaltos. Mesmo quando novas, a pressão dos ressaltos não é grande, parecendo razoável a aplicação do modelo de condução através de um filme de ar para esta resistência de contato.

Uma vez que um valor preciso desta resistência térmica envolve a determinação experimental de fatores de difícil medição, dos quais somente a ondulação e a rugosidade superficial foram obtidos, a aplicação do referido modelo à junta aqui tratada determina uma região na qual o provável valor da resistência deve estar contido.

As blindagens cujos ressaltos já estão frouxos representam a situação física mais desfavorável à troca térmica, tomando-se como limite o caso em que uma blindagem fica posicionada de maneira equidistante das duas faces da guia, criando assim um filme de ar macroscópico. A Fig. 3.20, interpretada em termos da blindagem, ilustra esta situação.

Se uma blindagem estiver bem pressionada contra a face superior da ranhura, forma-se ali um filme de ar microscópico, o qual opõe uma resistência ao fluxo de calor menor do que aquela correspondente ao caso anterior. A figura 3.25 representa esta

situação, tomada como o limite mínimo de resistência deste contato térmico.

Seguindo o mesmo raciocínio exposto no caso da placa de circuito impresso, admite-se a existência de três caminhos térmicos entre as bordas da blindagem e a parede lateral. Para a situação desfavorável representada pela Fig. 3.20, a Eq. (3.52), escrita com os parâmetros apropriados, continua válida:

$$R = \frac{D_3 f_3}{K C_g (2 p f_3 + D_3 \delta_{11})} \quad (3.56)$$

A geometria favorável da Fig. 3.25 estabelece três resistências térmicas distintas:

$$R = \frac{D_4}{K p C_g} \quad (3.57)$$

para a folga superior;

$$R = \frac{D_5}{K p C_g} \quad (3.58)$$

para a folga inferior; e

$$R = \frac{f_3}{K \delta_{11} C_{11}} \quad (3.59)$$

para a folga lateral.

O símbolo C_{11} refere-se ao comprimento da blindagem, que é maior que o comprimento C_g da guia; as outras dimensões são facilmente visualizadas pela observação das figuras.

A combinação em paralelo destas três resistências fornece uma expressão para a avaliação do contato térmico entre a blindagem e as paredes laterais:

$$R = \frac{D_4 D_5 f_3}{K [f_3 p C_g (D_4 + D_5) + D_4 D_5 \delta_{11} C_{11}]} \quad (3.60)$$

As blindagens encaixam-se de maneira bastante justa em duas ranhuras opostas, de maneira que a folga f_3 pode ser confundida com a folga D_4 . Logo, a Eq. (3.60) reduz-se a

$$R = \frac{D_4 D_5}{K [p C_g (D_4 + D_5) + D_5 \delta_{11} C_{11}]} \quad (3.61)$$

Na dedução das Eqs. (3.56) e (3.61), não se fez distinção entre as áreas das bordas superior e inferior, pois os ressaltos - elementos a alterar esta condição - representam apenas uma pequena fração da área total.

As Eqs. (3.56) e (3.61) delimitam uma faixa dentro da qual deve estar o valor a ser usado para esta resistância térmica. A situação física descrita pela Fig. 3.20 dificilmente é encontrada na prática, sendo a geometria da Fig. 3.25 mais próxima da realidade, de modo que um valor vizinho ao limite inferior é mais adequado a esta modelagem.

O contato térmico entre a blindagem e a porta é análogo àquele entre a placa de circuito impresso e a porta, continuando válidas todas as observações feitas.

A Fig. 3.22 esquematiza a situação física envolvida, e a Eq. (3.53) deve ser reescrita em termos dos parâmetros apropriados:

$$R = \frac{f_4}{K W_{11} \delta_{11}} \quad (3.62)$$

onde f_4 é a folga entre a borda frontal da blindagem e a porta.

Foram feitas medidas da ondulação das superfícies da guia na parede lateral e da blindagem magnética utilizando-se um rugosímetro universal Perth-o-Meter, modelo S4Bd. Para se encontrar a espessura média do filme de ar entre estas superfícies, os perfis obtidos foram acoplados e estão representados esquematicamente na Fig. 3.26.

A grosso modo, pode-se dizer que a espessura média do filme de ar é

$$D_4 = 1,13 + 13,75 \text{ } \mu\text{m}$$

$$D_4 = 14,88 \text{ } \mu\text{m},$$

onde $1,13 \text{ } \mu\text{m}$ e $13,75 \text{ } \mu\text{m}$ são as médias das amplitudes da ondulação das superfícies da blindagem e da ranhura, respectivamente.

A folga D_3 entre a blindagem e as paredes da guia na situação desfavorável é

$$D_3 = \frac{D_1 - \delta_{11}}{2}$$

$$D_3 = 0,8 \text{ mm}$$

A folga D_5 é calculada pela fórmula

$$D_5 = D_1 - D_4 - \delta_{11}$$

$$D_5 \cong D_1 - D_4$$

$$D_5 = 1,5 \text{ mm}$$

Os demais parâmetros geométricos constam das figuras pertinentes. Visto que a placa de epóxi e a blindagem atingem o equilíbrio térmico em temperaturas bastante próximas os valores da condutividade térmica do ar usados nestes contatos são os mesmos dos casos precedentes envolvendo a placa de circuito impresso. Obtém-se a partir da Eq. (3.56).

$$R = 4,0 \text{ } ^\circ\text{C/W} ,$$

enquanto a Eq. (3.61) fornece

$$R = 1,2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Posto que o intervalo para a resistência térmica do contato entre a blindagem e as paredes laterais é bastante estreito, não há necessidade de confronto com resultados experimentais, adotando-se simplesmente como valor final

$$R = 2,0 \text{ } ^\circ\text{C/W} ,$$

que é um ponto mais próximo do limite inferior, como discutido anteriormente.

Como no caso da placa de circuito impresso, o valor medido para a folga entre a blindagem instrumentada e a porta é $f_4 = 0,7 \text{ mm}$.

A Eq. (3.62) fornece o seguinte resultado para a resistência do contato térmico entre a blindagem e a porta:

$$R = 378 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Os ramos RC_{11-7} , RC_{11-8} e RC_{11-9} da malha da Fig. 3.1 são constituídos pela soma em série da resistência do contato térmico com a respectiva resistência de condução pela blindagem. Obtém-se:

$$RC_{11-7} = 405 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$RC_{11-8} = 14 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$RC_{11-9} = 14 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

A rigor, os ramos acima deveriam ser acrescidos das resistências transversais de condução das paredes laterais e da porta (Fig. 3.29). No entanto, trata-se de resistências muito baixas, cujo valor é inferior à própria imprecisão do modelo adotado.

Ressalta-se neste momento a ausência de um ramo entre a blindagem e a parede traseira decorrente do espaçamento existente entre ambas (Fig. 4.4), o qual foi utilizado para acomodar os termopares destinados à instrumentação interna da gaveta independente de sub-bastidor.

3.6.8. Transferência de calor por condução da parede traseira para as paredes laterais

A parede traseira é na verdade, como foi visto no Capítulo 2, uma grade construída em liga de alumínio constituindo um painel traseiro no qual alojam-se os conectores para alimentação elétrica das placas de circuito impresso. A unidade térmica da MVP é fechada completamente através da colocação de placas de epóxi nas outras perfurações existentes no painel, além daquela destinada ao conector linear. A liga de alumínio é o material dominante nesta parede composta, de modo que para a sua análise térmica admitiu-se tratar de uma superfície maciça do mesmo material

A Figura 3.27 mostra a porção da parede traseira compreendida entre duas placas de circuito impresso, onde evidenciou-se a parte metálica.

A parede traseira é fixada às paredes laterais por meio de parafusos, havendo, portanto, uma resistência de contato térmico a ser vencida pelo fluxo de calor de uma superfície à outra. Conforme já discutido no caso da resistência de contato entre a placa de circuito impresso e a parede traseira, estes caminhos térmicos demandam um estudo em separado. No presente trabalho, admitiu-se que a resistência associada à interface entre a grade metálica e as paredes laterais é nula, uma vez que é bom o contato entre as duas superfícies proporcionado pelos parafusos.

Os gradientes térmicos na parede traseira e nas paredes laterais, como ocorreu no caso da blindagem magnética, também não foram levados em conta neste estudo, ou seja, cada uma destas superfícies é representada por um único nó da malha térmica da Fig. 3.1. As razões que levaram a esta maneira de tratá-las são as mesmas apontadas anteriormente para a blindagem, quais sejam, a irrelevância do conhecimento da distribuição de temperaturas nestas superfícies e a suavidade dos gradientes térmicos decorrente da alta condutividade térmica do material que as constitui (Tabela 2.1).

A Figura 3.28 mostra o caminho a ser percorrido pelo fluxo de calor da parede traseira à lateral esquerda, nós X e VIII, respectivamente. Posto que as paredes metálicas são bastante delgadas e boas condutoras de calor, a hipótese de fluxo unidimensional entre os nós descreve o fenômeno físico de maneira satisfatória.

As resistências térmicas que se opõem à transferência de calor em questão são as resistências de condução longitudinais da parede traseira e da parede lateral, Figs. 3.27 e 3.29, respectivamente. A aplicação da lei de Fourier nestes dois casos resulta

$$R = \frac{W_{10}}{2K_{10} a \delta_{10}} \quad (3.63)$$

para a parede traseira e

$$R = \frac{W_8}{2K_8 a \delta_8} \quad (3.64)$$

para a lateral esquerda.

A resistência total ao fluxo de calor ora estudado é a soma em série destas duas resistências individuais:

$$R = \frac{1}{2a} \left[\frac{W_{10}}{K_{10} \delta_{10}} + \frac{W_8}{K_8 \delta_8} \right] \quad (3.65)$$

A equação acima foi deduzida em termos do fluxo térmico entre a parede traseira e a lateral esquerda; uma dedução exatamente análoga permite encontrar a expressão para a troca de calor entre a parede traseira e a lateral direita:

$$R = \frac{1}{2a} \left[\frac{W_{10}}{K_{10} \delta_{10}} + \frac{W_9}{K_9 \delta_9} \right] \quad (3.66)$$

Lembrando que a altura "a" da unidade térmica é 20,0 mm e introduzindo o valor dos demais parâmetros, as Eqs. (3.65) e (3.66) permitem calcular as resistências dos ramos RC_{10-8} e RC_{10-9} da malha da Fig. 3.1.:

$$RC_{10-8} = 24 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$RC_{10-9} = 24 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

3.6.9. Transferência de calor por convecção das paredes externas para o ambiente

A transferência de calor por convecção das paredes laterais e da porta para o ambiente, juntamente com a radiação, constitui o mecanismo último de dissipação da energia térmica gerada nos componentes.

Tem-se, portanto, um problema de transferência de calor por convecção em placas planas verticais em um fluido infinito, levantando-se a questão acerca da consideração de placas isotérmicas ou placas submetidas a um fluxo de calor uniforme.

Embora houvesse vários termopares instalados nas paredes aqui tratadas, a inexatidão envolvida nas leituras impede a opção por um ou outro caso a partir apenas dos dados experimentais disponíveis. No entanto, segundo Sparrow e Gregg [58], do ponto de vista de aplicação prática, a condição de placa submetida a um fluxo de calor uniforme deve ser encarada como um caso limite, pois a radiação e as fugas por condução através de elementos estruturais da montagem levarão inevitavelmente a uma não-uniformidade da troca térmica convectiva mesmo quando um fluxo uniforme é gerado na parede ou aplicado à sua face interna. A influência destes efeitos se faz sentir principalmente em uma não-uniformidade do fluxo térmico à montante da placa.

Afirma-se também que a variação da temperatura da superfície para o caso de fluxo uniforme não é grande na maior parte da altura da placa. Por conseguinte, dificilmente será necessário distinguir em situações práticas a condição de fluxo de calor constante da condição de placa isotérmica.

Tendo em vista os fatos acima apontados, optou-se por tratar a convecção das paredes externas da gaveta independente do sub-bastidor como ocorrendo em superfícies isotérmicas.

O problema clássico da placa plana foi objeto de estudo de muitos pesquisadores, tendo sido propostas várias equações para o cálculo do número de Nusselt [23].

Ostrach [48] obteve soluções analíticas para as equações da camada limite para oito valores do número de Prandtl, trabalho este posteriormente estendido por Le Fevre [36], permitindo a interpolação para outros valores de Pr. As expressões obtidas por Ostrach para o número de Nusselt representam os dados experimentais satisfatoriamente para números de Rayleigh entre 10^6 e 10^8 , porém com resultados ligeiramente subestimados.

Bejan [8], através de uma adimensionalização das equações da camada limite diferente daquela usada por Ostrach, obteve

uma expressão para o número de Nusselt com resultados aproximadamente 28% mais altos.

Mc Adams [1] propôs correlações empíricas para o número de Nusselt médio cobrindo uma faixa ampla do número de Rayleigh com resultados intermediários àqueles fornecidos pelas duas expressões anteriores.

Squire [59] obteve uma solução aproximada das equações de convecção natural. A expressão por ele obtida para Nu fornece resultados intermediários àqueles calculados através das expressões de Ostrach e através de uma correlação de Mc Adams relevante neste problema particular.

A Fig. 3.30 mostra estas quatro equações em um mesmo gráfico para efeito de clareza e comparação, juntamente com os dados experimentais disponíveis para o ar [23]. Pode-se observar que a solução proposta por Squire ajusta-se melhor aos dados experimentais na faixa de interesse deste problema ($R_a = 10^7$), sendo a escolhida para utilização na presente modelagem. A correlação de Mc Adams, embora representativa dos dados experimentais, não possibilita o cálculo do número de Nusselt local, não sendo adequada à análise deste problema.

A Fig. 3.31 representa uma parede externa do equipamento como uma placa plana vertical, onde as dimensões de interesse para o desenvolvimento da expressão do coeficiente de película também foram apontadas.

As alturas x_1 e x_2 delimitam uma parcela da altura total l , na qual localiza-se a unidade térmica sendo estudada.

A equação de Squire para o número de Nusselt local é

$$Nu_x = 0,508^{1/4} (0,952 + Pr)^{-1/4} Ra_x^{1/4} \quad (3.67)$$

O coeficiente de película médio no espaço entre x_1 e x_2 pode ser obtido através da integração da Eq. (3.67) devidamente rearranjada, considerando-se as propriedades do fluido invariantes com a temperatura. Obtêm-se:

$$\bar{h} = 0,677 K \left[\frac{Pr}{0,952 + Pr} \right]^{1/4} \left(\frac{g\beta}{\nu\alpha} \right)^{1/4} \left[\frac{x_2^{3/4} - x_1^{3/4}}{x_2 - x_1} \right] (T_p - T_\infty)^{1/4}, \quad (3.68)$$

onde T_p é a temperatura da parede e T_∞ a temperatura do fluido não perturbado.

As propriedades do fluido devem ser avaliadas à temperatura de película, isto é, a média aritmética entre a temperatura da superfície e a temperatura do fluido não perturbado. Tomou-se, para utilização na modelagem, uma temperatura de película média entre todos os testes realizados, uma aproximação razoável considerando-se que as temperaturas de película individuais mantiveram-se em uma faixa estreita.

A resistência a troca térmica convectiva entre as paredes externas do equipamento e o ambiente é dada pela Eq. (3.18), introduzindo-se os parâmetros convenientes.

A Eq. (3.68) reduz-se a

$$\bar{h} = 1,705 (T_p - T_\infty)^{1/4}, \quad (3.69)$$

para as propriedades do ar tomadas a 35°C , conforme explicado acima, e valores de x_1 e x_2 encontrados na Fig. 2.16.

A Eq. (3.18) torna-se:

$$R_{c2} = \frac{1}{1,705 (T_p - T_\infty)^{1/4} A} \quad (3.70)$$

3.6.10. Transferência de calor por radiação das paredes externas para o ambiente

A gaveta independente de sub-bastidor utilizada nos testes comporta-se, devido a suas dimensões, como um corpo pequeno no interior de uma grande cavidade, que é a sala onde está localizada. As Eqs. (3.24) e (3.25) regem uma troca térmica deste tipo.

A resistência a esta transferência de energia radiante é:

$$R_r = \frac{1}{4\epsilon_i \sigma T_e^3 A} \quad (3.71)$$

A temperatura T_e refere-se especificamente às paredes da sala onde está localizada a gaveta independente. Supondo que estas paredes e o ar ambiente estejam essencialmente à mesma temperatura, foi admitido que T_e pode ser confundida com T_∞ .

Esta última hipótese torna possível a soma em paralelo das resistências de radiação e convecção, Eqs. (3.70) e (3.71), pois agora elas situam-se entre as mesmas temperaturas.

$$R = \frac{1}{A[1,705 (T_p - T_\infty)^{1/4} + 4\epsilon_i \sigma T_\infty^3]} \quad (3.72)$$

Conquanto o modelo aqui desenvolvido para estas trocas térmicas tenha se referido à gaveta independente de sub-bastidor, a hipótese de corpo pequeno no interior de um grande invólucro continua válida para as colunas completas da MVP, pois a relação entre a área das paredes da sala e a área de uma coluna mantém-se alta.

A expressão para a resistência térmica dos ramos RC_{7-12} , RC_{8-12} e RC_{9-12} da malha da Fig. 3.1 é encontrada pela simples substituição das áreas e das emissividades correspondentes a cada superfície na Eq. (3.72).

As placas de liga de alumínio de que são fabricadas a porta e as paredes laterais são anodizadas em solução de ácido sulfúrico. A emissividade monocromática para uma superfície assim tratada, na faixa de radiação infravermelha envolvida neste problema (9-10 μm), é [9]:

$$\epsilon_{\lambda} = 0,95$$

Não compreendendo o escopo deste trabalho a medição da emissividade total ou monocromática das superfícies em questão, optou-se pela adoção do valor acima na Eq. (3.72), já que a troca radiante ocorre predominantemente na faixa de comprimentos de onda apontada acima.

A área envolvida nas transferências externas de energia é aquela entre duas placas de circuito impresso, ao contrário das trocas internas, onde a área pertinente é aquela entre a placa de circuito impresso e a blindagem magnética superior. Sendo de 20,0 mm o passo no espaçamento das placas, tem-se:

$$A = 3,40 \times 10^{-3} \text{ m}^2 ,$$

para as paredes laterais, e

$$A = 2,40 \times 10^{-3} \text{ m}^2 ,$$

para a porta.

3.6.11. Transferência de calor através do contato entre as paredes laterais e porta

Conforme discutido no Capítulo 2, a porta é mantida em posição através de uma fixação precária proporcionada pelas presilhas existentes nas suas extremidades. Da mesma forma que não há um contato sólido-sólido entre a porta e borda frontal das placas

e blindagens, estabelece-se um filme de ar também entre a borda das paredes laterais e a porta. Qualquer contato real sólido-sólido é restrito à região de encaixe das presilhas e, em menor escala, à linha onde a porta toca o topo e a base da gaveta de subbastidor.

Para se estimar a ordem de grandeza em que se situa a resistência de contato térmico entre a borda de uma parede lateral e a porta, foram feitos alguns cálculos descritos a seguir.

Os testes experimentais utilizados na avaliação da resistência térmica da montagem do resistor na placa de circuito impresso permitem uma estimativa da resistência em questão independentemente dos testes que a modelagem visa simular.

A Fig. 3.32 apresenta a porta vista de topo, indicando-se as várias transferências de energia a que está sujeita em uma unidade térmica da MVP.

A energia térmica que a porta perde para o ambiente (cic_{7-12}) provém de várias fontes:

- . Energia recebida dos nós I e IV da placa de circuito impresso, cic_{1-7} e cic_{4-7} ;
- . Energia recebida da blindagem, cic_{11-7} ;
- . Energia radiante proveniente de todas as outras superfícies da cavidade;
- . Fração da energia convectiva interna;
- . Energia oriunda das duas paredes laterais, cic_{8-7} e cic_{9-7} .

As energias radiante e convectiva recebidas internamente foram consideradas desprezíveis face às demais, pois a troca convectiva se dá com a blindagem primordialmente, e a energia radiante é apenas uma pequena parcela da energia total, como foi visto durante a dedução da resistência térmica da montagem do resistor. Um balanço de energia na porta permite escrever:

$$cic_{8-7} + cic_{9-7} = cic_{7-12} - cic_{11-7} - cic_{1-7} - cic_{4-7} \quad (3.73)$$

A introdução na Eq. (3.73) das temperaturas experimentais e o emprego dos valores das resistências térmicas obtidos nas seções precedentes levam ao valor da taxa de transferência de energia das laterais para a porta. Admitindo-se que as resistências RC_{8-7} e RC_{9-7} são iguais, chega-se à seguinte expressão:

$$RC_{8-7} = \frac{T_8 + T_9 - 2T_7}{cic_{8-7} + cic_{9-7}} \quad (3.74)$$

A Tab. 3.3 apresenta os resultados acima para as temperaturas experimentais medidas nos testes experimentais citados.

Uma maneira alternativa de se avaliar esta resistência é admitir que um filme de ar separa a borda frontal das paredes laterais da porta. A resistência de condução unidimensional associada a uma unidade térmica é

$$R = 643 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

para a condutividade térmica do ar tomada à temperatura média de 40°C , e supondo-se a espessura do filme igual à folga existente entre a porta e a borda frontal das blindagens e placas (0,7 mm).

A enorme disparidade verificada entre o valor acima e aqueles da Tab. 3.3 evidencia a importância de se realizar ensaios específicos para a medição desta resistência térmica. Talvez a discrepância observada se deva a uma eventual interligação das paredes laterais com a porta através do topo e base, que no caso da gaveta independente de sub-bastidor, cujas dimensões são menores, se faz sentir com maior intensidade.

Sendo os resultados obtidos tão desiguais, optou-se pela execução de uma análise sensitiva para se decidir qual o melhor valor a ser usado, e verificar o grau de comprometimento da modelagem pela falta de resultados experimentais para esta resistência. Foram testados os valores

$$R = 60 \text{ }^{\circ}\text{C/W} ,$$

$$R = 400 \text{ }^{\circ}\text{C/W} \quad e$$

$$R = 650 \text{ }^{\circ}\text{C/W} .$$

O valor de 60°C/W é próximo à média dos resultados constantes da Tab. 3.3, 650°C/W representa o limite superior para esta resistência de contato térmico e 400°C/W foi uma escolha feita com o intuito de se verificar o comportamento da modelagem em um ponto intermediário entre os anteriores.

Uma análise preliminar dos resultados teóricos mostrou que, de uma maneira geral, a concordância com dados experimentais é inversamente proporcional à potência por placa simulada, isto é, em $0,50 \text{ W/placa}$ ocorrem os menores desvios percentuais, os quais são exacerbados para $3,00 \text{ W/placa}$. Estas potências definem os limites inferior e superior da faixa de dissipações testadas na gaveta independente de sub-bastidor, tendo sido escolhidas para a execução da análise sensitiva mencionada anteriormente.

As superfícies diretamente influenciadas por esta resistência de contato são a porta e as paredes laterais, as mesmas onde ocorrem os maiores desvios entre resultados experimentais e teóricos, como será discutido no capítulo seguinte. Por estes motivos, os erros percentuais ali envolvidos foram adotados como critério para decisão por um ou outro valor da grandeza tratada presentemente.

Constata-se, a partir dos resultados da análise sensitiva, que mesmo valores tão discrepantes para esta resistência térmica têm efeito pouco perceptível nos erros percentuais, que não se alteram em mais $1,5\%$ nos extremos de comparação ($0,50$ e $3,00 \text{ W/placa}$).

Dentro desta faixa estreita de variação, observou-se que valores mais baixos da resistência são adequados a potências por placa menores, enquanto potências maiores requerem valores mais elevados.

Os erros individuais mantiveram-se dentro de limites

aceitáveis, tanto para 0,50 como 3,00 W/placa, quando se fez

$$R = 60 \text{ } ^\circ\text{C/W,}$$

de tal modo que se optou por este valor nesta modelagem.

Portanto, tem-se

$$RC_{8-7} = 60 \text{ } ^\circ\text{C/W e}$$

$$RC_{9-7} = 60 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

3.6.12. Transferência de energia radiante internamente à cavidade

O modelo utilizado de troca radiante entre superfícies cinzas, isotérmicas e de radiosidade uniforme é descrito em linguagem matemática essencialmente pela Eq. (3.10), onde os termos

$$\sum \frac{B_j - B_i}{(A_i F_{i-j})^{-1}}$$

representam as energias radiantes permutadas pelas superfícies da cavidade.

A resistência a uma transferência de calor deste tipo, denominada genericamente RR_{i-j} , é dada por

$$RR_{i-j} = (A_i F_{i-j})^{-1}$$

O Anexo 3 traz os valores dos fatores de forma necessários ao cálculo das diversas resistências entre as superfícies da unidade térmica para o caso de espaçamento simples.

3.7. SIMULAÇÃO DOS TESTES COM ESPAÇAMENTO DUPLO

O equacionamento anterior dos mecanismos de troca térmica referiu-se ao espaçamento simples entre as placas de circuito impresso da gaveta independente de sub-bastidor.

A simulação dos testes com espaçamento duplo requer alterações apenas nos valores de algumas resistências térmicas. São elas:

- Resistência à transferência de energia radiante internamente à cavidade – O maior afastamento entre as placas e blindagens leva a alterações nos valores dos fatores de forma calculados para o caso de espaçamento simples. O Anexo 4 relaciona os valores dos fatores de forma calculados para esta nova situação.
- Resistência à transferência de calor por convecção internamente à cavidade – A alteração nas dimensões da cavidade do resistor (Fig. 3.5) requer uma nova verificação da faixa de validade da Eq. (3.13). A execução destes cálculos é omitida por ser exatamente análoga ao caso do espaçamento simples. As resistências pertinentes são RC_{1-11} , RC_{2-11} , RC_{3-11} , RC_{4-11} , RC_{5-11} e RC_{6-11} .
- Resistência à transferência de calor por convecção e radiação das paredes externas para o ambiente – Deve-se lembrar que a área para a realização destas trocas térmicas foi ampliada, pois é maior a porção das paredes externas compreendida entre duas placas de circuito impresso (resistências RC_{7-12} , RC_{8-12} e RC_{9-12}).
- Resistência à transferência de calor por condução da parede traseira para as paredes laterais – Esta resistência térmica é menor neste caso, pois a área transversal das paredes envolvidas foi duplicada. Os valores de RC_{10-8} e RC_{10-9} passam de 24°C/W para 12°C/W .

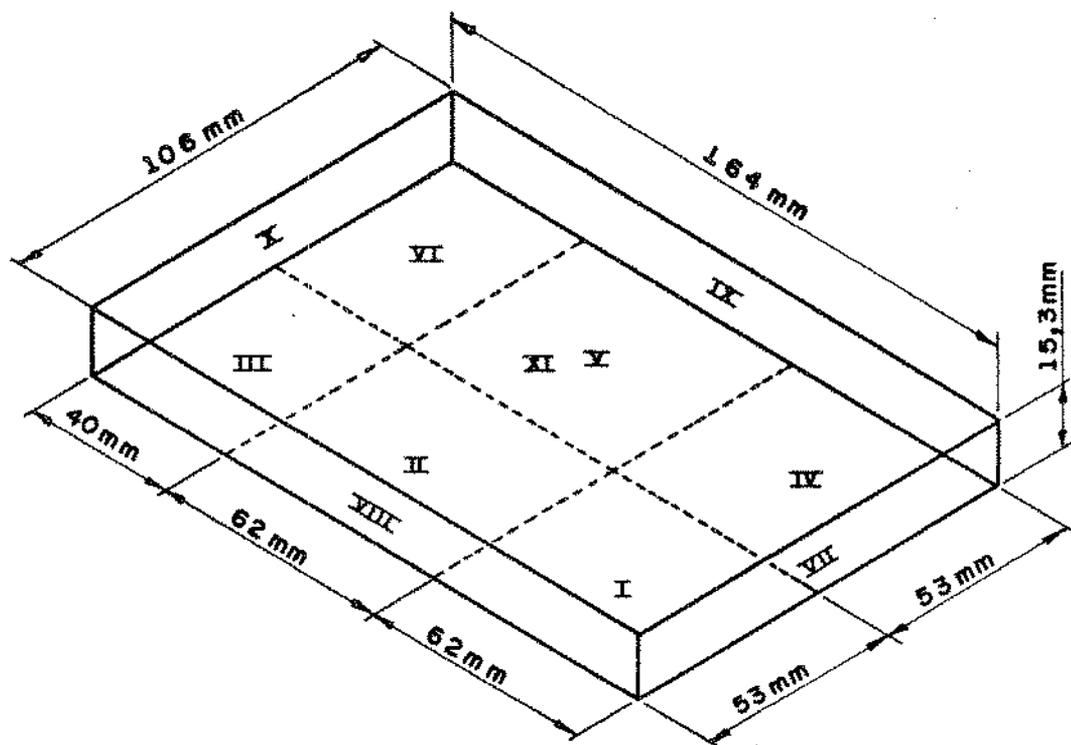


Figura 3.2 - A cavidade constituída pelas superfícies da unidade térmica da MVP.

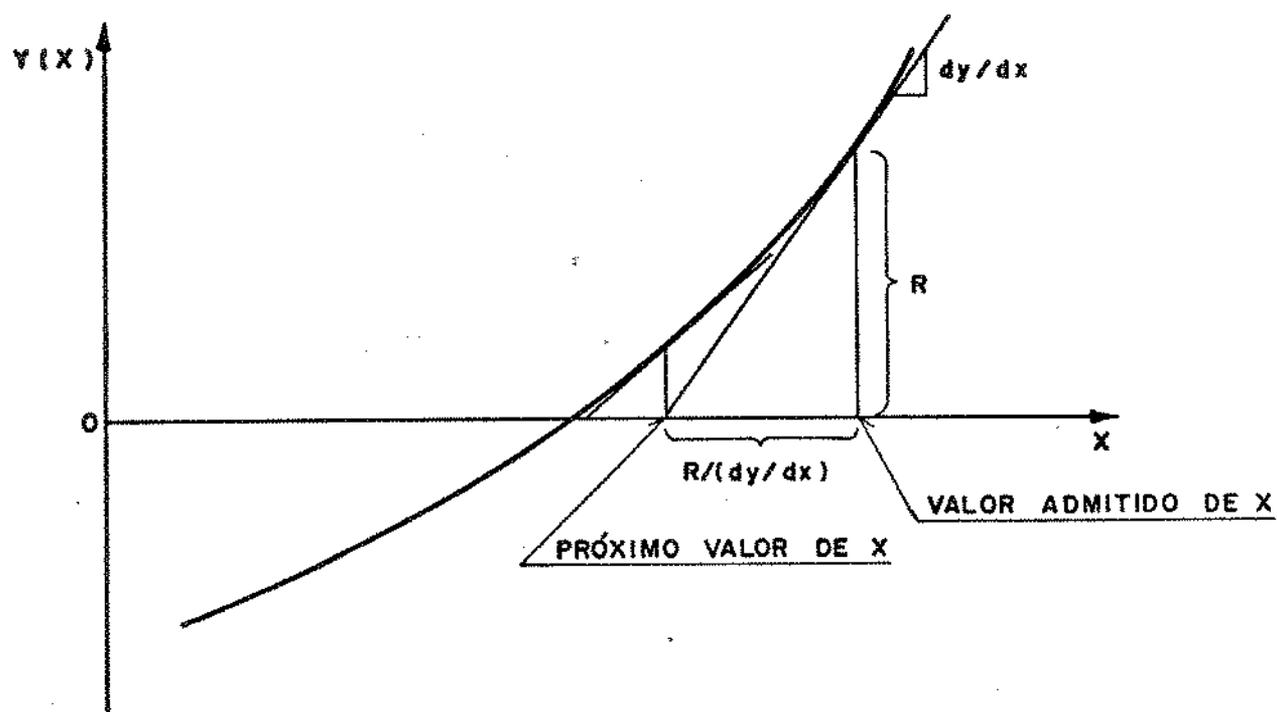
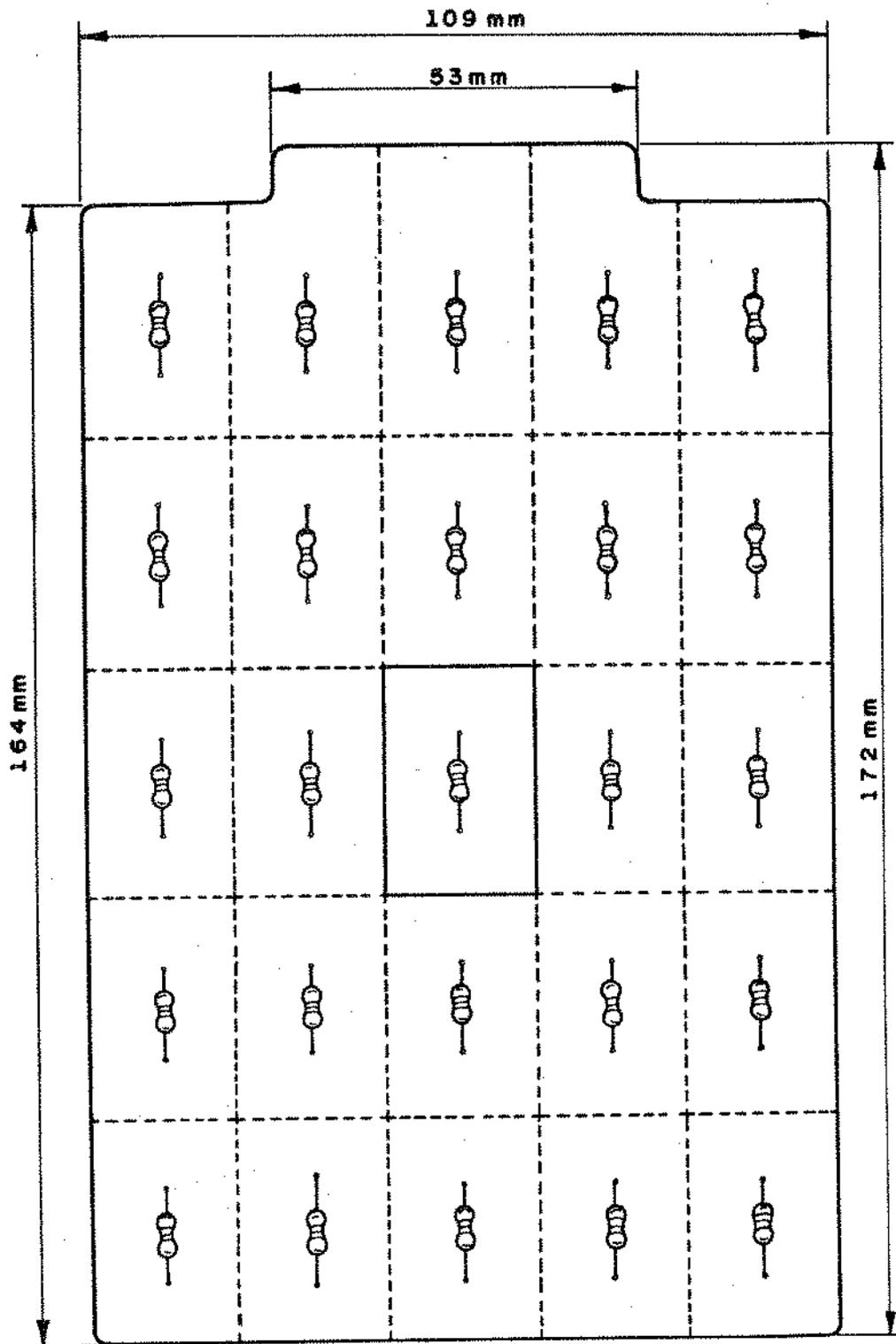


Figura 3.3 - O método de Newton-Raphson para uma equação a uma variável [60].



