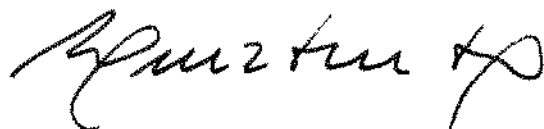


Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por Nilo Ricardo Kim e aprovada pela Comissão Julgadora em 04/12/89.



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

**EFEITOS DOS DUTOS
LATERAIS E TRASEIRO
NO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DE EQUIPAMENTOS
DE TRANSMISSÃO DIGITAL**

46/89

TRABALHO APRESENTADO À COMISSÃO DE PÓS
GRADUAÇÃO DA FACULDADE DE ENGENHARIA
DE CAMPINAS, COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA

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

TESE DE MESTRADO

**EFEITOS DOS DUTOS
LATERAIS E TRASEIRO
NO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DE EQUIPAMENTOS
DE TRANSMISSÃO DIGITAL**

Autor : *Nilo Ricardo Kim* *n.r.k.*
Orientador : Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez *l.f.m.*

APROVADA POR:

Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez - Presidente

Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart

Prof. Dr. Emanuel Rocha Woiski

AGRADECIMENTOS

*O conhecimento humano é justificável
apenas se ele for transmitido.
(Seneca 4 A.C.)*

Este trabalho contou com a colaboração de diversas pessoas sem as quais ele não seria possível. Em especial, agradeço ao orientador desta tese, professor Doutor Luiz Fernando Milanez, e aos amigos da Faculdade de Engenharia de Campinas.

Também foi importante o apoio da TELEBRÁS - Telecomunicações Brasileiras S.A. , que forneceu a infra-estrutura necessária ao desenvolvimento deste projeto.

Igualmente inestimável foi a intercessão do CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Tecnológico, através da concessão de uma bolsa de estudos.

*Aos meus pais
que sempre incentivaram meus estudos.*

EFEITOS DOS DUTOS LATERAIS E TRASEIRO NO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL

Sumário

Foi feita uma análise térmica em um tipo particular de equipamento de transmissão digital. A pesquisa identificou os caminhos que o fluxo de calor percorre desde a sua geração em um dado componente eletrônico até o último sumidouro de energia, a sala na qual o sistema estava instalado.

Especificamente, determinaram-se as condições de contorno externas, às quais a transferência de calor estava sujeita. As superfícies envolvidas foram admitidas isotérmicas e com radiosidade uniforme.

A arquitetura singular do equipamento origina dutos laterais e traseiros que formam caminhos por onde o ar escoa, auxiliando na refrigeração do conjunto. O seu adequado modelamento propicia uma análise do comportamento térmico da estrutura que permite a otimização do seu uso. Esta será traduzida por uma maior capacidade e/ou velocidade de processar as informações, ou seja, maior geração de energia (em geral), sem, contudo, atingir a temperatura crítica de nenhum componente.

Os resultados teóricos e experimentais apresentaram uma concordância satisfatória.

EFFECTS OF REAR AND LATERAL DUCTS ON THE THERMAL BEHAVIOR OF DIGITAL TRANSMISSION EQUIPMENTS

Abstract

This work presents a thermal analysis of a slim rack, a digital transmission equipment where printed circuit boards are arranged horizontally. Such equipments have a high height/width ratio and are assembled side by side and back to back thus originating lateral and rear ducts, respectively. The study deals with the steady-state thermal dissipation in the slim rack considering the effects of these ducts. Isothermal surfaces with uniform radiosity were assumed.

The knowledge of the thermal paths is useful to optimize the thermal behavior of such configuration. In this way, the equipment could dissipate more energy without reaching the critical temperature of the components.

Theoretical and experimental data were found to be in good agreement.

Simbologia

$A_i \equiv$	Área da região fictícia i [m^2]
$B_i \equiv$	Radiosidade da superfície cinza i [W/m^2]
$b \equiv$	Largura do duto lateral [m]
$c_e \equiv$	Capacitância elétrica [F]
$c_p \equiv$	Calor específico a pressão constante [$kJ/kg\ ^\circ C$]
$c_{icij} \equiv$	Taxa de transferência de calor entre os nós i e j [W]
$D_H \equiv$	Diâmetro hidráulico [m]
$E \equiv$	Potencial elétrico
E_{ni}	Poder emissivo do corpo negro i [W/m^2]
$F_{ij} \equiv$	Fator de forma de radiação
$g \equiv$	Aceleração da gravidade ($9.81\ m/s^2$)
$H \equiv$	Altura da coluna vertical [m]
$h \equiv$	Coefficiente de película [$W/m^2\ ^\circ C$]
$MCP \equiv$	Modulação por Código de Pulso
$MVP \equiv$	Mecânica Vertical Padrão
$n_i \equiv$	Número de resistores na região fictícia i
$PCI \equiv$	Placa de Circuito Impresso
$q \equiv$	Taxa de transferência de calor [W]
$qp_i \equiv$	Energia gerada pelos resistores na região i [W]
$Q_i \equiv$	Taxa líquida de energia na região i [W]
$r \equiv$	Raio [m]
$RC_{i,j} \equiv$	Resistência térmica [$^\circ C/W$]
$S \equiv$	Fator de forma de condução [m]
$t \equiv$	tempo
$T \equiv$	Temperatura [$^\circ C$] ou [K]
$u \equiv$	Velocidade axial [m/s]
$v \equiv$	Velocidade transversal [m/s]
$x, y, z \equiv$	Coordenadas espaciais no sistema cartesiano [m]

Sub-índices

<i>I, II..VI</i> ≡	regiões de simulação na placa
<i>7</i> ≡	porta
<i>8</i> ≡	lateral esquerda
<i>9</i> ≡	lateral direita
<i>10</i> ≡	parede traseira
<i>11</i> ≡	blindagem
<i>12</i> ≡	ambiente
<i>bl</i> ≡	blindagem
<i>ep</i> ≡	epóxi
<i>pl</i> ≡	placa
<i>r</i> ≡	resistor
<i>C</i> ≡	Convecção
<i>K</i> ≡	Condução
<i>R</i> ≡	Radiação

Símbolos Gregos

$\alpha_m \equiv$	Difusividade térmica [m^2/s]
$\beta \equiv$	Coefficiente de expansão volumétrica [$1/K$]
$\delta \equiv$	Espessura da camada limite [m]
$\Delta T \equiv$	Diferença de temperatura [$^{\circ}C$]
$\epsilon \equiv$	Emissividade
$\kappa \equiv$	Condutividade térmica [$W/m^{\circ}C$]
$\mu \equiv$	Viscosidade dinâmica [$kg/m s$]
$\nu \equiv$	Viscosidade cinemática [m^2/s]
$\rho \equiv$	Densidade [kg/m^3]
$\rho_e \equiv$	Resistividade elétrica [Ω/m]
$\rho_f \equiv$	Densidade do fluido [kg/m^3]
$\sigma \equiv$	Constante de Stefan-Boltzmann ($5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$)

Números Adimensionais

$$Bi = \frac{h x}{\kappa_{\text{estido}}} \quad \text{Biot}$$

$$Gr = \left(\frac{g \beta}{\nu^2} \right) \Delta T x^3 \quad \text{Grashof}$$

$$Gz = Re Pr \frac{d}{L} \quad \text{Graetz}$$

$$Nu = \frac{h x}{\kappa_{\text{fluido}}} \quad \text{Nusselt}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{Prandtl}$$

$$Pe = Re Pr \quad \text{Peclet}$$

$$Ra = Gr Pr \quad \text{Rayleigh}$$

$$Re = \frac{u x}{\nu} \quad \text{Reynolds}$$

Índice

1	NOTAS PRELIMINARES	1
1.1	Introdução	2
1.2	Mecanismos de Transferência de Calor	3
1.2.1	Condução	3
1.2.2	Convecção	3
1.2.3	Radiação	4
1.3	O Problema Básico	4
1.4	Análise Térmica	5
2	DESCRIÇÃO DO MODELO EXPERIMENTAL	10
2.1	Introdução	11
2.2	Equipamento Experimental	12
2.3	A Unidade Térmica	14
2.4	Otimização do Sistema	15
3	MODELAGEM DO SISTEMA	31
3.1	Introdução	32
3.2	Princípios Básicos do Modelo	32
3.3	Trocas de Calor Internas	33
3.3.1	Modelamento das trocas de calor internas	35
3.3.2	Balanco de energia no resistor	48
3.3.3	Balancos de energia na placa de circuito impresso	50
3.4	Trocas de Calor Externas	51

3.4.1	Troca de calor pela porta	53
3.4.2	Duto lateral	58
3.4.3	Duto traseiro	66
3.4.4	Base	70
3.4.5	Topo	70
3.5	Diferença de Temperatura entre as Paredes Interna e Externa de um sub-bastidor	71
3.6	Transferência de Calor entre os Sub bastidores de uma mesma Coluna	72
3.7	O Modelo Teórico	72
4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	93
4.1	Introdução	94
4.2	Medidas Experimentais	96
4.3	Incertezas em Medidas Experimentais	97
4.4	Resultados Experimentais	99
4.4.1	Medidas de Temperaturas de Superfícies Sólidas.	99
4.4.2	Medidas de Temperaturas do Ar	100
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	112
5.1	Introdução	113
5.2	Trocas de Calor Internas	113
5.3	Trocas de Calor Externas	114
5.3.1	Porta	114
5.3.2	Duto lateral	115
5.3.3	Duto traseiro	116
5.3.4	Base	117
5.3.5	Topo	118
5.4	Temperatura interna de um sub-bastidor	118
6	CONCLUSÕES	127
6.1	Introdução	128

6.2	Otimizações para a Mecânica Vertical	128
6.3	Alterações Teóricas	130
6.4	Considerações Finais	132
A	Determinação dos mecanismos de troca de calor no interior da cavidade térmica	135
B	Solução de um sistema de equações não-lineares segundo o método de Newton-Raphson	138
C	Referências	142

Lista de Figuras

1.1	Comparação entre as Mecânicas Horizontal e Vertical	7
1.2	Taxa de falha versus temperatura para dispositivos digitais bipolares	8
1.3	Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos eletrônicos.	9
2.1	Coluna vertical típica de equipamento MCP.	19
2.2	Mecânica vertical em fileira simples.	20
2.3	Mecânica vertical em fileira dupla.	21
2.4	Réplica de um equipamento MCP em fileira dupla utilizada nos testes experimentais.	22
2.5	Placa de circuito impresso com desenho especial para este trabalho.	23
2.6	Blindagem magnética típica de equipamento MCP.	24
2.7	Um sub bastidor típico.	25
2.8	Vista superior ou planta do equipamento.	26
2.9	Unidade ou cavidade térmica típica.	27
2.10	Trocas térmicas entre placas e blindagens	28
2.11	Diferença de temperatura versus fluxo de calor	29
3.1	Malha térmica que representa a cavidade térmica.	78
3.2	Trocas de calor dentro da cavidade térmica.	79
3.3	Placa de circuito impresso apresentando a divisão em seis regiões imaginárias.	80
3.4	Resistência térmica de condução através do material do cartão.	81

3.5	Cartão preso no conector traseiro, ficando em suspenso com relação às guias da parede lateral.	82
3.6	Resistência térmica de condução associadas à blindagem magnética.	83
3.7	Representação do plano fictício para o cálculo das trocas radiantes dentro da unidade térmica.	84
3.8	Camada limite em uma placa plana vertical, cuja temperatura é superior à do ambiente.	85
3.9	Distribuição de temperaturas ao longo de uma coluna. A camada limite é <i>descontínua</i>	86
3.10	Duto lateral.	87
3.11	Perfis de velocidade e temperatura no duto lateral	88
3.12	Seção transversal do duto traseiro.	89
3.13	Base de uma coluna de MVP.	90
3.14	Fixação dos sub-bastidores em uma coluna de MVP.	91
4.1	Temperatura de qualquer parte (por exemplo, componente, parede externa, etc) de um equipamento eletrônico em função do tempo.	101
4.2	Fixação do termopar que mede a temperatura do fluxo de ar.	102
4.3	Localização dos termopares na porta.	103
4.4	Localização dos termopares no duto lateral.	104
4.5	Localização dos termopares no duto traseiro	105
4.6	Localização dos termopares na base da coluna.	106
4.7	Localização dos termopares no topo da coluna.	107
4.8	Localização dos resistores nos quais foram fixados os termopares.	108
4.9	Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar na porta.	109
4.10	Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar no duto lateral.	110
4.11	Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar no duto traseiro.	111
5.1	Coeficiente de película local ao longo das portas da coluna	120

5.2	Sobre-temperaturas médias ao longo das portas da coluna	121
5.3	Sobre-temperaturas médias ao longo do duto lateral	122
5.4	Sobre-temperaturas médias ao longo do duto traseiro	123
5.5	Sobre-temperaturas médias na base.	124
5.6	Sobre-temperaturas médias no topo.	125
5.7	Perfil adimensional da temperatura do ar interno em um sub- bastidor.	126
6.1	Lâmina metálica para melhorar a resistência <i>placa/porta</i>	133

Lista de Tabelas

2.1	Propriedades termofísicas dos materiais envolvidos	30
3.1	Coefficiente de película local versus altura da coluna	92
6.1	Temperatura ambiente da sala em função da potência dissipada por placa.	134

Capítulo 1

NOTAS PRELIMINARES

1.1 Introdução

A transmissão de dados e/ou textos através de telefonia ou telex tem sua importância aumentada a cada dia. Uma forma de se processar esta troca de informações é se utilizar de equipamentos de transmissão digital. As vantagens sobre os instrumentos analógicos são inúmeras, destacando-se maiores qualidade, confiabilidade e desempenho.

As placas de circuito impresso dentro do equipamento podem estar dispostas vertical ou horizontalmente, conforme se pode observar na Figura 1.1. Quando ocorre a primeira situação, a largura do compartimento onde os cartões estão alocados é comparável à sua altura, e a configuração é conhecida como 'MECÂNICA HORIZONTAL'. Em contra partida, o segundo tipo é denominado 'MECÂNICA VERTICAL'¹, pois, externamente, tem elevada relação altura/largura. O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento térmico desta última arquitetura. O primeiro tipo também está sendo estudado, já apresentando alguns resultados a respeito, como os obtidos por *Le Jannou*[44].

É importante estudar a dissipação do calor gerado em componentes eletrônicos, já que a confiabilidade destes está diretamente relacionada à sua temperatura de operação. Por isso já existem muitos trabalhos, de diversos autores, como *Dean* [28], *Ellison*[32], *Kraus & Bar-Cohen*[42] e *Scott*[57], entre outros, que têm escrito obras específicas sobre esse tema. Por exemplo, vemos na Figura 1.2, extraída de *Kraus & Bar-Cohen*[42], que um dispositivo digital bipolar, operando a 100°C, apresenta uma taxa de falha quase três vezes superior àquela que teria, se trabalhasse a 75°C, que é uma temperatura de referência. Nota-se que essa taxa cresce exponencialmente com a temperatura.

Além disso, os níveis de temperatura de operação de um componente interferem diretamente na escolha de materiais e processos de fabricação, bem como na sua montagem sobre a placa de circuito impresso. A técnica de soldagem de algumas partes de dispositivos semicondutores é influenciada pelo conhecimento

¹Deve-se tomar cuidado com esta definição pois as configurações onde as placas de circuito impresso são dispostas *horizontalmente* são conhecidas como *mecânica vertical*, e onde as placas são *verticais* são conhecidas como *mecânica horizontal*.

da temperatura de operação do elemento. Um componente sensível ao calor deve ser posicionado no cartão num ponto tal que facilite a dissipação de potência. Se o nível de temperatura atingir um valor crítico, pode haver o fenômeno de '*realimentação térmica*' - uma temperatura muito alta na junção gera um aumento da corrente elétrica no componente, que incrementa a potência dissipada que eleva ainda mais a temperatura, formando um ciclo que pode inutilizar o dispositivo [42].

A sensibilidade ao calor é traduzida por uma falha de operação do componente devido ao uso prolongado em altas temperaturas. Sua causa pode ser uma ruptura na sua fixação, reações químicas parasitas nos contatos ou difusão de elementos estranhos nos dispositivos de estado sólido.

Por isso, torna-se imperativo aprofundar o nível de conhecimento do desempenho térmico das mecânicas utilizadas nos equipamentos de telecomunicações.