ESC. 1:1

Figura 3.4 - Divisão da área da placa de circuito impresso para tratamento das trocas convectivas na cavidade.

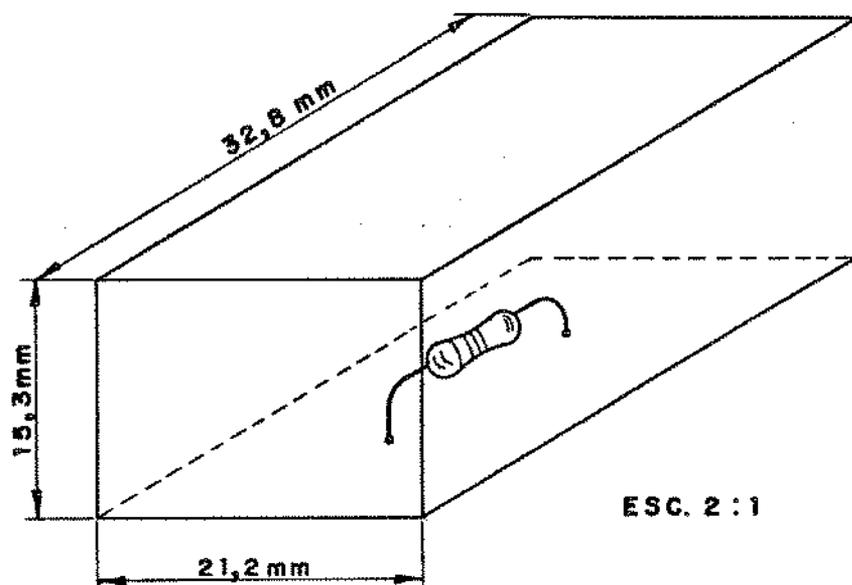


Figura 3.5 - Cavidade retangular imaginária atribuída ao campo de escoamento convectivo de um resistor.

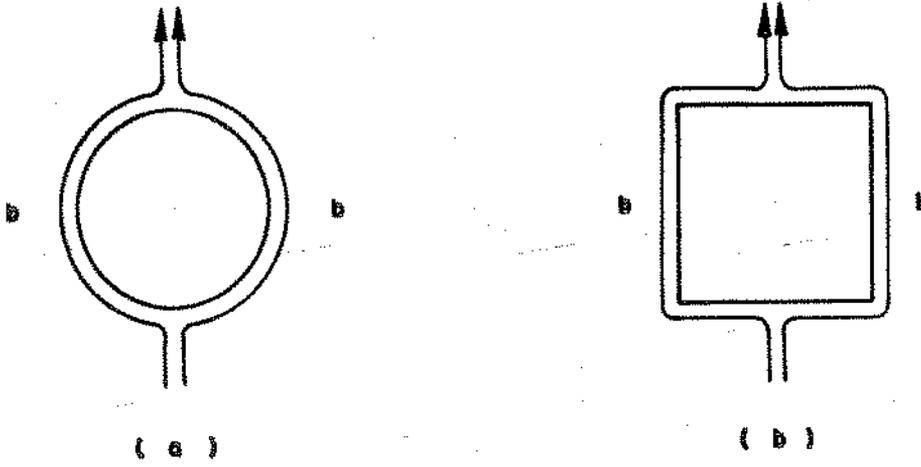


Figura 3.6 - Comprimento b da camada limite para diversas geometrias: (a) esferas e cilindros horizontais e (b) cubos.

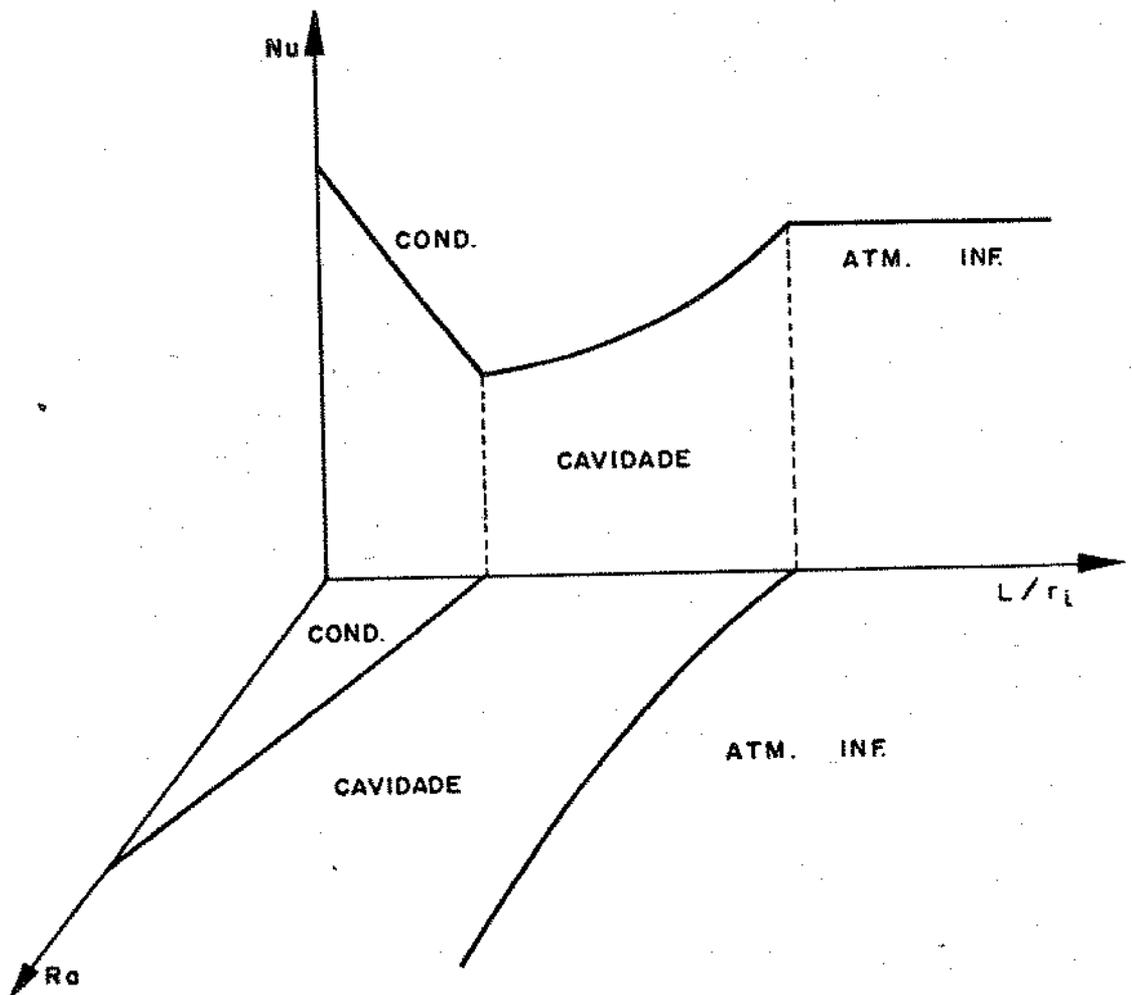


Figura 3.7 - Gráfico para verificação dos limites de validade de uma determinada equação de convecção de corpos em cavidade.

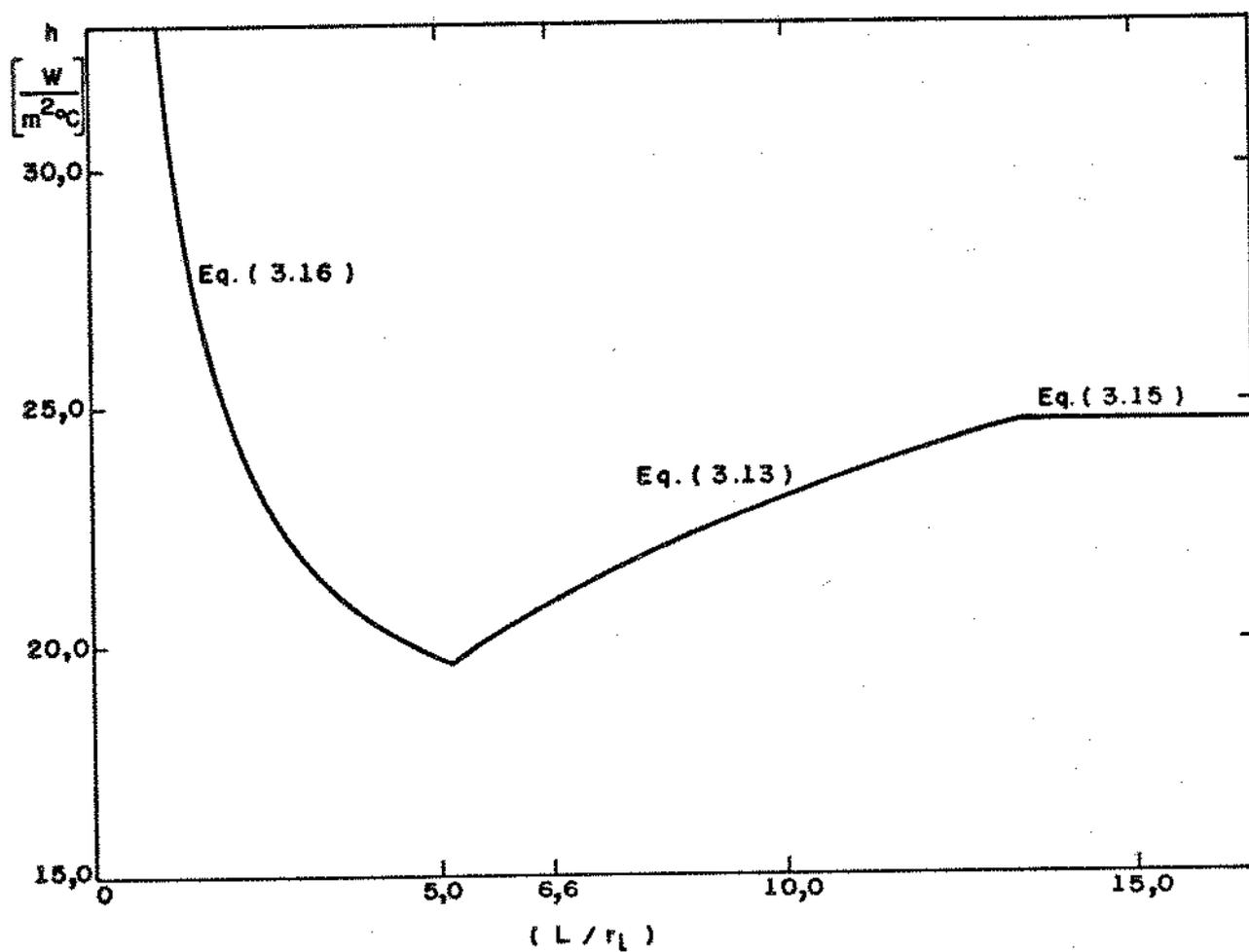


Figura 3.8 - Faixa de validade da Eq. (3.13).

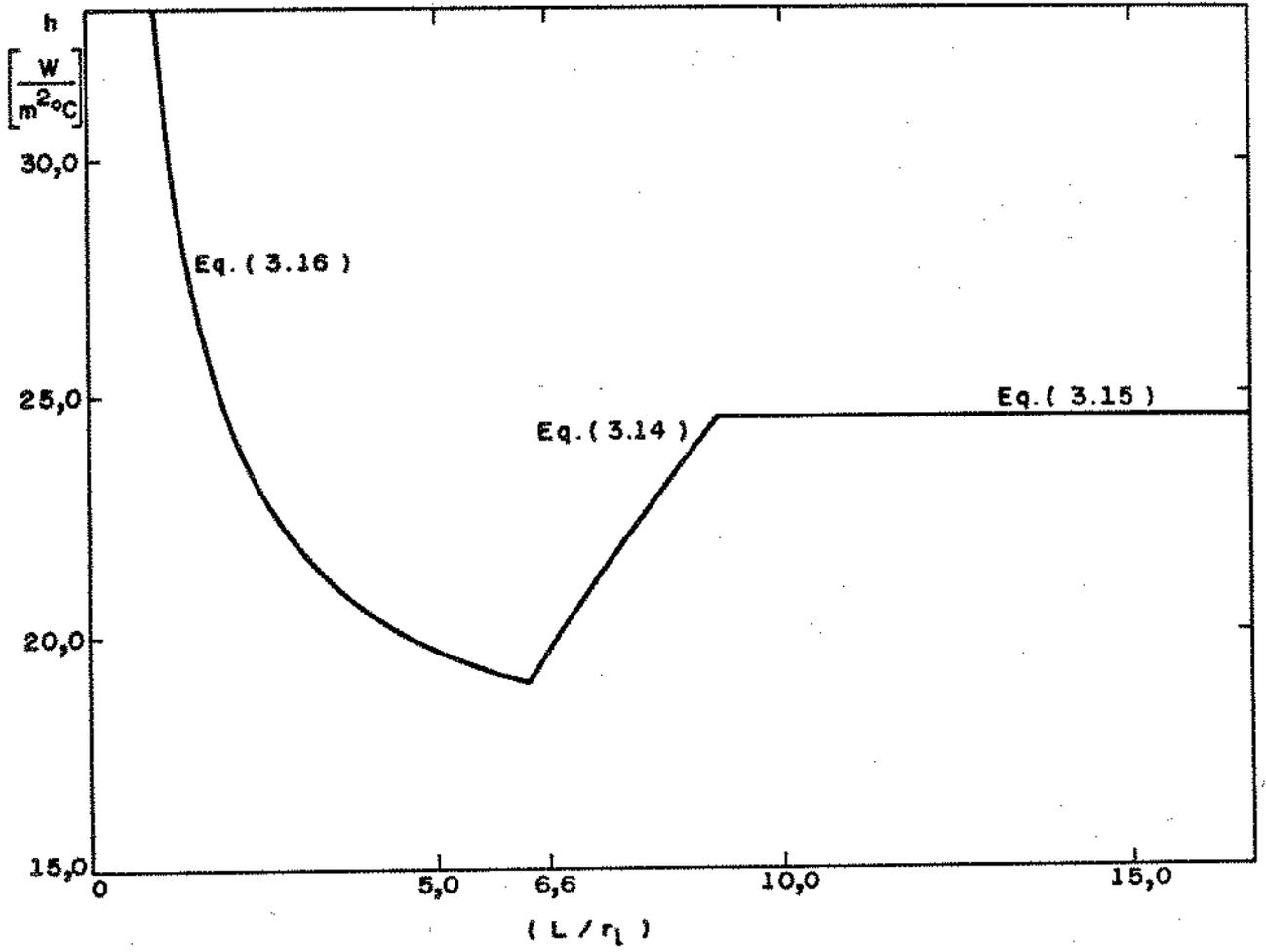


Figura 3.9 - Faixa de validade da Eq. (3.14).

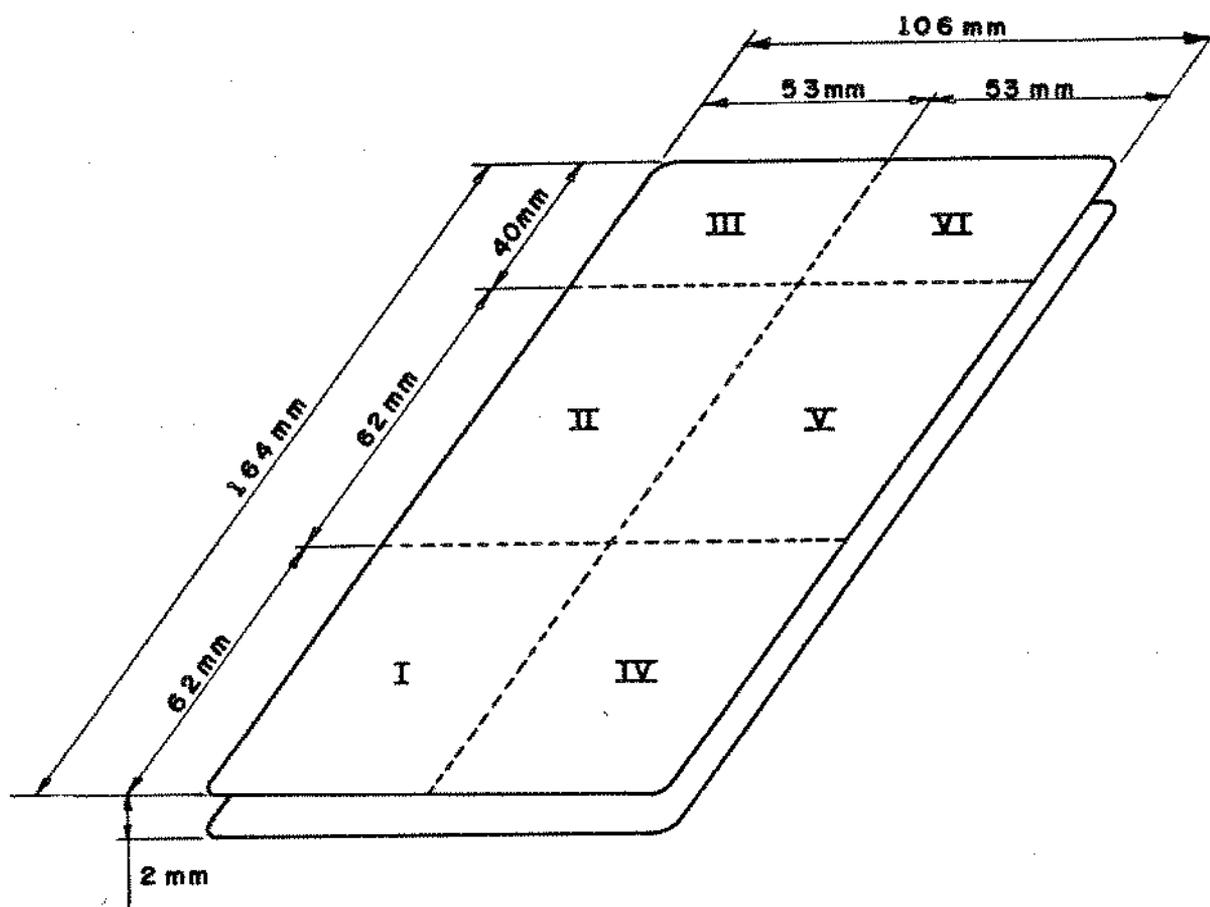


Figura 3.10 - Espaço confinado entre a placa de circuito impresso e a blindagem magnética inferior.

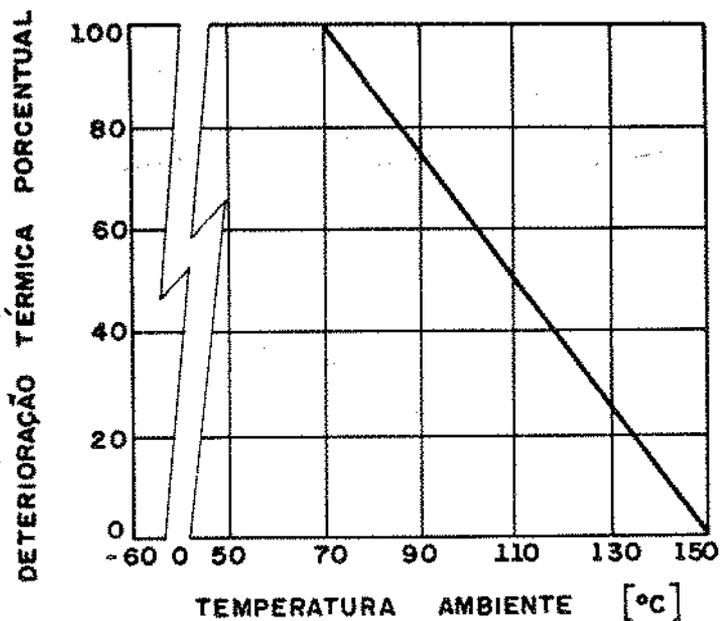


Figura 3.11a - Curva de deterioração térmica porcentual para um resistor de carbono de 1/4 W [64].

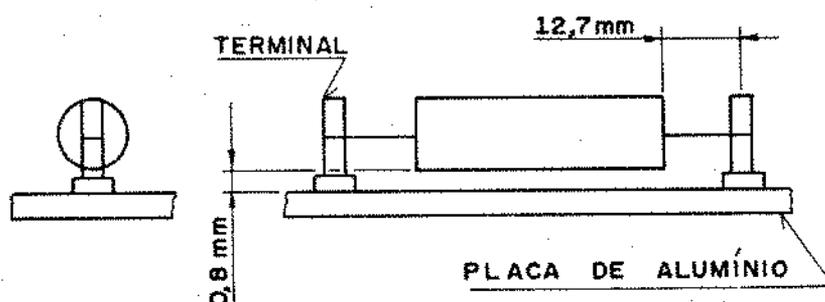


Figura 3.11b - Montagem do resistor associada à curva da figura anterior.

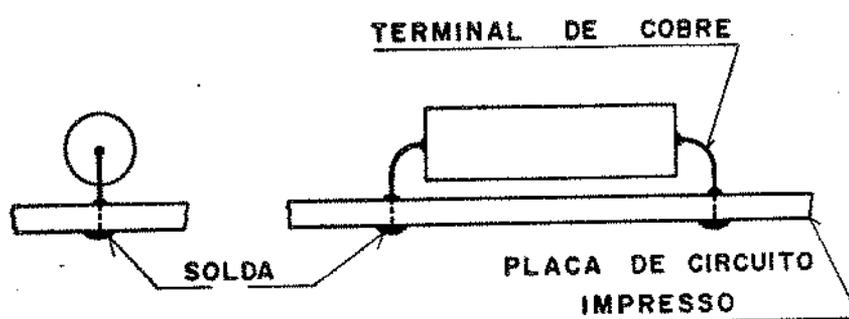


Figura 3.12 - Montagem dos resistores das placas de circuito impresso acondicionadas nas estruturas do tipo MVP para fins de estudos térmicos.

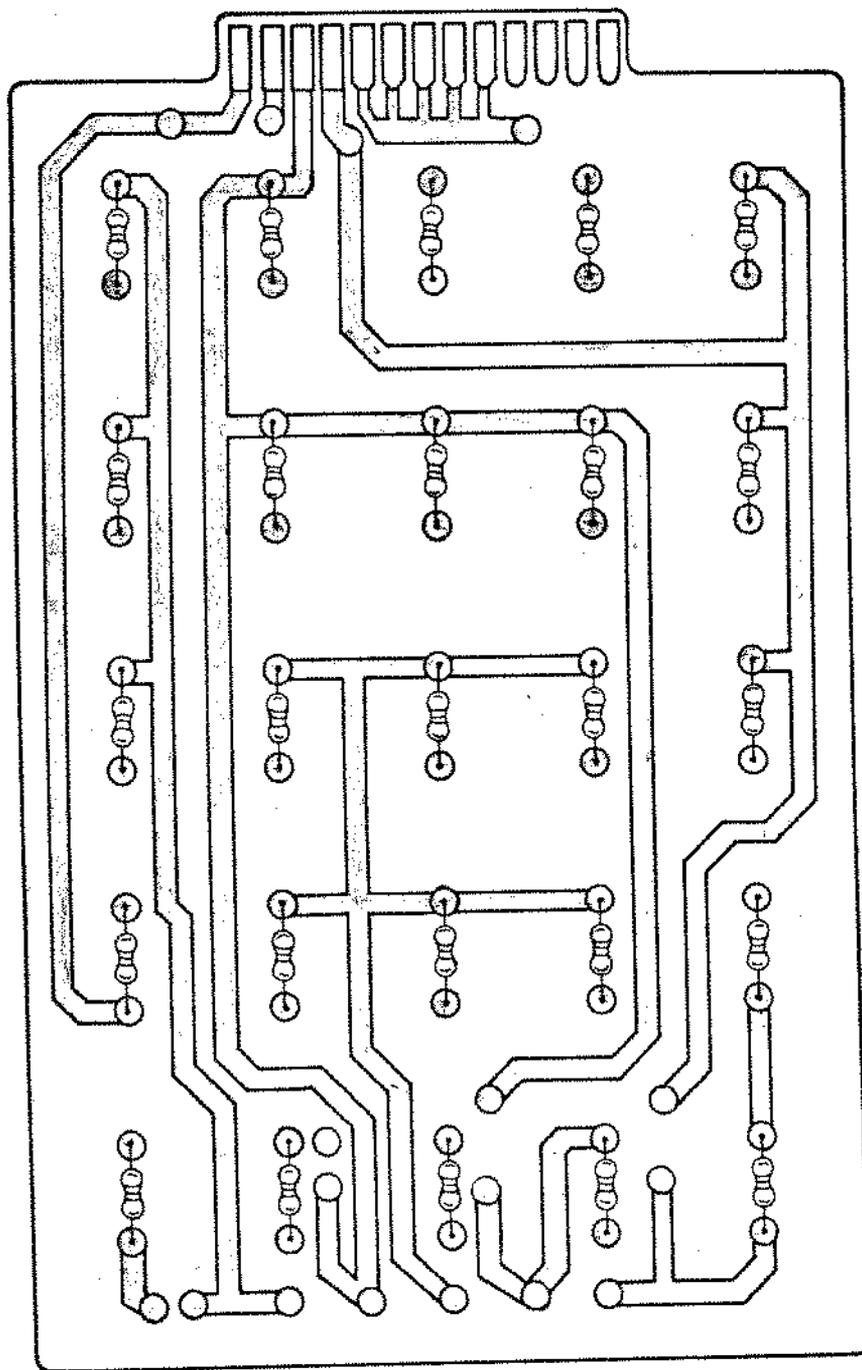


Figura 3.13a - Distribuição dos trilhos de cobre na face superior das placas de circuito impresso montadas na MVP para estudos térmicos.

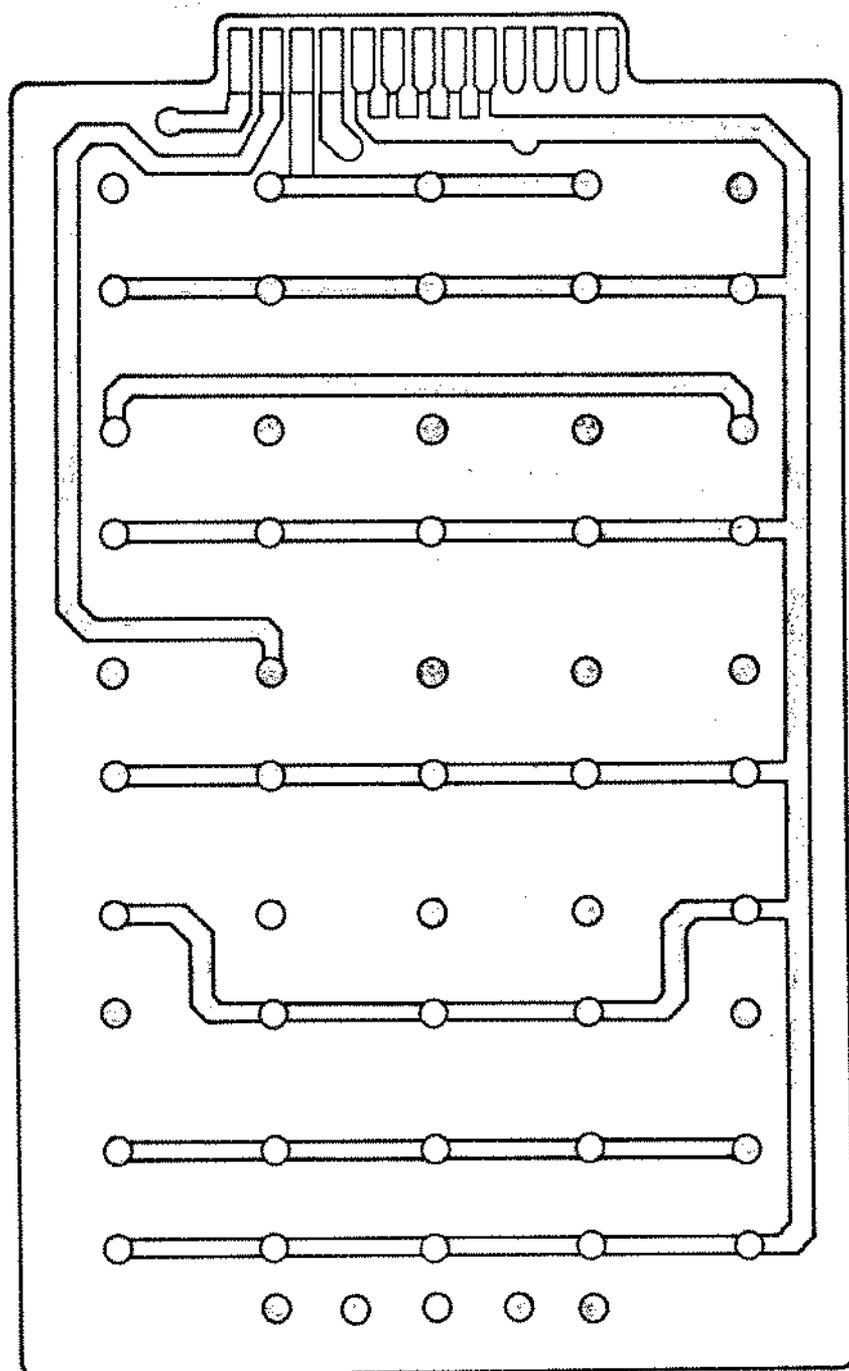


Figura 3.13b - Distribuição dos trilhos de cobre na face inferior das placas de circuito impresso.

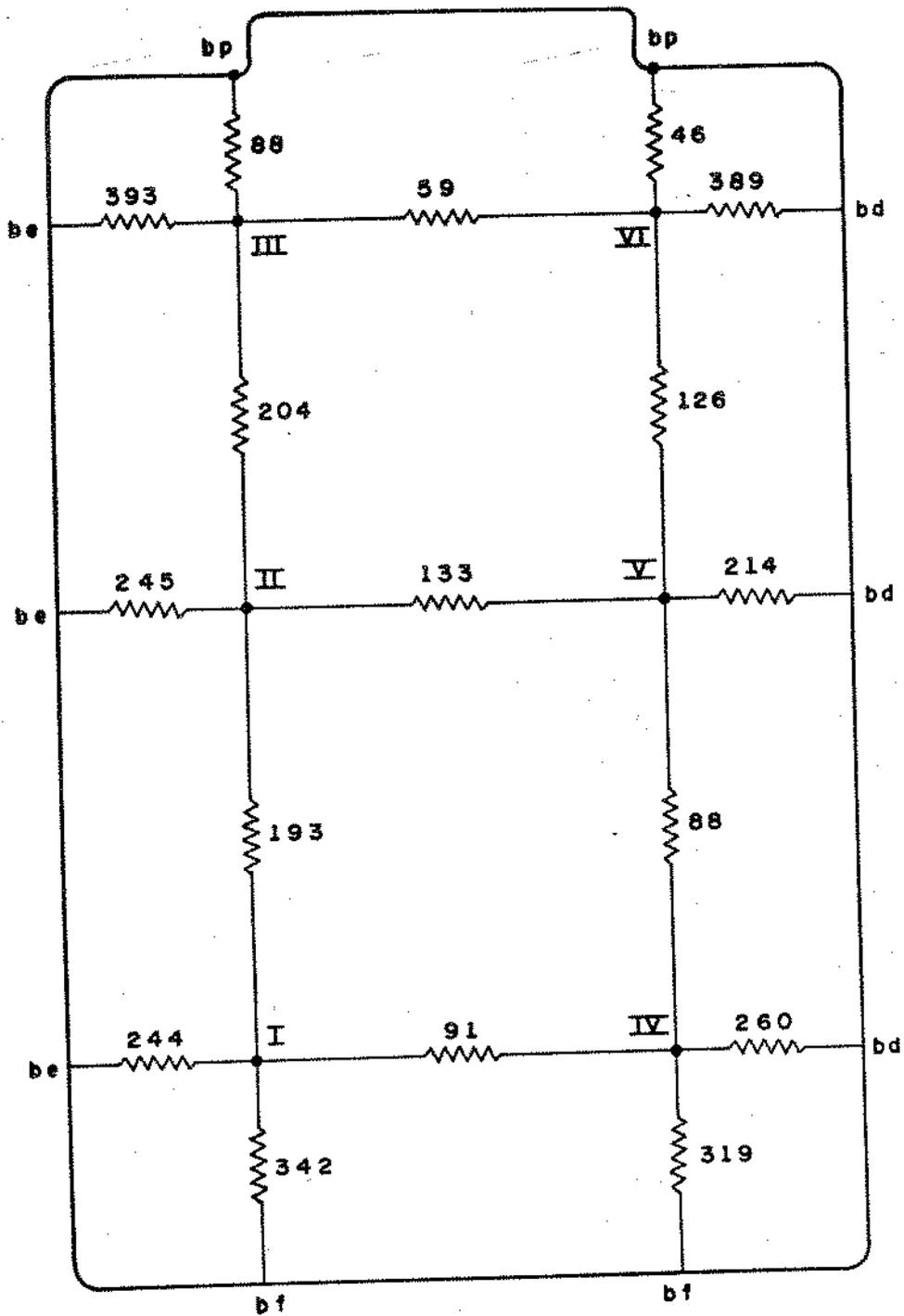


Figura 3.14 - Rede de resistências associadas às placas de circuito impresso com os respectivos valores em unidades de $^{\circ}\text{C}/\text{W}$.

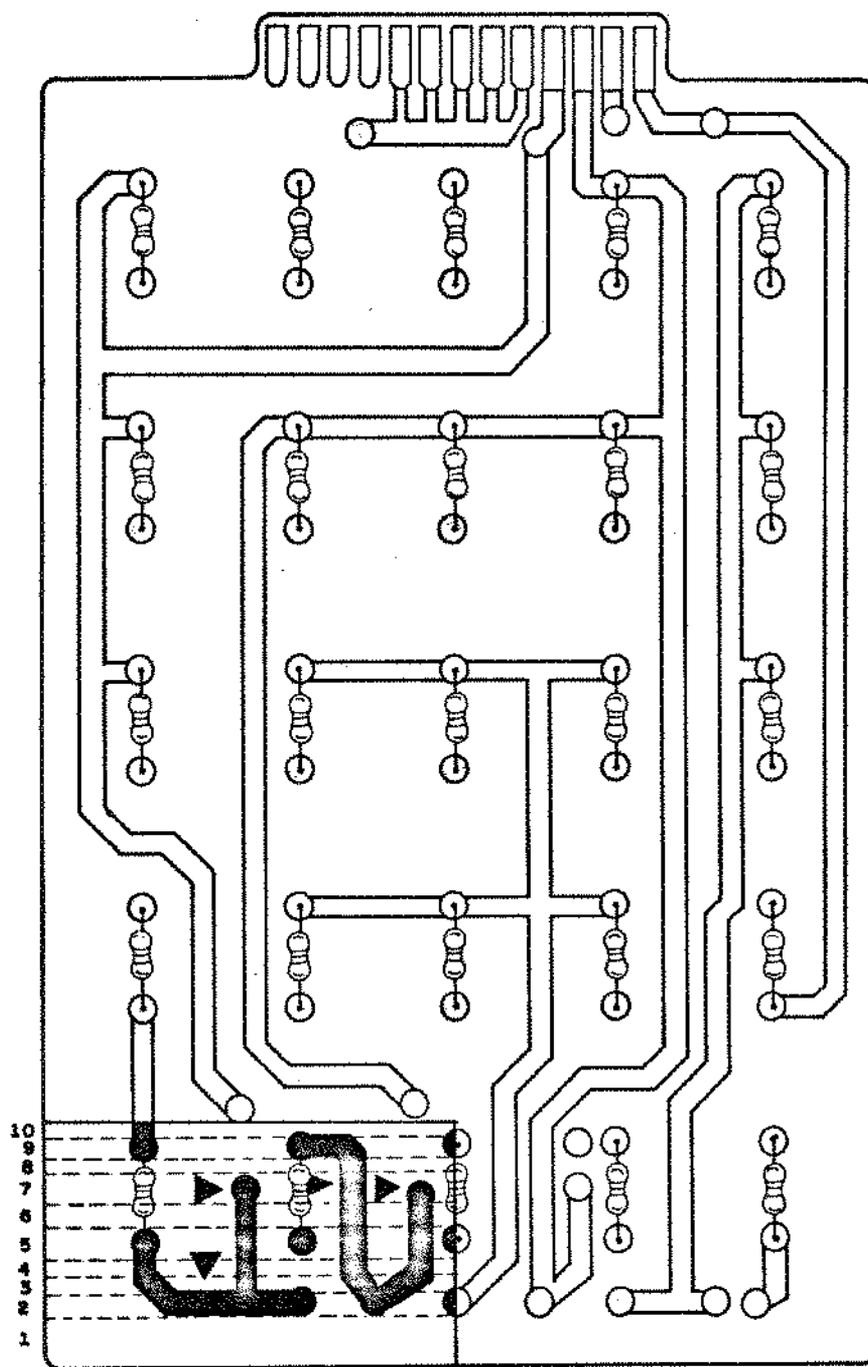


Figura 3.15 - Face superior da placa de circuito impresso salientando-se a porção correspondente à resistência R_{1-bf} .

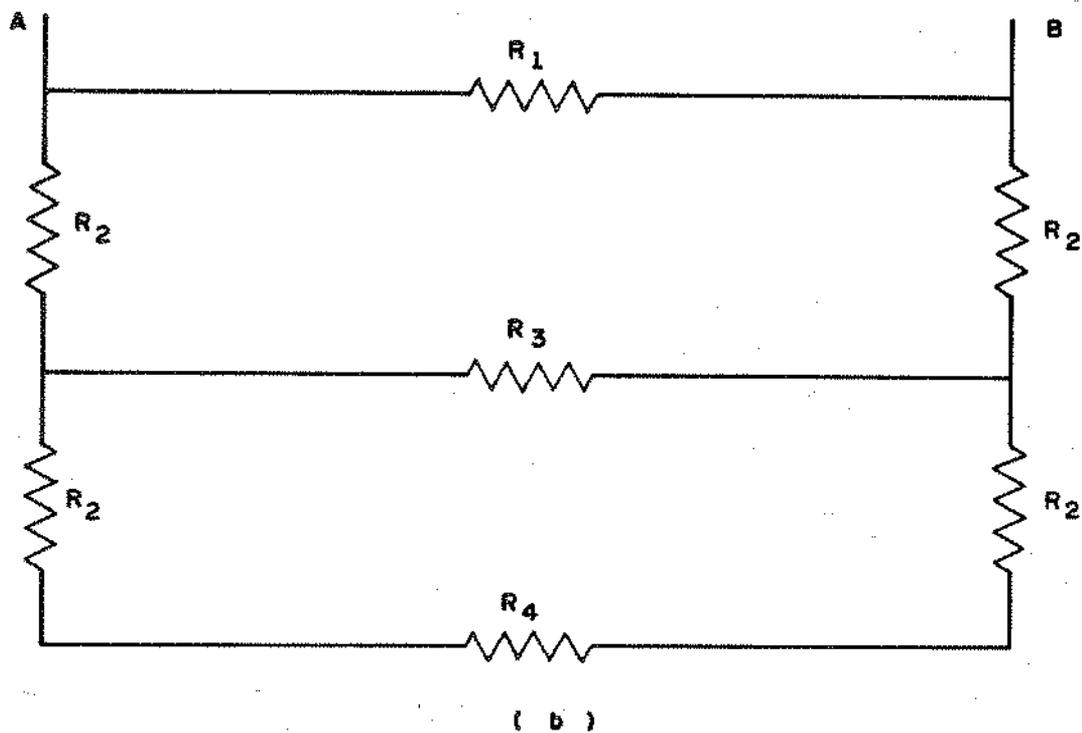
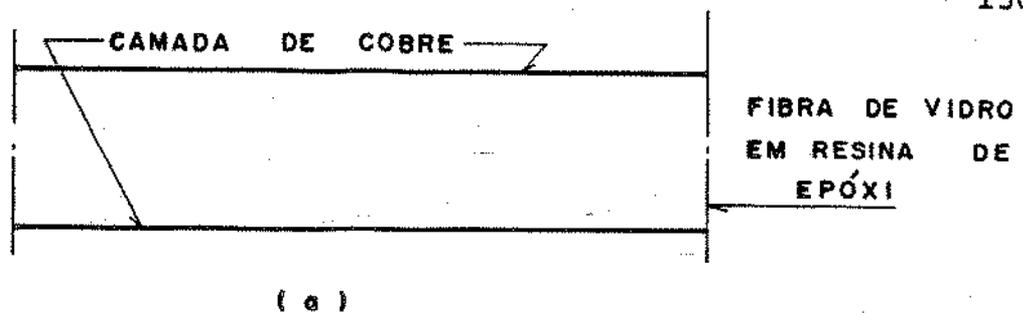


Figura 3.16 - Placa de circuito impresso com componentes dissipadores na sua face superior: (a) Vista lateral esquemática e (b) circuito térmico análogo.

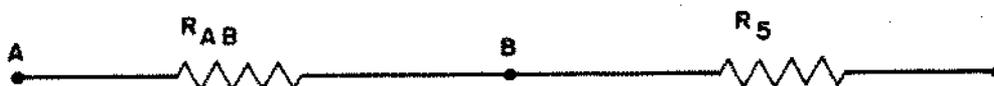


Figura 3.17 - Circuito térmico análogo para uma região onde há seções totalmente desnudadas de cobre localizadas no início ou no final.

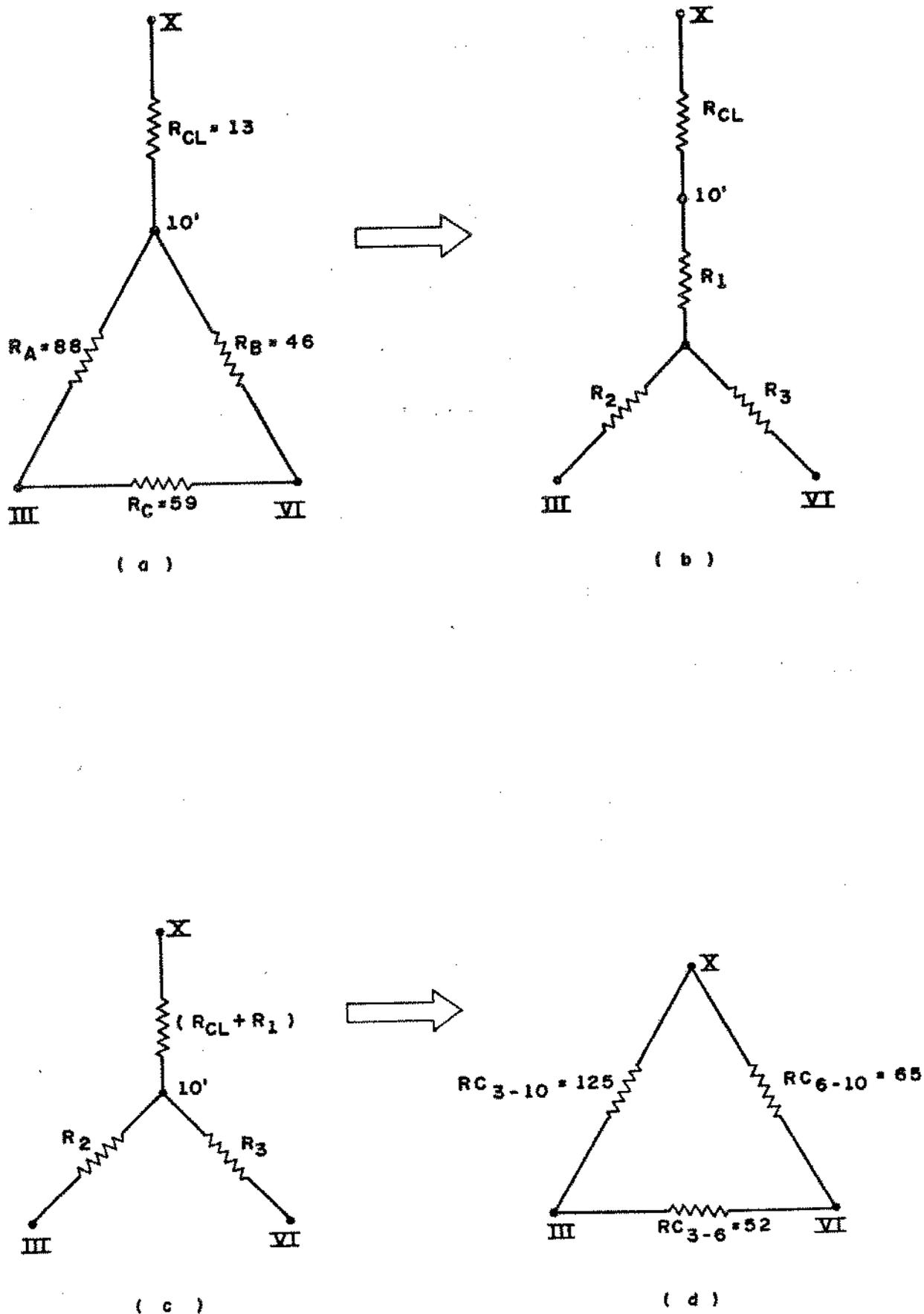


Figura 3.18 - Compatibilização com a malha da Fig. 3.1 do circuito relativo à conexão térmica entre a placa de circuito impresso e o conector linear. Valores em $^{\circ}\text{C}/\text{W}$.

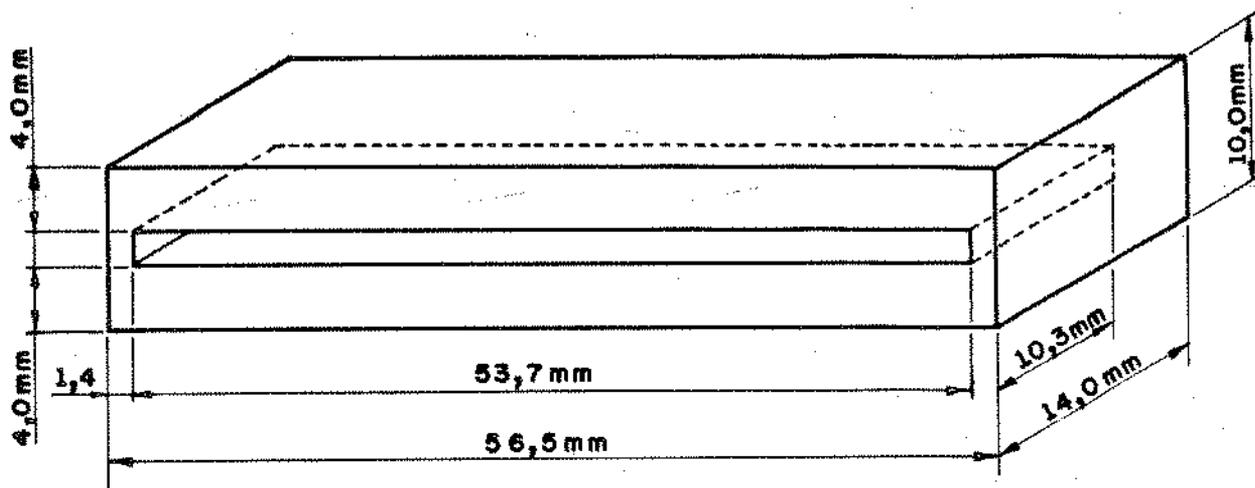


Figura 3.19 - Paralelepípedo representativo do conector linear para cálculo da resistência de condução.

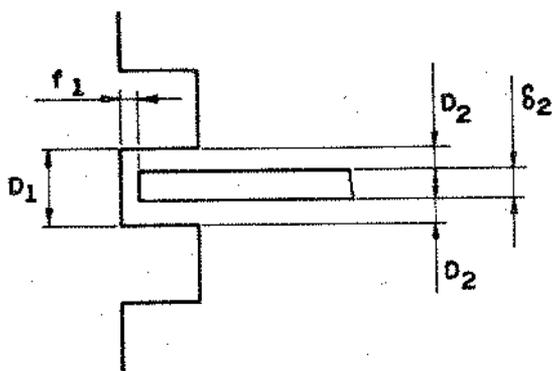


Figura 3.20 - Placa de circuito impresso em suspenso de maneira eqüidistante das duas faces da guia.

OBS.: MEDIDAS EM (mm)

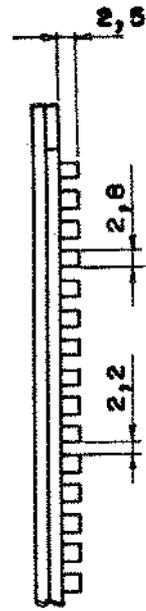
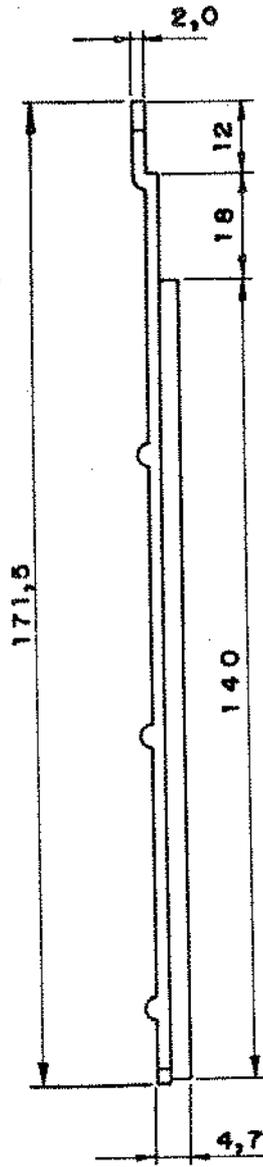
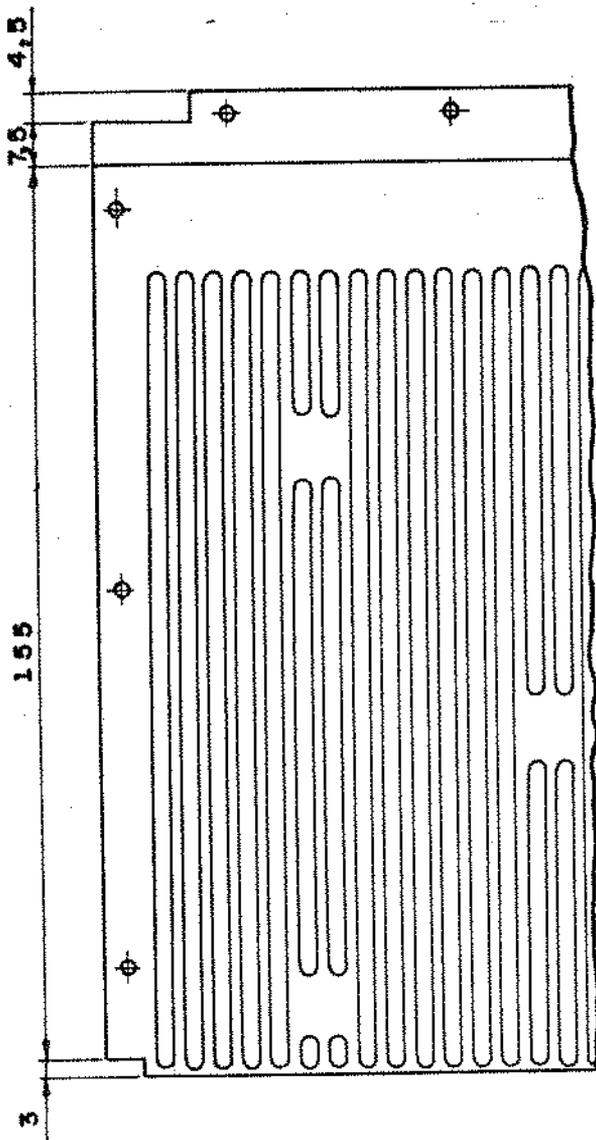


Figura 3.21 - As guias extrudadas na blindagem magnética.

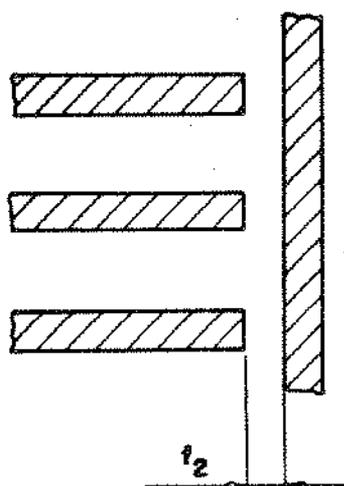


Figura 3.22 - Vista lateral em corte da porta fechada
contra as placas de circuito impresso.

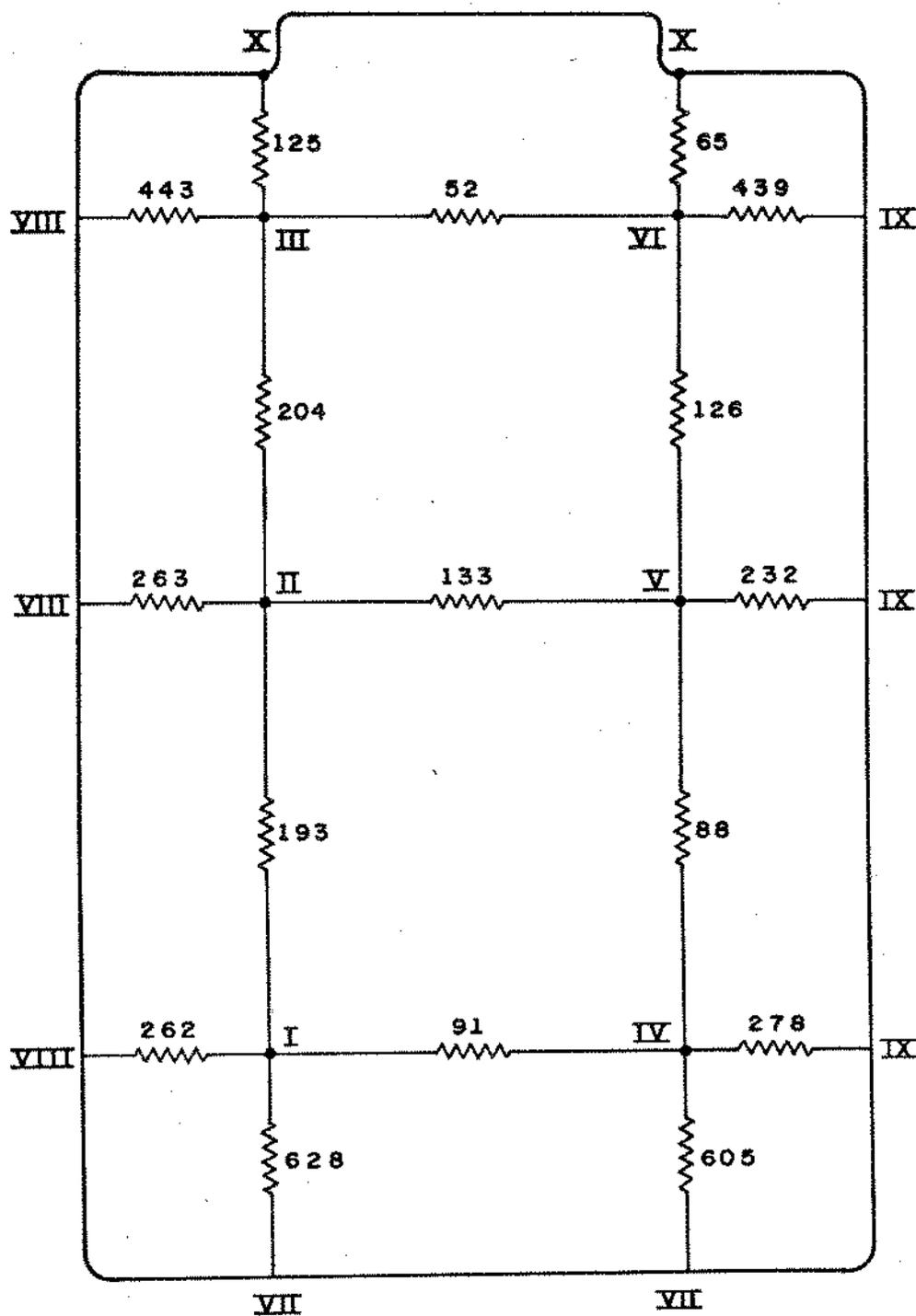


Figura 3.23 - Malha de resistências térmicas final ligando a placa de circuito impresso às paredes do equipamento.

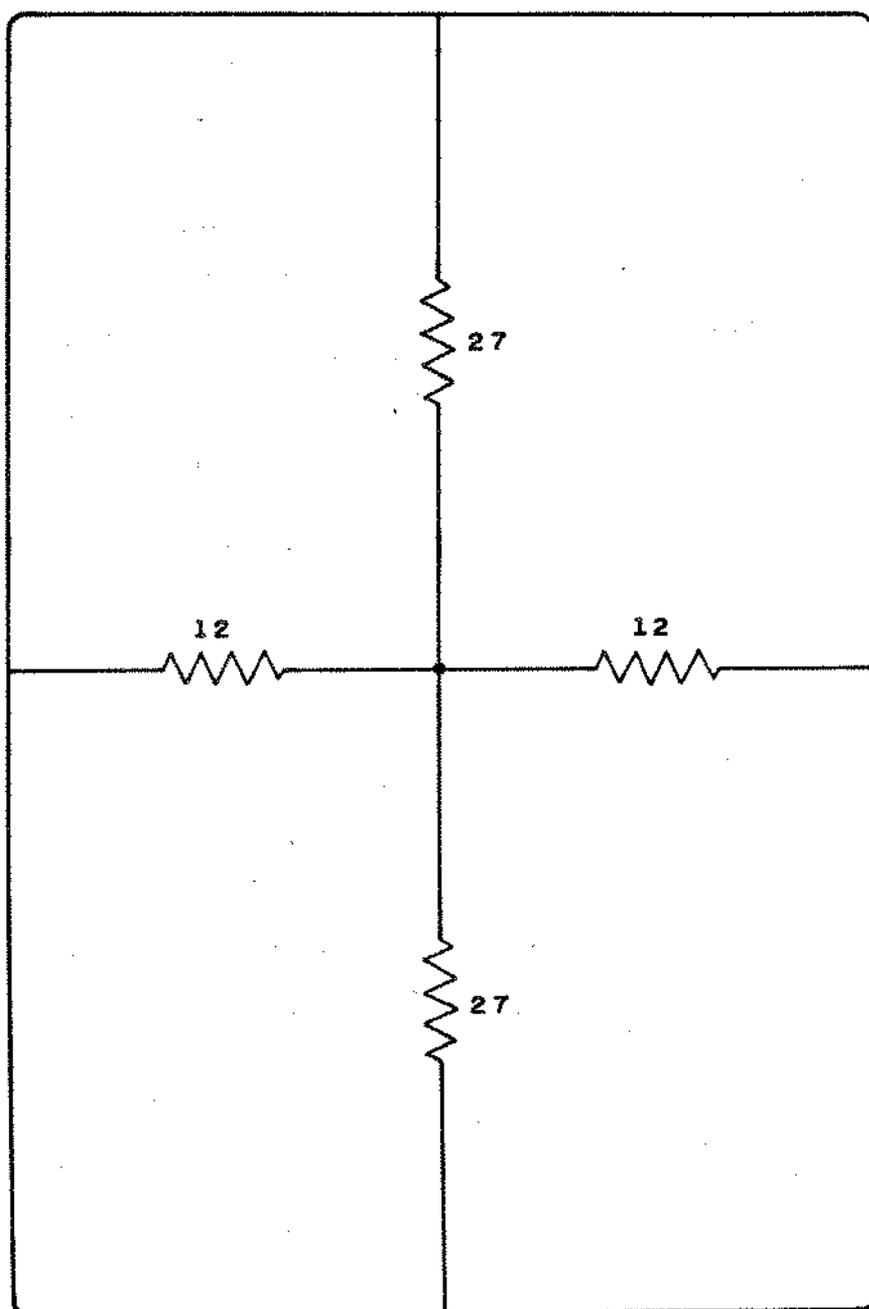


Figura 3.24 - Resistências de condução associadas à blindagem magnética.

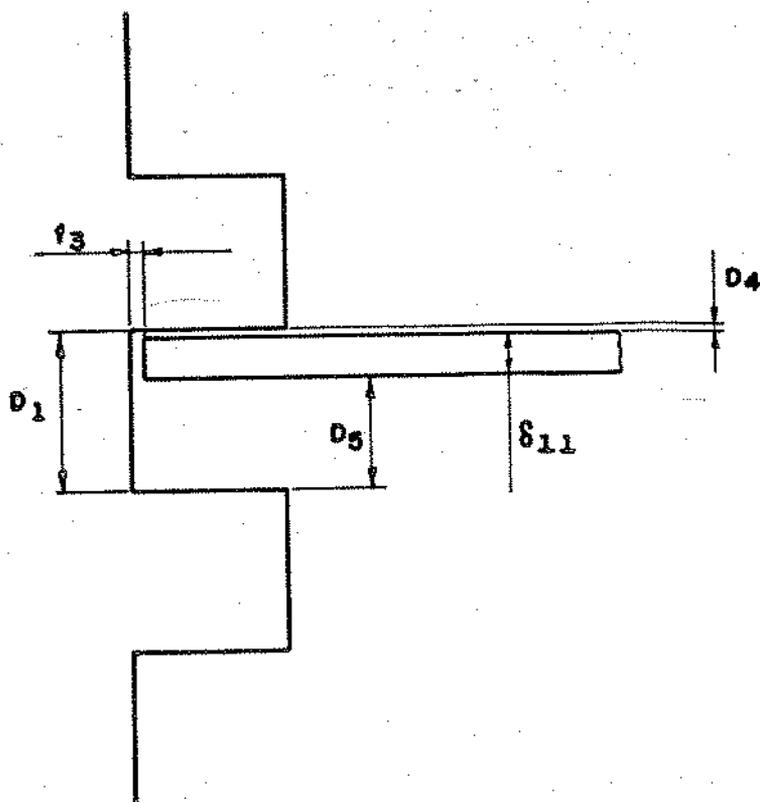


Figura 3.25 - Face superior da blindagem em contato íntimo com a ranhura.

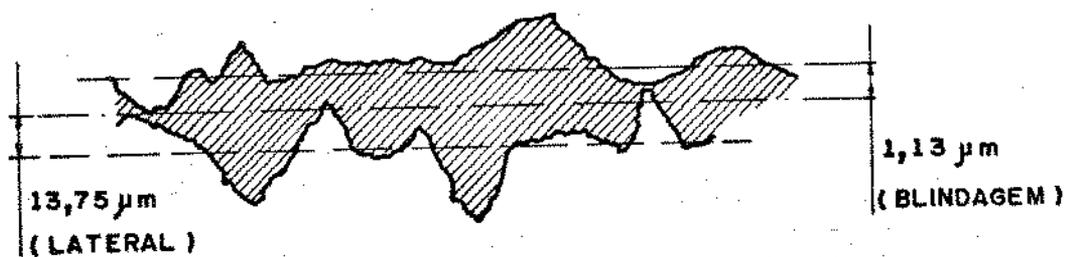


Figura 3.26 - Acoplamento dos perfis de ondulação das superfícies da guia e da blindagem magnética.

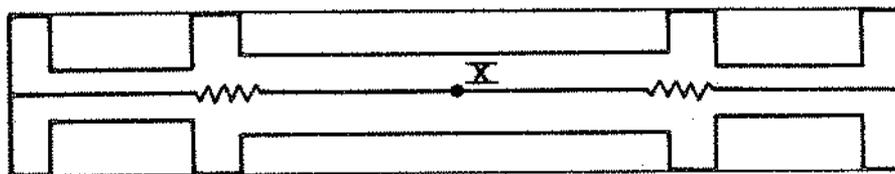


Figura 3.27 - Porção da parede traseira compreendida entre duas placas de circuito impresso.

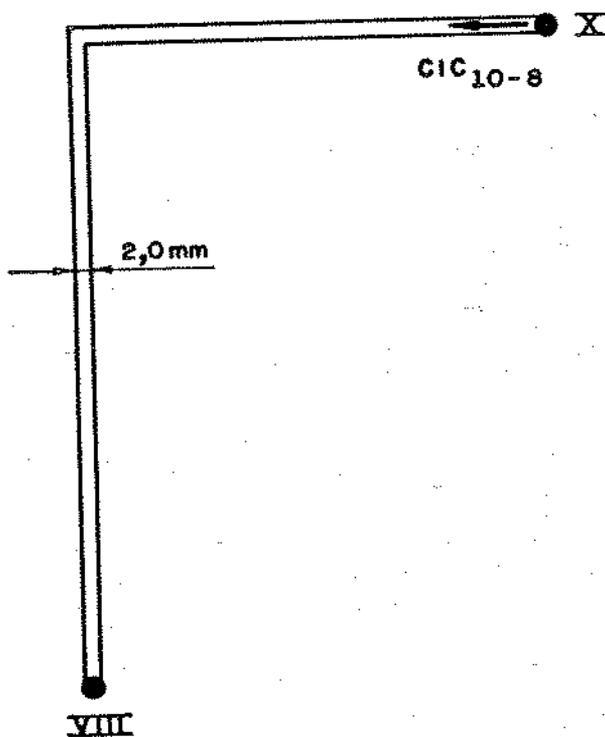


Figura 3.28 - Fluxo de calor entre a parede traseira e a lateral esquerda.