1.2 Mecanismos de Transferência de Calor

Há três modos pelos quais o calor pode ser transferido: condução, convecção e radiação. Sempre ocorre uma troca líquida de calor entre corpos em contato térmico e com diferentes temperaturas. Esta troca pode ser através de um, dois ou os três mecanismos, concomitantemente.

1.2.1 Condução

Trata-se da transferência de energia cinética de um elétron, átomo ou molécula para outro, vizinho, *sem movimento macroscópico das partículas do corpo*. Este é o mecanismo dominante na transferência de calor em sólidos, caracterizando um *fenômeno de difusão de calor*. Exige *contato físico* entre os corpos envolvidos.

1.2.2 Convecção

Ocorre somente em *fluidos* já que é caracterizada por um *transporte de massa* ao mesmo tempo em que se verifica a troca de energia, isto é, há movimento macroscópico associado à difusão de calor. A equação matemática que caracteriza

este mecanismo representa a taxa de calor transferida de um sólido para um fluido em contato com ele.

Quando o movimento do fluido é devido somente a diferenças de sua densidade, induzidas na maioria das vezes por gradientes de temperatura, ocorre a *convecção natural*. Se o fluxo for causado artificialmente, por exemplo, por um ventilador no caso de ar, o modo é conhecido como *convecção forçada*.

1.2.3 Radiação

É a transferência de calor por *radiação eletromagnética*. É o único modo de troca térmica possível entre corpos separados por vácuo. A quase totalidade de radiação térmica encontrada em dispositivos e sistemas eletrônicos situa-se na região de infra-vermelho.

1.3 O Problema Básico

Os dispositivos eletrônicos vêm sofrendo um desenvolvimento que não encontra paralelo em nenhum outro invento utilizado pelo homem, quer pelo ritmo incessante de miniaturização, quer pela velocidade sempre crescente com que processam as informações.

Reduzindo-se o espaço físico ocupado pelos equipamentos, um novo problema começou a tomar corpo, tornando-se o fator limitante na redução das dimensões de um elemento: a dissipação de calor, já que a menor área disponível para a troca implica numa maior temperatura do componente. Seu resfriamento adequado permite a otimização de circuitos eletrônicos quanto à confiabilidade e densidade de empacotamento (quantidade de componentes por área), refletindo diretamente no custo do sistema completo.

Um circuito de resfriamento deve garantir um caminho térmico de baixa resistência desde a geração de energia (fonte) até um reservatório térmico de baixa temperatura (sorvedouro).

Foram (e estão sendo) pesquisadas técnicas inovadoras como resfriamento por imersão, aumento da taxa de transferência de calor pelo uso de ebulição, tubos

de calor e dispositivos termoelétricos.

A Figura 1.3 mostra a influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos eletrônicos [29]. Observa-se que o fator predominante é a *temperatura*, que é responsável por quase metade dos defeitos apresentados pelos circuitos eletrônicos. Ela pode, entre outros efeitos, alterar parâmetros como resistência, indutância, capacitância, constante dielétrica, etc; provocar deterioração do encapsulamento; induzir reações químicas parasitas, e assim por diante. A *vibração* é capaz de introduzir erros na modulação de sinais elétricos e até ser a causa de uma fadiga prematura do material. Já a *umidade* acelera o processo de corrosão, podendo, também, ligar eletricamente dois pontos causando um curto. A *poeira*, além de ser abrasiva, contamina as partes lubrificadas. *Atmosfera salina* prejudica como a umidade, em um grau muito maior. A baixa pressão atmosférica encontrada em locais de elevada *altitude* reduz sensivelmente a eficiência da troca de calor por convecção, pois o ar tem sua densidade diminuída, podendo causar um incremento considerável nos níveis de temperatura do equipamento. *Choques mecânicos* podem comprometer a estrutura física dos materiais envolvidos.

1.4 Análise Térmica

Devido a importância deste tipo de estudo, muitos pesquisadores vêm se dedicando a este assunto. Baum [11] propôs uma seqüência de etapas, que pode ser seguida independentemente do tipo de equipamento analisado:

- definição do ambiente térmico em termos de temperaturas, pressões, tipo de montagem e de sumidouro de energia.
- especificação das características térmicas do equipamento, na medida do possível, como, por exemplo, tipos de componentes e seus limites de temperatura, emissividade, condutividade térmica, etc.
- estudo dos caminhos térmicos que ligam o elemento gerador de calor ao sumidouro.

O projeto será satisfatório quando a resistência térmica global for minimizada até um valor que mantenha os componentes a uma temperatura abaixo daquela permissível para uma determinada dissipação de potência.

A analogia entre os fenômenos térmico e elétrico é comumente utilizada nesse tipo de estudo. Dois problemas são ditos análogos se puderem ser descritos pela mesma equação matemática. Um deles (sistema principal) é resolvido a partir dos resultados obtidos na solução do outro (sistema análogo).

Pela *lei de Fourier* da condução uma diferença de potencial térmico provoca um fluxo de calor que é inversamente proporcional à resistência térmica entre eles. Essa é uma relação semelhante à *lei de Ohm* na teoria de circuitos elétricos. A equação da condução unidimensional em uma barra isolada homogênea e isotrópica é dada por:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{c_p \rho}{\kappa} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

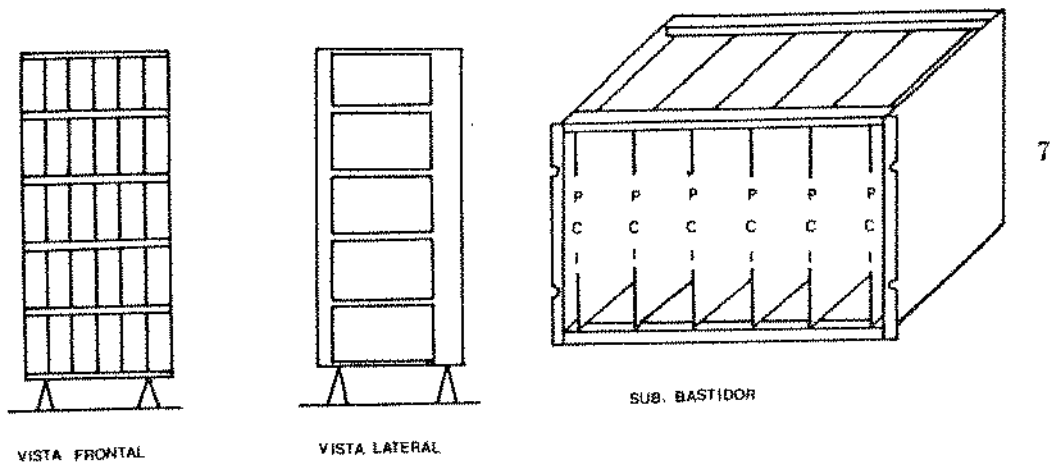
enquanto a relação entre voltagem, espaço e tempo em um condutor elétrico não indutivo é:

$$\frac{\partial^2 E}{\partial x^2} = \frac{c_e}{\rho_e} \frac{\partial E}{\partial t} \quad (1.2)$$

Matematicamente elas são idênticas, comprovando-se a analogia, que é estendida para as trocas radiantes e convectivas bastando definir a resistência térmica em cada caso.

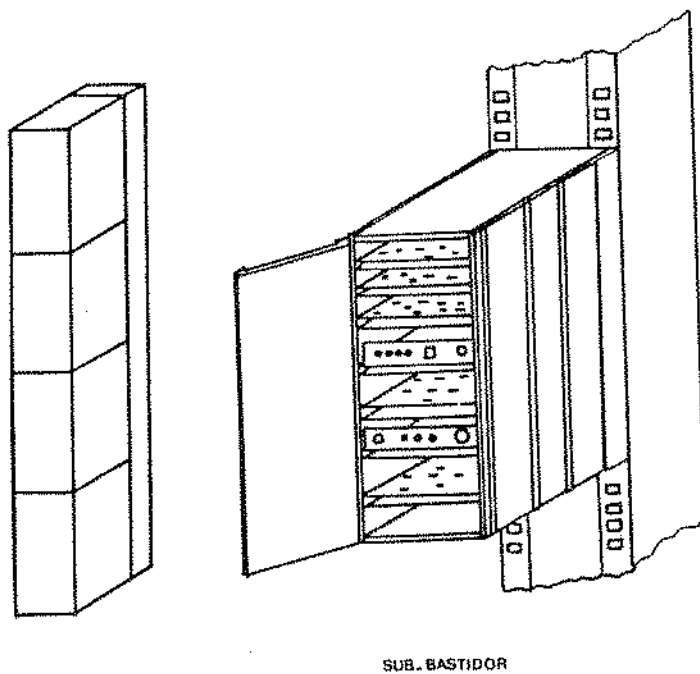
A interligação dos diversos caminhos térmicos constituirá um sistema tridimensional que será análogo a uma malha elétrica resistiva, cujo 'terra' será o sorvedouro de calor.

Finalmente, para concluir a análise térmica, um modelo de computador pode ser desenvolvido para calcular a temperatura de cada nó da malha em função da resistência térmica e da potência dissipada em cada cartão, a fim de minimizar a necessidade de exaustivos ensaios em câmaras térmicas, que são feitos para se avaliar o desempenho térmico de um equipamento.



BASTIDOR COM
5 SUB BASTIDORES

(a)



BASTIDOR COM
4 SUB BASTIDORES

(b)

Figura 1.1: Comparação entre as Mecânicas (a) Horizontal e (b) Vertical.

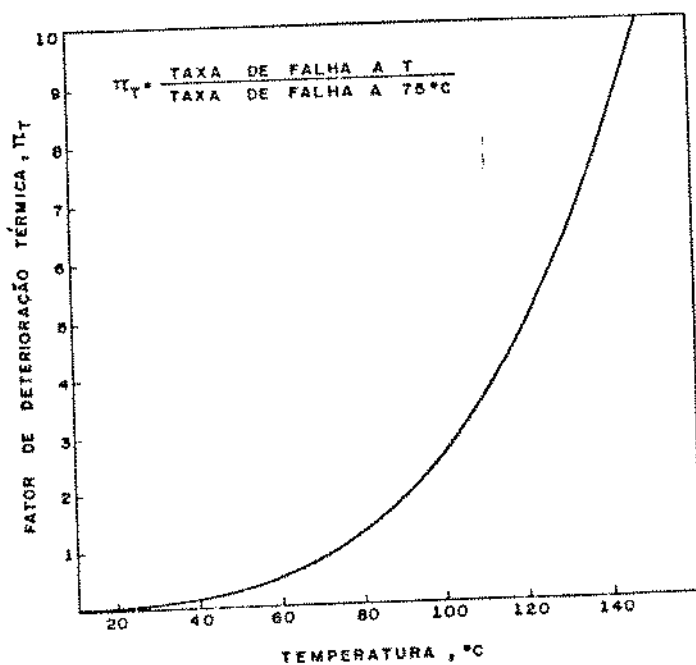


Figura 1.2: Taxa de falha versus temperatura para dispositivos digitais bipolares .

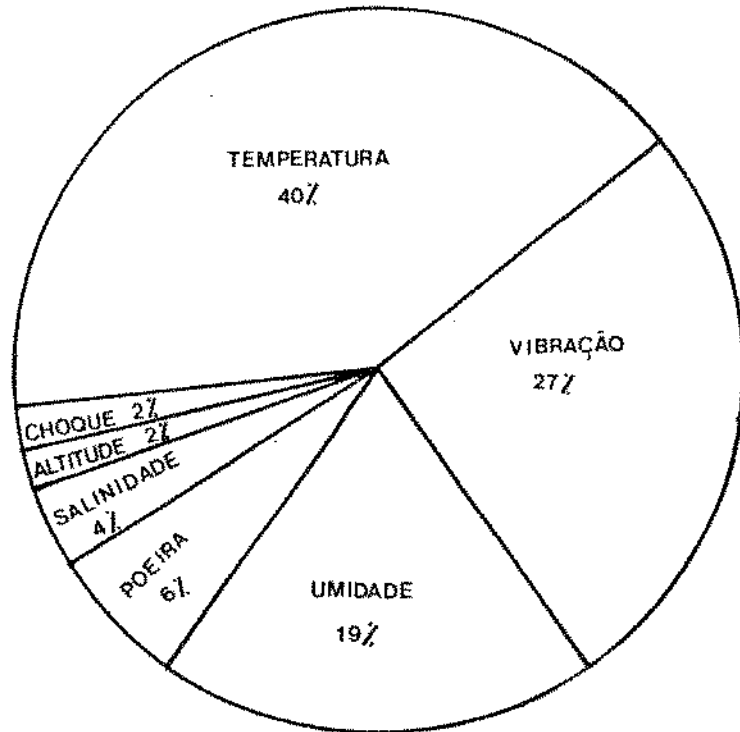


Figura 1.3: Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos eletrônicos.

Capítulo 2

DESCRIÇÃO DO MODELO EXPERIMENTAL

2.1 Introdução

O atendimento ao tráfego de informações (telefonia e/ou dados) em redes do Sistema Brasileiro de Telecomunicações vem empregando uma família de equipamentos de transmissão digital conhecida por MCP (Modulação por Código de Pulso) - ou *PCM (Pulse Code Modulation)*, caracterizada pela disposição horizontal das placas de circuito impresso, umas sobre as outras, dentro de módulos (sub-bastidores) como o da Figura 1.1(b), que por sua vez são montados uns sobre os outros, formando uma coluna vertical, conforme a Figura 2.1.

Essa configuração visa obter elevadas *qualidade e confiabilidade*, facilidade de *instalação e manutenção* e reduzido *consumo de energia*. Esse tipo de equipamento possui um visual próprio que o caracteriza. Toda a estrutura é feita de alumínio, o qual:

- determina o baixo peso da mesma, facilitando seu manuseio e transporte
- tem boa resistência mecânica e à corrosão
- apresenta facilidade de usinagem
- recebe tratamento superficial de fácil execução e de grande confiabilidade
- atua como uma blindagem magnética, impedindo uma possível e indesejável interação entre módulos distintos
- é um ótimo condutor de calor, contribuindo significativamente no resfriamento dos componentes eletrônicos

Montando-se as colunas lado a lado temos a estrutura denominada Mecânica Vertical em fileira simples (Figura 2.2). Duas fileiras simples, costa a costa, formam uma dupla (Figura 2.3), cuja réplica foi montada no Laboratório de Análise Térmica de Equipamentos de Telecomunicações, do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP. Este conta com duas salas, cada uma com aproximadamente doze metros quadrados. Em uma fica o equipamento a ser testado e na outra, os instrumentos de medição e as fontes de

alimentação elétrica, evitando-se que estes possam interferir no equilíbrio térmico do sistema. Tinta espelhada nas janelas impede a incidência de radiação solar. As salas possuem equipamentos de ar condicionado, porém estes foram mantidos desligados durante os ensaios, de modo a simular a condição crítica de ambiente sem refrigeração.

A Figura 2.4 exhibe uma 'réplica térmica', isto é, um modelo onde a configuração não está completa e não corresponde exatamente ao equipamento real. Como o interesse é conhecer a distribuição de temperaturas e resistências térmicas nos módulos e placas de circuito impresso, pode-se utilizar resistores para simular a potência dissipada pelos componentes reais.

2.2 Equipamento Experimental

De acordo com a Política de Pesquisa e Desenvolvimento da TELEBRÁS, o CPqD (Centro de Pesquisa e Desenvolvimento), sediado em Campinas, tem conduzido várias atividades em cooperação com a UNICAMP. Nesse contexto, têm sido executados trabalhos em modelamento e caracterização térmica da Mecânica Vertical em particular.

Dessa forma, a TELEBRÁS forneceu e montou as seis colunas vistas na Figura 2.4.

Um cartão de circuito impresso real possui transistores, diodos, *chips*, etc. As placas utilizadas neste experimento, entretanto, são SIMULADAS, isto é, são compostas apenas por *resistores* que dissipam um valor de potência semelhante ao dos componentes reais. Os resistores foram alocados de maneira simétrica sobre o cartão (Figura 2.5) de forma que a placa apresenta dissipação uniforme de energia ao longo de sua superfície.

A coluna principal *P* apresenta cartões de circuito impresso com resistores de filme metálico níquel-cromo de 27 e 24 k Ω com precisão de 1% no seu valor resistivo, sendo sua potência nominal de 0.4 W, com terminais de cobre eletrolítico estanhado. Eles permitem um controle mais preciso da potência dissipada em cada placa. Nesta coluna serão feitas as medidas experimentais.