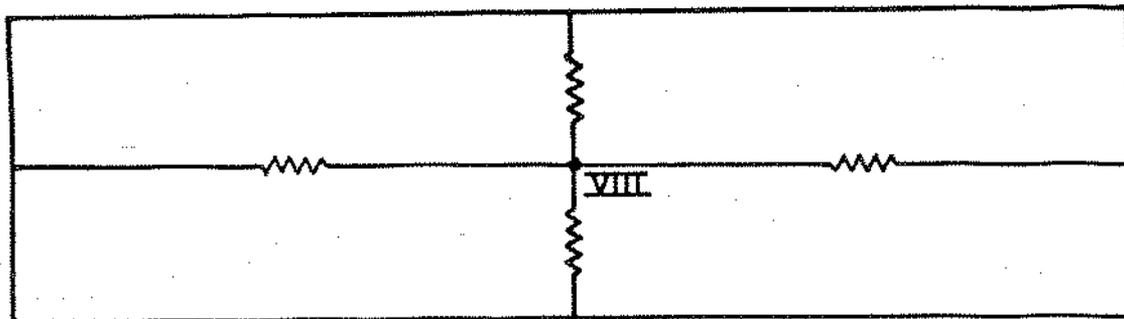


Figura 3.29 - Resistências térmicas de condução associadas às paredes laterais.

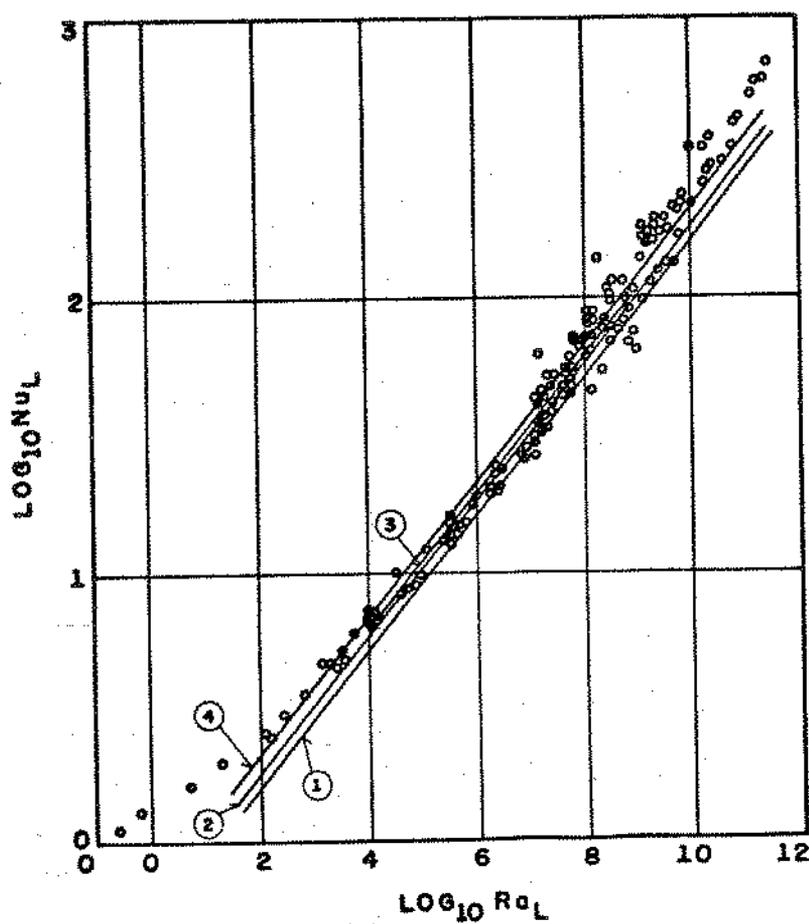


Figura 3.30 - Equações de convecção em uma placa plana vertical e dados experimentais disponíveis para o ar: (1) solução de Ostrack, (2) solução de Squire, (3) correlação de Mc Adams e (4) solução de Bejan.

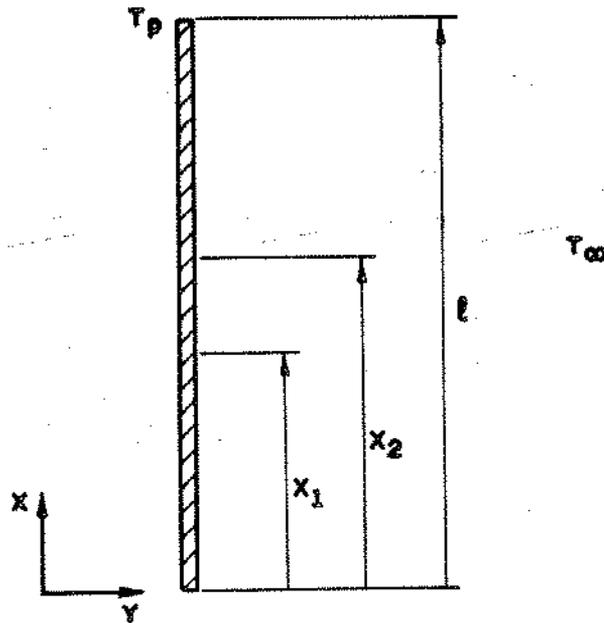


Figura 3.31 - Parede externa como placa plana vertical.

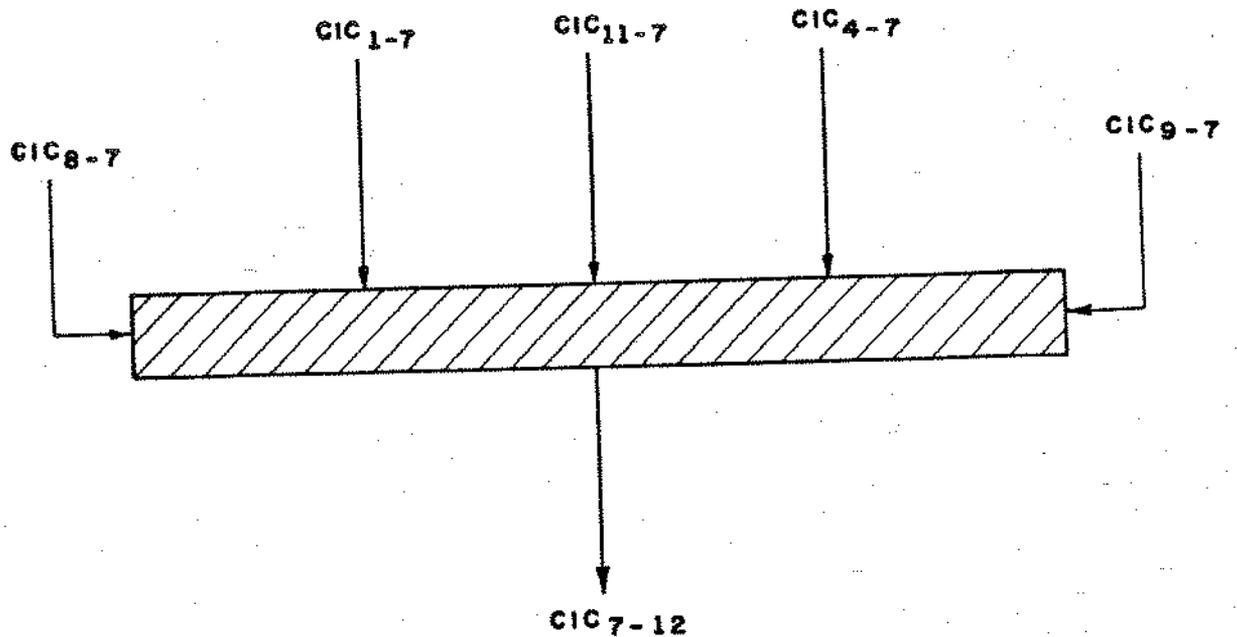


Figura 3.32 - Balanço de energia na porta.

TESTE [W]	QP/n [W/Resistor]	T _r [°C]	T _{sp} [°C]	q _c [W]	q _r [W]	q _k [W]	R _k [°C/W]
0,50	0,020	36,6	34,3	0,002	0,001	0,017	135
1,50	0,060	56,9	49,9	0,008	0,003	0,049	143
3,00	0,120	84,2	70,5	0,018	0,007	0,095	144

Tabela 3.1 - Balanço de energia no resistor e valor da resistência térmica da montagem R_k nos diversos testes experimentais utilizados para o seu cálculo.

SEÇÃO Nº	n	η _p	R [°C/W]
1	—	0	∞
2	3	0,574	3,6
3	5	0,241	5,7
4	6	0,250	4,2
5	6	0,343	8,1
6	4	0,157	13,2
7	4	0,222	12,5
8	2	0,046	22,6
9	3	0,306	5,7
10	2	0,056	18,6

Tabela 3.2 - Resistências térmicas nas várias seções da região de simulação I da placa de circuito impresso.

TESTE [W/PLACA]	CIC ₇₋₁₂ [W]	CIC ₁₋₇ [W]	CIC ₄₋₇ [W]	CIC ₁₁₋₇ [W]	CIC ₈₋₇ + CIC ₉₋₇ [W]	RC ₈₋₇ [°C/W]
0,50	0,052	0,007	0,007	0,010	0,028	82
1,50	0,177	0,019	0,020	0,028	0,110	57
3,00	0,353	0,036	0,038	0,054	0,225	56

Tabela 3.3 - Avaliação da resistência laterais-porta a partir dos testes com espaçamento duplo.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
NA GAVETA INDEPENDENTE DE SUB-BASTIDOR

4.1. INTRODUÇÃO

O objetivo de se realizar testes experimentais com a gaveta independente de sub-bastidor é dispor de dados para o aperfeiçoamento e corroboração da modelagem desenvolvida, pois somente o confronto entre ambos permite progredir no sentido da compreensão do comportamento térmico do equipamento.

Um dos aspectos mais importantes de qualquer teste térmico é a instrumentação adequada do ambiente a ser medido. De uma maneira geral, os instrumentos de medida de temperatura fornecem valores ligeiramente diferentes dos valores para o ambiente não perturbado devido a efeitos de transferência de energia entre o elemento sensor e o meio circundante.

Os termopares, pela sua facilidade de aplicação e precisão de medida, foram escolhidos para a instrumentação da gaveta independente de sub-bastidor. A precisão requerida na leitura das temperaturas para os testes ali efetuados foi de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

4.2. METODOLOGIA E SISTEMA DE MEDIDAS

Na realização dos experimentos, manteve-se a gaveta independente de sub-bastidor sobre um pedestal de 14 cm de altura para evitar perturbações na camada limite causadas por efeitos de entrada de ar à montante das paredes aquecidas. A extremidade superior deste pedestal era constituída de material isolante, a fim de reduzir as fugas de calor pela base do equipamento. Pelo mesmo motivo, isolou-se o topo da gaveta.

Foram inseridas doze placas de circuito impresso no equipamento com as correspondentes doze blindagens magnéticas, dotando-o assim de doze unidades térmicas. A alimentação elétrica das placas foi feita por corrente contínua.

Em uma tentativa de amenizar os efeitos de ponta, tomou-se uma unidade térmica central para instrumentação com termopares (Fig. 2.16). Esta instrumentação levou em consideração a necessidade de acompanhamento da temperatura das superfícies que compõem a unidade e da temperatura da massa de ar interna à cavidade, pois ela é parte integrante do ambiente térmico de operação para os resistores montados na placa de circuito impresso.

Os sensores usados em todo o equipamento, exceto na instrumentação dos resistores, foram termopares tipo T (cobre-constantan), AWG 32. Para os componentes dissipadores, utilizaram-se termopares tipo T, porém AWG 36; o menor diâmetro destes fios reduz o efeito de condução através do elemento sensor.

Os pontos para tomada de temperatura na placa de circuito impresso estão indicados na Fig. 4.1. Os pontos escolhidos na placa de epóxi foram perfurados e a solda do termopar mantida no orifício por meio da aplicação de um adesivo. A solda dos termopares destinados aos resistores foi colada à superfície dos mesmos, evitando qualquer perfuração destes componentes, o que poderia alterar o seu valor resistivo. O acesso de todos os termopares aos pontos selecionados para instrumentação se deu pela face inferior da placa com a execução de um furo passante no local escolhido, de sorte que as perturbações no ambiente instrumentado foram minimizadas.

Na seleção de pontos para instrumentação na placa de circuito impresso, teve-se o cuidado de evitar qualquer perfuração dos trilhos de cobre, o que poderia danificar o circuito ou introduzir perturbações nas leituras dos termopares.

A blindagem magnética recebeu três termopares que foram colados a sua superfície (Fig. 4.2). Da mesma forma que se procedeu para a placa de circuito impresso, o acesso dos termopares se deu pela face superior da blindagem, de modo que somente a solda

dos mesmos foi introduzida no interior da cavidade constituída pelas superfícies da unidade térmica.

A Fig. 4.2 apresenta também o ponto de perfuração da blindagem para inserção de um termopar destinado ao acompanhamento da temperatura da massa de ar confinada.

A instrumentação da parede traseira utilizou três termopares aplicados a sua face interna, mantidos em posição pela introdução e aderência da solda a orifícios ali executados (Fig. 4.3). Dois deles foram executados na grade metálica e um na placa de epóxi a recobrir a perfuração lateral da mesma.

Todos os termopares internos à gaveta foram ali introduzidos percorrendo-se um vão deixado pelas bordas posteriores das placas e blindagens que não entram em contato com toda a largura da parede traseira (Fig. 4.4).

A instrumentação das paredes externas da gaveta apresentou dificuldades menores, uma vez que o acesso a elas é imediato. Foram executados orifícios na superfície externa das paredes laterais e porta, os orifícios preenchidos com pasta térmica, e a solda dos termopares ali mantida pela aplicação de um adesivo.

Os três termopares destinados à lateral esquerda foram colocados em uma linha transversal na altura da unidade térmica instrumentada (Fig. 4.5). A lateral direita recebeu quatro termopares arranjados sobre a sua linha de centro; dois foram fixados próximos às extremidades e dois na região da unidade térmica analisada (Fig. 4.6).

Na porta, foram posicionados cinco termopares sobre sua linha de centro, espaçados de maneira aproximadamente regular (Fig. 4.7).

Na Seção 1.3.1., foram enumerados os itens que definem um ambiente térmico de operação. A sala onde foram realizados os experimentos com a gaveta independente constitui o referido ambiente neste caso, não requerendo, contudo, a especificação de todos os itens relacionados naquela seção.

A temperatura do ar no interior do recinto foi acompanhada por meio de um termômetro de bulbo de precisão. Fontes de alimentação elétrica e outros aparelhos que pudessem interferir no equilíbrio térmico do sistema foram instalados suficientemente distantes.

As janelas da sala foram pintadas com tinta espelhada para impedir a incidência de radiação solar sobre o sistema em análise, de sorte que o ambiente térmico efetivo neste caso vem a ser simplesmente o ar ambiente para as trocas por convecção e as paredes da sala para as trocas radiantes.

Os termopares utilizados na instrumentação da gaveta independente de sub-bastidor foram confeccionados especialmente para esta montagem, empregando-se dispositivo existente para tal fim no Laboratório de Estudos Térmicos da Mecânica Vertical Padrão TELEBRÁS-UNICAMP.

A soldagem dos fios de cobre e constantan se dá por meio da descarga, em atmosfera neutra, da energia acumulada em um banco de capacitores.

A atmosfera de argônio estabelecida no instante da descarga elétrica visa proteger a região da formação do par, evitando a oxidação dos componentes de liga dos fios.

O procedimento de confecção dos pares propicia grande uniformidade dos mesmos no que se refere à forma geométrica e à composição de liga da junção. Tal uniformidade proporciona aumento da precisão de medida dos gradientes térmicos, uma vez que diminui a contribuição da componente aleatória do erro na medida da temperatura local e concorre para uma equabilidade das milivoltagens de Peltier geradas nas junções dos pares [40].

Os pares termelétricos foram aferidos contra um termômetro de bulbo de precisão segundo um procedimento onde o conjunto bulbo mais junções dos pares foi imerso em um banho em vaso adiabático.

Este vaso adiabático nada mais é que um vaso Dewar envolvido por lã de vidro, colocado em um invólucro de PVC. Tal vaso

mostrou-se perfeitamente adequado para a estabilização e manutenção da temperatura desejada do banho por um tempo suficiente para a tomada das medidas.

Tendo a aferição dos pares utilizado o próprio instrumento para a leitura dos mesmos quando dos experimentos com a gaveta independente de sub-bastidor, espera-se conseguir maior exatidão nos campos de temperatura a serem obtidos.

Os instrumentos e equipamentos usados no desenvolvimento deste projeto foram:

- . Multímetro digital, modelo 3020, BECKMAN
Precisão de $\pm(0,35\%$ da leitura + 1 dígito) em corrente contínua;
Precisão de $\pm(0,10\%$ da leitura + 1 dígito) em tensão contínua.
- . Indicador digital de temperatura de múltiplos pontos modelo 8269, ECIL S/A
Precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.
- . Termômetros de bulbo, INCOTHERM
Precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.
- . Fontes de tensão contínua CA/CC 6085, CPqD-TELEBRÁS.

4.3. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

As temperaturas experimentais nas diversas superfícies da unidade térmica foram tomadas simplesmente como a média aritmética das leituras dos termopares posicionados em cada uma delas, exceto para a placa de circuito impresso, onde a necessidade de obtenção de um campo de temperaturas requereu uma análise mais profunda dos dados obtidos.

A parede lateral esquerda, onde os termopares foram distribuídos ao longo de uma linha transversal na altura da unidade

térmica analisada, apresentou um desvio porcentual com relação à média aritmética das três leituras da ordem de 2,2%, considerando-se então satisfatória a hipótese de parede isotérmica.

A parede lateral direita, onde os termopares foram distribuídos ao longo da sua linha de centro, apresentou um desvio de cerca de 4,2%, compreensivelmente maior já que os efeitos de uma provável distribuição de temperaturas ao longo de sua altura se fazem sentir. Entretanto, conforme já se discutiu na Seção 3.6.9., a hipótese de placa isotérmica aplica-se novamente. A mesma conclusão aplica-se à porta, cujo desvio observado foi em torno de 3,3%.

A grade metálica da parede traseira sendo constituída de material de altíssima condutividade térmica (Tab. 2.1) apresentou sempre a mesma leitura para os dois termopares ali mantidos. Mesmo o cômputo do desvio para a parede traseira como um todo, o qual inclui a leitura do termopar posicionado na placa de epóxi de vedação, apresentou resultados da ordem de 0,7%, sendo esta a superfície melhor representada por uma temperatura média.

A blindagem, por sua vez, mostrou um desvio da ordem de 4,5%, continuando válida a hipótese de uma temperatura média representativa de toda a sua superfície, conforme discutido na Seção 3.6.6.

Os resultados obtidos para espaçamento simples das placas de circuito impresso da gaveta independente encontram-se nas Figs. 4.8 a 4.20, mostrando-se as curvas para a gaveta isolada e livre em um mesmo gráfico (exceto no caso das placas de circuito) para efeito de brevidade e comparação.

Os resultados para espaçamento duplo, Figs. 4.21 a 4.27, são apresentados à parte, pois esta geometria representa um empacotamento menos denso.

4.3.1. Espaçamento simples com as paredes laterais livres para convecção e radiação para o ambiente

A Fig. 4.8 apresenta a curva teórica para a sobretemperatura da blindagem, bem como os dados experimentais obtidos. Foram

também incluídos os pontos experimentais relativos ao ar interno.

Nas estruturas do tipo MVP, a cavidade fechada discutida anteriormente vem a ser o ambiente de operação para os componentes eletrônicos montados na placa de circuito impresso. A placa de epóxi e a blindagem magnética constituem a fração dominante da área das paredes desta cavidade, podendo ser tomadas, juntamente com o ar interno, como o ambiente térmico efetivo, cuja temperatura deve ser mantida dentro de certos limites a fim de assegurar um bom desempenho dos componentes.

Em todos os testes realizados, as temperaturas da placa de epóxi e da blindagem mantiveram-se bastante próximas, permanecendo a temperatura do ar interno ligeiramente superior à da blindagem. Portanto, a temperatura desta última é representativa do ambiente térmico, podendo ser tomada como referência para o posicionamento de componentes eletrônicos sensíveis termicamente.

A presente modelagem admite que todo o calor gerado nos resistores será dissipado no ambiente externo através da porta e das paredes laterais. As fugas térmicas pelo topo e pela base da gaveta independente de sub-bastidor e aquelas causadas pelo isolamento não perfeito da parede traseira atuam no sentido de diminuir a potência realmente dissipada pelas laterais e porta, de modo que os maiores desvios entre as sobretemperaturas teóricas e experimentais encontram-se justamente nos resultados para estas superfícies. As Figs. 4.9 e 4.10 mostram as curvas teóricas e os dados experimentais obtidos nestes casos, podendo-se observar que os desvios são tanto maiores quanto maior a potência gerada por placa. Isto pode ser explicado pela exacerbação das fugas em temperaturas mais altas.

A modelagem admite também que a parede traseira está perfeitamente isolada do ambiente externo, comunicando-se termicamente somente com o restante do equipamento. O não cumprimento desta condição na prática explica as discrepâncias existentes no gráfico para esta superfície (Fig. 4.11).

A Fig. 2.17 apresenta uma placa de circuito impresso utilizada neste projeto, na qual estão demarcadas as regiões de simulação em que ela foi dividida para fins de modelagem.

A linha de resistores coincidente com a linha de centro da placa ($y=0$) está submetida a uma condição de contorno, quando do engaste desta no conector linear, diferente das linhas de resistores adjacentes ($y= \pm 22$ mm e $y= \pm 42$ mm). Enquanto a modelagem desenvolvida admite que toda a extensão da borda posterior das regiões III e VI troca calor com a parede traseira, esta condição só é verificada efetivamente pela linha central de resistores ($y=0$), não sendo cumprida pelas linhas de ordenada $y= \pm 42$ mm. As linhas $y= \pm 22$ mm mantêm-se em uma situação intermediária. Assim é que, nas Figs. 4.12 a 4.17, a curva correspondente à linha $y=0$ apresenta uma queda de temperatura na sua região posterior, enquanto a curva relativa à linha $y= -42$ mm possui uma derivada primeira aproximadamente nula na mesma região.

Coerentemente com a condição de contorno adotada no modelo, a linha da temperatura teórica dos resistores exhibe um comportamento mais próximo àquele da linha experimental para os resistores centrais ($y=0$). A maior inclinação da primeira com relação à segunda, na região posterior, pode ser explicada lembrando-se da hipótese feita para o cálculo da resistência de contato entre a placa de circuito impresso e o conector linear (§ 3.6.4). A resistência térmica de toda a região de contato foi tomada, para efeito de modelagem, simplesmente como a resistência de condução do corpo do conector. O valor subestimado para a resistência térmica resultante desta hipótese permite uma taxa teórica de remoção de calor pela borda posterior da placa maior do que aquela verificada na prática.

Embora os trilhos de cobre das placas de circuito impresso não estejam regularmente distribuídos sobre a placa de epóxi (Fig. 3.13), concentrando-se do lado direito desta em cerca de 55%, a assimetria verificada no campo de temperaturas é mínima. Assim, foi tomada a média dos pontos experimentais medidos em diversos resistores de duas regiões de simulação simétricas para comparação com a linha teórica.

A boa concordância verificada permite a utilização do modelo para a consideração de outros tipos de componentes dissipadores, além de resistores, obtendo-se informações a respeito das temperaturas de operação para estes componentes montados em estruturas do tipo MVP.

As Figs. 4.12 a 4.17 mostram também as curvas teóricas para a temperatura da epóxi, revelando uma boa concordância com dados experimentais tomados próximos às linhas intermediárias de resistores ($y = \pm 22$ mm) nas regiões I, II, IV e V.

Conforme discutido anteriormente, o número de regiões de simulação em que foi dividida a placa de circuito impresso foi restringido pela dificuldade de cálculo dos fatores de forma para as trocas radiantes internas à cavidade. Deve-se ter este ponto em mente antes de se proceder a qualquer divisão mais fina da placa, como, por exemplo, considerar que o engaste desta na parede traseira se dá apenas através de uma parte da extensão de sua borda posterior.

4.3.2. Espaçamento simples com paredes laterais isoladas

Como já foi mencionado, aplicou-se material isolante às paredes laterais da gaveta independente de sub-bastidor em uma tentativa de analisar o comportamento térmico de colunas da MVP justapostas.

O material empregado proporcionou apenas um isolamento parcial destas paredes, de modo que somente cerca de 52% da energia gerada no interior da gaveta era perdida pela porta. Tal condição difere do isolamento teórico utilizado na modelagem, pois admitiu-se aqui que toda a energia gerada era perdida por convecção e radiação da porta para o ambiente. Desta maneira, nas Figs. 4.8 a 4.11 e 4.18 a 4.20 deve-se observar a boa concordância qualitativa obtida entre os resultados teóricos e experimentais para a gaveta isolada, representando os desvios quantitativos a diferença nas sobretemperaturas ao se passar de uma condição a outra.

Nas Figs. 4.18 a 4.20, as linhas teóricas e experimentais de resistores em $y=0$ apresentaram uma derivada primeira quase nula na região posterior da placa de circuito impresso, contrariamente ao ocorrido no caso da gaveta independente sem isolamento de suas paredes laterais. Entende-se que isto se deva a um isolamento térmico efetivo da parede traseira, já que a sua comunicação com o ambiente externo através das paredes laterais foi interrompida pelo isolamento destas.

4.3.3. Espaçamento duplo com as paredes laterais livres para convecção e radiação para o ambiente

Os resultados obtidos para os testes com espaçamento duplo entre as placas de circuito impresso e paredes laterais livres para convecção e radiação mostram boa concordância entre a modelagem e os experimentos, observando-se que as sobretensões envolvidas são substancialmente menores (Figs. 4.21 a 4.27) comparativamente àquelas para espaçamento simples (Figs. 4.8 a 4.20).

O uso desta geometria nas estruturas MVP dependerá de um compromisso entre a necessidade de se restringir a temperatura do sistema e o empacotamento menos denso, portanto mais oneroso, resultante.

4.3.4. Taxas de transferência de calor nos diversos ramos da malha térmica

A Fig. 4.28 mostra a malha térmica da Fig. 3.1 com os valores das taxas de transferência de calor em cada ramo para o teste de 2,00 W/placa, espaçamento simples e paredes laterais livres para convecção e radiação. Proporciona-se desta maneira, uma noção da eficiência de cada caminho térmico existente na unidade térmica da MVP.

4.4. CONCLUSÕES

A análise desenvolvida constitui uma primeira etapa do estudo do comportamento térmico das estruturas do tipo MVP, não tendo ainda sido efetivamente aplicadas ao modelo as condições de contorno específicas da montagem das colunas em fileiras duplas. Procuraram-se basicamente o reconhecimento, o equacionamento e a confirmação experimental dos mecanismos internos da troca térmica, postergando-se para estudos subsequentes a análise de novas condições de contorno.

A modelagem proporciona um meio de averiguação da eficácia do aperfeiçoamento de determinados caminhos térmicos, sem a necessidade de testes experimentais. A este respeito, a Fig. 4.28 permite a identificação dos caminhos críticos para a remoção do calor gerado em uma unidade térmica.

Para o caso de paredes laterais livres para convecção e radiação, a blindagem magnética exerce um papel importante no comportamento térmico do sistema, uma vez que cerca de 56% da energia gerada nos resistores deve ser conduzida pelo seu material antes de prosseguir no trajeto até o sumidouro de calor. Assim, a diminuição do valor da resistência de contato térmico entre a porta e a blindagem é um fator de redução das temperaturas de operação do equipamento.

Quando as paredes laterais forem isoladas, um bom contato térmico entre a blindagem e a porta e o estabelecimento de um contato térmico entre a parede traseira e a blindagem, atualmente inexistente, serão fatores que atuarão no sentido de um melhor arrefecimento do sistema.

A placa de circuito impresso transfere diretamente para as paredes externas do equipamento cerca de 21% de energia gerada nos resistores, observando-se, mesmo neste caso em que a parede traseira foi mantida isolada do ambiente externo, que aproximadamente 8% do calor foi conduzido da placa de circuito para a parede traseira, e dali para as paredes laterais. Confirma-se desta maneira a importância do duto traseiro no arrefecimento do sistema quando em operação nas colunas completas de MVP.

Ainda com relação ao papel da placa de circuito impresso na condução de energia para as paredes externas do equipamento, deve-se lembrar que a condutância térmica da placa de epóxi comparativamente àquela dos trilhos de cobre é de apenas cerca de 7%. No entanto, esta foi considerada em todos os cálculos devido à importância deste caminho térmico.

No equacionamento da troca térmica entre a placa de circuito impresso e a blindagem magnética, verificou-se que o modelo de convecção de corpos no interior de uma cavidade aplica-se aos resistores, já que eles povoam esparsamente a base de epóxi. Porém, para o caso de uma placa com um empacotamento denso, acredita-se que o modelo mais simples de convecção em um espaço confinado entre placas horizontais aquecido por baixo possa ser utilizado.

Em todos os testes realizados, as temperaturas experimentais da massa de ar confinada e da blindagem magnética mantiveram-se muito próximas, caracterizando um ambiente térmico de operação para os componentes montados na placa de circuito impresso. Assim sendo, a temperatura da blindagem fornecida pelo modelo pode ser tomada como referência para o posicionamento de componentes eletrônicos sensíveis termicamente.

Tal procedimento é corroborado pela boa concordância obtida entre dados experimentais e resultados teóricos para os casos de espaçamento simples e duplo com as paredes laterais da gaveta independente livres para convecção e radiação, ressaltando-se que a melhor concordância ocorre justamente para a temperatura da blindagem.

Houve também boa concordância entre os resultados teóricos e experimentais para a temperatura dos resistores montados na placa de circuito impresso, tendo sido evidenciada a importância do contato térmico com a parede traseira na dissipação da energia.

Não tendo sido possível obter na prática um isolamento perfeito das paredes laterais, não houve uma concordância quantitativa entre os resultados teóricos e experimentais para a gaveta independente com as paredes laterais isoladas. Entretanto, os re-

sultados teóricos e experimentais apresentaram o mesmo comportamento, corroborando a modelagem desenvolvida.

A energia transferida por radiação diretamente do resistor para a cavidade representa somente cerca de 5% do calor gerado. No entanto, uma fração de parcela conduzida pelos terminais do resistor é irradiada da placa de epóxi para as demais superfícies da cavidade, não permitindo que as trocas radiantes internas à unidade térmica sejam desprezadas no equacionamento dos mecanismos de transferência de calor.

Embora as considerações aqui feitas sejam resultado de um estudo que trata especificamente da transferência de calor em estruturas do tipo MVP, espera-se ter contribuído para uma conscientização da importância da aplicação da tecnologia de controle térmico ao projeto de qualquer equipamento elétrico ou eletrônico.

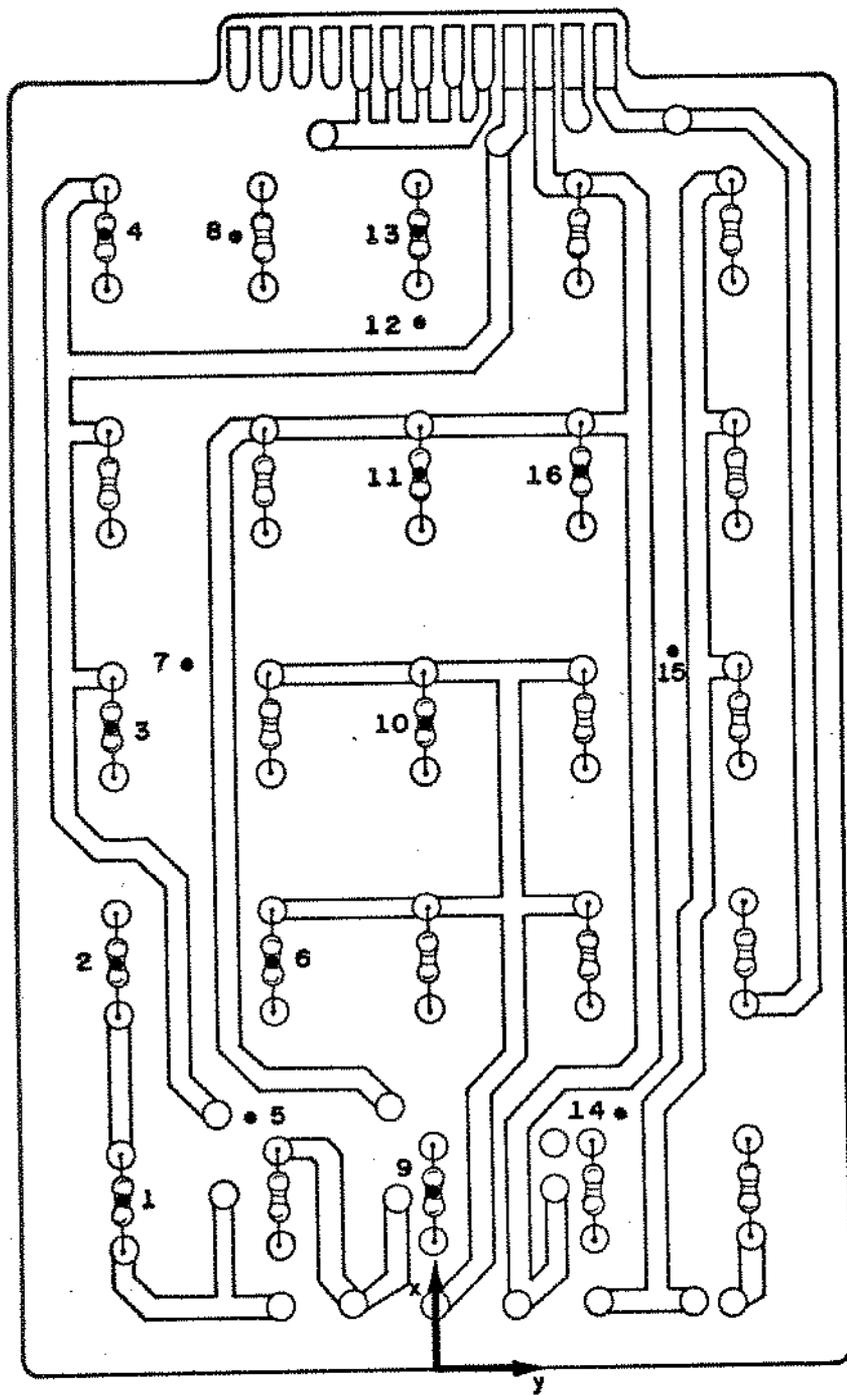


Figura 4.1 - Pontos da placa de circuito impresso instrumentados com termopares.

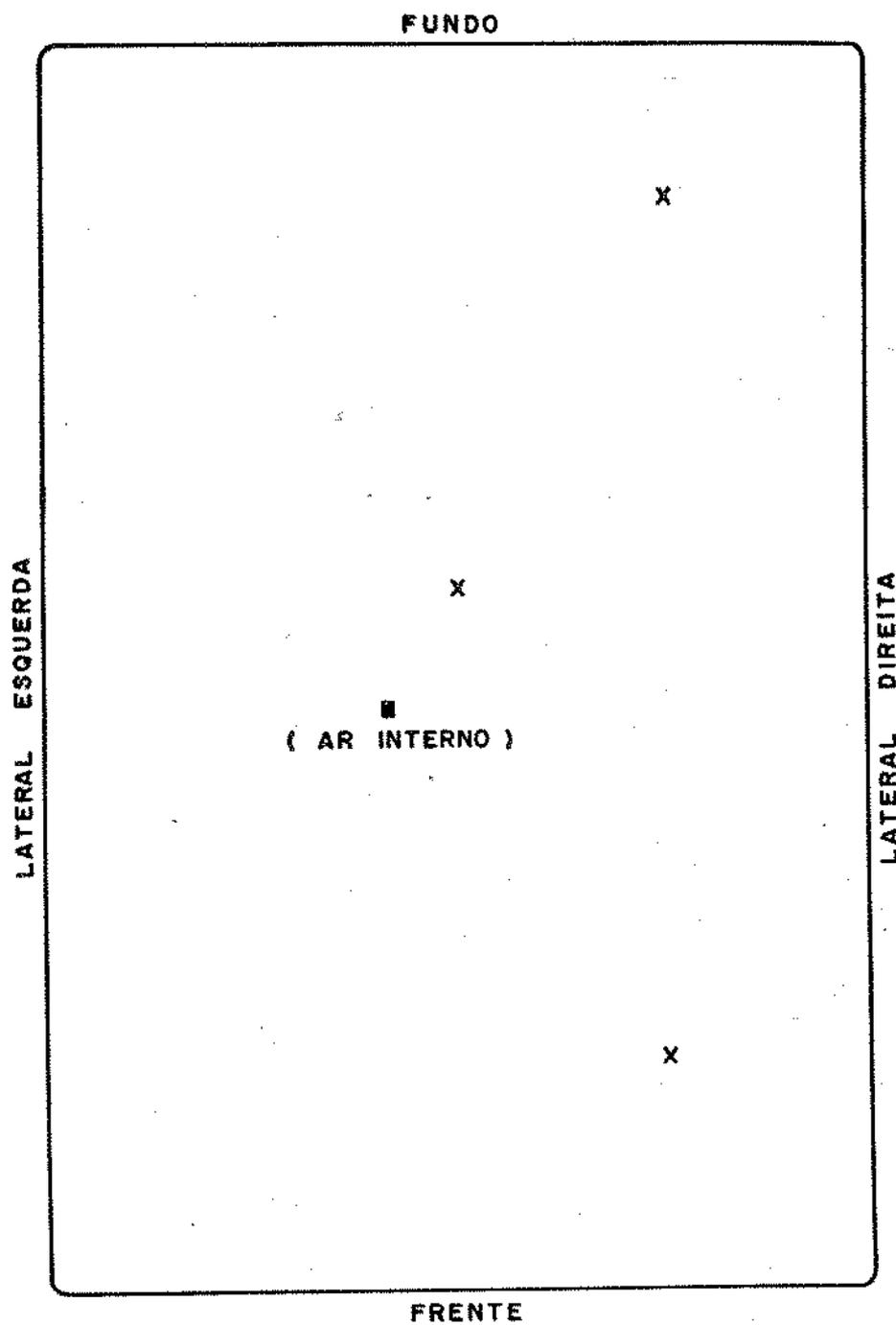


Figura 4.2 - Pontos da blindagem magnética instrumentados com termopares.

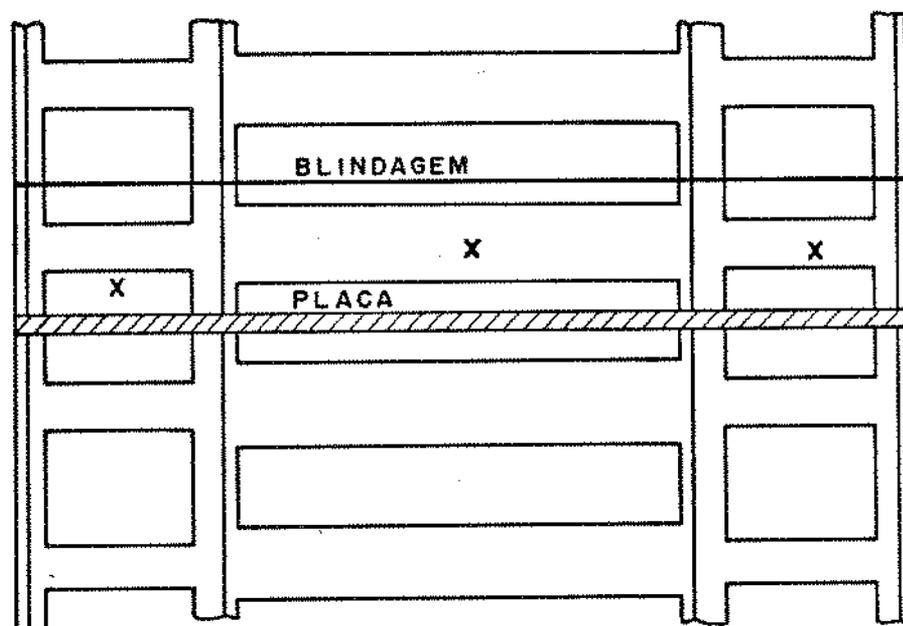


Figura 4.3 - Pontos da parede traseira instrumentados com termopares.

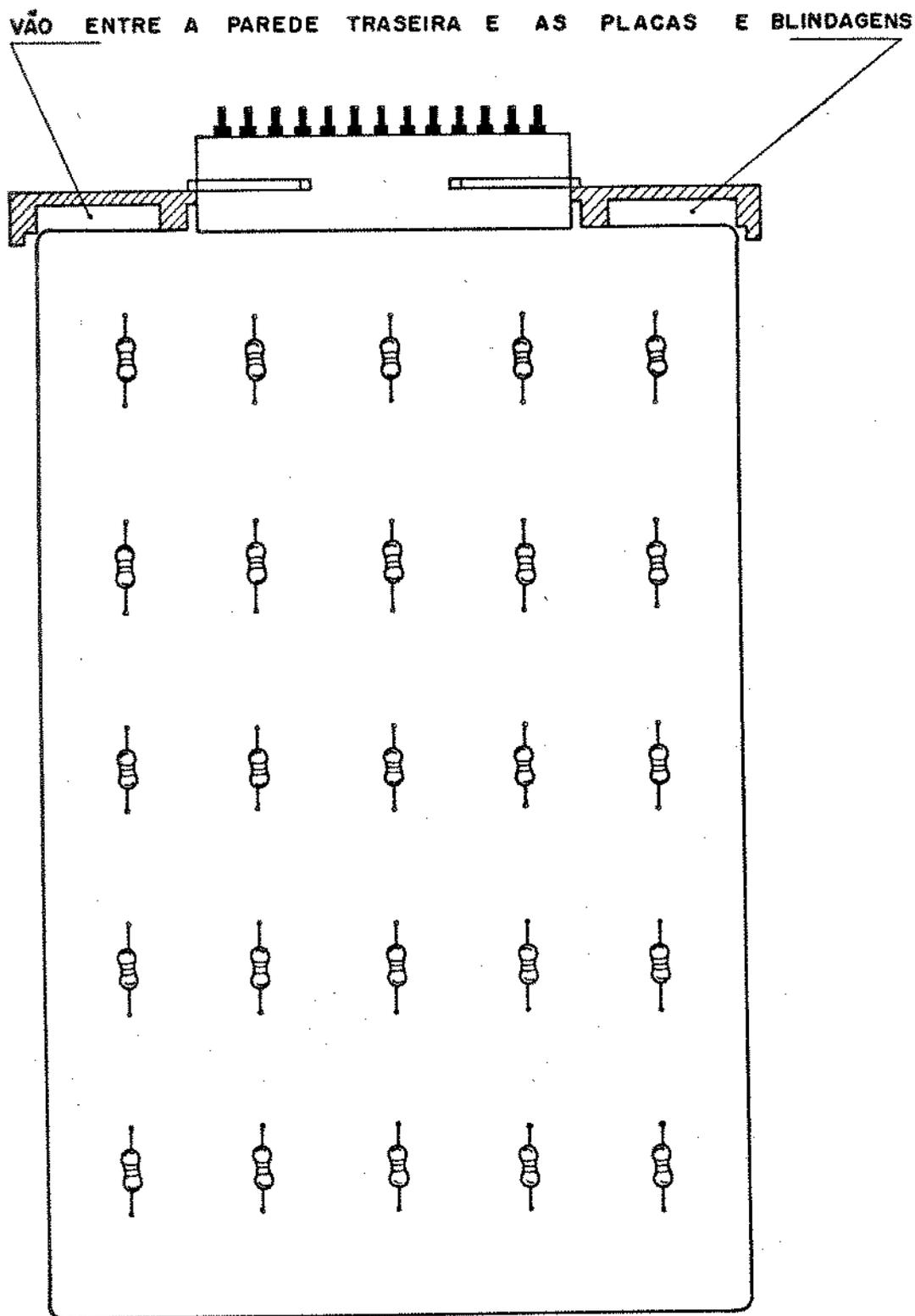


Figura 4.4 - Vão utilizado para inserção dos termopares no interior da gaveta independente.

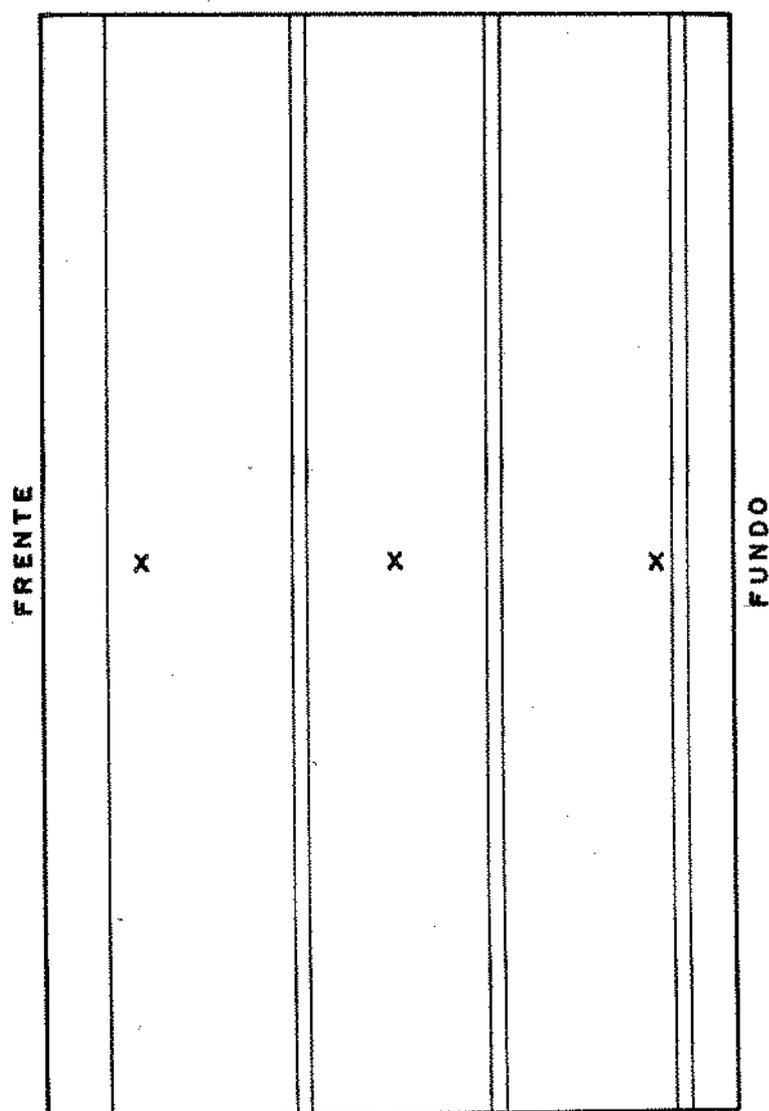


Figura 4.5 - Pontos da parede lateral esquerda instrumentados com termopares.

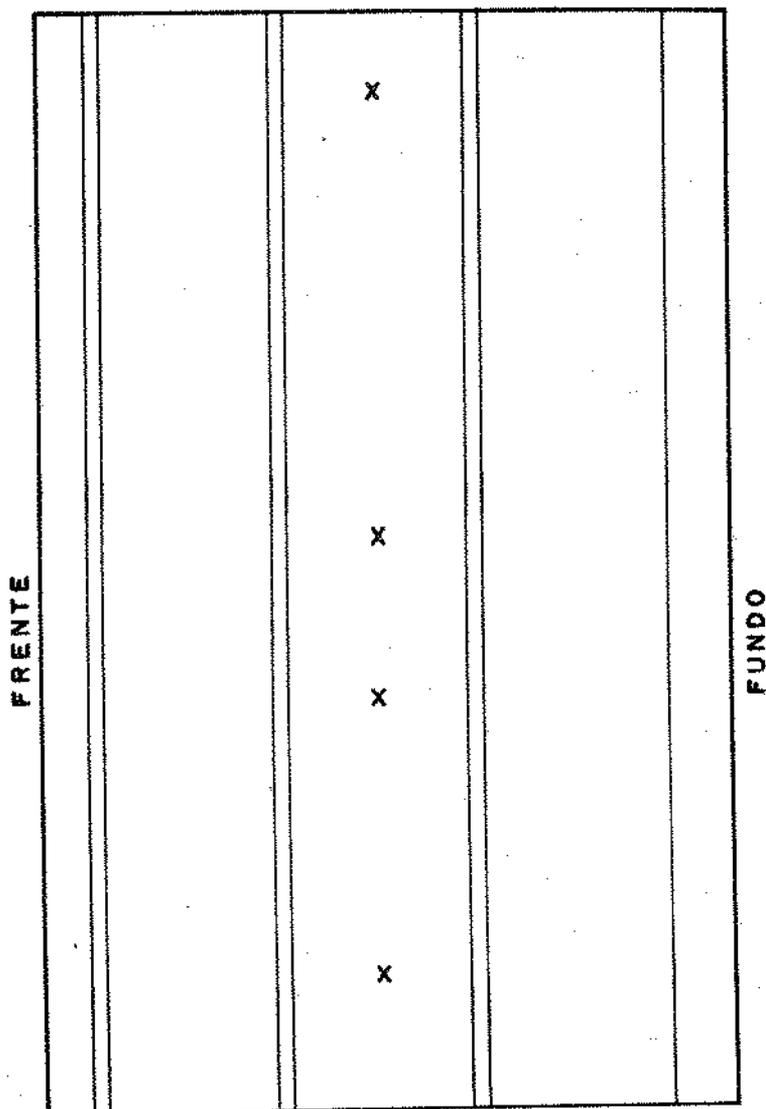


Figura 4.6 - Pontos da parede lateral direita instrumentados com termopares.

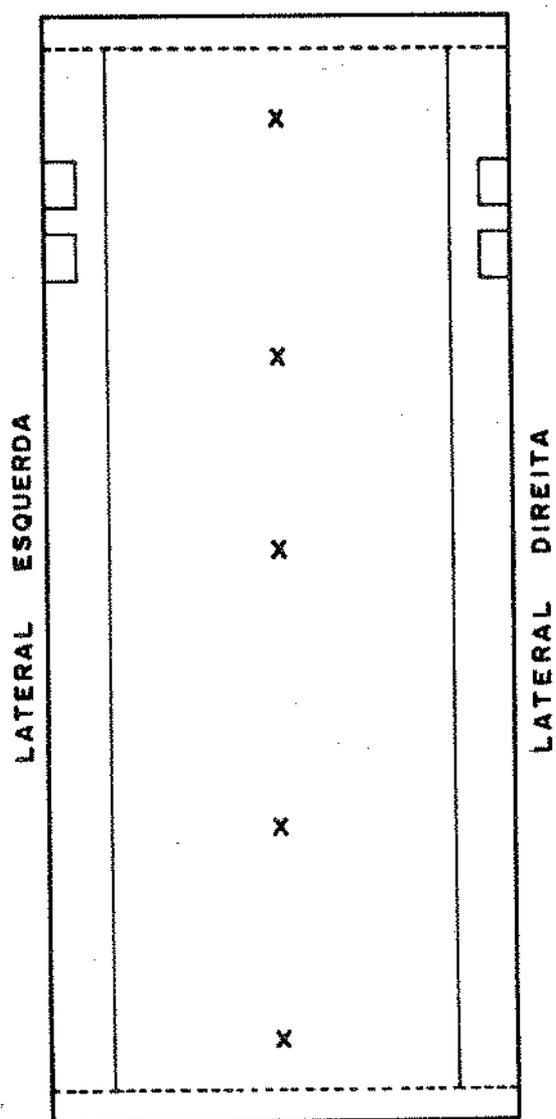


Figura 4.7 - Pontos da porta instrumentados com termopares.

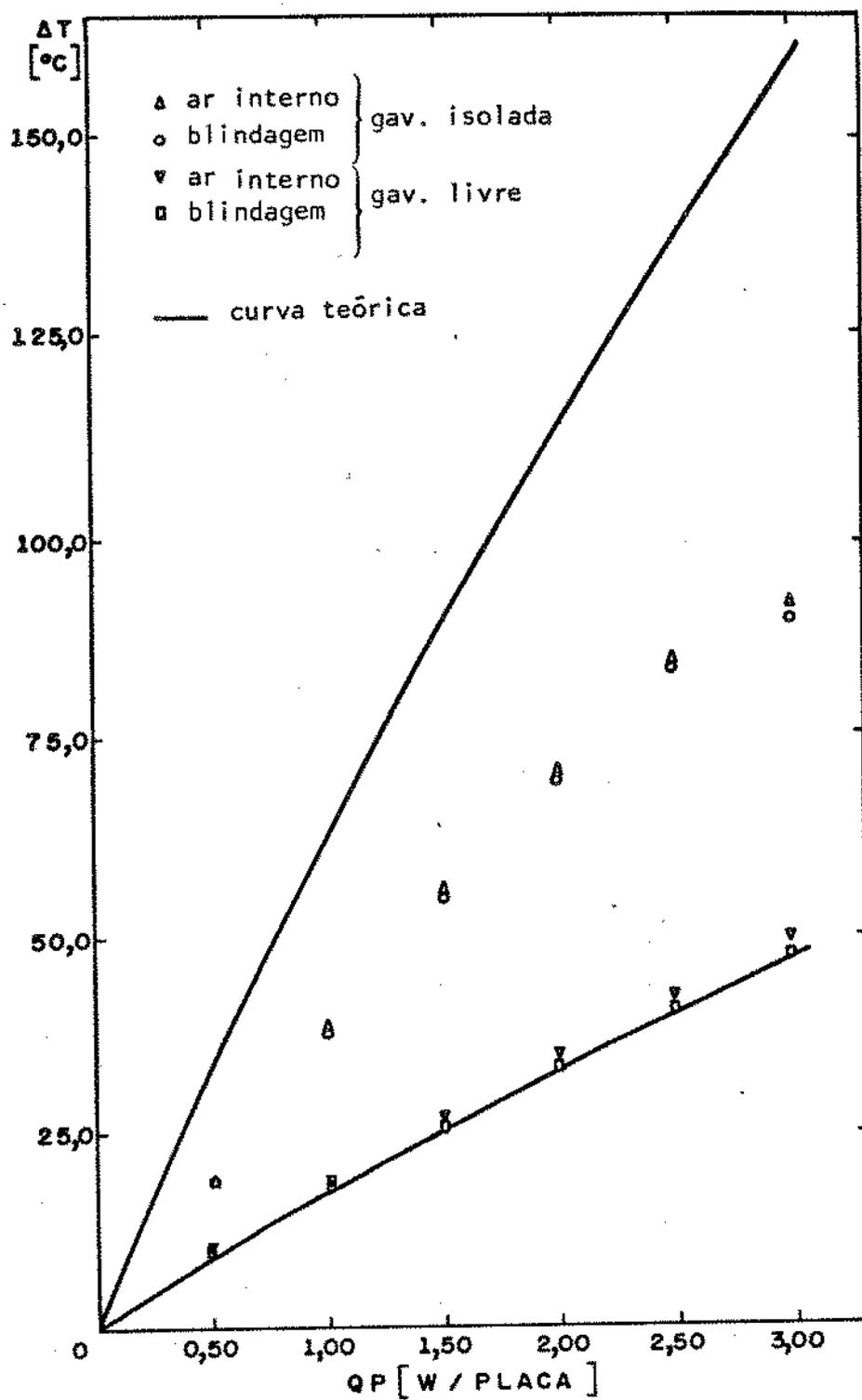


Figura 4.8 - Sobretemperatura da blindagem e do ar interno. (espaç. simples).

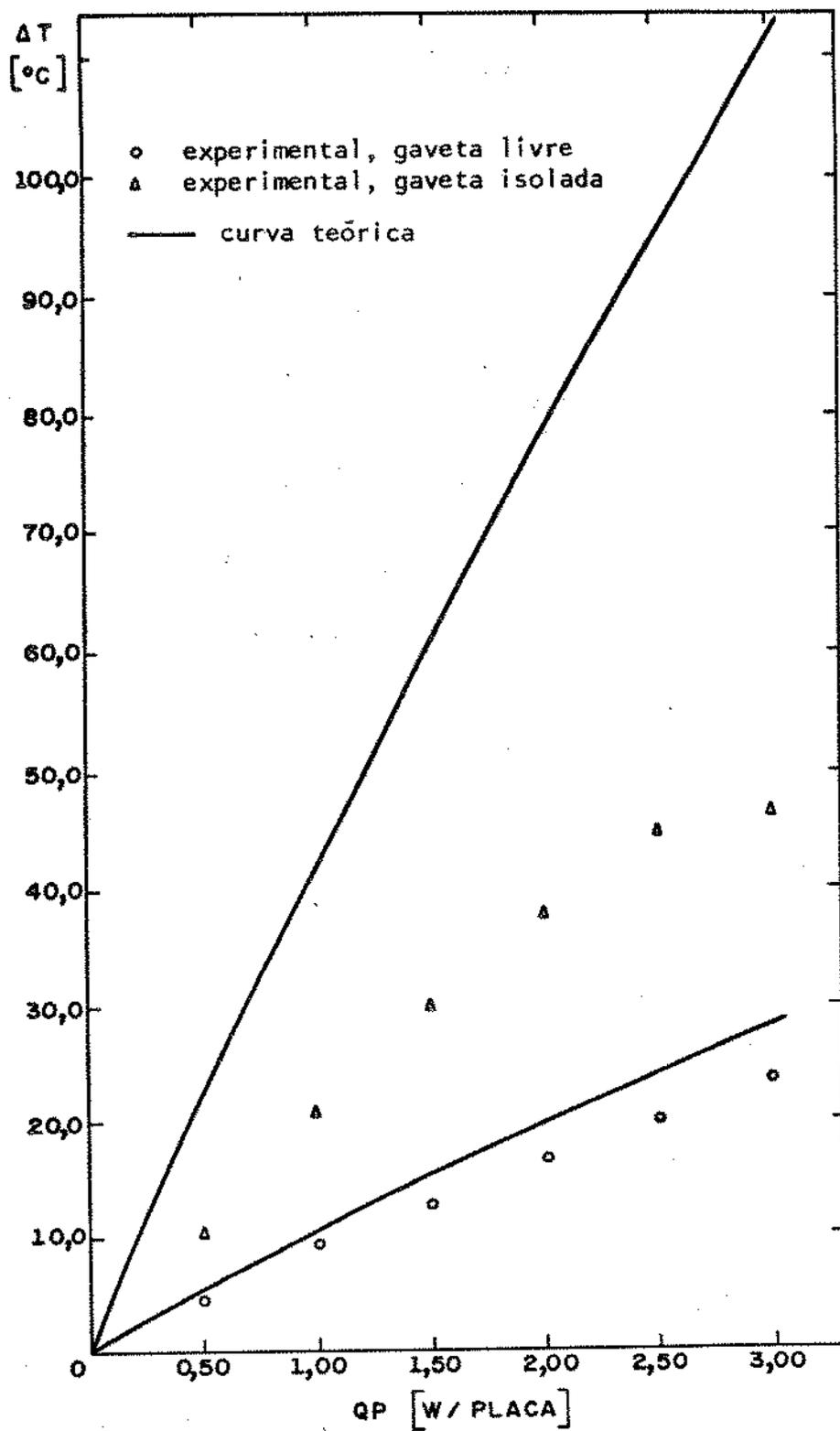


Figura 4.9 - Sobretemperatura da porta (espaçamento simples).

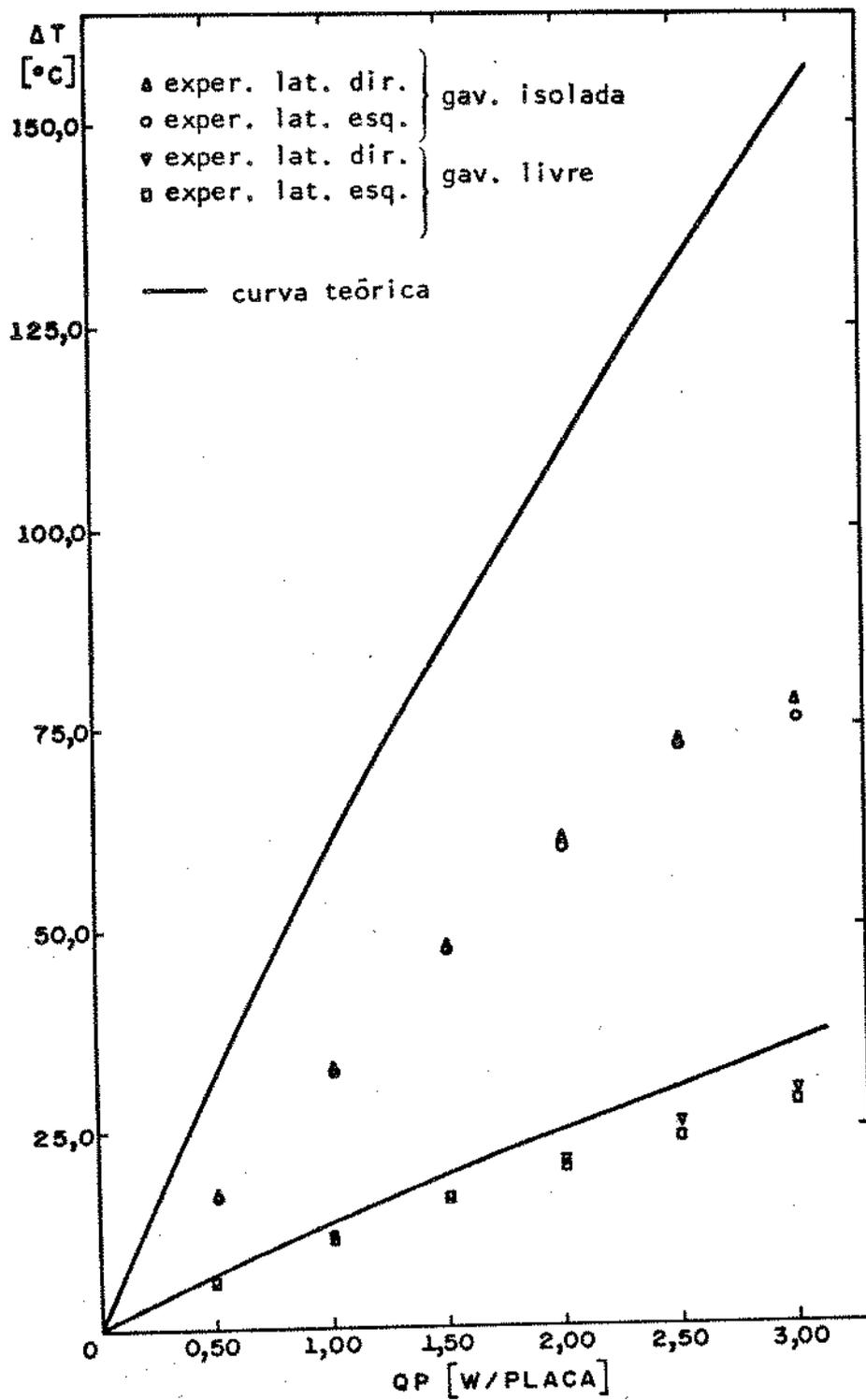


Figura 4.10 - Sobretemperatura das laterais (espaçamento simples).

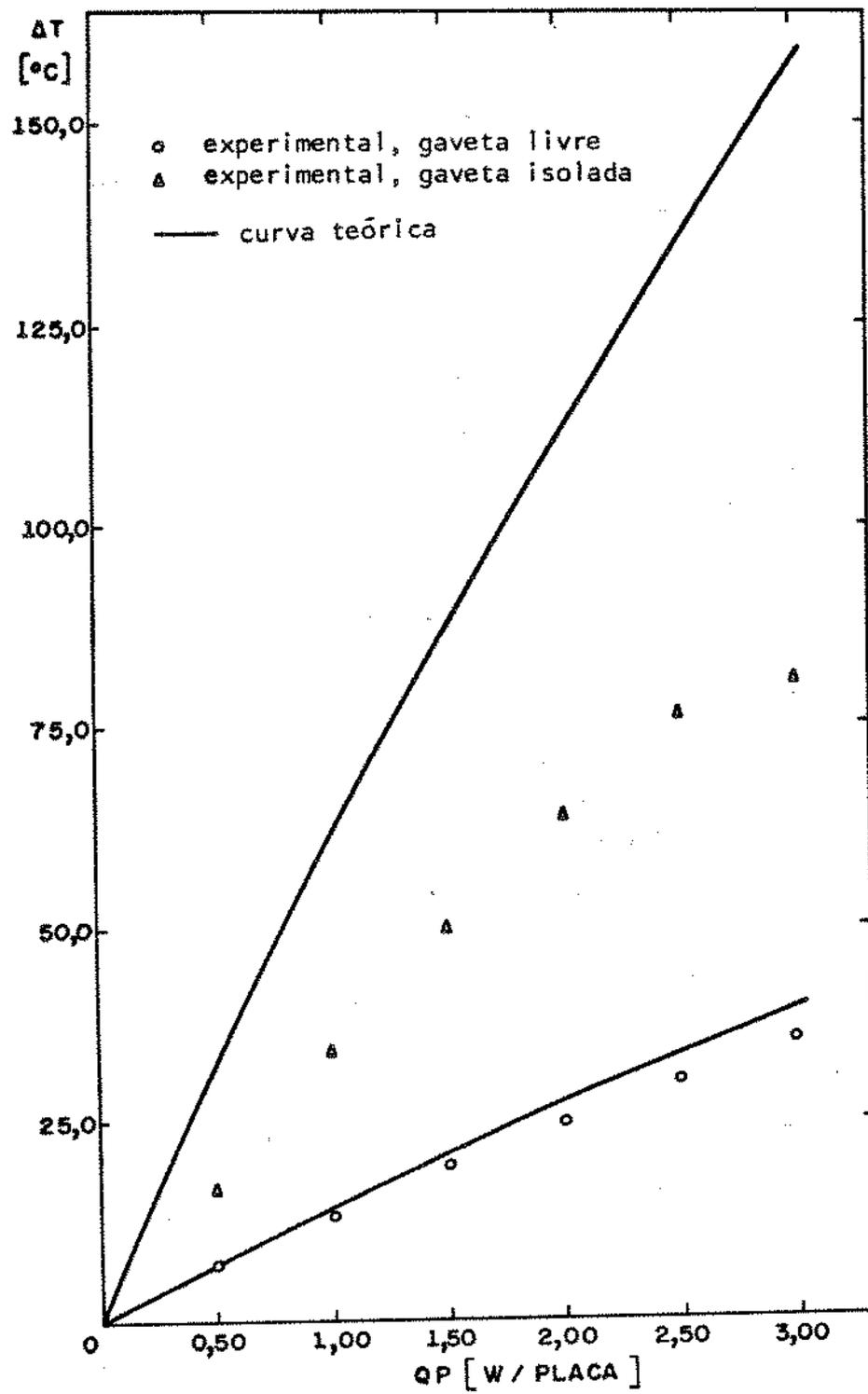


Figura 4.11 - Sobretemperatura da parede traseira (espaçamento simples).