As colunas auxiliares $A1, A2, A3, A4$ e $A5$ reproduzem as condições de contorno reais proporcionadas pela instalação do sistema em fileiras duplas. Nos seus cartões temos resistores de carbono de 27 e 24 $k\Omega$, precisão de 5%, 1/4 W.

As placas de circuito impresso são na verdade uma chapa de tecido de vidro epóxi, em cujas faces imprimem-se os trilhos de cobre, que finalmente são recobertos por um banho de estanho. Seu desenho, especial para este projeto, pode ser visto na Figura 2.5.

Internamente, as paredes laterais de cada sub-bastidor possuem guias extrudadas para a inserção de placas de circuito impresso e blindagens magnéticas (cuja função é evitar a interferência eletromagnética entre os componentes de duas placas distintas). Estas últimas são fabricadas em aço SAE 1060 e recobertas por uma película de tinta à base de poliamida. Exibida na Figura 2.6, vê-se também os ressaltos nas suas bordas, que deverão fixá-la nas guias. Estas sustentam a blindagem, mantendo-a na sua posição.

Já os cartões ficam em suspenso com relação às faces das guias, pois são engastados em conectores lineares que fornecem a alimentação elétrica para eles, situados na parede traseira do sub-bastidor.

O arranjo físico das placas dentro de um sub-bastidor pode adquirir duas configurações:

- espaçamento simples
- espaçamento duplo

O primeiro ocorre quando a distância entre elas for igual a 20 mm. A blindagem fica alocada a 15.3 mm acima da placa. No segundo caso, o passo entre os cartões é de 40 mm, estando a blindagem 35.3 mm acima da placa a ela associada.

A porta de um sub-bastidor, ilustrado pela Figura 2.7, possui presilhas acionadas por molas para a sua colocação na estrutura. Isso facilita o acesso às placas para fins de manutenção. Por outro lado, dificulta a transferência de calor por condução entre as paredes laterais e a porta, conforme será visto no próximo capítulo. Entretanto, os dados experimentais demonstraram que deve haver um fluxo de ar entrando pelas frestas da porta, que contribui para resfriar

os componentes eletrônicos. Assim, deve-se analisar cuidadosamente este tipo de fechamento, antes de se concluir se ele é adequado ou não.

Na Figura 2.8 temos a vista superior, ou planta, do equipamento. Em conjunto com a Figura 2.1 nota-se que a parede traseira de um sub-bastidor é mantida pressionada contra uma viga em U, onde estão aparafusadas linguetas de suporte para os vários módulos. A parede traseira e as superfícies da viga formam um duto que acomoda os cabos de alimentação elétrica. Entre duas colunas adjacentes existe um canal lateral.

2.3 A Unidade Térmica

Definindo-se uma '*unidade térmica*' ou '*cavidade térmica*', delimitada pela placa, pela blindagem magnética superior e pelas porções das paredes externas (laterais, porta e traseira), compreendidas entre os dois planos horizontais, pode-se considerar que uma coluna seja composta por um conjunto de unidades que se repetem na direção vertical. A Figura 2.9 mostra uma cavidade típica.

Os índices utilizados representam:

$I, II, \dots, VI \equiv$ regiões de simulação da placa

$7 \equiv$ porta

$8, 9 \equiv$ laterais esquerda e direita, respectivamente

$10 \equiv$ parede traseira

$11 \equiv$ blindagem

Termicamente, cada unidade interage com aquelas que lhe são adjacentes (superior e inferior). Para simplificar o estudo é conveniente tratar cada uma independente das outras. Se todas as placas de uma coluna, ou pelo menos os cartões de uma porção suficientemente grande, dissiparem a mesma potência, é razoável admitir que o calor que uma unidade térmica transfere para aquela que está logo abaixo dela seja igual ao calor que ela recebe da cavidade superposta (ver Figura 2.10). Dessa forma, considerando a unidade como sendo um sistema termodinâmico, um balanço de energia fornecerá:

$$\left(\begin{array}{c} \text{energia gerada} \\ \text{na placa} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{energia dissipada} \\ \text{para o meio ambiente} \end{array} \right) \quad (2.1)$$

E a energia será dissipada para o meio através:

- da porta
- das paredes laterais (canal lateral)
- da parede traseira (duto traseiro)

Em cada um desses três caminhos externos a transferência de calor se dá por meio de *radiação e convecção natural* simultâneas. A porta é a situação clássica de placa plana vertical. A análise e modelamento da transferência de calor nos dutos laterais e traseiro são o cerne deste trabalho.

2.4 Otimização do Sistema

Baseado na potência dissipada pelo componente (ou sistema eletrônico) e na máxima *sobre-temperatura*² (diferença entre a sua temperatura e a do ambiente) permitida, é possível calcular o valor limite para a temperatura da parede da estrutura externa. Então, decide-se qual ou quais são os mecanismos de transferência de calor apropriados.

Em sentido crescente de eficiência de troca de calor e conseqüente complexidade do sistema de resfriamento, este pode utilizar:

- radiação e convecção natural
- convecção forçada de ar

²NOTA: *Sobre-temperatura* é o parâmetro básico de estudos térmicos em equipamentos eletrônicos, pois fornece o incremento de temperatura independentemente daquela do meio onde o dispositivo está localizado. Conhecendo-o, pode-se determinar qual a máxima temperatura permitida para o ambiente, sem comprometer a integridade dos componentes.

- condução
- convecção forçada de líquidos
- resfriamento termoelétrico
- evaporação de líquidos

O primeiro item é encontrado, por exemplo, em uma lâmpada comum de iluminação. O segundo, quando existe um ventilador (como em um retro-projetor). O terceiro princípio está presente nas *placas frias*. O quarto, por exemplo, é utilizado para refrigerar um supercomputador de última geração - o CRAY-2, da Cray Research Inc.. O resfriamento termoelétrico se baseia no *efeito Peltier*. E o último item é encontrado nos *tubos de calor*. É claro que existem outros mecanismos de refrigeração, como a *ablação* - onde uma parte da superfície sólida exposta ao calor gerado pelo escoamento em alta velocidade se funde e é separada do corpo (re-entrada na atmosfera de naves espaciais), mas que são empregados apenas em situações muito específicas.

Nota-se que o equipamento em estudo apresenta o nível mais baixo de eficiência para seu controle térmico, de forma que, teoricamente, abrem-se amplas possibilidades de otimizações.

Tipicamente, um cartão de circuito impresso utilizado em MCP pode dissipar entre meio e dois e meio watts. Supondo uma coluna completa com espaçamento simples entre as placas, tem-se, geralmente, cento e nove unidades (quatro sub-bastidores com vinte e sete cartões e um quinto módulo com apenas uma unidade). Logo, temos a faixa de potência variando de cerca de cinquenta a duzentos e oitenta watts por coluna. Tomando-se o equipamento à disposição no laboratório, cuja coluna é constituída por cinco sub-bastidores (Figura 2.4), tem-se, aproximadamente:

- 1 área frontal de $0.280m^2$
- 2 áreas laterais de $0.410m^2$
- 1 área traseira de $0.280m^2$

- 1 área no topo de $0.020m^2$
- 1 área na base de $0.020m^2$

Numa primeira aproximação, admite-se que o calor seja distribuído uniformemente entre todas as áreas. Assim procedendo, o fluxo de calor varia de $35 W/m^2$ a $200 W/m^2$, ou seja, de $0.0035 W/cm^2$ a $0.0200 W/cm^2$, em cada coluna. Supondo-se que a energia deixe o sistema somente através das portas e do topo, que seria uma condição crítica, o fluxo de calor estaria no intervalo de $0.0170 W/m^2$ a $0.0950 W/m^2$, valores relativamente baixos.

A Figura 2.11, apresentada por *Kraus & Bar-Cohen*[42], exibe um gráfico da diferença de temperatura que um determinado modo de transferência de calor é capaz de produzir em função do fluxo de energia na superfície. Observa-se que o fluxo de calor na estrutura analisada é relativamente pequeno, possibilitando a utilização de convecção natural e radiação para seu resfriamento, sem que isso resulte numa diferença de temperatura muito elevada. Entretanto, ressalte-se que a convecção forçada em ar reduziria essa diferença em cerca de, no mínimo, dez graus Celsius, e, em média, trinta graus, tornando atraente o emprego de ventiladores para auxiliar no resfriamento da estrutura. A nível nacional as demais técnicas que são apresentadas na figura ainda não são viáveis economicamente.

Um ventilador é composto de um rotor, motor elétrico e carcaça para acomodá-los. Segundo a configuração do rotor, ele pode ser:

- centrífugo
- axial
- de hélice

Todos fornecem vazões consideráveis de ar. Entretanto, o primeiro o faz a uma pressão estática moderada, o segundo a uma baixa e o terceiro a uma pressão estática desprezível (praticamente apenas faz o ar circular). Em alguns tipos de equipamentos eletrônicos deve-se avaliar a pressão imposta pelo ar, já que esta pode causar um 'stress' mecânico.

Atualmente alguns fabricantes de equipamentos de MCP estão adaptando ventiladores axiais na estrutura a fim de produzir convecção forçada nos dutos laterais e traseiro. Os primeiros testes indicaram que a queda de temperatura nos componentes eletrônicos é substancial. Este comportamento também será analisado no decorrer deste trabalho.

Um outro dispositivo que poderia ser utilizado para melhorar a dissipação térmica são as *aletas*, que proporcionam um aumento da área de transferência de calor. Porém, existem dificuldades físicas para sua implantação na geometria do equipamento. As paredes laterais não comportam aletas devido à posição das colunas lado a lado. A porta também não é indicada para recebê-las pois o aumento de peso dificultaria a sua fixação no módulo. Fixá-las na placa, abrindo um orfício na porta para sua passagem só é viável se o efeito de interferência eletromagnética não prejudicar a operação normal do equipamento.

Algumas resistências térmicas podem ser reduzidas utilizando-se materiais de elevada condutividade térmica, aumentando-se a área transversal para o fluxo de calor e reduzindo-se as resistências de contato. Porém, circuitos elétricos exigem características específicas como condutividade elétrica e rigidez dielétrica que, em geral, estão presentes em materiais de baixa condutividade térmica, limitando as possibilidades de alterações.

As propriedades termofísicas de interesse dos materiais envolvidos são listadas na Tabela 2.1.

Esses estudos teóricos e experimentais permitem caracterizar o comportamento térmico da Mecânica Vertical, ao mesmo tempo que proporcionam um nível de conhecimento desse tipo de estrutura tal que se pode desenvolver soluções adaptativas a fim de otimizar os mecanismos de troca de calor daquele empacotamento com o meio ambiente, *sem desconfigurar sua concepção básica*, pois, conhecendo-se qualitativa e quantitativamente os caminhos percorridos pelo fluxo de calor, é possível avaliar a influência de modificações, como a troca do substrato da placa de circuito impresso, por exemplo, nos níveis de temperatura do equipamento.

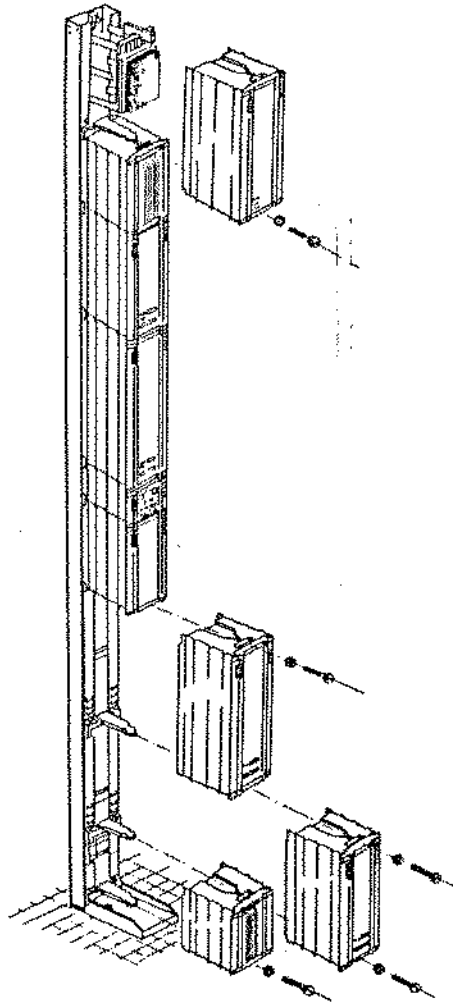


Figura 2.1: Coluna vertical típica de equipamento MCP.

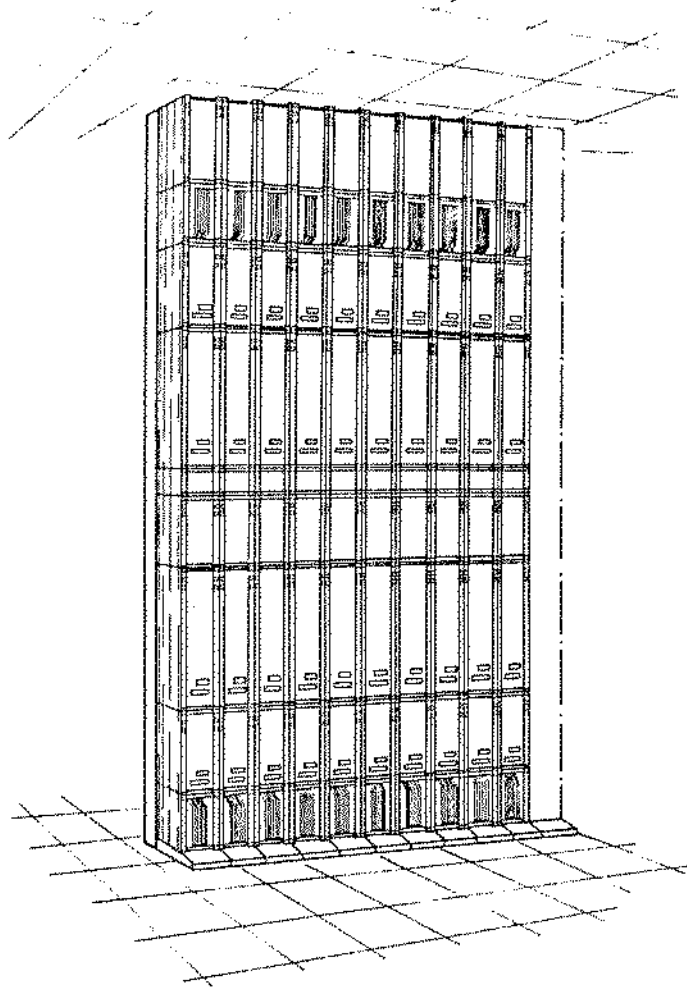


Figura 2.2: Mecânica vertical em fileira simples.

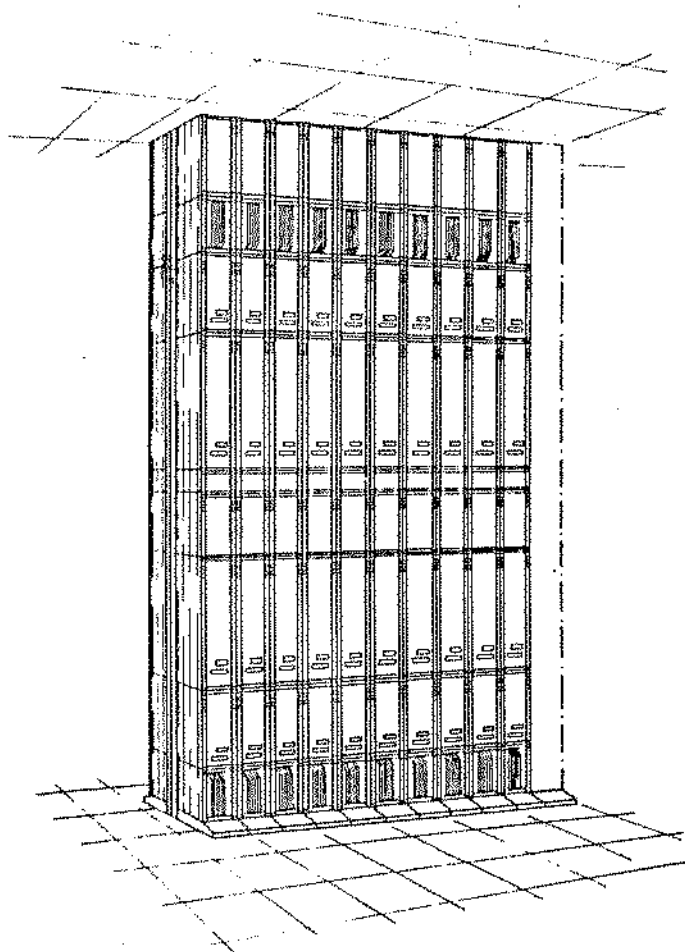


Figura 2.3: Mecânica vertical em fileira dupla.