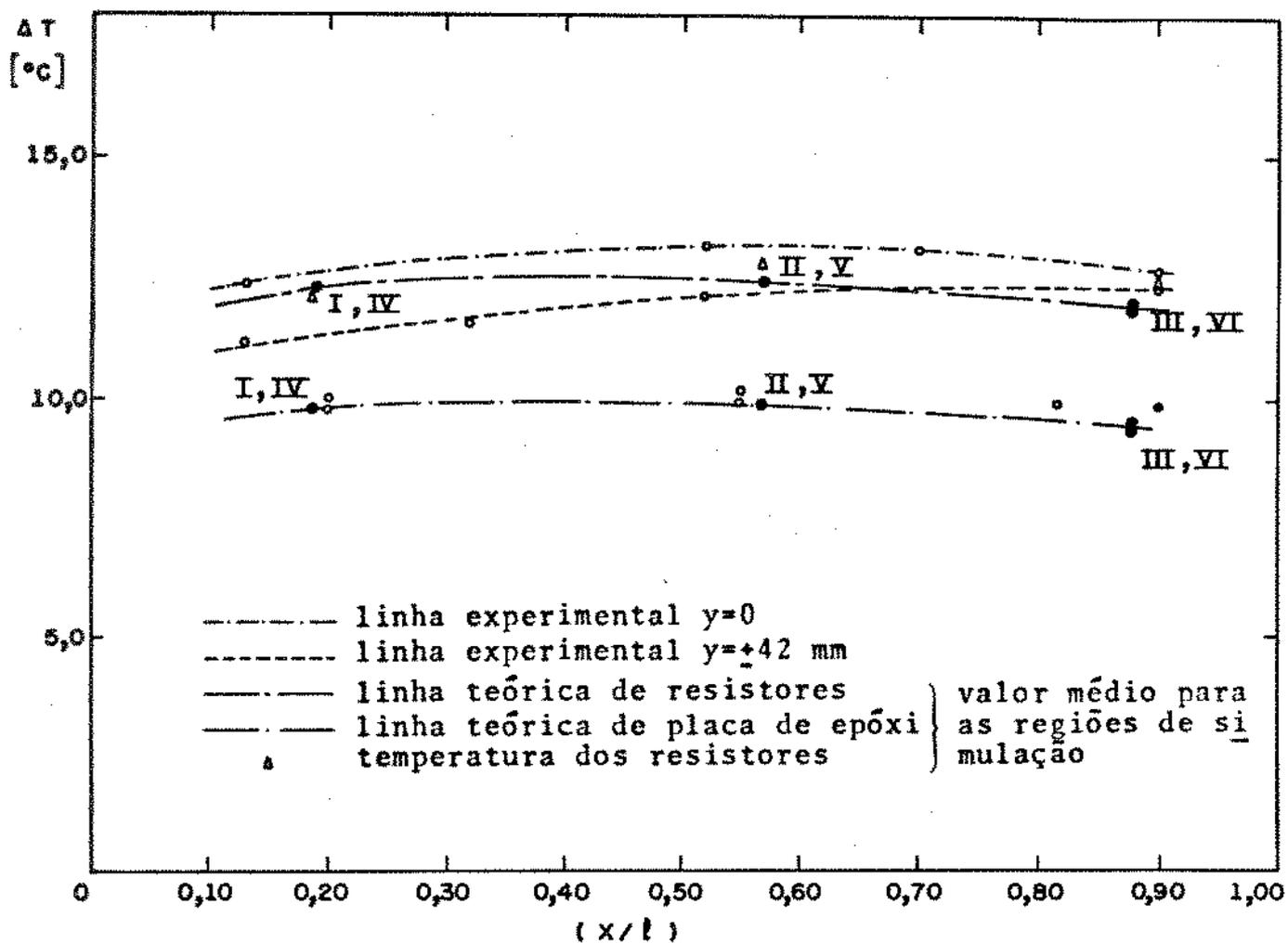


Figura 4.12 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 0,50 W/placa).

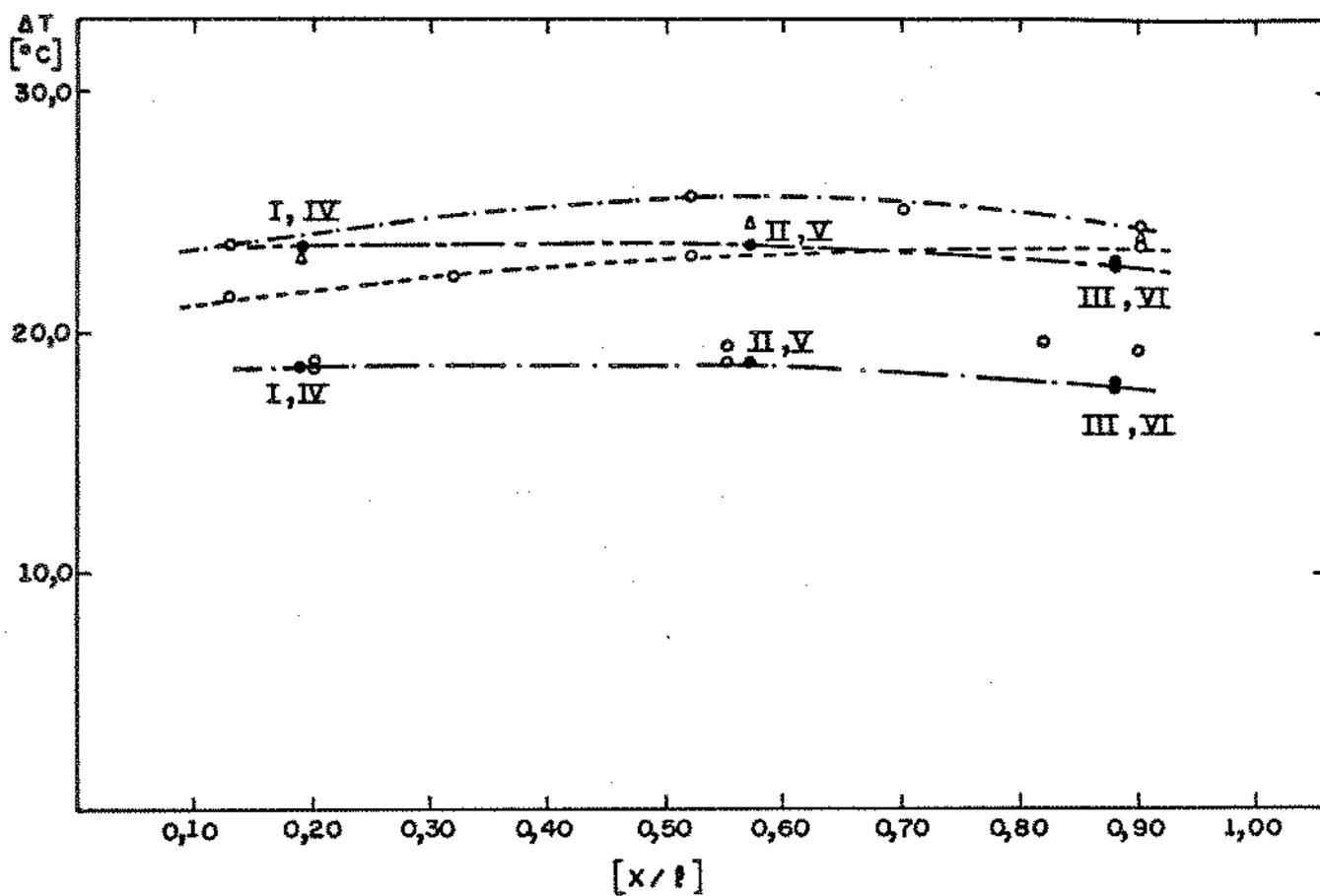


Figura 4.13 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 1,00 W/placa).

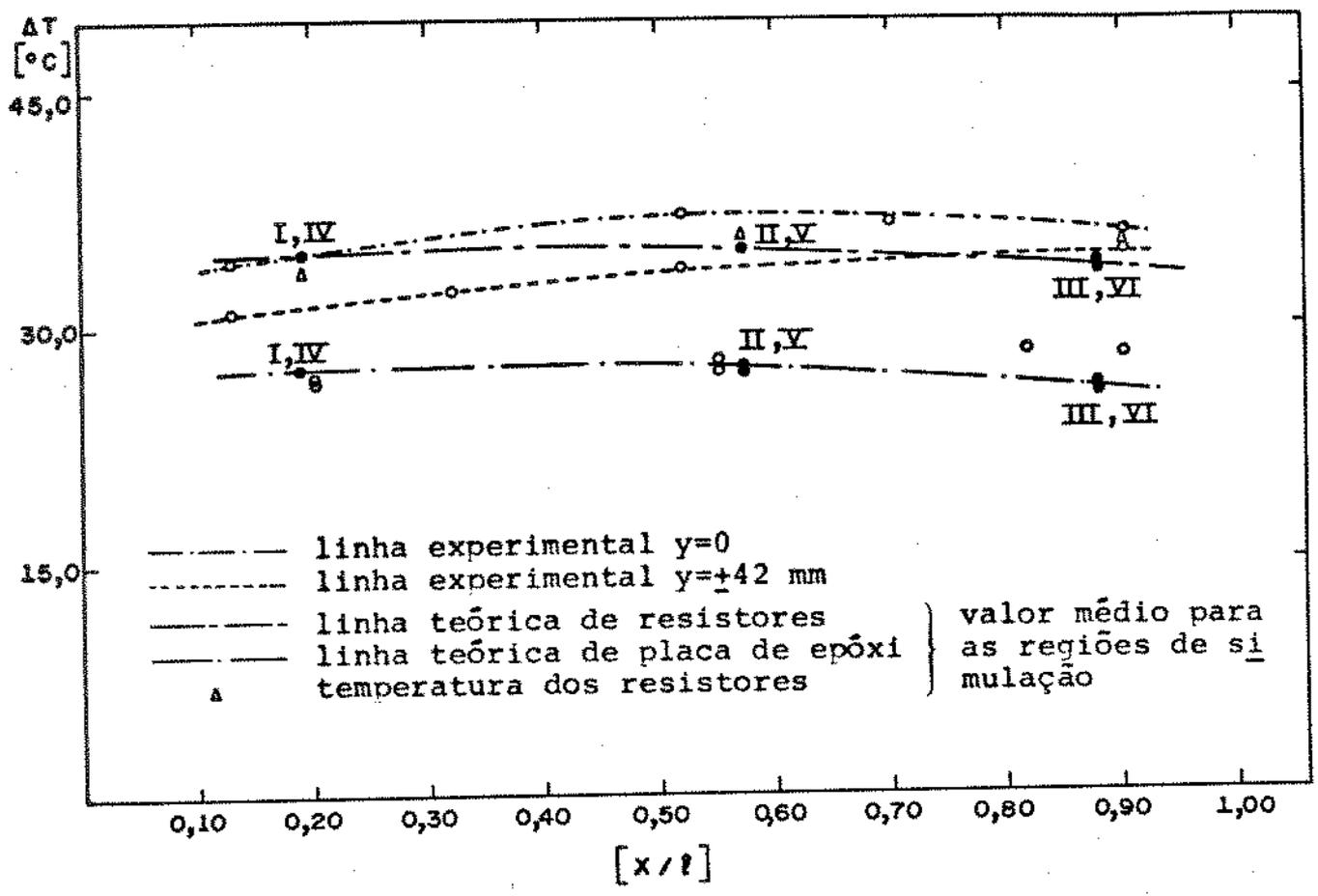


Figura 4.14 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 1,50 W/placa).

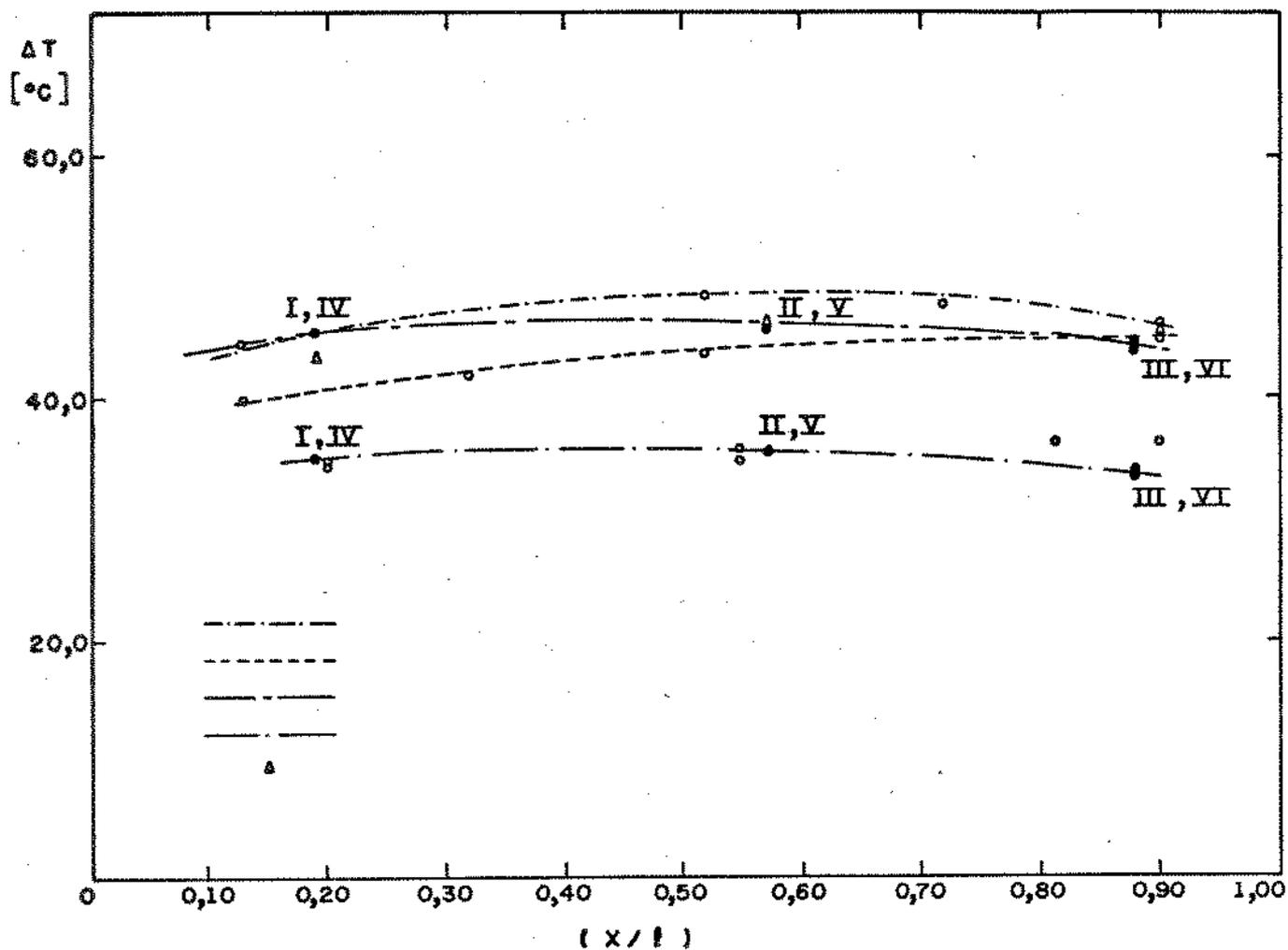


Figura 4.15 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 2,00 W/placa).

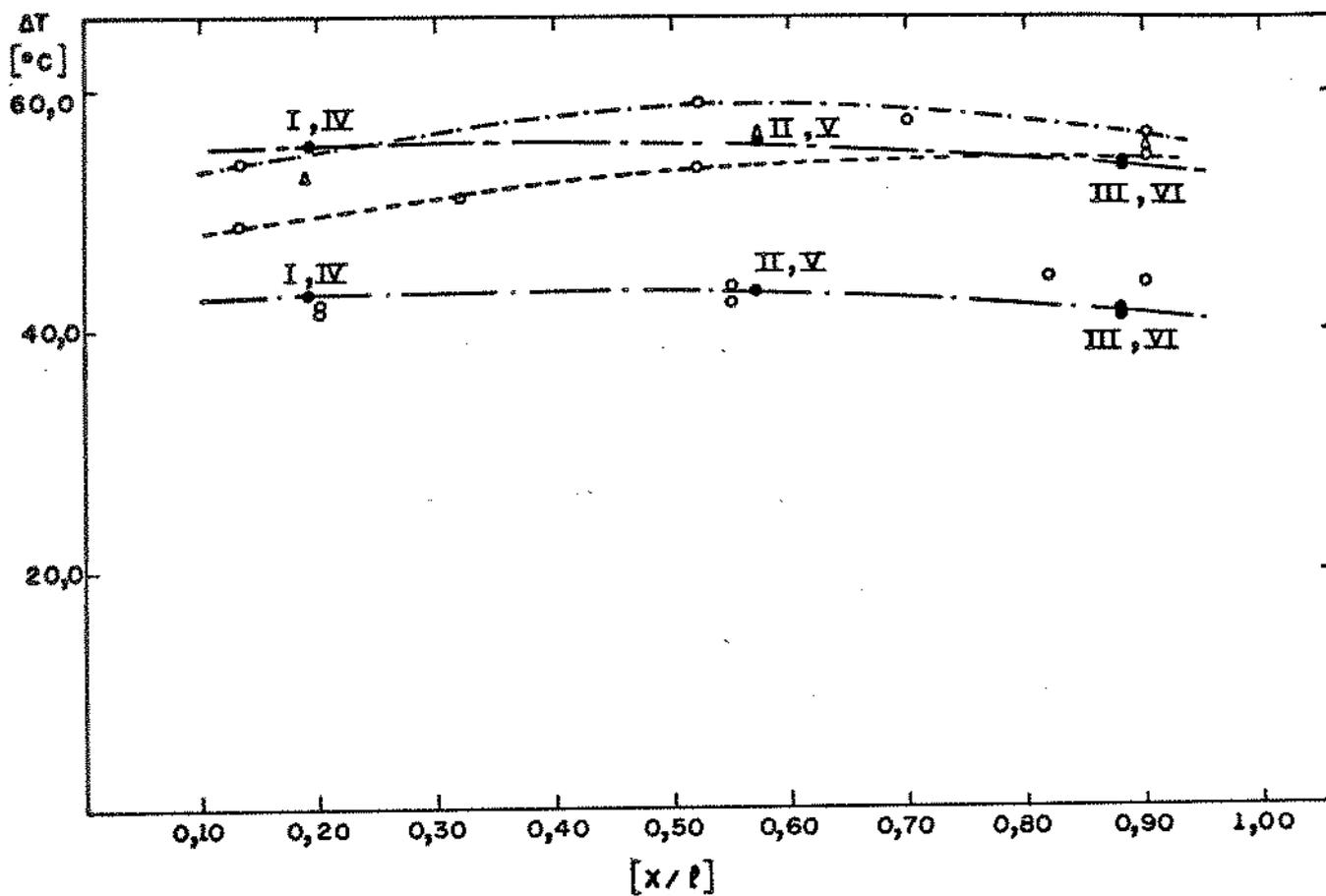


Figura 4.16 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 2,50 W/placa).

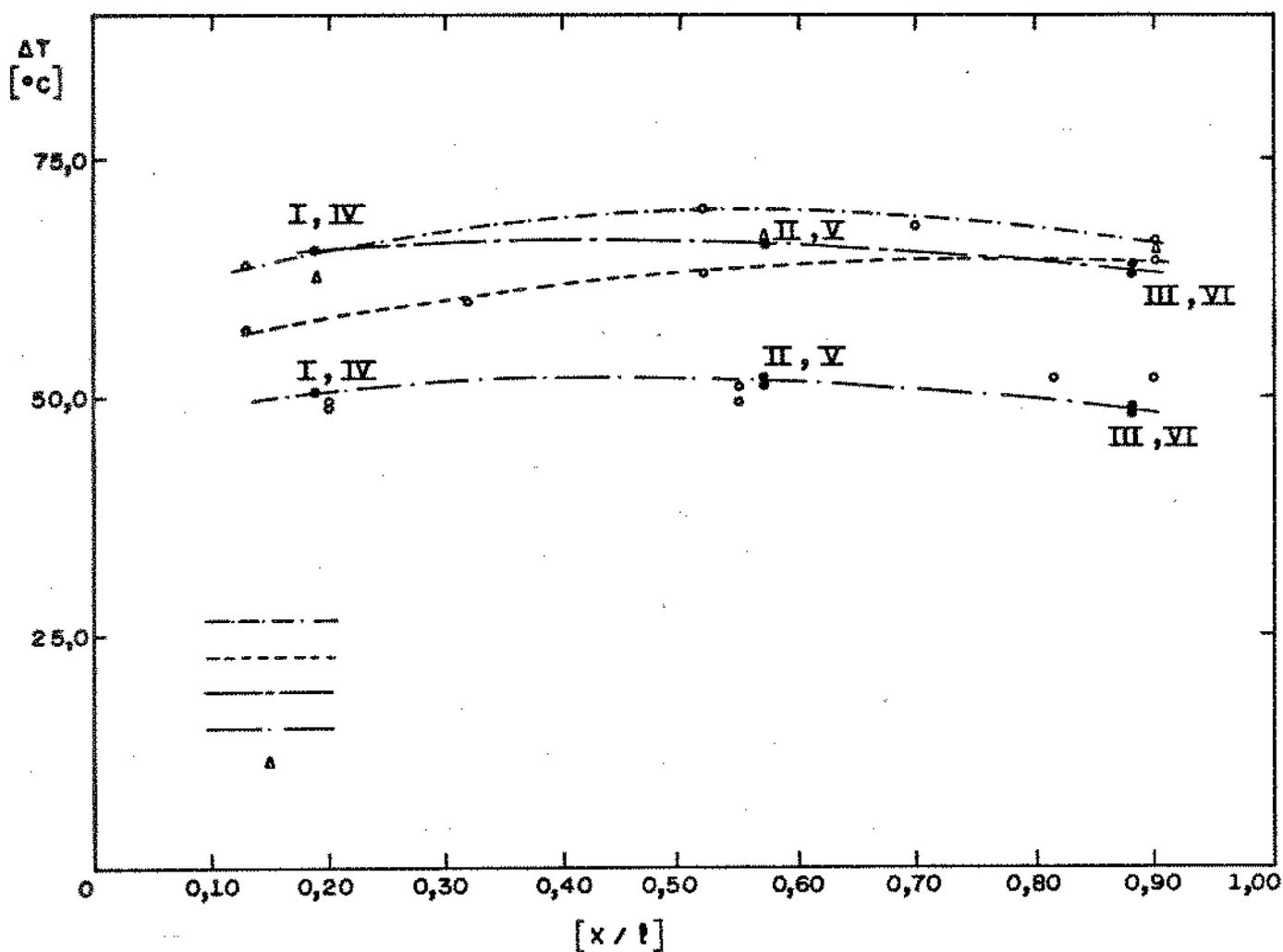
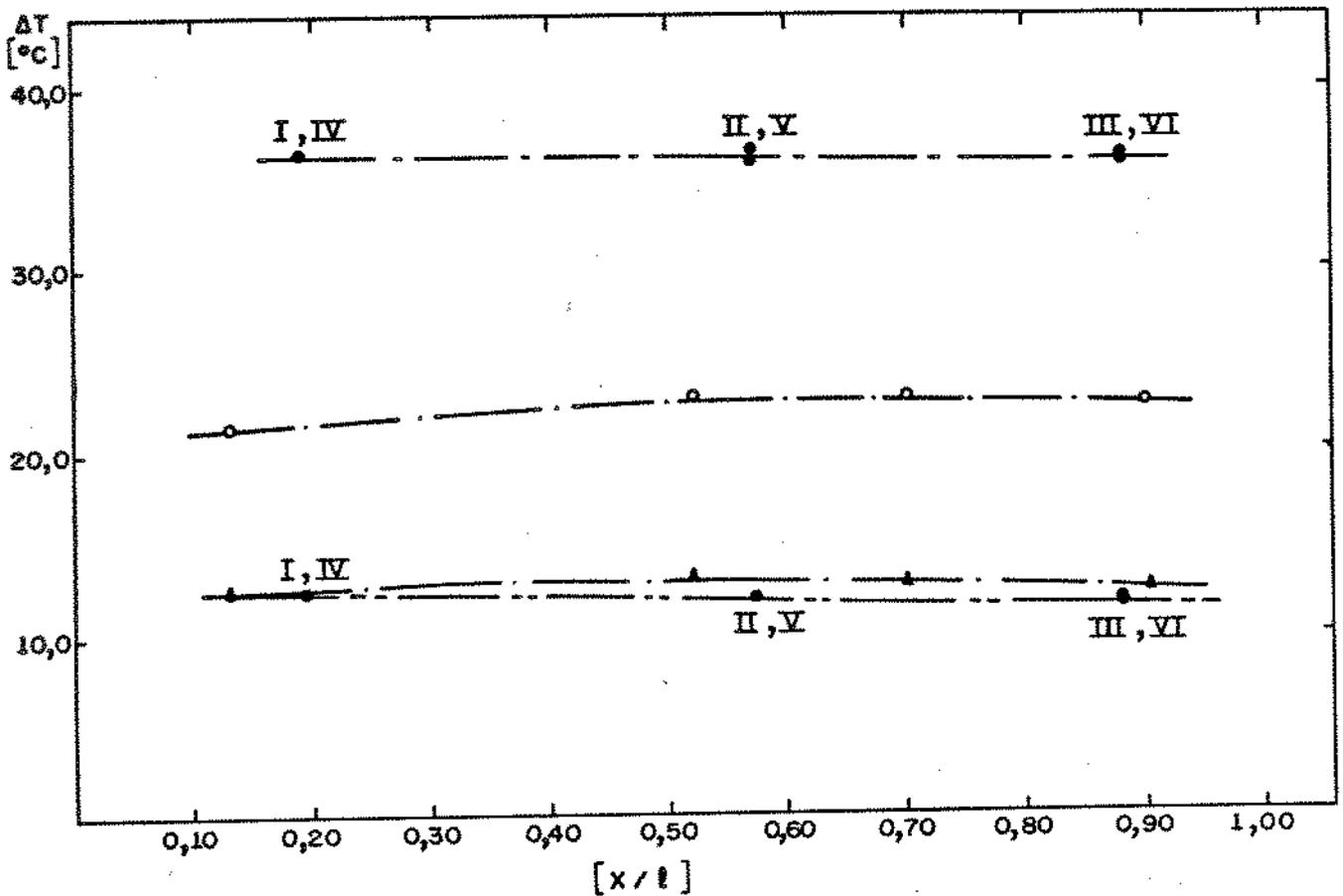


Figura 4.17 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta livre - 3,00 W/placa).



- — — — — temperatura dos resistores, isolamento teórico
- — — — — temperatura experimental dos resistores em $y=0$, gaveta is.
- · — · — temperatura teórica dos resistores, gaveta livre
- o experimental isolado, $y=0$
- ▲ experimental livre, $y=0$

Figura 4.18 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso
(espaçamento simples, gaveta isolada - 0,50 W/placa)

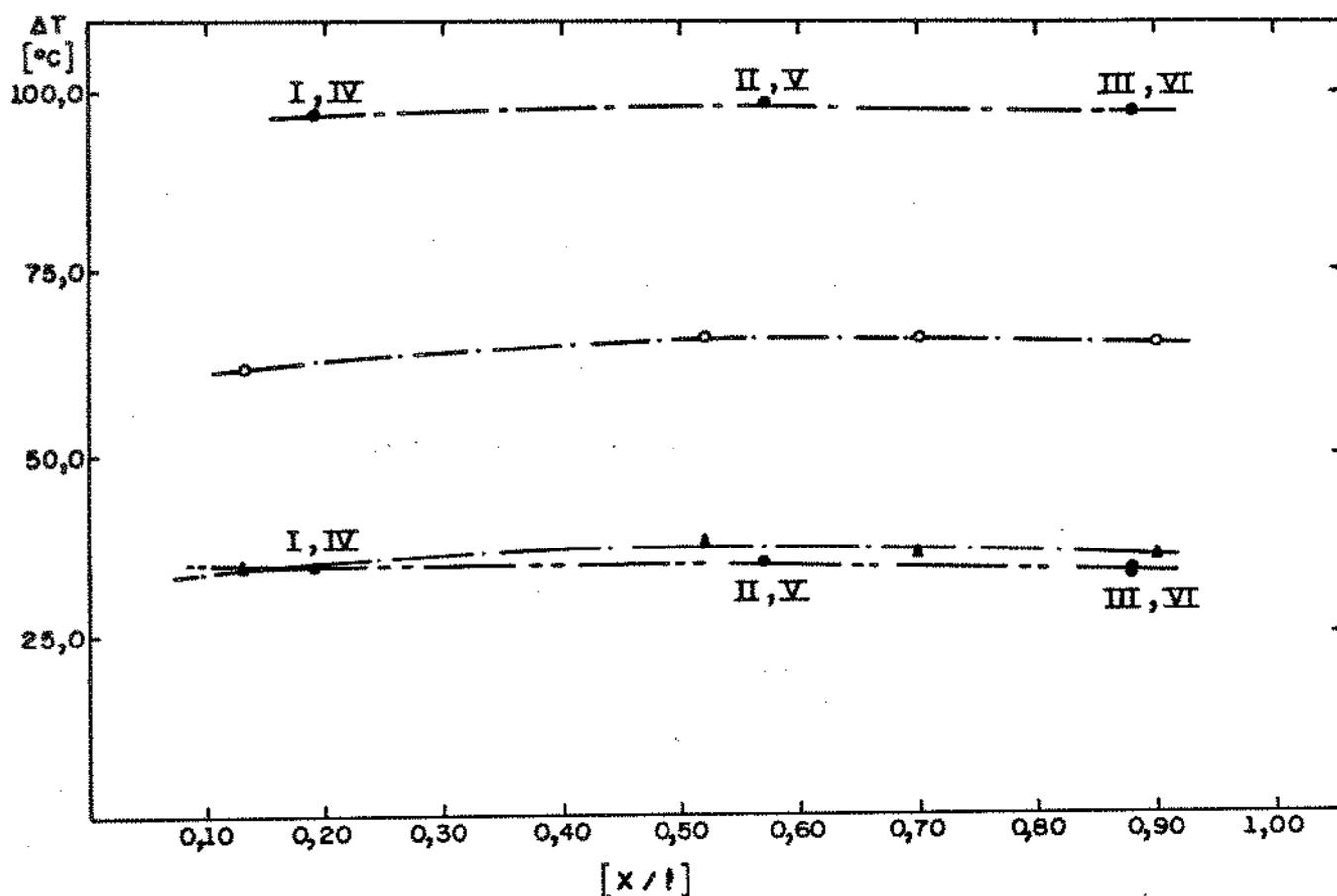


Figura 4.19 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso
(espaçamento simples, gaveta isolada - 1,50 W/placa).

- temperatura dos resistores, isolamento teórico
- temperatura experimental dos resistores em $y=0$, gaveta isolada
- temperatura teórica dos resistores, gaveta livre
- o experimental isolado, $y=0$
- ▲ experimental livre, $y=0$

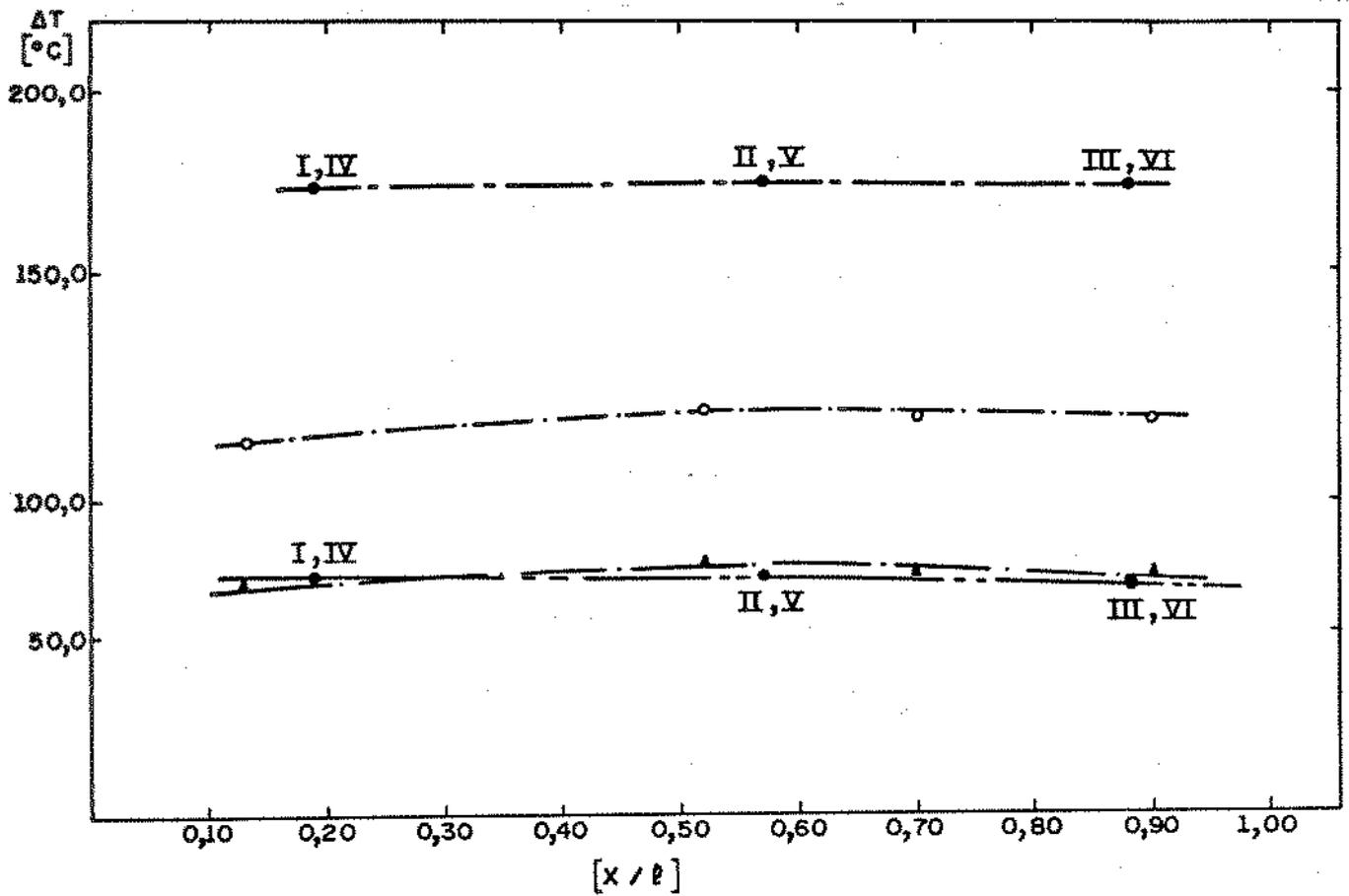


Figura 4.20 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento simples, gaveta isolada - 3,00 W/placa).

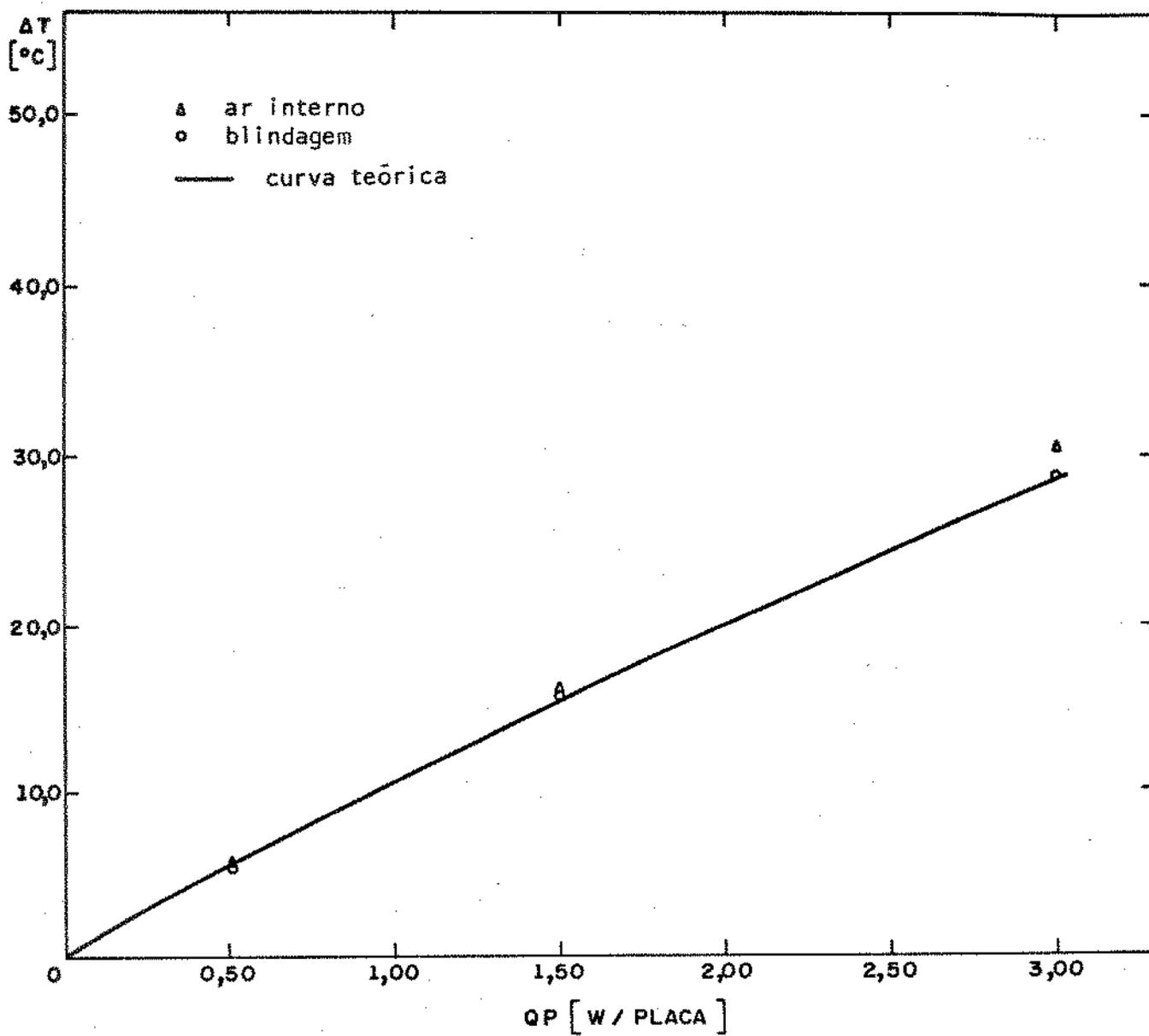


Figura 4.21 - Sobretemperatura do ar interno e da blindagem (gaveta livre, espaçamento duplo).

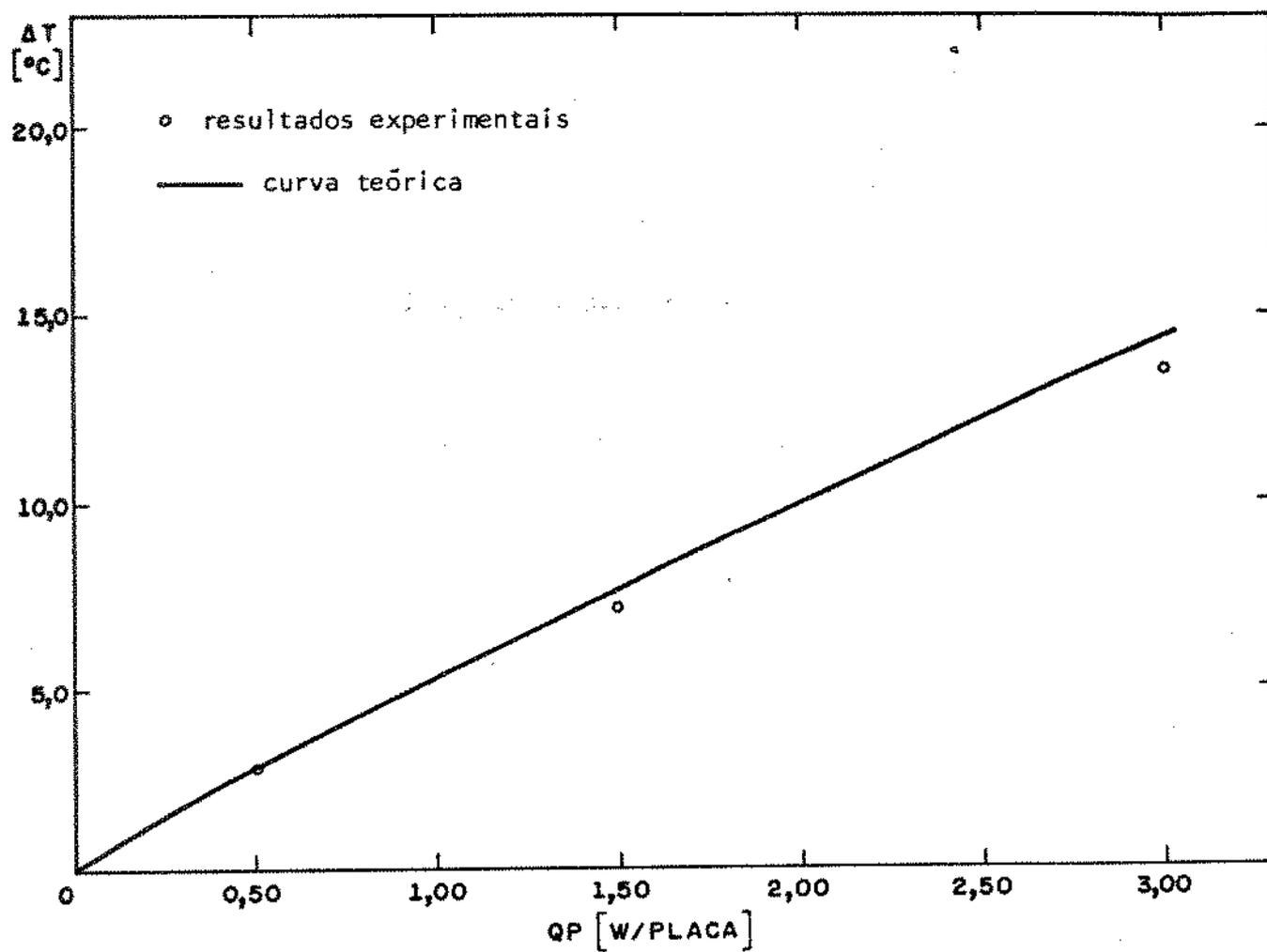


Figura 4.22 - Sobretemperatura da porta (gaveta livre, espaçamento duplo).

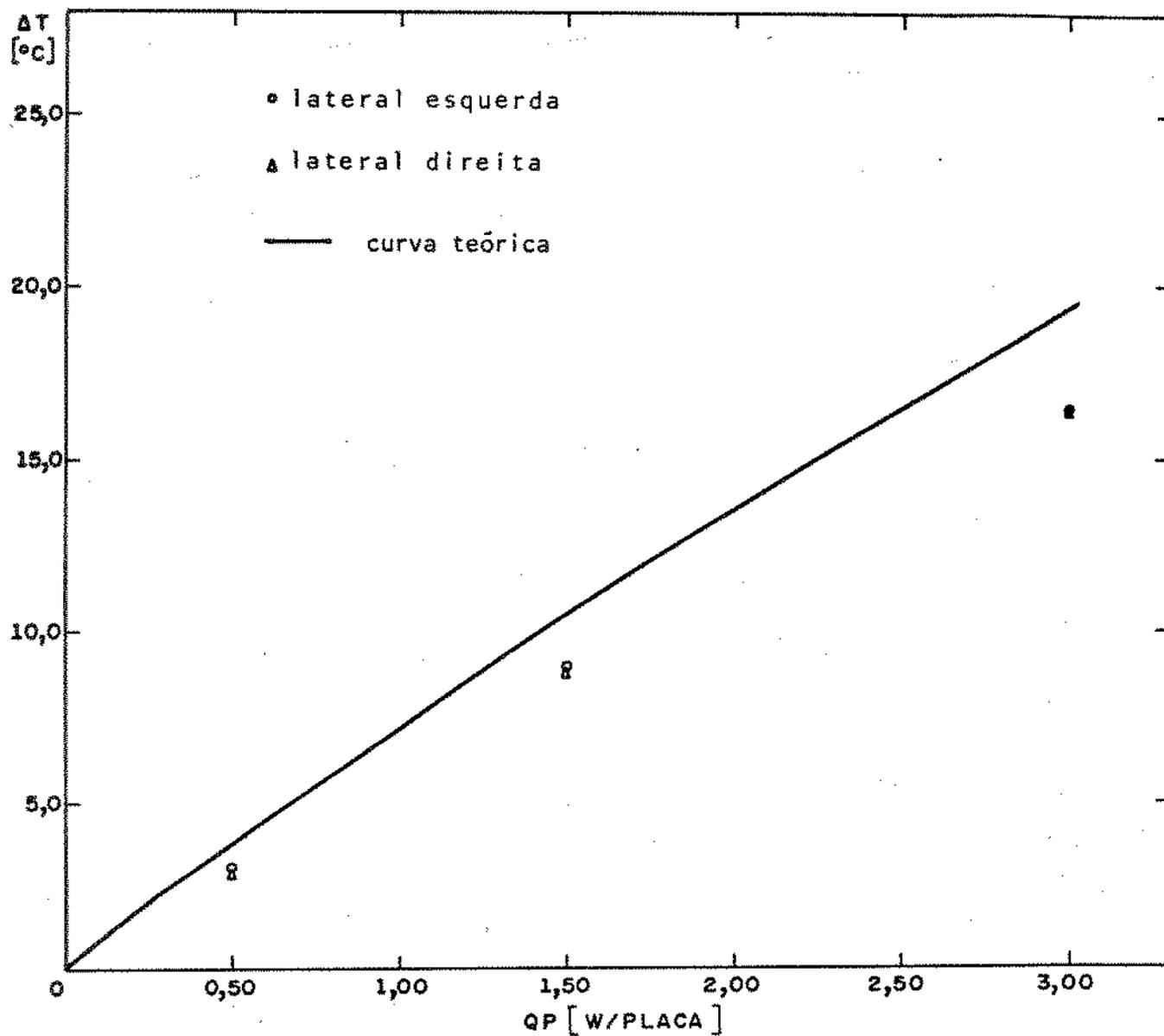


Figura 4.23 - Sobretemperatura das paredes laterais (gaveta livre, espaçamento duplo).

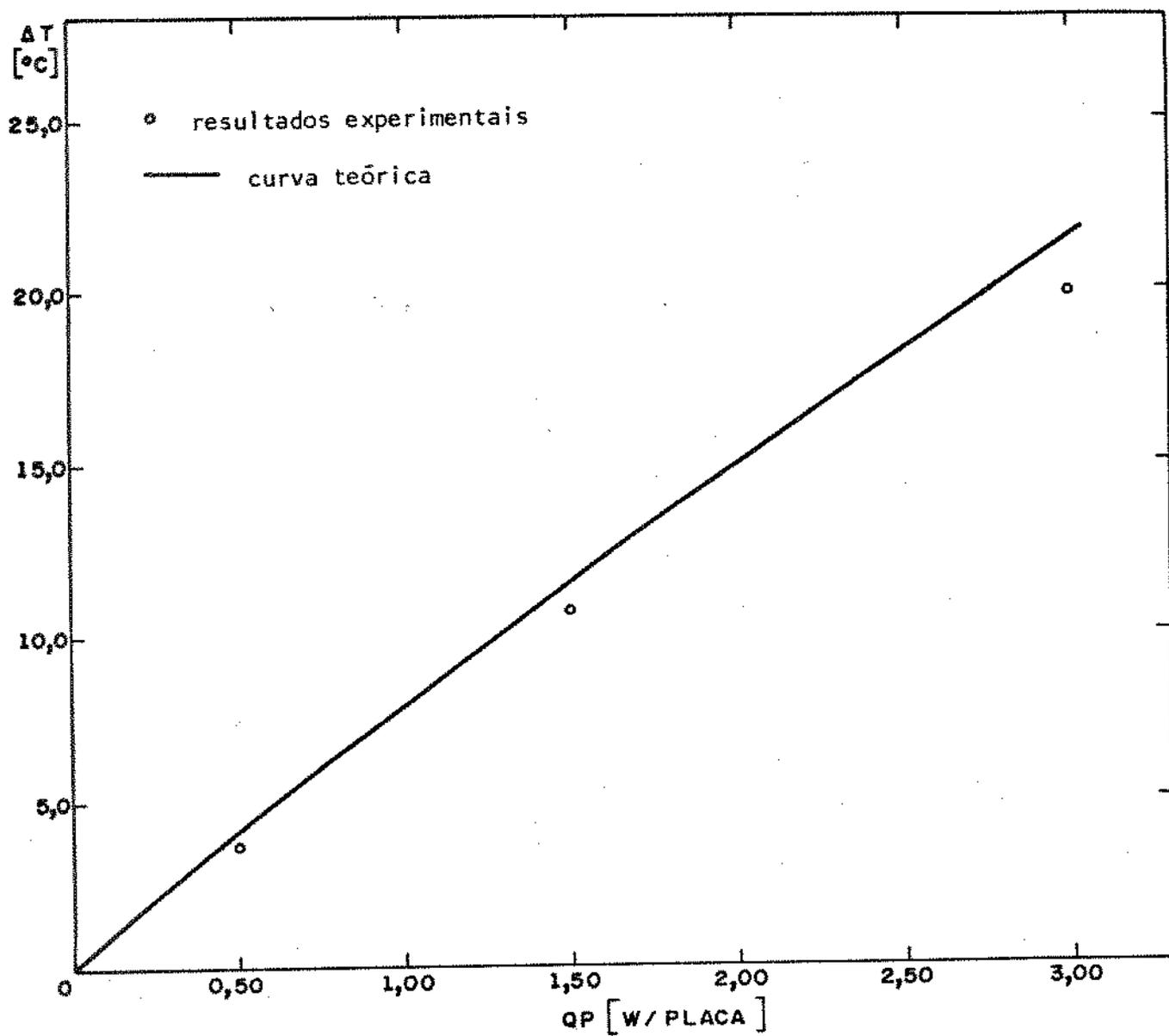


Figura 4.24 - Sobretemperatura da parede traseira (gaveta livre, espaçamento duplo).

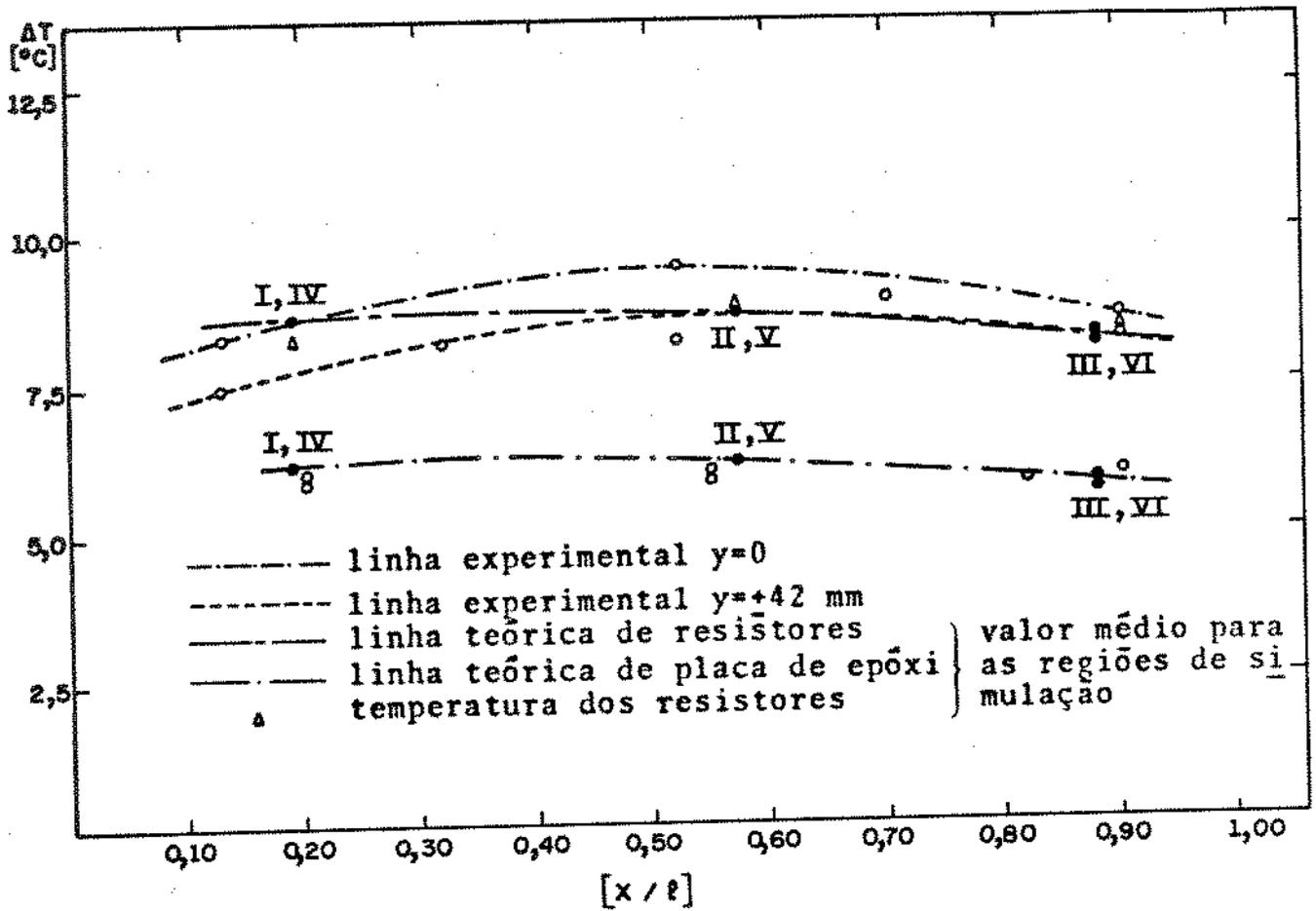


Figura 4.25 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento duplo, gaveta livre - 0,50 W/placa).

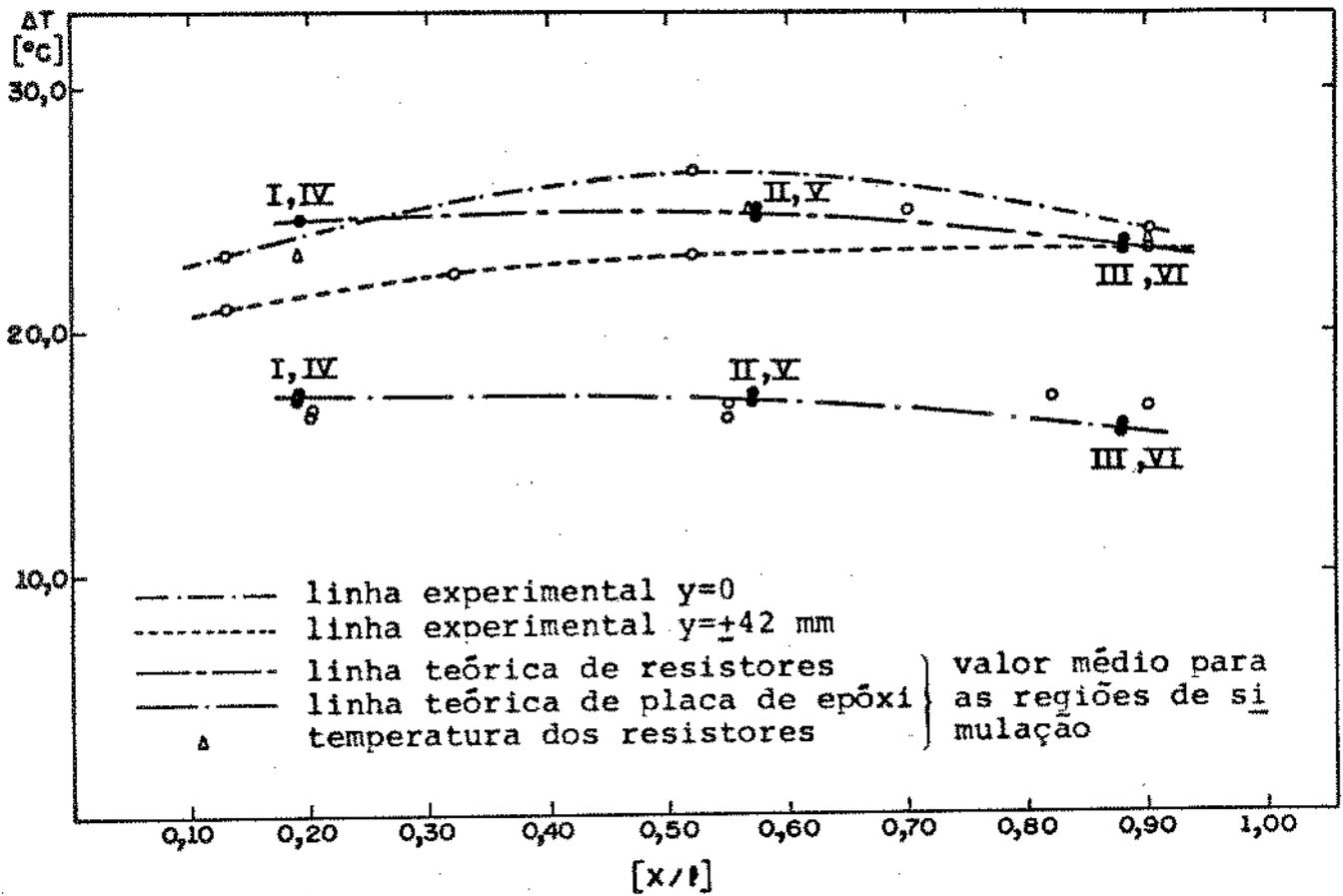


Figura 4.26 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento duplo, gaveta livre - 1,50 W/placa).

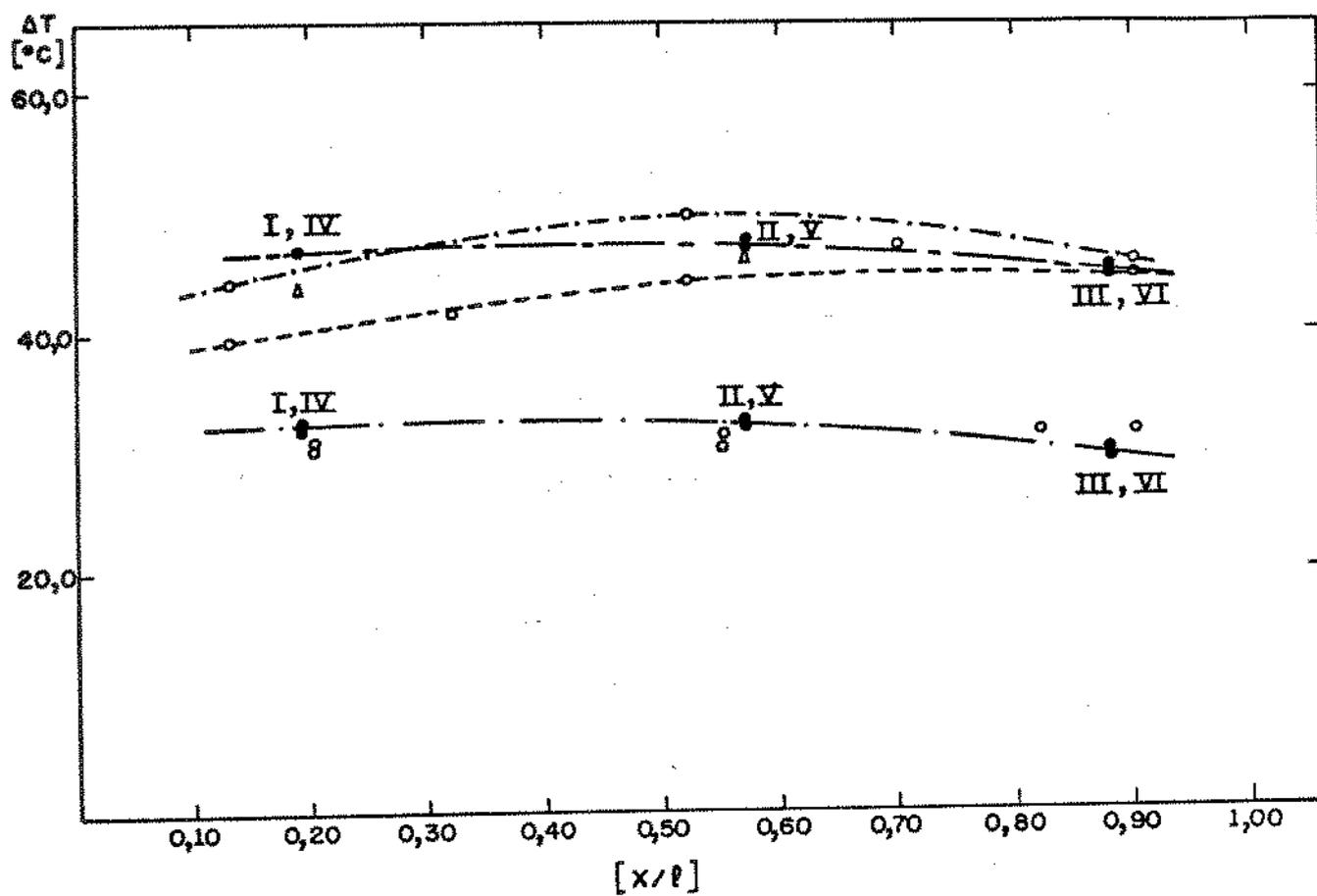


Figura 4.27 - Sobretemperatura da placa de circuito impresso (espaçamento duplo, gaveta livre - 3,00 W/placa).

ANEXO 2 - PROGRAMA EM LINGUAGEM FORTRAN.