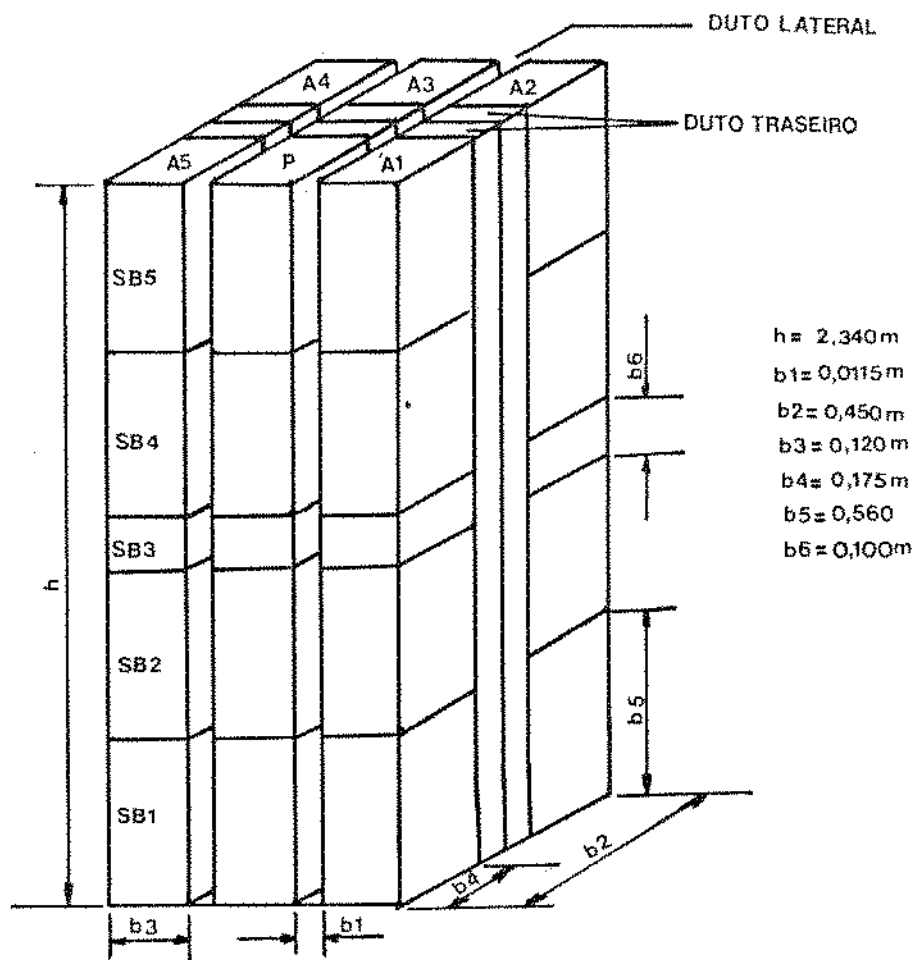


Figura 2.4: Réplica de um equipamento MCP em fileira dupla utilizada nos testes experimentais.

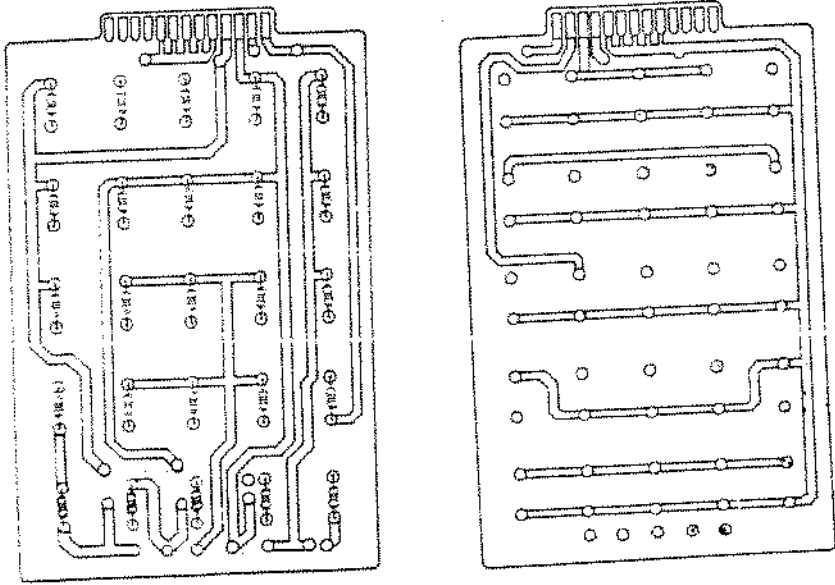


Figura 2.5: Placa de circuito impresso com desenho especial para este trabalho.

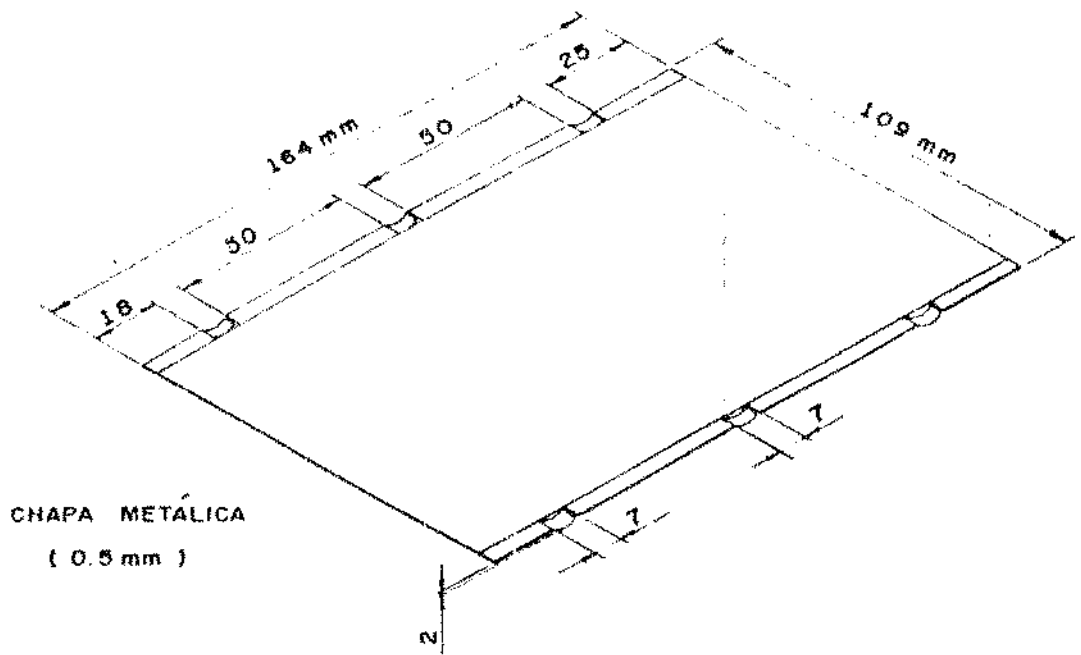


Figura 2.6: Blindagem magnética típica de equipamento MCP.

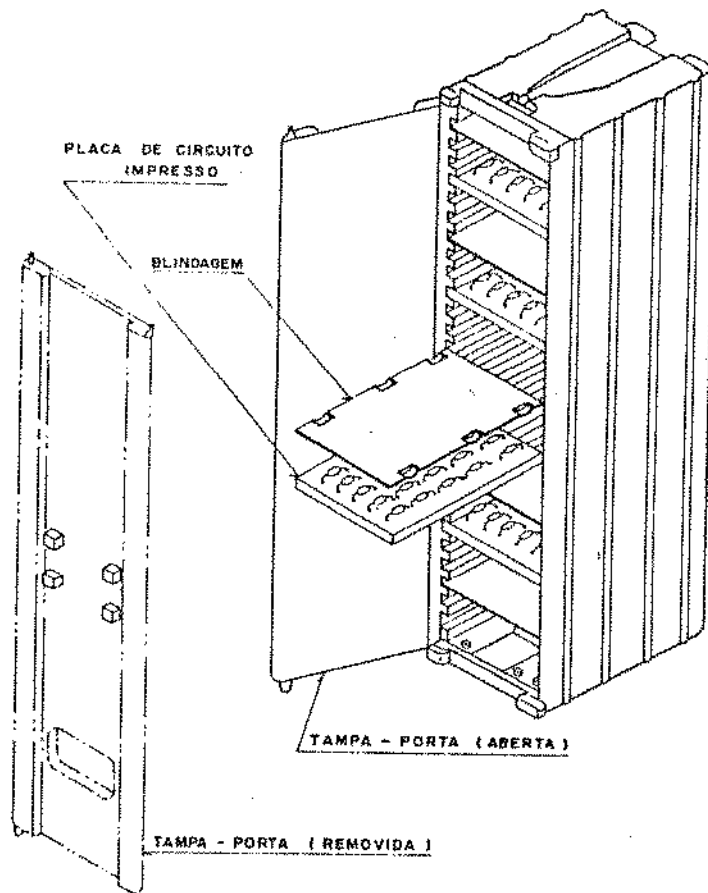


Figura 2.7: Um sub bastidor típico.

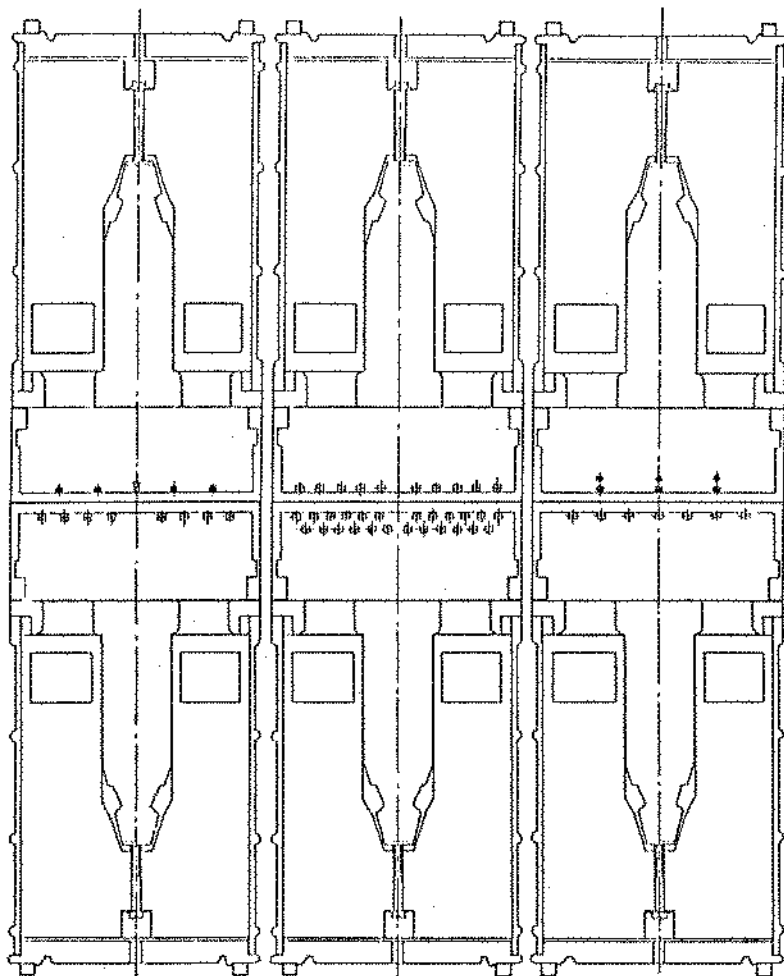


Figura 2.8: Vista superior ou planta do equipamento.

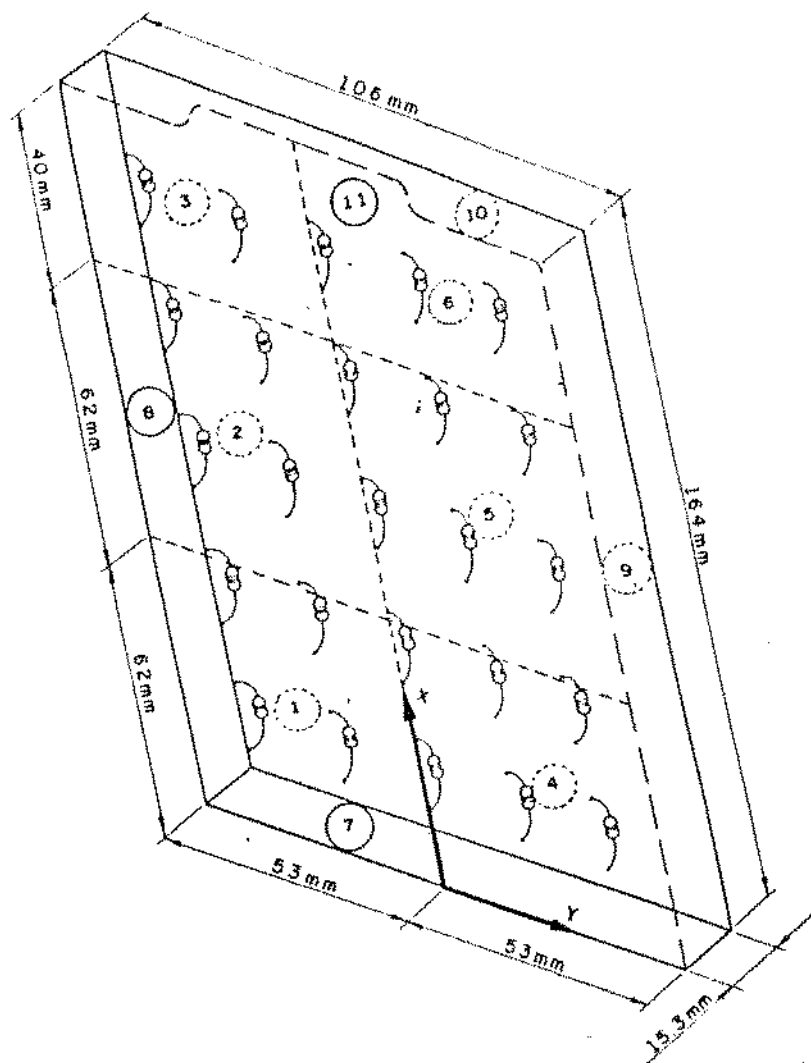


Figura 2.9: Unidade ou cavidade térmica típica.

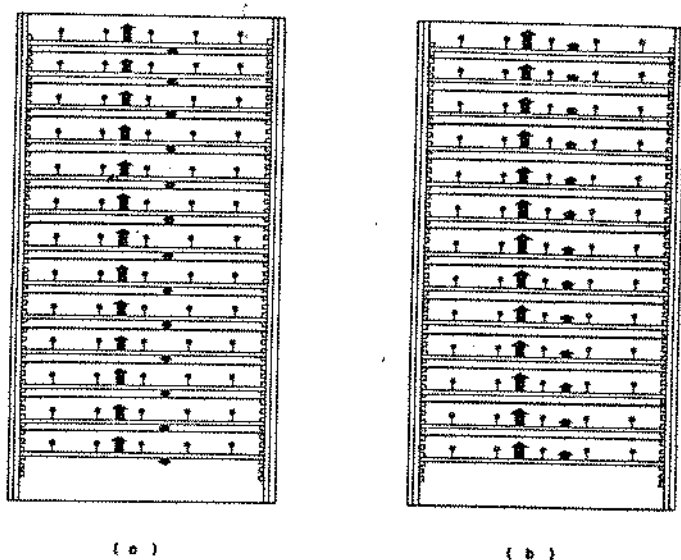


Figura 2.10: Trocas térmicas entre placas e blindagens.

(a) Real - a maior parte do calor atinge a blindagem superior, enquanto uma pequena parcela é trocada com a inferior.

(b) Modelagem - hipoteticamente, admite-se que toda a energia dissipada no cartão atinja a blindagem superior.