PROGRAMA GERAL DE SOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES ALGEBRICAS
NAO LINEARES PELO METODO DE NEWTON-RAPHSON

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION R(60),F(11,11),VCORR(60),V(60),PD(60,60)
INTEGER ITMAX,NVAR,ITER
COMMON L(11),A(11),RC(12,12),TINF,H,AR,CIC(12,12),CIR(11,11),SIG,
COF1(6),COF2(6),RN(6),PR(11,11),RK,RN(6),TR(6),TEP(6)
O VETOR V(I) CONTEM AS TEMPERATURAS DOS 11 NOS DA MALHA
TERMICA
A MATRIZ RC(I,J) CONTEM TODAS AS RESISTENCIAS DE CONTATO,
CONDUCAO, CONVECCAO E RADIACOES EXTERNAS
O VETOR E(I) CONTEM AS EMISSIVIDADES DAS SUPERFICIES ENVOL-
VIDAS NAS TROCAS TERMICAS POR RADIACAO
A MATRIZ F(I,J) CONTEM OS FATORES DE FORMA NECESSARIOS AO
IMPRESSAO OPCIONAL DAS TAXAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
CALCULO DAS RESISTENCIAS DE RADIACAO
A MATRIZ RR(I,J) CONTEM O INVERSO DAS RESISTENCIAS DE RADIACAO
DENTRO DA CAVIDADE
O VETOR Q(I) CONTEM AS TAXAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DAS SUPER-
FICIES
O VETOR RAD(I) CONTEM AS EXPRESSOES DAS RADIOSIDADES NAS SUPERFICIES
A MATRIZ CIR(I,J) CONTEM AS CORRENTES TERMICAS ENVOLVENDO APENAS
RADIACAO DENTRO DA CAVIDADE
VALOR DA CONSTANTE DE STEFAN-BOLTZMANN
SIG=5.6690-8
VALOR DA POTENCIA DISSIPADA NAS DIVERSAS REGIOES DE
SIMULACAO DO CARTAO
DATA QP(1),QP(2),QP(3)/0.5000,0.5000,0.2500/
DATA QP(4),QP(5),QP(6)/0.5000,0.5000,0.2500/
CAMPO INICIAL DE TEMPERATURAS NA UNIDADE TERMICA
DO 10 I=1,11
V(I)=340.000
A TEMPERATURA DO INFINITO,TINF,E' CONHECIDA E
CORRESPONDE AO TERRA DA MALHA TERMICA
TINF=295.9500
LEITURA DE A(I),E(I),F(I,J),RC(I,J) E RR(I,J)
READ(25,39) (A(I),I=1,11),(L(I),I=1,11),((F(I,J),J=1,11),I=1,11)
FORMAT(11G)
TABS=273.1500
n=20.3300
AR=4.070-5
RN=150.000
RN(1)=5.000
RN(2)=5.000
RN(3)=2.500
RN(4)=5.000
RN(5)=5.000
RN(6)=2.500
DO 17 I=1,6
COF1(I)=(A(I)+RN(I)*AR)/A(I)
DO 22 I=1,6
COF2(I)=RN(I)*QP(I)/RN(I)
ESCREVENDO AS EXPRESSOES DE RR(I,J)
DO 11 I=1,11
DO 11 J=1,11
RR(I,J)=A(I)*F(I,J)
INTRODUZINDO OS VALORES DE RC(I,J)
DO 12 I=1,NVAR
DO 12 J=1,NVAR

```

```

RC(I,J)=1.000
RC(8,7)=60.000
RC(9,7)=60.000
RC(11,7)=405.000
RC(11,8)=14.000
RC(11,9)=14.000
RC(2,1)=193.000
RC(4,1)=91.000
RC(1,7)=628.000
RC(1,8)=262.000
RC(5,2)=133.000
RC(2,3)=204.000
RC(2,8)=263.000
RC(6,3)=52.000
RC(3,8)=443.000
RC(5,4)=88.000
RC(4,9)=278.000
RC(4,7)=605.000
RC(5,6)=126.000
RC(5,9)=232.000
RC(6,9)=439.000
RC(3,10)=125.000
RC(6,10)=65.000
RC(10,8)=24.000
RC(10,9)=24.000

```

1 LEITURA DE DADOS E PRELIMINARES

```

NVAR=11
TLRNC=1.00-3
ITMAX=50
ENORME=1.0038
RGB=ENORME
RLX=1.000
RLXCR=0.900
RLXLM=0.100

```

2 PROCESSO ITERATIVO

```

ITER=1
RGBANT=RGB
IF((ITER/3)*3.EQ.ITER) RLX=-DMAX1(-1.000,-RLX/RLXCR)
CALL EQNS(NVAR,V,R)
TESTE DE ESTABILIDADE
RGB=0.000
DO 210 I=1,NVAR
RGB=RGB+R(I)*R(I)
CONTINUE
IF(RGB.LT.RGBANT) GO TO 216
DO 214 L=1,NVAR
V(L)=V(L)+V CORR(L)*RLX*(1.-RLXCR)
RLX=RLX*RLXCR
IF(RLX.LT.RLXLM) GO TO 300
GO TO 201
CONTINUE
IMPRESSAO OPCIONAL DE RESULTADOS PASSO A PASSO.O COMANDO
*GO TO 230* E UM DEVEDO CASO ESTES DADOS NAO SEJAM NECES.
GO TO 230
WRITE(33,220) ITER,RLX
FORMAT(/' ITER=',I3,' RLX=',F6.3/
' RESIDUO I VARIABEL')
WRITE(33,225)(I,R(I),I,V(I),I=1,NVAR)
FORMAT(' R(',I2,')=',F11.5,' I V(',I2,')=',F6.1)
CALL PARDIF(NVAR,V,R,PD)

```

```

CALL GAUSSY(PD,R,VCORR,NVAR)
DO 240 L=1,NVAR
V(L)=V(L)-VCORR(L)*RLX
IF(ITER-ITMAX)250,300,300
ITER=ITER+1
DO 260 K=1,NVAR
IF(DABS(VCORR(K)).GT.TLRNCE) GO TO 200
3  CALCULO E IMPRESSAO DOS VALORES FINAIS

CONTINUE
DO 262 I=1,NVAR
V(I)=V(I)-TABS
DO 264 I=1,6
TR(I)=TR(I)-TABS
TEP(I)=TEP(I)-TABS
CONTINUE
TINF=TINF-TABS
WRITE(33,301)
)1  FORMAT(/' RESULTADOS FINAIS',/)
*WRITE(33,319)(I,QP(I),I=1,6)
FORMAT(' QP(',I1,')=' ,F5.2)
*WRITE(33,257) TINF
FORMAT(/, ' TINF=' ,F5.1)
*WRITE(33,320) ITER,RLX
FORMAT(/' ITER=' ,I3, ' RLX=' ,F6.3, //
* ' RESIDUO I VARIABEL')
5  WRITE(33,325)(I,R(I),I,V(I),I=1,NVAR)
FORMAT(' R(',I2,')=' ,F11.5, ' I V(',I2,')=' ,F6.1)
WRITE(33,330)
FORMAT(///, ' TEMPERATURAS DO RESISTOR E DA EPOXI',/)
WRITE(33,335)(I,TR(I),I,TEP(I),I=1,6)
FORMAT(' TR(',I1,')=' ,F6.1, ' I TEP(',I1,')=' ,F6.1)
IMPRESSAO OPCIONAL DAS TAXAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EM CADA RAMO DA MALHA TERMICA
6  FORMAT(2X,4('CIC(',I2,',' ,I2,')=' ,F5.3,4X))
7  FORMAT(2X,4('CIR(',I2,',' ,I2,')=' ,F5.3,4X))
RETURN
END
SUBROUTINE EQNS(NVAR,V,R)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION V(60),R(50),Q(11),SOCTR(11),
C  RAD(11),COF3(6)
COMMON E(11),A(11),RC(12,12),TINF,H,AR,CIC(12,12),CIR(11,11),
C  SIG,COF1(6),COF2(6),QP(6),RR(11,11),RK,RN(6),TR(6),TEP(6)
DO 12 I=1,6
COF3(I)=RK*AR*(H+4.000*E(I)*SIG*V(11)**3)
DO 32 I=1,6
RK(I)=(COF1(I)*V(I)+COF3(I)*V(11)+COF2(I))/
C  (COF1(I)+COF3(I))
DO 33 I=1,6
TEP(I)=TR(I)-COF2(I)+COF3(I)*(TR(I)-V(11))
RC(7,12)=((1.70500*(V(7)-TINF)**0.2500+4.000*E(7)*SIG*TINF**3)
C  *2.400-3)**-1
RC(8,12)=((1.70500*(V(8)-TINF)**0.2500+4.000*E(8)*SIG*TINF**3)
C  *3.400-3)**-1
RC(9,12)=((1.70500*(V(9)-TINF)**0.2500+4.000*E(9)*SIG*TINF**3)
C  *3.400-3)**-1
RC(8,12)=1.0038
RC(9,12)=1.0038

```

```

DO 14 I=1,NVAR
DO 14 J=1,NVAR
CIC(I,J)=(V(I)-V(J))/RC(I,J)
DO 21 I=1,6
CIC(I,11)=(TR(I)-V(11))/(11.2700*AR*RN(I)*(TR(I)-V(11))
C
**0.23700)***-1+(TEP(I)-V(11))/(A(I)*(14.6000+3.27300*SIG
C
*V(11)**3)***-1
CIC(7,12)=(V(7)-TINF)/RC(7,12)
CIC(8,12)=(V(8)-TINF)/RC(8,12)
CIC(9,12)=(V(9)-TINF)/RC(9,12)
Q(1)=QP(1)+CIC(2,1)+CIC(4,1)-CIC(1,7)-CIC(1,8)-CIC(1,11)
Q(2)=QP(2)+CIC(5,2)-CIC(2,1)-CIC(2,3)-CIC(2,8)-CIC(2,11)
Q(3)=QP(3)+CIC(2,3)+CIC(6,3)-CIC(3,8)-CIC(3,11)-CIC(3,10)
Q(4)=QP(4)+CIC(5,4)-CIC(4,9)-CIC(4,7)-CIC(4,1)-CIC(4,11)
Q(5)=QP(5)-CIC(5,2)-CIC(5,6)-CIC(5,9)-CIC(5,4)-CIC(5,11)
Q(6)=QP(6)-CIC(6,3)-CIC(6,9)+CIC(5,6)-CIC(6,11)-CIC(6,10)
Q(7)=CIC(11,7)+CIC(1,7)+CIC(4,7)-CIC(7,12)+CIC(8,7)+CIC(9,7)
Q(8)=CIC(11,8)+CIC(1,8)+CIC(2,8)+CIC(3,8)-CIC(8,12)-CIC(8,7)+
C
CIC(10,8)
C
Q(9)=CIC(11,9)+CIC(4,9)+CIC(5,9)+CIC(6,9)-CIC(9,12)-CIC(9,7)+
C
CIC(10,9)
Q(10)=-CIC(10,8)-CIC(10,9)+CIC(3,10)+CIC(6,10)
Q(11)=CIC(1,11)+CIC(2,11)+CIC(3,11)+CIC(4,11)+CIC(5,11)+
C
CIC(6,11)-CIC(11,7)-CIC(11,8)-CIC(11,9)
ESCREVENDO AS EXPRESSOES DE RAD(I)
DO 13 I=1,11
RAD(I)=SIG*V(I)**4.000-((1-E(I))/E(I))*Q(I)/A(I)
ESCREVENDO AS EXPRESSOES DE CIR
DO 15 I=1,11
DO 15 J=1,11
CIR(I,J)=(RAD(J)-RAD(I))*RR(I,J)
DO 19 I=1,NVAR
SOCIR(I)=0.000
DO 17 I=1,NVAR
DO 18 J=1,NVAR
SOCIR(I)=SOCIR(I)+CIR(I,J)
R(I)=SOCIR(I)+Q(I)
RETURN
END
SUBROUTINE PARDIP(NVAR,V,R,PD)
SUBROTINA PARA CALCULO DAS DERIVADAS PARCIAIS
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION V(60),R(60),PD(60,60),VD(60),RD(60)
COMMON E(11),A(11),RC(12,12),TINF,I,AR,CIC(12,12),CIR(11,11),
C
SIG,COF1(6),COF2(6),QP(6),RR(11,11),RK,RN(6),TR(6),TEP(6)
C
DV=1.00-3
DO 10 K=1,NVAR
VD(K)=V(K)
DO 30 J=1,NVAR
VD(J)=V(J)+DV
CALL EQNS(NVAR,VD,RD)
DO 20 I=1,NVAR
PD(I,J)=(RD(I)-R(I))/DV
CONTINUE
VD(J)=V(J)
CONTINUE
RETURN
END
SUBROUTINE GAUSSY(A,B,X,I)
SUBROTINA PARA SOLUCAO DA MATRIZ

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION A(60,60),X(60),B(60),BC(60)
INTEGER INDEP
INDEP=0
DO 170 K=1,N
IF(DABS(A(K,K))-1.00=7)10,10,100
IF(K=N)20,50,50
M=K+1
IF(DABS(A(M,K))-1.00=7)40,40,80
IF(M=N)70,150,150
WRITE(33,60) K
FORMAT(' AS EQUACOES NAO SAO INDEPENDENTES VAR.ELIM.',I4)
GO TO 150
M=M+1
GO TO 130
BC(K)=B(K)
B(K)=B(M)
B(M)=BC(K)
DO 90 J=K,N
CC=A(K,J)
A(K,J)=A(M,J)
A(M,J)=CC
CONTINUE
IF(K=N)110,140,140
DO 135 I=N,K+1,-1
A1=DABS(A(I-1,K))
A2=DABS(A(I,K))
IF(A1.GT.A2) GO TO 135
BC(I-1)=B(I-1)
B(I-1)=B(I)
B(I)=BC(I-1)
DO 92 J=K,N
CC=A(I-1,J)
A(I-1,J)=A(I,J)
A(I,J)=CC
CONTINUE
KPLUS=K+1
DO 130 I=KPLUS,N
B(I)=B(I)-B(K)*A(I,K)/A(K,K)
ACON=A(I,K)
DO 120 J=K,N
A(I,J)=A(I,J)-B(K,J)*ACON/A(K,K)
CONTINUE
CONTINUE
CONTINUE
GO TO 170
A(K,K)=1.000
B(K)=0.000
KMAIS=K+1
DO 160 KEMN=KMAIS,N
A(K,KEMN)=0.000
CONTINUE
CONTINUE
L=N
SUM=0.000
IF(L=N)190,210,210
LPLUS=L+1
DO 200 J=LPLUS,N
SUM=SUM+A(L,J)*X(J)
CONTINUE

```

```
CONTINUE  
X(L)=(B(L)-SUM)/A(L,L)  
IF(L=1)230,230,220  
L=L-1  
GO TO 180  
CONTINUE  
RETURN  
END
```

ANEXO 3 - Fatores de forma de radiação para espaçamento simples.

$F_{l-j} =$

$l \backslash j$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	0	0	0	0	0	0,10	0,12	0	0	0,77
2	0	0	0	0	0	0	0	0,13	0	0,01	0,83
3	0	0	0	0	0	0	0	0,11	0	0,14	0,79
4	0	0	0	0	0	0	0,10	0	0,12	0	0,77
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0,13	0,01	0,83
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0,11	0,14	0,79
7	0,20	0	0	0,20	0	0	0	0,08	0,08	0,016	0,43
8	0,15	0,18	0,09	0	0	0	0,05	0	0,042	0,05	0,48
9	0	0	0	0,15	0,18	0,09	0,05	0,042	0	0,05	0,48
10	0	0,02	0,18	0	0,02	0,18	0,016	0,08	0,08	0	0,43
11	0,15	0,16	0,10	0,15	0,16	0,10	0,04	0,07	0,07	0,04	0

ANEXO 4 - Fatores de forma de radiação para espaçamento duplo.

$F_{l,j} =$

$l \backslash j$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	0	0	0	0	0	0,17	0,22	0,03	0,03	0,58
2	0	0	0	0	0	0	0,03	0,24	0,03	0,03	0,65
3	0	0	0	0	0	0	0,02	0,19	0,03	0,24	0,55
4	0	0	0	0	0	0	0,17	0,03	0,22	0,03	0,58
5	0	0	0	0	0	0	0,03	0,03	0,24	0,03	0,65
6	0	0	0	0	0	0	0,02	0,03	0,19	0,24	0,55
7	0,15	0,03	0,01	0,15	0,03	0,01	0	0,14	0,14	0,038	0,37
8	0,12	0,14	0,07	0,02	0,02	0,01	0,09	0	0,095	0,09	0,36
9	0,02	0,02	0,01	0,12	0,14	0,07	0,09	0,095	0	0,09	0,36
10	0,03	0,03	0,14	0,03	0,03	0,14	0,038	0,14	0,14	0	0,37
11	0,11	0,12	0,07	0,11	0,12	0,07	0,08	0,12	0,12	0,08	0

ANEXO 5

ANÁLISE DO ERRO NOS TESTES EXPERIMENTAIS

Em uma situação idealizada, as medidas de um determinado experimento deveriam ser repetidas inúmeras vezes por inúmeros observadores, utilizando-se instrumentos vários e diversificados em cada repetição. Assim, a confiabilidade dos resultados poderia ser assegurada por métodos estatísticos. Os experimentos onde as incertezas são avaliadas por repetições deste tipo são chamados experimentos de amostra múltipla [34].

Infelizmente, a maioria dos experimentos em engenharia não permite a obtenção de amostras múltiplas. O tempo requerido e os custos de operação e mão-de-obra freqüentemente são os fatores limitantes da repetição nestes casos. Os experimentos onde as incertezas não podem ser avaliadas a partir de repetição adequada são chamados experimentos de amostra única.

O escopo e, conseqüentemente, a importância dos experimentos de amostra única é muito maior do que se poderia imaginar a princípio. Isto se deve a quatro fatores que atuam no sentido de destruir a independência entre as repetições de um mesmo experimento. Por conseguinte, muitos experimentos que aparentemente são de amostra múltipla são na realidade experimentos de amostra única, sob certo ponto de vista.

O primeiro destes fatores, demonstrado por Pearson [49], está relacionado à inconsistência de resultados obtidos de leituras realizadas por um único observador. Uma amostra de 20 ou 30 leituras poderia ter um valor médio substancialmente diferente da quele fornecido por uma amostra de 500 leituras ou mais.

Pearson observou também que as leituras feitas por indivíduos diferentes não são necessariamente independentes devido a causas pouco claras e a uma tendência em se atribuir um valor consistentemente alto ou baixo a uma leitura em determinado ponto.

Tuemmler [61] evidencia a diferença aparentemente exis-

tente entre os resultados oriundos de vários laboratórios, os quais utilizaram os mesmos equipamentos na execução dos mesmos testes.

O último fator é provavelmente o mais sério, pois causa os maiores erros, é a inconsistência de resultados para uma mesma grandeza fornecidos por instrumentos diferentes. Portanto, se um mesmo instrumento de medida for empregado em todas as repetições de um experimento, a amostra será única e não múltipla, independentemente do número de repetições.

A exposição de um resultado de amostra única deve vir acompanhada de um quadro razoavelmente completo e conciso da sua confiabilidade. Uma maneira satisfatória de fazê-lo é especificar a média das leituras realizadas e um intervalo de incerteza baseado em certa porcentagem de confiabilidade [34]. Denominando a média aritmética por \bar{x} e o intervalo de incerteza por w , tem-se:

$$\bar{x} \pm w (\%) \quad (1)$$

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

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2)$$

onde x_i é o valor obtido na i -ésima observação.

A rigor, \bar{x} é uma aproximação prática de \bar{x}' , a média aritmética de todos os possíveis resultados de x em um dado experimento. Entretanto, uma boa concordância (isto é, alta precisão) entre os valores obtidos em uma série de repetições não significa que \bar{x} esteja próximo de \bar{x}' (isto é, alto grau de exatidão). De qualquer maneira, a melhor estimativa do valor médio de uma grandeza é a média das medidas disponíveis [10]

O intervalo de incerteza w é a faixa de valores ao re-

dor de \bar{x} dentro da qual se espera, com uma determinada porcentagem de segurança, que o valor \bar{x}' 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, a expressão seguinte fornece um meio de avaliação do erro envolvido [10]:

$$\bar{x}' = \bar{x} \pm \left(\frac{t_{n-1,p}}{\sqrt{n} d_2} \right) V, \quad (3)$$

onde V é a amplitude máxima de variação dos resultados em uma amostra e $t_{n-1,p}$ e d_2 são funções discutidas a seguir.

Bennett e Franklin [11] apresentaram o método desenvolvido por W. S. Gosset (escrevendo sob o pseudônimo de Student) para se calcular o intervalo de incerteza de uma amostra única baseado no seu desvio padrão. A distribuição $t_{n-1,p}$ de Student foi tabelada em função do grau de liberdade da amostra e da porcentagem de confiabilidade requerida (Tab. 1, pág. 203)

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} , é calculado a partir dos valores experimentais.

A constante d_2 é função de V e do desvio padrão, tendo sido tabelada como uma função exclusiva do número de repetições da amostra (Tab. 2, pág. 203)

Ao se utilizar a Eq. (3), deve-se ter em mente que a execução de três repetições de um dado experimento aumenta substancialmente o conhecimento da dispersão da variável x , enquanto a validade da execução de um quarto teste é questionável economicamente [10].

Escolheu-se arbitrariamente o valor de 1,50 W da potência por placa a ser fornecida à gaveta independente de sub-basti-

dor, e este experimento foi realizado três vezes. Trata-se de um experimento de amostra única, porquanto todas as leituras foram feitas por um único observador com o auxílio dos mesmos instrumentos em todas as repetições.

As sobretemperaturas calculadas a partir das leituras de 36 termopares instalados no equipamento apresentaram um valor médio de V igual a $0,3^{\circ}\text{C}$, sendo o valor máximo observado de $0,7^{\circ}\text{C}$.

Admitindo-se que 95% seja uma porcentagem de confiabilidade satisfatória para o presente estudo, obtêm-se das Tab. 1 e 2 mencionadas:

$t_{n-1,p} = 4,303$, para dois graus de liberdade e 95% de porcentagem de confiabilidade.

$d_2 = 1,693$, para $n=3$

Então, para V igual a $0,3^{\circ}\text{C}$, tem-se:

$$\bar{x}' = \bar{x} \pm 0,4^{\circ}\text{C} \quad (4)$$

Para o valor máximo de V igual a $0,7^{\circ}\text{C}$, vem:

$$\bar{x}' = \bar{x} \pm 1,0^{\circ}\text{C} \quad (5)$$

Dada a inexequibilidade de se prescrever o intervalo de incerteza para a leitura de cada termopar, admite-se que a Eq. (4) descreva a contento o intervalo de incerteza geral relacionado ao campo de temperaturas no equipamento para uma potência por placa de 1,50 W. A Eq. (5) deve ser interpretada como uma margem de segurança, pois está relacionada às leituras de um único termopar.

Seria exaustiva a execução de três repetições para cada experimento realizado com a gaveta independente de sub-bastidor, não só pelo elevado número de testes e cálculos a serem feitos,

mas também pelo tempo necessário para que o equipamento atinja o estado de equilíbrio em cada teste. Assim sendo, admite-se que a Eq. (4) seja representativa do intervalo de incerteza associado ao campo de temperaturas no sistema para qualquer valor da potência por placa. Visto os demais testes serem realizados apenas uma vez, o intervalo de $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ será entendido como centrado no único valor lido para a temperatura de cada termopar.

Considerando-se as limitações para um tratamento estático rigoroso dos experimentos com a gaveta independente de sub-bastidor, tencionou-se inferir a ordem de grandeza das incertezas envolvidas, e é neste sentido que a Eq. (4) deve ser entendida.

Cada campo de temperaturas corresponde a uma potência por placa aplicada à gaveta independente de sub-bastidor. Logo, ao se proceder a qualquer comparação entre resultados teóricos e experimentais, deve-se lembrar que também o valor da potência, obtido por meio de leituras da corrente e da voltagem, possui erros inerentes. O quadro completo da incerteza envolvendo os dados experimentais é composto então pela incerteza relativa ao valor da potência e aquela relativa ao valor das temperaturas.

Discutiu-se anteriormente uma maneira concisa e completa de apresentar a incerteza envolvendo um dado experimental. A temperatura, entretanto, é uma grandeza medida diretamente, não sendo o caso de se procurar aplicar algum método adequado para o cálculo da propagação de erros em grandezas medidas indiretamente, como é o caso da potência.

A incerteza em uma grandeza medida indiretamente (denominada variável dependente) pode ser expressa satisfatoriamente em termos das grandezas passíveis de medição (denominadas variáveis independentes) pela seguinte fórmula [45]:

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial X}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (6)$$

onde X é função das variáveis x e a porcentagem de confiabilidade do resultado é a mesma presente nas variáveis.

A potência dissipada na placa de circuito impresso é dada por

$$QP = Ei \quad (7)$$

A Eq. (6) escrita em termos da Eq. (7) e reduzida a uma forma adimensional é:

$$\frac{w_r}{QP} = \left[\left(\frac{w_E}{E} \right)^2 + \left(\frac{w_i}{i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

A inspeção da Eq. (8) revela que o intervalo de incerteza associado a um resultado para a potência é função do intervalo de incerteza e do valor lido para a voltagem e a corrente. Para a faixa de potências testadas na gaveta independente e a precisão do instrumento utilizado nas medidas das grandezas pertinentes, a aplicação da Eq. (8) indica que as incertezas nos valores de QP mantiveram-se na faixa de 0,2 a 0,5%.

Acredita-se que as incertezas envolvidas no valor das temperaturas e da potência sejam suficientemente pequenas para não comprometer as conclusões entre resultados teóricos e experimentais desenvolvidas.

graus de liberdade	Porcentagem de confiabilidade		
	0,99	0,95	0,90
1	63,657	12,706	6,314
2	9,925	4,303	2,920
3	5,841	3,182	2,353
4	4,604	2,776	2,132
5	4,032	2,571	2,015
6	3,707	2,447	1,943
7	3,499	2,365	1,895
8	3,355	2,306	1,860
9	3,250	2,262	1,833
10	3,169	2,228	1,812
∞	2,576	1,960	1,645

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

d_2	n
1,128	2
1,693	3
2,059	4
2,326	5
3,078	10

Tabela 2 - A constante d_2 em função de número de repetições da amostra.

REFERÊNCIAS

- [1] ADAMS Mc, W.H., "Heat Transmission", McGraw-Hill, 1954.
- [2] AMERICAN SOCIETY FOR METALS, "Metals Handbook", vol. 1, Properties and Selection of Metals, 1961.
- [3] ANDREWS, J.A., MAHALMGAN, L.M. and BERG, H.M., "Thermal Characteristics of 16 - and 40 - Pin Plastic DIP's", IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology, vol. CHMT - 4, p. 455-461, 1981.
- [4] AUNG, W., "Heat Transfer in Electronic Systems with Emphasis on Asymmetric Heating", The Bell System Technical Journal, vol. 52, p. 907-925, 1973.
- [5] BAR-COHEN, A., KRAUS, A.D., and DAVIDSON, S.F., "Thermal Frontiers in the Design and Packaging of Microelectronic Equipment", Mechanical Engineering, p. 53-59, June 1983.
- [6] BARROSO, L.C., BARROSO, M.M.A, CAMPOS FILHO, F.F., CARVALHO, M.L.B. e MAIA, M.L., "Cálculo Numérico", Harper - Row do Brasil, 1983.
- [7] BAUM, J.R., "Thermal Design Considerations for Packaging Electronic Equipment", Chapter 11, Handbook of Electronic Packaging, C.A. Harper, McGraw-Hill, 1969.
- [8] BEJAN, A., "Convection Heat Transfer", John Wiley & Sons, 1984.
- [9] BELL TELEPHONE LABORATORIES, "Physical Design of Electronic Systems - Thermal Design", Prentice-Hall, 1970.
- [10] BENEDICT, R.P., "Engineering Analysis of Experimental Data", ASME J. Engineering for Power, p. 21-30, 1969.

- [11] BENNETT, C.A. & FRANKLIN, N.L., "Statistical Analysis in Chemistry and the Chemical Industry", Wiley, 1954.
- [12] BERGLES, A.E. CHU, R.C., and SEELY, J.H., "Survey of Heat Transfer Techniques Applied to Electronic Equipment", ASME paper 72 WA/HT-39, 1972.
- [13] BISHOP, E.H., MACK, L.R. and SCANLAN, J.A., "Heat Transfer by Natural Convection Between Concentric Spheres", Int. J. Heat Mass Transfer, p. 649-622, 1966.
- [14] BULLER, M.L. & DUCLOS, T.G., "Thermal Characteristics of Horizontally Oriented Electronic Components in an Enclosed Environment", IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology, vol. CHMT-5, p. 493-498, 1982.
- [15] BURIAN, JR., Y. "Circuitos Elétricos", Almeida Neves, Editores, 1977.
- [16] CHU, H.H.S., CHURCHILL, S.W., and PATTERSON, C.V.S., The Effect of Heat Size Location, Aspect Ratio and Boundary Conditions on Two-Dimensional Laminar, Natural Convection in Rectangular Channels" ASME J. Heat Transfer, p. 194-201, 1976.
- [17] CHU, R.C., "Direct Liquid Cooling, Report of Research Workshop", Directions of Heat Transfer in Electronic Equipment, NSF Grant ENG. 7701297, 1977.
- [18] CHU, R.C., HWANG, U.P. and SIMONS, R.E., "Conduction Cooling for an LSI Package: A one-Dimensional Approach", IBM J. Res. Develop., vol. 26, no., 1982.
- [19] Constanta Eletrotécnica, catálogo de resistores, 1977.
- [20] CONTE, S.D., "Elementos de Análise Numérica", Editora Globo, 1975.
- [21] DICKERSON, P., "Convenient Thermal Analysis Technique for Printed Circuit Board Assemblies", Proc. Natl. Electronics Package Conf. (NEPCON), Long Beach, Calif., 1967.

- [22] Digital Equipment Corporation "FORTRAN Programmer's Reference Manual, DEC System 10", 1977.
- [23] EDE, A. J., "Advances in Free Convection", Advances in Heat Transfer, Academic Press, vol. 4, p. 1-64, 1967.
- [24] FENECH, H. & ROHSENOW, W.M., "Prediction of Thermal Conductance of Metallic Surfaces in Contact", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 15-24, 1963.
- [25] FIGUEIREDO, J.R. - Comunicação pessoal, 1985.
- [26] FIGUEIREDO, J.R. - "Projeto e Modelamento Teórico de Um Sistema de Refrigeração por Absorção Movido a Energia Solar", Tese de Mestrado, FEC-UNICAMP, 1980.
- [27] FLACK, R.D. & TURNER, B.L., "Heat Transfer Correlations for Use in Naturally Cooled Enclosures with High-Power Integrated Circuits", IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology, vol. CHMT-3, p. 449-452, 1980.
- [28] HILBERT, W.F. & KUBE, F.H., "Effects on Electronic Equipment Reliability of Temperature Cycling in Equipment", Report No. EC-69-400, Grumman Aircraft Engr. Corp., 1969.
- [29] HOLMAN, J.P. "Transferência de Calor", McGraw-Hill, 1983.
- [30] HONNORS, F. & THOMAS, M.A., "Packaging and Cooling Problems Associated with Microelectronics Equipment", Microelectronics and Reliability, vol. 8, p. 331-337, 1969.
- [31] THE INTERNATIONAL PLASTICS SELECTOR, INC., "Plastics for Electronics", Desk-Top Data Bank, San Diego, California.
- [32] JOHAN, M., "Banc d'Essai de Composants et Données Thermiques Fondamentales d'Un Composant", Rapport de Stage, CNET, 1982.

- [33] KILBY, J.S., "Invention of the Integrated Circuit", IEEE Trans. Electron. Devices, vol. ED-23, p. 648-654, 1976.
- [34] KLINE, S.J. & McCLINTOCK, F.A., "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, p. 3-8, 1953.
- [35] KRAUS, A.D. & BAR-COHEN, A., "Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment", McGraw-Hill, 1983.
- [36] LE FEVRE, E.J., "Proc. 9th Congr. Appl. Mech., Brussels, 1956.
- [37] LE JANNOU, J.P., "Code de Calcul Thermique des Cartes Electroniques. Comparaison du Calcul et des Mesures", Note Technique NT/LAB/SER/109, CNET, 1982.
- [38] LEE, E. I. & SERNAS, V., "Numerical Study of Heat Transfer in Rectangular Air Enclosures of Aspect Ratio Less Than One", ASME paper 80 WA/HT-43.
- [39] LIENHARD, J.H., "On the Commonality of Equations for Natural Convection from Immersed Bodies", Int. J. Heat Mass Transfer, p. 2121-2123, 1973.
- [40] LOMBARDI, G., SILVA, P.P. e PEITL FILHO, O., "Sistema de Confeção, Aferição e Implantação de Pares Termo-Elétricos", Anais COBEM-83, p. 63-74, 1983.
- [41] ME, Directory of Products, 1979
- [42] MIKIC, B.B., YOVANOVICH, M.M. and ROHSENOW, W.M., "The Effect of Surface Roughness and Waviness Upon the Overall Thermal Contact Resistance", EPL Rept no 79361-43, MIT, 1966.
- [43] MILANEZ, L.F. e PEREIRA, J.T.V.
"Modelamento Teórico dos Mecanismos de Transmissão de Calor em Equipamentos de Comutação Temporal-Trópico RC", Relatório Técnico 0029/81 Elebra, Projeto Trópico RC Contrato 064/80, 1981.

- [44] MILLMAN, J., "Microelectronics", McGraw-Hill, 1979.
- [45] NIEBERLEIN, V.A., "Thermal Conductivity Enhancement of Epoxies by the Use of Fillers", IEEE Transactions on Components Hybrids and Manufacturing Technology, vol. CHMT-1, no. 2, 1978.
- [46] NORONHA, R.I., "Free Convective Cooling of Cabinets Containing Heat Dissipating Components", Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 179, p. 439-450, 1964.
- [47] OKTAY, S. & KAMMERER, H.C., "A Conduction Cooled Module for High - Performance LSI Devices", IBM J. Res. Develop., vol. 26, no. 1, 1982.
- [48] OSTRACH, S., "An Analysis of Laminar Free-Convection Flow and Heat Transfer About a Flat Plate Parallel to Direction of the Generating Body Force", NACA TN 2635, 1952.
- [49] PEARSON, K., "On the Mathematical Theory of Errors of Judgement with Special Reference to the Personal Equation", Philosophical Transactions of the Royal Society of London, series A, vol. 198, p. 235-299, 1902.
- [50] POWE, R.E., "Bounding Effects on the Heat Loss by Free Convection from Spheres and Cylinders", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 558-560, 1974.
- [51] ROHSENOW & HARTNETT - "Handbook of Heat Transfer", 1973.
- [52] SCANLAN, J.A., BISHOP, E.H., and POWE, R.E., "Natural Convection Heat Transfer Between Concentric Spheres", Int. J. Heat Mass Transfer, p. 1857-1872, 1970.
- [53] SCOTT, A. W., "Cooling of Electronic Equipment", John Wiley & Sons, 1974.
- [54] SEELY, J.H. & CHU, R.C., "Heat Transfer in Microelectronic Equipment", Marcel Dekker, 1972.

- [55] SERNAS, V. & LEE, E.I., "Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less Than One", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 617-622, 1981.
- [56] SHLYKOV, YU P. & GANIN, YE. A., "Thermal Resistance of Metallic Contacts", Int. J. Heat Mass Transfer, p. 921-929, 1964.
- [57] SPARROW, E.M. & CESS, R.D., "Radiation Heat Transfer", Mc Graw-Hill, 1978.
- [58] SPARROW, E.M. & GREGG, J.L., "Laminar Free Convection from a Vertical Plate with Uniform Surface Heat Flux", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 435-440, 1956.
- [59] SQUIRE, H.B. & GOLDSTEIN, S. "Modern Developments in Fluid Dynamics", Oxford University Press, 1938.
- [60] STOECKER, W.F. "A Generalized Program for Steady State System Simulation", ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Penn., 1971.
- [61] TUEMMLER, Discussão de [69].
- [62] TURNER, B.L. e FLACK, R.D., "The Experimental Measurement of Natural Convection Heat Transfer in Rectangular Enclosures with Concentrated Energy Sources", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 236-241, 1980.
- [63] U.S. Dept. Defense, MIL-HDBK-217B, NTIS, "Reliability Prediction of Electronic Equipment", 1974.
- [64] U.S. Dept. Defense, MIL-R-11, "General Specification for Fixed Composition Resistors".
- [65] VANSTEEL, M.W. & GREIF, R., "Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 623-629, 1981.

- [66] WARRINGTON JR., R.O. & POWE, R.E., "The Transfer of Heat by Natural Convection Between Bodies and Their Enclosures", Int. J. Heat Mass Transfer, p. 319-330, 1985.
- [67] WARRINGTON JR., R.O. & WEAVER, R.A., "Natural Convection Heat Transfer Between Arrays of Horizontal Cylinders and Their Enclosure", Mechanical Engineering, p. 99-102, 1985.
- [68] WEILS, N.D. & RYDER, E.A., "Thermal Resistance Measurements of Joints Formed Between Stationary Metal Surfaces", Trans. ASME, p. 259-267, 1949.
- [69] WERNIMONT, G., "Precision and Accuracy of Test Methods", Symposium on Applications of Statistics, ASTM, San Francisco, Calif., 1949.
- [70] YUGE, T., "Experiments on Heat Transfer from Spheres Including Natural and Forced Convection", Trans. ASME, J. Heat Transfer, p. 214-220, 1960.