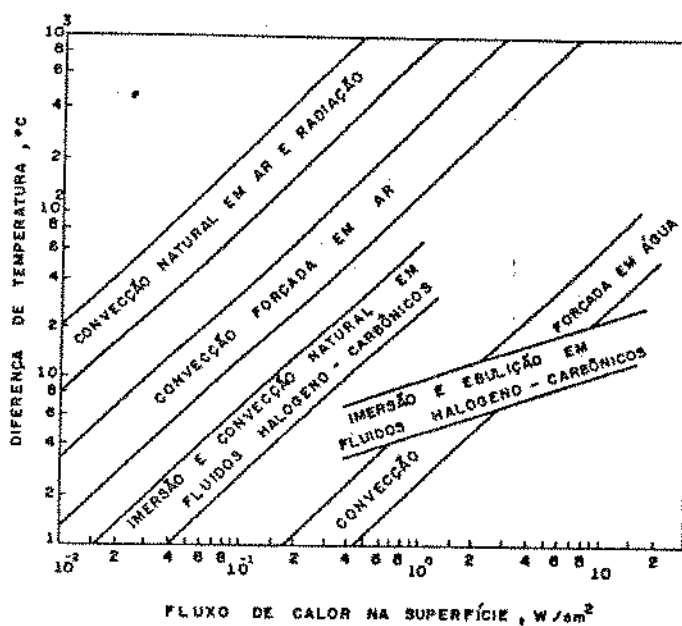


Figura 2.11: Diferença de temperatura que um determinado modo de transferência de calor é capaz de produzir em função do fluxo de energia [42].

PEÇA		MATERIAL	κ W/m 2C	ϵ
PLACA DE CIRCUITO IMPRESSO	RESISTORES	FILME METÁLICO NÍQUEL-CROMO, REVESTIMENTO DE LACA COR VERDE	-	0,90
	BASE ISOLANTE	FIBRA DE VIDRO EM RESINA DE EPÓXI	0,260	0,90
	CIRC. IMPRESSO	COBRE	382	-
BLINDAGEM MAGNÉTICA		AÇO SAE 1060, REVESTIMENTO DE TINTA A BASE DE POLIAMIDA ELETROSTÁT.	46,7 AÇOSAE 1060	0,90 TINTABRAN
PAREDES LATERAIS		ALUMÍNIO SAE 305 (LIGA A 13, ASMT), ANODIZADO EM ÁCIDO SULFÚRICO	121	0,95
PORTA		ALUMÍNIO ABNT 66050/T5 (LIGA 6063, ASMT) ANODIZADO EM ÁCIDO SULFÚRICO	209	0,95
PAREDE TRASEIRA	GRADE	ALUMÍNIO ABNT 66050 / T5 (LIGA 6063, ASMT)	209	0,90
	CONECTOR LINEAR	POLICARBONATO COM REFORÇO DE FIBRA DE VIDRO E RETARDANTE DE CHAMA	0,90	-

Tabela 2.1: Propriedades termofísicas dos materiais envolvidos

Capítulo 3

MODELAGEM DO SISTEMA

3.1 Introdução

Toda energia térmica gerada em quaisquer componentes eletrônicos, seja em uma placa de circuito impresso ou em um equipamento, deve ser dissipada no ambiente da sala onde o sistema estiver acondicionado. A modelagem procura representar matematicamente o fenômeno físico da transferência de calor.

Pode-se dividir a troca de calor desde o elemento dissipativo até o meio ambiente em duas etapas:

- *interna*, na qual a energia gerada atinge as paredes da estrutura
- *externa*, das paredes para o meio

3.2 Princípios Básicos do Modelo

Os fenômenos térmicos complexos exigem um tratamento analítico (quando possível) extremamente exaustivo e de difícil solução. A técnica da analogia elétrica, associando *voltagem* à *temperatura*, *corrente elétrica* ao *fluxo de calor* e *resistência elétrica* à *resistência térmica*, permite analisar um sistema térmico em termos de uma malha elétrica.

Adota-se o seguinte procedimento:

- *reconhecimento qualitativo e quantitativo dos caminhos térmicos* - os ramos da malha elétrica correspondem aos caminhos do fluxo de calor de modo que se analisam todas as possíveis vias para a fuga do calor até se identificar completamente a malha.
- *solução do sistema de equações correspondentes* - aplicando-se as *leis de Kirchhoff* na malha gera-se um sistema de equações não-lineares de ordem elevada, requerendo tratamento numérico. A não-linearidade surge porque os valores das resistências térmicas dependem das temperaturas nos nós da malha (que são as incógnitas).
- *ajustes e comparação com resultados experimentais* - as temperaturas medidas no laboratório, quando confrontadas com os resultados fornecidos pelo

programa de computador que simula o comportamento térmico da estrutura, permitem ajustes no modelamento que visam torná-lo o mais preciso possível.

Se se tentasse elaborar uma malha elétrica onde cada resistência representasse um determinado mecanismo de transferência de calor, ela teria uma apresentação gráfica de difícil interpretação, devido ao grande número de caminhos existentes para o fluxo de energia na cavidade da MVP. Por isso, na malha térmica mostrada na Figura 3.1 as resistências que atuam em série ou em paralelo, sempre que possível, são vistas já somadas. Essa figura é o esquema elétrico equivalente da *cavidade térmica* (seção 2.3). Por exemplo, o resistor entre *II* e *III* simboliza a *resistência térmica de condução* entre as regiões *II* e *III*. Já o elemento entre *I* e *II* é a *resistência térmica equivalente* de:

- *condução* através do ar para a blindagem inferior
- *radiação* através do ar para a blindagem inferior
- *convecção* até a blindagem superior
- *radiação* até a blindagem superior

E assim sucessivamente.

3.3 Trocas de Calor Internas

Essa análise foi feita detalhadamente por *Carvalho et al.* [20]. Aqui, segue-se um resumo.

Co-existem os três mecanismos de transferência de calor nesta etapa:

- *condução*
- *convecção*
- *radiação*

No Capítulo 5 discute-se a contribuição relativa de cada um deles.

A energia elétrica é transformada em térmica pelo *efeito Joule* (a potência dissipada é igual ao produto da resistência elétrica pelo quadrado da corrente). Numa unidade térmica da Mecânica Vertical, uma fração do calor gerado flui por condução através dos terminais do elemento (no presente caso um resistor), atingindo a placa de circuito impresso, aquecendo-a. Uma outra parcela é transferida por convecção para a blindagem superior (desprezando-se a troca convectiva entre o componente e as paredes da unidade), e o restante da energia é irradiado.

A *convecção natural* tem sido objeto de estudo de um número muito grande de pesquisadores. Sua presença é constante no resfriamento de componentes e/ou equipamentos eletrônicos. Os principais números adimensionais que a caracterizam são:

- Grashof - Gr
- Nusselt - Nu
- Prandtl - Pr
- Rayleigh - Ra

O número de Grashof, em geral, representa a relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas. É comumente utilizado como um critério para se definir se o escoamento está no regime laminar ou turbulento.

O número de Nusselt é usado para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção h .

O número de Prandtl fornece uma comparação entre a *difusão da quantidade de movimento* e a *difusão térmica*, sendo, dessa forma, o único neste grupo que possui a característica de ser uma *propriedade do fluido*. Se o seu valor for relativamente pequeno, como em metais líquidos, significa que a espessura da camada limite térmica é maior do que a da hidrodinâmica.

O número de Rayleigh é o resultado da multiplicação de Grashof por Prandtl. Conforme demonstrado por uma análise dimensional em *Bejan*[12], em determinadas situações, Gr pode não ser representativo para se avaliar a transferência

de calor, cabendo este papel ao Ra . O mesmo autor propõe que não se tente dar significado físico ao Gr e ao Ra , alegando que eles tenham sentido puramente *geométrico*.

Os trilhos do circuito e a própria epóxi que constitui a placa, conduzem o calor até as paredes da cavidade térmica. O cartão também troca calor por condução através de um filme de ar e por radiação com a blindagem imediatamente inferior a ele, a qual faz parte de outra unidade térmica.

O calor que é transferido para a blindagem atinge, por condução através do material da mesma, as paredes da unidade térmica.

Finalmente, há trocas radiantes entre a placa, a blindagem superior e as paredes da cavidade.

Um esquema dessas trocas internas à cavidade pode ser visto na Figura 3.2 .

A placa de circuito impresso foi dividida em seis regiões de simulação, como mostrado na Figura 3.3 , permitindo a verificação de um gradiente de temperatura ao longo do cartão. Um número maior de sub-divisões acarretaria um incremento de complexidade na solução que não seria compensado pelo conhecimento mais refinado desse gradiente.

A seguir, os comentários sobre os oito caminhos pelos quais o calor pode fluir, desde sua geração até atingir as paredes da cavidade. Uma consulta à Figura 3.2 auxilia na visualização desses fluxos.

3.3.1 Modelamento das trocas de calor internas

1. *Condução desde o resistor até a placa de epóxi através dos terminais do elemento* - pode ser expressa em termos de condução unidimensional como:

$$q_K = \frac{T_r - T_{ep}}{R_K} \quad (3.1)$$

onde:

$T_r \equiv$ temperatura do resistor

$T_{ep} \equiv$ temperatura equivalente da placa de epóxi na região de simulação

$R_K \equiv$ resistência térmica da montagem do resistor na placa

O valor de R_K foi avaliado após cuidadosos testes feitos por *Carvalho et al.* [20], chegando-se a:

$$R_K = 150^\circ C/W$$

2. *Convecção desde o resistor até a blindagem superior através de uma camada de ar*³ - o calor transferido é dado por:

$$q_C = \frac{T_r - T_{bl}}{R_C} \quad (3.2)$$

onde:

$T_{bl} \equiv$ temperatura da blindagem

$R_C \equiv$ resistência térmica convectiva

Esta última grandeza é definida como:

$$R_C = \frac{1}{hA_r} \quad (3.3)$$

Cada resistor possui um campo convectivo próprio, delimitado pelo escoamento dos resistores adjacentes. É aplicado o conceito de corpo esférico hipotético dentro de uma cavidade esférica hipotética, cujos volumes são iguais àqueles dos corpos reais, conforme *Warrington & Powe*[66]. A_r é a área hipotética do resistor e r_i é o raio dessa esfera hipotética.

$$A_r = 4\pi r_i^2 \quad (3.4)$$

Para a geometria estudada obtém-se:

$$r_i = 1.8 \text{ mm}$$

$$A_r = 4.07 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

As experiências feitas por *Carvalho et al.*[20] levaram à utilização da seguinte equação, proposta por *Warrington & Powe* [66]:

³NOTA: O Anexo 1 apresenta uma análise para se determinar se a troca de calor entre o resistor e a blindagem superior ocorre por convecção ou condução.

$$Nu = 0.833 Ra_a^{0.237} \quad (3.5)$$

que resulta em:

$$\bar{h} = 0.833 \frac{\kappa}{a} \left[\frac{g\beta a^3}{\nu\alpha} \left(\frac{L}{r_i} \right) \right]^{0.237} (T_r - T_{bl})^{0.237} \quad (3.6)$$

onde:

$a \equiv$ metade da circunferência da esfera hipotética do resistor $= \pi r_i$

$r_e \equiv$ raio da esfera hipotética exterior $= 13.6\text{mm}$

$L \equiv r_e - r_i$

Esse é o valor do coeficiente de película médio presente na convecção natural entre o resistor e a blindagem superior. Note-se que ele é *dependente* das temperaturas envolvidas. As características do fluido devem ser avaliadas à temperatura de película:

$$T_f = \frac{T_r + T_{bl}}{2} \quad (3.7)$$

3. *Radiação entre o resistor e a blindagem superior* - aplica-se ao resistor a hipótese de um pequeno corpo no interior de uma grande cavidade. Nessas condições:

$$q_R = \frac{T_r - T_{bl}}{R_R} \quad (3.8)$$

onde:

$R_R \equiv$ resistência térmica de troca radiante

A troca radiante de um pequeno corpo dentro de uma cavidade é expressa por:

$$\begin{aligned} q_R &= \epsilon_r A_r \sigma (T_r^4 - T_{bl}^4) \\ &= \epsilon_r A_r \sigma (T_r^2 + T_{bl}^2)(T_r + T_{bl})(T_r - T_{bl}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

O valor da emitância ϵ_r está na *Tabela 2.1*.

Se a temperatura do resistor (T_r) for razoavelmente próxima à da blindagem (T_{bl}), pelo menos para efeito de troca radiante, pode-se fazer a seguinte aproximação:

$$(T_r^2 + T_{bl}^2)(T_r + T_{bl}) \cong 4\bar{T}^3 \quad (3.10)$$

onde:

$$\bar{T} = \frac{T_r + T_{bl}}{2} \quad (3.11)$$

Agora, escrevendo a equação para o fluxo de calor radiante sob outra forma:

$$q_R = \bar{h}_R A_r (T_r - T_{bl}) \quad (3.12)$$

na qual se introduziu o conceito de 'coeficiente de troca de calor por radiação':

$$\bar{h}_R = 4\epsilon_r \sigma \bar{T}^3 \quad (3.13)$$

e a resistência térmica de radiação fica:

$$R_R = \frac{1}{\bar{h}_R A_r} \quad (3.14)$$

4. *Condução da placa até as paredes da unidade através do material do cartão* - como será visto, este fluxo de calor será o predominante dentro da cavidade. Por isso sua resistência térmica foi quantificada cuidadosamente, seguindo o método proposto por *Kraus & Bar-Cohen*[42]. Os resultados, obtidos por *Carvalho et al.*[20], estão resumidos na Figura 3.4. Esses valores serão admitidos constantes já que dependem das condutividades térmicas da epóxi, do filme de cobre e da camada de estanho, que não variam significativamente dentro da faixa de temperatura de operação do sistema.

Agora, como o cartão está fixado na estrutura através do conector linear situado na parede traseira, ficando em suspenso com relação às paredes do sub bastidor, o calor ao atingir as bordas da placa é transferido:

- por condução através de um filme de ar para as paredes laterais e a porta
- por condução através do conector linear para a parede traseira

As respectivas resistências térmicas são, aplicando-se a *lei de Fourier* para condução unidimensional:

- *entre a placa e a parede lateral esquerda:* (veja a Figura 3.5)

$$R = \frac{D_2 f_1}{\kappa C_g (2p f_1 + D_2 \delta_2)} \quad (3.15)$$

onde:

$D_2 \equiv$ distância entre a placa e a face horizontal da guia (0.2 mm)

$f_1 \equiv$ distância entre a placa e a face vertical da guia (0.2 mm)

$\kappa \equiv$ condutividade térmica do ar

$C_g \equiv$ comprimento da guia em contato com a região de simulação

$p \equiv$ parte da placa que é envolvida pela guia (2.4 mm)

$\delta_2 \equiv$ espessura da placa (1.6 mm)

As dimensões geométricas D_2 , f_1 , C_g , p e δ_2 são vistas na Figura 3.5.

Como o valor da condutividade térmica do ar κ deve ser tomado à temperatura de película entre a placa e a parede lateral (que são incógnitas), a resistência será dada em função de κ .

Observando-se que a região III ($C_g = 16.1 \text{ mm}$) é menor do que a I e a II ($C_g = 62.0 \text{ mm}$), tem-se:

- *entre a borda correspondente às regiões I ou II e a parede lateral esquerda:*

$$R = \frac{0.896}{\kappa} \quad (3.16)$$

– entre III e a lateral:

$$R = \frac{2.766}{\kappa} \quad (3.17)$$

- entre a placa e a parede lateral direita

As resistências entre as bordas de IV ou V e a parede são calculadas pela equação (3.16), enquanto que aquela entre VI e a lateral é dada por (3.17).

- entre a placa e a porta

$$R = \frac{f_2}{\kappa W_1 \delta_2} \quad (3.18)$$

onde:

$f_2 \equiv$ distância entre a borda do cartão e a porta (2mm)

$W_1 \equiv$ meia largura da placa (54.5mm)

Neste caso a propriedade do ar deve ser avaliada na temperatura de película entre o cartão e a porta. Assim:

$$R = \frac{24.510}{\kappa} \quad (3.19)$$

Esse é o valor da resistência térmica entre a borda da região I ou IV e a porta.

- *entre a placa e a parede traseira*

Utilizando-se o conceito de fator de forma de condução S , segundo *Holman*[38], o fluxo de calor será:

$$q_K = \kappa S (T_{pt} - T_{pt}) \quad (3.20)$$

onde:

$T_{pt} \equiv$ temperatura da placa

$T_{pt} \equiv$ temperatura da parede traseira

E a resistência:

$$R = \frac{1}{\kappa S} = 13^\circ C/W \quad (3.21)$$

onde a condutividade térmica do conector κ foi considerada igual a:

$$0.19 W/m^\circ C$$

e o fator de forma:

$$S = 0.42 m$$

Essas resistências atuam em série com aquelas devido à condução através da placa, as quais foram avaliadas por *Carvalho et.al.*[20], resultando em:

$$RC_{I,7} = 342 + \frac{24.510}{\kappa}$$

$$RC_{I,8} = 244 + \frac{0.896}{\kappa}$$

$$RC_{II,8} = 245 + \frac{0.896}{\kappa}$$

$$RC_{III,8} = 393 + \frac{2.766}{\kappa}$$

$$RC_{III,10} = 125^\circ C/W$$

$$RC_{IV,7} = 319 + \frac{24.510}{\kappa} \quad (3.22)$$

$$RC_{IV,9} = 260 + \frac{0.896}{\kappa}$$

$$RC_{V,9} = 214 + \frac{0.896}{\kappa}$$

$$RC_{VI,9} = 389 + \frac{2.766}{\kappa}$$

$$RC_{VI,10} = 65^{\circ}C/W$$

onde:

$RC_{i,j} \equiv$ resistência térmica de condução

Sendo κ em $[W/m^{\circ}C]$, $RC_{i,j}$ será em $[^{\circ}C/W]$

5. *Condução da placa até a blindagem inferior através de um filme de ar* - como a epóxi opera sob uma temperatura maior do que a blindagem, além do espaço entre elas ser bastante delgado, cerca de 3.4 mm, não há convecção natural nesta região. Um fator que poderia alterar essa consideração seria a existência de um gradiente de temperatura *ao longo do cartão de circuito impresso*. Porém, neste trabalho, a distribuição uniforme dos resistores e das potências, resulta numa placa praticamente isotérmica, conforme foi constatado em todos os testes.

A resistência térmica será:

$$R = \frac{l}{\kappa A_i} \quad (3.23)$$

onde:

$l \equiv$ distância entre o cartão e a blindagem inferior (3.4 mm)

$A_i \equiv$ área imaginária i

$i = 11 \equiv$ blindagem

6. *Radiação entre a placa e a blindagem inferior* - a fim de simplificar os cálculos, admite-se que *toda a placa esteja a uma mesma temperatura*. Tem-se, portanto, troca de calor radiante entre duas placas planas paralelas, isotérmicas. Além disso, uma porção das paredes laterais, da porta e da traseira também participam da transferência de calor. Todas serão consideradas *superfícies cinzas*, das quais se conhece a temperatura. O método a ser utilizado é aquele apresentado por *Sparrow & Cess*[60]. Para isso, admite-se corpos *isotérmicos* e de *radiosidade uniforme*. O ar que os separa não participa dessas trocas pois é transparente à radiação na faixa de temperaturas envolvidas.

Superfícies cinzas são aquelas que apresentam emitância ($\epsilon \equiv$ razão entre o poder emissivo de um corpo e o de um corpo negro) independente do comprimento de onda. Se as radiações emitida e incidente estiverem contidas na mesma faixa de comprimento de onda e a *emitância monocromática* for razoavelmente constante nesse intervalo, a hipótese de corpo cinzento é aceitável. As temperaturas de operação de um equipamento típico de MCP levam a comprimentos de onda contidos em uma faixa estreita da radiação infra-vermelha, corroborando essa hipótese.

Admitir superfícies isotérmicas é razoável pois os materiais que compõem o equipamento possuem altos valores de condutividade térmica, *Tabela 2.1*, exceto a placa de epóxi a qual, entretanto, apresenta um gradiente de temperatura que pode ser considerado desprezível.

Radiosidade é a radiação que deixa uma superfície por unidade de tempo e área. Admitir que ela seja constante e que as radiações emitida e refletida de qualquer superfície se distribuam difusamente introduz simplificações comuns em problemas de engenharia que facilitam o equacionamento das trocas radiantes.

O fluxo de calor trocado desta forma é dado por:

$$q_R = \frac{B_j - B_i}{R_R} \quad (3.24)$$

onde a *resistência espacial* é:

$$R_R = \frac{1}{A_i F_{i,j}} \quad (3.25)$$

$B_n \equiv$ radiosidade da superfície n ($n=1,2,\dots,11$)

$F_{i,j} \equiv$ fator de forma para troca radiante da superfície i para a j
(corresponde à fração de energia que deixa i e atinge j)

Para se determinar a radiosidade de uma superfície da qual se conhece a temperatura, a equação apropriada é:

$$B_i - (1 - \epsilon_i) \sum_{i \neq j} F_{i,j} B_j = \epsilon_i E_{ni} \quad (3.26)$$

onde :

$E_{ni} = \sigma T_i^4 \equiv$ poder emissivo do corpo negro i

da qual resulta um sistema de onze equações e igual número de incógnitas.

Calcula-se, assim, as radiosidades:

- da placa
- da porta
- das laterais esquerda e direita
- da traseira
- da blindagem

e tem-se o fluxo de calor radiante entre a epóxi e a blindagem inferior mediante o uso da equação (3.24).

7. *Condução através da blindagem superior até as paredes da unidade* - a blindagem magnética foi simulada por um único ponto localizado no seu

centro geométrico, já que sua condutividade térmica é elevada (*Tabela 2.1*) e o conhecimento da distribuição de temperatura na sua superfície não tem interesse prático.

A Figura 3.6 mostra as resistências associadas à blindagem magnética, cujos valores são:

- longitudinal:

$$R = \frac{C_{11}}{2\kappa W_{11}\delta_{11}} \quad (3.27)$$

onde:

$C_{11} \equiv$ comprimento da blindagem (164 mm)

$\kappa \equiv$ condutividade térmica da blindagem

$W_{11} \equiv$ largura da blindagem (109 mm)

$\delta_{11} \equiv$ espessura da blindagem (0.6 mm)

Então:

$$R = 27^\circ C/W$$

- transversal:

$$\begin{aligned} R &= \frac{W_{11}}{2\kappa C_{11}\delta_{11}} \\ &= 12^\circ C/W \end{aligned} \quad (3.28)$$

Analogamente à placa de circuito impresso, quando o calor atinge as bordas da blindagem deve atravessar um filme de ar para atingir as paredes laterais, traseira e porta. Com expressões semelhantes à equação (3.15) e os valores pertinentes à blindagem, obtém-se um sistema análogo àquele dado por (3.22) :

$$\begin{aligned}
 RC_{11,7} &= 27 + \frac{18.349}{\kappa} \\
 RC_{11,8} &= 12 + \frac{1.503}{\kappa} \\
 RC_{11,9} &= 12 + \frac{1.503}{\kappa} \\
 RC_{11,10} &= 27 + \frac{20}{\kappa}
 \end{aligned}
 \tag{3.29}$$

Obs: Na última equação considera-se apenas o filme de ar entre a blindagem e o conector linear.

Dimensões do filme de ar :

- comprimento – 70mm*
- largura – 0.6mm*
- espessura – 0.7mm*

8. Radiação interna à cavidade

A última forma de transferência de calor citada, trocas radiantes entre a placa, a blindagem superior e as paredes da unidade, também é tratada seguindo o método apresentado por *Sparrow & Cess*[60]. Para isso, foi criado um *plano fictício*, coincidente com o plano da epóxi, no qual são 'projetados' os resistores. Este plano fictício também foi dividido em regiões de simulação, cujas temperaturas são iguais à média, ponderada pelas áreas respectivas, das temperaturas dos resistores e da placa. Essas superfícies sujeitas às trocas radiantes internas são representadas na Figura 3.7. Elas são admitidas cinzas, isotérmicas e de radiosidade uniforme. O ar no seu interior não participa dessas trocas pois é transparente à radiação térmica na faixa de temperaturas envolvidas.

Sendo conhecidas as temperaturas, as radiosidades são dadas por:

$$B_i = (1 - \epsilon_i) \sum_{i \neq j} F_{ij} B_j + \epsilon_i E_{ni} \quad (3.30)$$

E o fluxo de calor trocado dessa forma:

$$q_R = \frac{B_j - B_i}{R_R} \quad (3.31)$$

onde a resistência espacial é calculada através de:

$$R_R = \frac{1}{A_i F_{ij}} \quad (3.32)$$

Aqui é encerrado o resumo sobre os oito mecanismos de transferência de calor que existem dentro da cavidade térmica.

Dessa forma, agora, o calor gerado no componente eletrônico atingiu as paredes externas do equipamento, passando pela placa de circuito impresso e pela blindagem.

A porta, as duas paredes laterais e a traseira, por estarem interligadas, trocam calor por condução, segundo a *lei de Fourier*:

$$q_{m,n} = \frac{T_m - T_n}{RC_{m,n}} \quad (3.33)$$

As resistências térmicas são:

- entre a porta e as laterais esquerda e direita:

$$RC_{7,8} = 60^\circ C/W \quad RC_{7,9} = 60^\circ C/W \quad (3.34)$$

- entre a traseira e as laterais:

$$RC_{10,8} = 24^\circ C/W \quad RC_{10,9} = 24^\circ C/W \quad (3.35)$$

Com o conhecimento dessas resistências térmicas, neste ponto são efetuados os balanços de energia, que conduzirão ao sistema de equações que simula termicamente o equipamento em estudo:

- no resistor
- na placa de circuito impresso

3.3.2 Balanço de energia no resistor

O princípio da conservação de energia resulta em:

$$\frac{Q_i}{n} = q_K + q_C + q_R \quad (3.36)$$

onde:

- $Q_i \equiv$ potência dissipada em uma determinada região de simulação
 $n \equiv$ número de resistores dessa região

Os fluxos de calor são dados por:

- condução (q_K) \rightarrow equação (3.1)
- convecção (q_C) \rightarrow equação (3.2)
- radiação (q_R) \rightarrow equação (3.8)

Substituindo-as na expressão (3.36), e usando (3.3) e (3.14) :

$$T_{ep} = T_r - R_K \left(\frac{Q_i}{n} - A_r(\bar{h} + \bar{h}_R)(T_r - T_{bl}) \right) \quad (3.37)$$

As temperaturas das regiões de simulação do plano fictício são dadas pela média, ponderada pela área, das temperaturas dos resistores e da epóxi:

$$T_i = \frac{nA_r T_r + A_{ep} T_{ep}}{nA_r + A_{ep}} \quad (3.38)$$

Essas duas últimas expressões formam um sistema de duas equações e duas incógnitas: T_r e T_{ep} . Resolvendo para T_r :

$$T_r = \frac{C_1 T_i + C_2 T_{bl} + C_3}{C_1 + C_2} \quad (3.39)$$

onde:

$$C_1 = \frac{n A_r + A_{ep}}{A_{ep}} \quad (3.40)$$

$$(3.41)$$

$$C_2 = R_K A_r (\bar{h} + \bar{h}_R) \quad (3.42)$$

$$(3.43)$$

$$C_3 = R_K \frac{Q_i}{n} \quad (3.44)$$

É em termos de C_2 e C_3 , a temperatura do cartão de circuito impresso, dada pela equação (3.37), será:

$$T_{ep} = T_r - C_3 + C_2(T_r - T_{bl}) \quad (3.45)$$

Como existem seis regiões de simulação, tem-se igual número de equações (3.39) e (3.43).

3.3.3 Balanços de energia na placa de circuito impresso

Novamente utilizando a lei de conservação de energia, tem-se em cada região de simulação da placa:

$$\begin{aligned}
 \left(\begin{array}{c} \text{calor gerado} \\ \text{pelos resistores} \end{array} \right) &= \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{convecção} \\ \text{para blindagem superior} \end{array} \right) \\
 + \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{condução e radiação} \\ \text{para blindagem inferior} \end{array} \right) &+ \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{condução} \\ \text{até as bordas da placa} \end{array} \right) \\
 + \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{condução} \\ \text{até a porta} \end{array} \right) &+ \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{condução} \\ \text{até as laterais esquerda e direita} \end{array} \right) \\
 + \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{condução} \\ \text{até a traseira} \end{array} \right) &+ \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{radiação} \\ \text{entre as superfícies internas} \end{array} \right) \quad (3.46)
 \end{aligned}$$

Esse balanço deve ser feito em cada região de simulação.

As incógnitas, além das temperaturas, são as radiosidades, necessárias para o cálculo do fluxo de calor devido à radiação.

O fluxo líquido de calor em cada região de simulação da placa é igual à energia gerada pelos resistores. Então, a radiosidade B de cada região, será expressa por:

$$B_i = \frac{Q_i}{A_i} + \sum_{j=1}^{11} B_j F_{ij} \quad (3.47)$$

Isto irá gerar um conjunto de onze equações e igual número de incógnitas, que será resolvido numericamente.

3.4 Trocas de Calor Externas

Após atingir as paredes do equipamento, a energia gerada nos componentes eletrônicos deve ser dissipada no ambiente através, neste caso, de *Radiação* e *Convecção Natural*:

$$\begin{aligned} \left(\begin{array}{c} \text{calor gerado} \\ \text{pelos resistores} \end{array} \right) &= \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{radiação} \\ \text{para o ambiente da sala} \end{array} \right) \\ + \left(\begin{array}{c} \text{calor transferido por} \\ \text{convecção natural} \\ \text{para o ambiente da sala} \end{array} \right) & \quad (3.48) \end{aligned}$$

Estes são os modos de transferência de calor de utilização mais simples, pois não é necessária nenhuma aparelhagem especial. Uma superfície aquecida irradia calor diretamente para as paredes da sala (o ar é transparente à radiação térmica na faixa de temperaturas comum em aparelhos eletrônicos). Ao mesmo tempo o fluido nas proximidades das superfícies quentes é aquecido e inicia um movimento ascendente, devido à variação de densidade, sendo, então, substituído por ar fresco e assim sucessivamente, formando correntes de convecção natural que proporcionam uma troca de calor adicional.

As trocas radiantes são estudadas conforme o tratamento apresentado por *Sparrow & Cess*[60], admitindo-se superfícies isotérmicas e com radiosidade B uniforme.

A transferência de calor por convecção é analisada de acordo com o método clássico. Aplicando-se as leis básicas de conservação:

- Conservação da Massa
- Conservação da Variação da Quantidade de Movimento
- Conservação da Energia

em um escoamento, obtém-se as equações da:

- Continuidade
- Quantidade de Movimento (Segunda Lei de Newton)
- Energia (Primeira Lei da Termodinâmica)

A segunda delas, também conhecida por *Equação de Navier- Stokes*, é vetorial, enquanto que as outras são escalares.

Considerando-se as restrições particulares:

- fluido newtoniano $\left(\tau = -\nu\rho\frac{\partial u}{\partial y}\right)$
- regime permanente - não há variação com o tempo $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$
- escoamento bidimensional - os termos na direção z serão desprezados
- ausência de geração interna de energia
- desprezível a geração de energia por efeitos de compressibilidade
- desprezível a dissipação viscosa
- não existe deslizamento na parede
- a temperatura das superfícies é uniforme e *maior* do que a do fluido
- admite-se que a densidade do ar seja constante (fluido incompressível), exceto no termo referente à diferença de pressão na equação de Navier-Stokes (*aproximação de Boussinesq*)

e com as aproximações da camada limite, conceito introduzido por Prandtl em 1904, onde os efeitos viscosos no escoamento estão presentes apenas em uma camada de fluido muito fina adjacente à superfície sólida, sendo que, fora desta região o comportamento não viscoso é plenamente satisfatório, as equações fundamentais reduzem-se a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.49)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.50)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.51)$$

que são, respectivamente, a equação da Continuidade, da variação da Quantidade de Movimento e da Energia, que regem, por exemplo, o escoamento mostrado na Figura 3.8.

Este trabalho matemático pode ser visto com detalhes em *Bejan*[12].

Essas equações representam igualmente os casos de placa plana horizontal ou vertical.

Observando-se a Figura 2.4 constata-se a existência de superfícies horizontais e verticais na parte exterior do equipamento, onde ocorre o fenômeno de transferência de calor por radiação e convecção natural:

- *porta* - placa plana vertical, de altura h
- *laterais* - duas placas planas verticais, de altura h , separadas por uma distância b
- *traseira* - duto vertical, com seção transversal retangular, aberto na base e no topo
- *base* - superfície inferior de placa plana horizontal aquecida
- *topo* - superfície superior de placa plana horizontal aquecida

3.4.1 Troca de calor pela porta

- Radiação.

A porta troca calor por radiação com as paredes da sala. Como foi visto, ocorrem trocas radiantes entre superfícies cinzas isotérmicas. Considerando-se que toda a energia irradiada pela porta atinja as paredes, o fator de forma

de radiação da porta para o ambiente será igual à unidade. Então, pode-se calcular o fluxo de calor através da equação:

$$q_R = \frac{T_{porta} - T_{\infty}}{R_R} \quad (3.52)$$

onde a resistência térmica é dada por:

$$R_R = \frac{1}{h_R A_{porta}} \quad (3.53)$$

sendo o coeficiente de troca de calor por radiação :

$$h_R = 4\epsilon_{porta}\sigma \left(\frac{T_{porta} + T_{\infty}}{2} \right)^3 \quad (3.54)$$

- Convecção Natural.

Para o segundo mecanismo de transferência de calor envolvido, este é o caso clássico de convecção natural em placa plana vertical. Existe uma grande variedade de autores que têm pesquisado nesta área, propondo diferentes correlações para o número de Nusselt, dependendo das condições de contorno.

A Figura 3.8 mostra a camada limite que se forma em uma parede vertical cuja temperatura seja superior àquela do meio fluido onde o sólido está imerso.

Os perfis de temperatura e velocidade do escoamento ao longo de uma placa plana vertical são funções da geometria da placa, das propriedades térmicas da parede e do fluido e de suas temperaturas. Estes parâmetros são agrupados em dois números adimensionais: Rayleigh (Ra) e Prandtl (Pr). Como está-se tratando de ar, numa faixa de temperatura onde $Pr=0.7$, ambos os perfis, praticamente, desenvolvem-se ao mesmo tempo.

Uma das características deste mecanismo de transferência de calor é a sua condição de contorno na parede:

- placa isotérmica, ou
- sujeita a um fluxo de calor constante

O *número de Biot* fornece a comparação entre a resistência interna de condução (na parede) e a resistência superficial de convecção.

$$Bi = \frac{hl}{\kappa_p} \quad (3.55)$$

onde:

$\kappa_p \equiv$ *condutividade térmica da parede* No experimento em estudo, utilizando

um valor típico para o coeficiente de película h para convecção natural (cerca de $5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) tendo como dimensão característica l a altura da coluna (2.4 m) e sendo a parede de alumínio, cuja condutividade térmica κ vale aproximadamente $260 \text{ W/m }^\circ\text{C}$, obtém-se:

$$Bi = 0.05 \quad (3.56)$$

que é um valor relativamente baixo; isto significa que a resistência interna de condução é desprezível e, portanto, a temperatura poderá ser considerada uniforme em toda a superfície.

Casos de fluxo de calor uniforme na parede são analisados, por exemplo, por *Fujii & Fujii*[35] e *Sparrow & Gregg*[61].

Igualmente importante é distinguir se se está no regime *laminar* ou *turbulento*.

Ao longo da altura da coluna, o presente caso possui o número de Rayleigh dentro de um intervalo. O limite inferior é obtido na porta do sub-bastidor mais próximo do solo, com dissipação de meio watt por placa, e o superior, na da gaveta do topo, quando a potência gerada é de dois e meio watts por cartão. Isso resulta em:

$$10^7 < Ra < 10^9 \quad (3.57)$$

Como a transição para o regime turbulento se inicia quando $Ra > 10^9$, pode-se considerar para o modelo escoamento em *regime laminar*.

Para o caso de temperatura de parede uniforme, sujeita à convecção natural laminar existem diversas referências na literatura.

Ostrach[53] desenvolveu soluções analíticas para esta configuração.

Carnahan et al[18] resolveram o sistema das três equações diferenciais parciais não-lineares (eqs 3.47 , 3.48 e 3.49) numericamente, através de um método explícito, calculando os campos de velocidade e de temperatura ao longo de uma placa plana vertical. Seu trabalho também foi utilizado como base para o programa de computador desenvolvido nesta pesquisa.

Mc Adams[50] apresentou correlações empíricas para o número de Nusselt médio, dentro de uma faixa razoável do número de Rayleigh.

Squire & Goldstein[63] obteve uma solução aproximada para as equações fundamentais, chegando a uma expressão para o número de Nusselt local.

Bejan[12] fez o tratamento através de uma adimensionalização das equações fundamentais.

Alguns parâmetros encontrados na realidade contribuem para provocar turbulências no escoamento. A transição entre ambos os regimes foi objeto de estudo, analítico e experimental, de *Churchill & Chu*[24], que comprovaram os dados experimentais obtidos por *King*[40].

Uma abordagem diferente, através de expansões matemáticas das relações fundamentais, foi realizada por *Martynenko et al*[51].

Se se estiver sob um regime com número de Grashof muito baixo, uma referência importante é o trabalho de *Suriano et al.*[65].

Fazendo-se uma análise dimensional do fenômeno de transferência de calor por convecção natural em uma placa plana vertical isotérmica, e observando-se os resultados obtidos pelos diversos pesquisadores, pode-se concluir que, para o caso do ar (cujo número de Prandtl é próximo a um, na faixa de temperaturas estudada):

$$Nu = f \left((Pr Ra)^{\frac{1}{4}} \right) \quad (3.58)$$

No fim da década passada foi proposto se designar como *número de Boussinesq* este grupo adimensional. Assim:

$$Bo = Ra Pr \quad (3.59)$$

e esse modo de transferência de calor seria proporcional à potência um quarto do número de Boussinesq.

Entretanto, todos esses trabalhos analisam uma placa plana vertical com temperatura constante em toda a sua superfície. Na realidade, em uma coluna da Mecânica Vertical, tem-se a situação mostrada na Figura 3.9. A temperatura, uniforme para cada porta, *varia de sub bastidor para sub bastidor*. Quanto mais longe do solo maior o nível de temperatura. Então, as equações propostas são adequadas apenas para o módulo que fica mais próximo do solo.

Para esta configuração encontra-se na literatura um número reduzido de publicações como, por exemplo, as de *Kishinami & Seki*[41] e *Hayday et al.*[37].

Carvalho Filho[21] apresenta uma metodologia para abordar esse tipo de problema através de uma transformação de variáveis nas equações fundamentais, que resulta em duas equações diferenciais parciais acopladas. Estas são aproximadas por diferenças finitas, chegando-se a um sistema diferencial ordinário acoplado, que é resolvido por integração numérica pelo método de Adams-Moulton. Seus resultados serão utilizados na presente pesquisa. Assim, tem-se:

$$h = h(x) \quad (3.60)$$

onde x é a coordenada ao longo da altura da coluna. A Tabela 3.1 mostra a variação do coeficiente de película para o caso intermediário de *um e meio*

watt por placa. Analogamente se obtém os valores para o coeficiente de película que rege a convecção natural ao longo da porta, para outros valores de potência. É importante se ter em mente que esse procedimento fornece um valor subestimado pois h foi determinado admitindo-se regime laminar.

O efeito de algumas condições de contorno nas bordas laterais da porta foi estudado por *Sparrow & Azevedo*[58]. Eles demonstraram que um eventual fluxo horizontal, induzido apenas pela placa isotérmica, não altera as características da transferência de calor na mesma.

3.4.2 Duto lateral

Conforme foi feito anteriormente, considera-se paredes isotérmicas e com radiossidade uniforme. Além disso, admite-se que as duas superfícies paralelas tenham a mesma temperatura, pois a distribuição de potência ao longo do equipamento será uniforme, cujo valor seja superior à do ar da sala. Os estudos realizados por *Burch et al.*[16] comprovam que, novamente, a hipótese de placas planas isotérmicas é plenamente aceitável, já que a condutividade do alumínio é bastante elevada.

No duto lateral o número de Reynolds será dado por:

$$Re = \frac{v b}{\nu} \quad (3.61)$$

onde:

$v \equiv$ velocidade média do fluxo

$b \equiv$ espaço entre colunas

$\nu \equiv$ viscosidade cinemática do ar

de forma que esse parâmetro adimensional permanece entre dois limites:

- sub bastidor mais próximo do solo - $v = 0.2 \text{ m/s}$
- sub bastidor no topo - $v = 0.6 \text{ m/s}$

resultando em:

$$140 < Re < 360 \quad (3.62)$$

Em consequência, o número de Peclet Pe será:

$$Pe = Re Pr \quad (3.63)$$

$$100 < Pe < 250 \quad (3.64)$$

As pesquisas realizadas por *Chow et al.*[23] levaram à conclusão de que os efeitos da condução axial tornam-se significativos apenas para escoamentos com número de Peclet menor do que cinquenta. Portanto, esse fenômeno pode ser desprezado na equação da energia que rege o presente sistema.

- Radiação.

No canal lateral, visto na Figura 3.10, pode se calcular as radiosidades das superfícies se se conhecer suas temperaturas, através da seguinte expressão:

$$B_i = (1 - \epsilon_i) \sum_{j \neq i} F_{ij} B_j + \epsilon_i E_{ni} \quad (3.65)$$

$$i = 1, 2, \dots, 10$$

Assim, numericamente, encontra-se o valor de cada radiosidade. A seguir, trata-se da transferência de calor por convecção neste duto.

- Convecção Natural.

O ar que alimenta o canal entra no mesmo com uma velocidade u_0 (admitida uniforme), cujo perfil será alterado à medida que o fluido caminha, devido à convecção natural, em direção ao topo.

O campo de temperaturas também sofre uma modificação, de acordo com o que é mostrado na Figura 3.11 .

Como o ar tem número de Prandtl próximo à unidade, ambos os perfis desenvolvem-se, praticamente, ao mesmo tempo. Nota-se que existem duas regiões distintas:

- uma *em desenvolvimento*
- uma *totalmente desenvolvida*

A primeira é caracterizada por uma variação nos perfis do escoamento ao longo da direção do fluxo. A partir de certo ponto, os campos de velocidade e temperatura não mais se alteram, sendo atingido o regime 'totalmente desenvolvido'.

Portanto, se a largura b do duto for suficientemente pequena, então, a uma certa distância L_t da base do canal, *todo o ar contido neste estará a uma temperatura igual à das paredes T_0* . Como os níveis de temperatura atingidos pelas paredes externas de um equipamento de transmissão digital são relativamente baixos, a velocidade do fluxo de ar também é pequena e, então, essa deve ser a situação que realmente ocorre no presente caso.

A partir de L_t , até o topo do canal, *não mais existirá troca de calor* entre a parede e o ar. Haverá, portanto, somente um fluxo de massa ascendente, que estará sendo forçado para cima pelo ar que sobe devido à convecção natural que existe na parte inferior do duto.

O primeiro estudo detalhado sobre as características térmicas desta configuração data de 1942 e foi realizado por *Elenbaas*[31], que tem o mérito de apresentar seus resultados experimentais e expressões de correlação na forma adimensional, sendo até hoje utilizado como uma referência padrão. Partindo das equações básicas de conservação, tendo como condições de contorno na parede:

- velocidade do fluxo de ar igual a zero
- temperatura do fluxo de ar igual à da parede

ele apresentou expressões analíticas para ambos os perfis. Sua equação final para representar a transferência de calor entre placas planas verticais isotérmicas é histórica:

$$Nu = \frac{1}{24} \frac{b}{L} Gr Pr \left[1 - \exp\left(-\frac{35L}{b Gr Pr}\right) \right]^{\frac{3}{4}} \quad (3.66)$$

onde aparece um número de Grashof (Gr), dado por:

$$Gr = \frac{g}{\nu_w^2 T_\infty} (T_w - T_\infty) b^3 \quad (3.67)$$

sendo que o índice w indica que o parâmetro foi avaliado na temperatura da parede.

Devido ao pioneirismo e embasamento teórico no qual Elenbaas fundamentou sua correlação, Landis[43] sugere ser apropriado utilizar o termo *Número de Elenbaas* para designar o parâmetro:

$$\frac{b}{L} Gr Pr \quad (3.68)$$

Assim, para convecção natural entre duas placas planas verticais isotérmicas:

$$Nu = f \left(\frac{b}{L} Gr Pr \right) \quad (3.69)$$

Bodoia & Osterle[15] investigaram a convecção natural entre duas placas planas verticais aquecidas, adimensionalizando convenientemente as equações básicas, e escrevendo-as na forma de diferenças finitas para resolvê-las numericamente, através de uma forma especial do esquema de Eliminação de Gauss. Suas condições de contorno foram:

– na entrada:

- * velocidade uniforme ($u_o = cte$)
- * temperatura ambiente (T_o)
- * pressão ambiente (P_o)
- * velocidade transversal nula ($v = 0$)

– no interior do canal:

* no centro:

- perfil de velocidades com simetria axial ($\frac{\partial u}{\partial y} = 0$)

- perfil de temperaturas com simetria axial ($\frac{\partial T}{\partial y} = 0$)
- velocidade transversal nula
- * nas paredes:
 - não há deslizamento ($u = v = 0$)
 - temperatura uniforme ($T_o = cte$)
- na saída:
 - * pressão ambiente

Seu estudo baseou-se na região *em desenvolvimento*, e seus resultados são apresentados na forma de gráficos adimensionais. Nota-se que os campos de velocidade e temperatura tendem assintoticamente para a forma dos perfis que caracterizam a região totalmente desenvolvida. Os dados numéricos assim obtidos corroboraram a pesquisa de Elenbaas.

Algum tempo depois, *Aung et al.*[5] estenderam a análise para essa mesma configuração, incluindo o caso de fluxo de calor uniforme na parede, e resolvendo o sistema de equações gerado por diferenças finitas mediante o uso de uma técnica de redução de matriz, chegando às mesmas conclusões. E também realizaram testes experimentais, cujos resultados comprovaram o modelo teórico.

Um método diferente para se resolver as equações fundamentais numericamente é apresentado por *Kettleborough*[39], que se utiliza do conceito de *vorticidade* para eliminar o termo relativo à pressão nas equações de Navier-Stokes.

Quintiere & Mueller[54] apresentaram uma solução analítica aproximada das equações básicas, sujeitas às mesmas condições de contorno de *Bodoia & Osterle* [15], com uma diferença fundamental: na entrada do duto a pressão não é a atmosférica, levando-se em conta a aceleração do fluido, desde o repouso até o canal. Assim, implementando-se suas equações em um computador, verifica-se que quanto maior a velocidade inicial do fluxo, maior é a distância necessária para se atingir a região totalmente desenvolvida.

Baseando-se no valor limite do fluxo mássico que o duto seja capaz de comportar, a velocidade máxima de entrada será aproximadamente 0.7 m/s , o mesmo valor encontrado, mediante uma análise dimensional de acordo com *Bejan*[12] . Caracteriza-se dessa forma a *convecção mista* onde estão presentes a natural e a forçada. Este regime misto foi estudado por *Cebeci et al.*[22] que apresentaram soluções numéricas para dutos verticais planos, isotérmicos. Perfis de velocidade e temperatura na região de transição desde a convecção natural até a forçada foram obtidos numericamente por *Habchi & Acharya*[36].

Para a região de escoamento plenamente desenvolvido *Aung*[3] fez um estudo analítico encontrando, para o caso de temperatura de parede uniforme:

$$Nu = \frac{1}{24} PrGr \quad (3.70)$$

Aung & Worku[6] obtiveram soluções numéricas para a convecção mista.

Espaçamento ótimo entre colunas

Se uma coluna fosse suficientemente afastada daquela que está a seu lado, de forma que uma não interagisse termicamente com a outra, a situação limite de placa plana vertical seria atingida. O outro limite ocorre quando o regime plenamente desenvolvido é encontrado. Em outras palavras, existem os casos de número de Rayleigh com valor elevado, ou tendendo a zero.

Para placa plana vertical isotérmica, de altura L, diversos autores chegaram à seguinte expressão empiricamente:

$$Nu = C (Ra)^{\frac{1}{4}} \quad (3.71)$$

$$Ra = \frac{\rho^2}{\mu \kappa} g \beta c_p \Delta T L^3 \quad (3.72)$$

Para placas expostas em ar *McAdams*[50] propõe:

$$Nu = 0.59 (Ra)^{\frac{1}{4}} \quad (3.73)$$

$$10^4 < Ra < 10^9 \quad (3.74)$$

Já se existir o fluxo totalmente desenvolvido (pequeno valor para o número de Rayleigh), o número de Nusselt tende, assintoticamente, conforme *Aung et al.*[5], para o seguinte valor:

$$Nu = \left(\frac{1}{24}\right) Ra \quad (3.75)$$

$$Ra = \frac{\rho^2 g \beta c_p \Delta T}{\mu} \frac{b^4}{L} \quad (3.76)$$

Quando se sabe que uma função varia continuamente entre duas expressões limite que são bem conhecidas, pode-se compor ambas, encontrando uma só relação, que neste caso, segundo o processo sugerido por *Churchill & Usagi*[25], resultaria em:

$$Nu = \left(\frac{576}{Ra^2} + \frac{2.873}{Ra^{\frac{1}{2}}} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (3.77)$$

a qual correlaciona os dados experimentais de *Elenbaas*[31] satisfatoriamente. Este último mostrou em seu trabalho que a quantidade máxima de calor será transferida se o número de Rayleigh for igual a 46, resultando em Nusselt igual a 1.2 . Para isso:

$$\frac{b}{H} Gr_b Pr \approx 50 \quad (3.78)$$

Avaliando-se a situação de dissipação máxima, os valores dos parâmetros pertinentes conduzem a:

$$b \approx 15 \text{ mm} \quad (3.79)$$

Analicamente, *Bar-Cohen & Rohsenow*[9] determinaram para a máxima transferência de calor os números de Rayleigh e Nusselt iguais a 54.4 e 1.31, respectivamente. Assim, o espaçamento ótimo seria:

$$b_{ot} = \frac{2.714}{P^{\frac{1}{4}}} \quad (3.80)$$

com

$$P = \frac{c_p \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu \kappa H} \quad (3.81)$$

Com o equipamento em potência máxima, isso resulta em:

$$b \approx 16 \text{ mm} \quad (3.82)$$

Atualmente, os bastidores estão separados por uma distância que varia de cinco a doze milímetros. De acordo com o exposto, teoricamente, uma otimização térmica seria obtida se o espaço entre as colunas fosse ampliado para:

$$b = 20 \text{ mm} \quad (3.83)$$

que é um valor que satisfaz (3.77) e (3.80).

Na sua configuração real, muitas vezes duas colunas paralelas podem dissipar diferentes quantidades de energia, pois as placas de circuito impresso que elas acomodam podem ter funções distintas.

Aung[4] demonstra que a transferência de calor nos dutos laterais será máxima quando houver simetria, isto é, as colunas dissiparem igualmente. Em outras palavras, a assimetria diminui a eficiência térmica do canal, mesma conclusão tirada experimentalmente por *Azevedo & Sparrow*[7].

De forma semelhante ao caso da transferência de calor pela porta, este tipo de geometria também é estudado tendo como condição de contorno fluxo de calor uniforme nas paredes. Pode-se encontrar na literatura trabalhos experimentais como o de *Wirtz & Stutzman*[67], ou numéricos como o desenvolvido por *Aung et al.*[5]. Uma estimativa do aumento da temperatura da parede para este caso foi feita por *Leith*[46].

Escoamento tri-dimensional

O fato de haver um fluxo de ar entrando no duto lateral numa direção perpendicular à sua altura foi estudado por *Sparrow & Bahrami*[59], que demonstraram que essa condição não afeta a troca de calor ao longo do canal, se:

$$(b/H)Ra > 10 \quad (3.84)$$

onde:

$$Ra = \left(\frac{g\beta(T_w - T_\infty)b^3}{\nu^2} \right) Pr \quad (3.85)$$

Conseqüentemente, se este limite não for ultrapassado, pode-se considerar que o escoamento ocorra apenas na direção vertical, contra o sentido da gravidade, já que a parede apresenta temperatura superior à do ar.

Com os valores obtidos experimentalmente para os limites inferior (meio watt por cartão) e superior (dois e meio watts por placa) de potência, conclui-se que:

$$5 < (b/H)Ra < 15 \quad (3.86)$$

Logo, teoricamente, a nível de transferência de calor, pode-se admitir que o escoamento no duto lateral ocorra somente na direção vertical apenas para os casos de maior dissipação de energia. Entretanto, a comparação entre os valores experimentais e os previstos no modelo acusa uma concordância satisfatória, de modo que esta consideração não foi feita no programa.

3.4.3 Duto traseiro

O contato elétrico das placas de circuito impresso é feito através de um conector linear situado na parede traseira do bastidor. O conector, por sua vez, é acoplado a um painel traseiro, que também é um cartão de circuito impresso. Este, finalmente, é alimentado por meio de fios elétricos flexíveis, que formam vários chicotes, um para cada sub bastidor. Os chicotes passam pelo duto traseiro, saindo pela parte superior do equipamento, de onde vão para as fontes de alimentação. Portanto, esses fios formam obstáculos ao escoamento do ar nesse canal. Nota-se que a área transversal disponível para o fluxo diminui com a altura da coluna, já que, à medida que se tem mais um sub bastidor, torna-se necessário acrescentar mais um chicote àqueles que já ocupam o duto. À primeira vista pode parecer que se trata de um tubo vertical aberto no topo e fechado na base, semelhante à configuração estudada por *Lighthill*[48], mas na realidade o duto traseiro possui uma abertura na base que permite a entrada de ar o qual vai escoar ao longo do mesmo. Além disso, as frestas existentes entre a porta e a estrutura do sub bastidor permitem que uma certa quantidade de ar atravesse a unidade térmica, saindo pelo duto traseiro, aumentando o grau de resfriamento do componente por meio de convecção.

- Radiação.

Como este duto traseiro é um tubo vertical com seção transversal retangular (ver Figura 3.12) apoiado no solo, ele pode trocar calor por radiação com o ambiente da sala somente pelo topo. Os fios de ligação elétrica reduzem a área transversal disponível em setenta por cento, restando apenas 15 cm^2 . Em consequência, despreza-se esta troca radiante. Observa-se que na configuração real, a quantidade de fios é ainda maior, praticamente impossibilitando o resfriamento por radiação térmica.

- Convecção Natural.

Como o duto traseiro tem seção transversal retangular foi utilizado o conceito de *diâmetro hidráulico* - D_H - para se poder avaliar o número de

Rayleigh ⁴ nessa geometria.

$$D_H = \frac{4 A}{P} \quad (3.87)$$

onde:

$A \equiv$ área

$P \equiv$ perímetro molhado

O tipo de equipamento testado apresentou, para o escoamento no duto traseiro, uma variação do número de Rayleigh entre dez e trinta e cinco.

Davis & Perona[27] analisaram a convecção natural em tubos cilíndricos verticais, através de um método de diferenças finitas para solucionar as equações da camada limite, concluindo que o fluxo 'plenamente desenvolvido' só pode ser admitido quando o número de Rayleigh for pequeno (menor do que trinta). Para o caso de temperatura de parede uniforme:

$$Nu = 0.61(Gr^* Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (3.88)$$

$$Gr^* Pr > 10^3 \quad (3.89)$$

ou

$$Nu = \frac{1}{16} Gr^* Pr \quad (3.90)$$

$$Gr^* Pr < 30 \quad (3.91)$$

sendo:

$$Gr^* = \frac{g}{T_{\infty} \nu^2} (T_w - T_{\infty}) \frac{r_o^4}{H} \quad (3.92)$$

⁴Ra = Gr × Pr = $\frac{\beta g}{\nu^2} (T_{parede} - T_{amb}) \frac{r^4}{l} \times Pr$, onde r é o raio do tubo.

onde r_o representa o raio hidráulico do tubo.

Sua pesquisa foi corroborada por *Carneiro & Fernandes*[19], que também estenderam os resultados para outros números de Prandtl, diferentes do do caso do ar. Além disso, apresentaram a seguinte expressão para o número de Nusselt médio:

$$Nu = \frac{1}{16L^+} \left[1 - \exp \left[- \frac{12.896 \frac{Pr^{0.144}}{(5/3 + Pr)^{1/4}} (L^+)^{3/4}}{(1.4777 + 164.445L^+)^{0.106}} \right] \right] \quad (3.93)$$

onde:

$$Nu = \frac{h r_o}{\kappa} \quad (3.94)$$

$$L^+ = \frac{l/r_o}{Gr Pr} \quad (3.95)$$

$$Gr = \frac{g\beta}{\nu^2} (T_w - T_\infty) r_o^3 \quad (3.96)$$

Sob o regime de fluxo totalmente desenvolvido, *Sparrow & Patankar*[62] mostraram que, admitindo-se o campo de velocidades de Poiseuille, numericamente, chega-se à conclusão de que o número de Nusselt irá variar entre 4.364 e 3.657, que correspondem, respectivamente, à condição de contorno na parede de *fluxo de calor constante e temperatura uniforme*. Aqui:

$$Nu = \frac{q}{T_w - T_b} \frac{2r_o}{\kappa} \quad (3.97)$$

onde:

$q \equiv$ fluxo de calor

$T_b \equiv$ temperatura de mistura

Observe-se que este trabalho demonstra que o caso de *temperatura uniforme* pode ser uma situação particular de *fluxo de calor* com uma variação exponencial negativa ao longo da altura.

Zeldin & Schmidt[68] desenvolveram uma solução numérica para a convecção mista em tubos verticais isotérmicos. O escoamento sob este regime também foi estudado por *Scheele & Hanratty*[56] que examinaram a estabilidade de um fluxo que é aquecido enquanto escoava através de um tubo cilíndrico vertical.

3.4.4 Base

- Radiação.

Na Figura 3.13 vê-se um detalhe da base de uma coluna típica de Mecânica Vertical. Entre o solo e o primeiro sub-bastidor há um bloco de aço cuja finalidade é sustentar a coluna na posição vertical. Nota-se que existe um pequeno espaço entre ele e a base do módulo.

A base da coluna é admitida como sendo uma placa plana de alumínio horizontal, distante três centímetros de uma superfície também horizontal. Como essa separação é relativamente pequena, e o equipamento irá operar em regime permanente, despreza-se as trocas radiantes que possam haver através da base.

- Convecção Natural.

Esta superfície é admitida como sendo uma placa plana horizontal aquecida por cima. Segundo *Fujii & Imura*[35], para este caso, o número de Nusselt médio será representado por:

$$Nu_f = 0.58(Gr_f Pr_f)^{1/5} \quad (3.98)$$

onde o índice f significa que as propriedades do fluido foram avaliadas à temperatura de película. A equação será válida no intervalo:

$$10^5 < Gr_f Pr_f < 10^{11} \quad (3.99)$$

3.4.5 Topo

- Radiação.

Admite-se que o topo apresente uma troca de calor radiante com as paredes da sala, comportando-se como um pequeno corpo cinza no interior de uma grande cavidade, dada por:

$$q_R = \epsilon \sigma A (T_t^4 - T_\infty^4) \quad (3.100)$$

- Convecção Natural.

Aqui ocorre a situação de placa horizontal aquecida por baixo. O fluxo de ar está acima da superfície.

Nessas condições, *Fujii & Imura*[35] realizaram estudos que resultaram nas seguintes correlações para o número de Nusselt médio que representa a transferência de calor por convecção natural:

$$Nu_f = 0.54(Gr_f Pr_f)^{1/4} \quad (3.101)$$

para:

$$2 \times 10^4 < Gr_f Pr_f < 8 \times 10^6 \quad (3.102)$$

e:

$$Nu_f = 0.15(Gr_f Pr_f)^{1/3} \quad (3.103)$$

se:

$$8 \times 10^6 < Gr_f Pr_f < 10^{11} \quad (3.104)$$

3.5 Diferença de Temperatura entre as Paredes Interna e Externa de um sub-bastidor

A resistência térmica de uma placa de espessura e e área A é dada por:

$$R = \frac{e}{\kappa A} \quad (3.105)$$

sendo κ a condutividade térmica do material. Fazendo um cálculo aproximado para a parede lateral de um sub-bastidor encontra-se:

$$R = 4 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.106)$$

que é um valor relativamente pequeno, evidenciando que praticamente não existe uma variação de temperatura entre as superfícies interna e externa da estrutura.

3.6 Transferência de Calor entre os Sub bastidores de uma mesma Coluna

Os dados experimentais colhidos em laboratório mostraram que a temperatura diminui nas extremidades superior e inferior de cada sub-bastidor. Cada um deles troca calor com o ambiente através da porta e das paredes laterais (duto lateral) e traseira (duto traseiro). Aquele que se localiza na parte mais alta da coluna apresenta uma superfície a mais para a transferência de calor com o ambiente da sala: o *topo* do módulo, sujeito à radiação e convecção natural (seção 3.4.5). Por isso ocorre o decréscimo da temperatura no topo desse sub-bastidor.

Já a base de cada módulo permanece apoiada sobre uma lingüeta de alumínio fundido, conforme indica a Figura 3.14. Esta, provavelmente, conduz uma parcela da energia gerada no sub-bastidor até o duto traseiro, atuando como uma espécie de aleta.

Entretanto, a análise e modelamento deste mecanismo de transferência de calor está fora do escopo deste trabalho, ficando aqui a sugestão para que seja feito oportunamente.

3.7 O Modelo Teórico

Nas seções anteriores foi mostrado como os caminhos percorridos pelo calor, desde sua geração nos resistores até sua dissipação no ambiente da sala, foram determinados e analisados qualitativa e quantitativamente.

Agora, passa-se à segunda etapa da seqüência proposta no item 3.2 para o desenvolvimento de um modelo que simule o comportamento térmico da Mecânica Vertical Padrão, ou seja, formular e resolver o sistema de equações correspondentes à malha térmica que representa o equipamento.

A origem do sistema de equações pertinentes está nos *balanços de energia*:

- no resistor (equação 3.36)
- na parte interna da unidade térmica (equação 3.44)
- na parte externa da unidade térmica (equação 3.46)

Cada nó da malha mostrada na Figura 3.1 indica uma superfície da unidade térmica. Em cada um deles vale a *lei de Kirchhoff* da conservação da corrente:

$$\left(\begin{array}{c} \text{somatória das correntes} \\ \text{que chegam} \\ \text{em um nó} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{somatória das correntes} \\ \text{que deixam} \\ \text{o nó} \end{array} \right) \quad (3.107)$$

Representando genericamente por cic_{ij} o fluxo de calor trocado por condução, convecção ou radiação, pode-se adotar:

- $cic_{ij} > 0 \rightarrow$ corrente saindo do nó
- $cic_{ij} < 0 \rightarrow$ corrente entrando no nó

onde:

$$cic_{ij} = \frac{T_i - T_j}{RC_{ij}}$$

Assim, a taxa líquida de energia em cada superfície da cavidade térmica será dada por:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= qp_1 + cic_{2-1} + cic_{4-1} - cic_{1-7} - cic_{1-8} - cic_{1-11} \\
Q_2 &= qp_2 + cic_{5-2} - cic_{2-1} - cic_{2-3} - cic_{2-8} - cic_{2-11} \\
Q_3 &= qp_3 + cic_{2-3} + cic_{6-3} - cic_{3-8} - cic_{3-10} - cic_{3-11} \\
Q_4 &= qp_4 + cic_{5-4} - cic_{4-9} - cic_{4-7} - cic_{4-1} - cic_{4-11} \\
Q_5 &= qp_5 - cic_{5-2} - cic_{5-6} - cic_{5-9} - cic_{5-4} - cic_{5-11} \\
Q_6 &= qp_6 - cic_{6-3} - cic_{6-9} + cic_{5-6} - cic_{6-10} - cic_{6-11} \quad (3.108) \\
Q_7 &= cic_{11-7} + cic_{1-7} + cic_{4-7} + cic_{8-7} + cic_{9-7} - cic_{7-12} \\
Q_8 &= cic_{11-8} + cic_{1-8} + cic_{2-8} + cic_{3-8} - cic_{8-7} + cic_{10-8} - cic_{8-12} \\
Q_9 &= cic_{11-9} + cic_{4-9} + cic_{5-9} + cic_{6-9} - cic_{9-7} + cic_{10-9} - cic_{9-12} \\
Q_{10} &= cic_{3-10} + cic_{6-10} - cic_{10-8} - cic_{10-9} - cic_{10-12} + cic_{11-10} \\
Q_{11} &= cic_{1-11} + cic_{2-11} + cic_{3-11} + cic_{4-11} + cic_{5-11} + cic_{6-11} \\
&\quad - cic_{11-7} - cic_{11-8} - cic_{11-9} - cic_{11-10}
\end{aligned}$$

onde qp_i é a energia gerada na região i .

Essa taxa líquida de transferência de calor em cada superfície da unidade térmica deve ser igual à troca de energia radiante pois considera-se que o equipamento esteja em regime permanente. Logo, sendo conhecidos os valores da temperatura e do fluxo radiante em cada superfície, utiliza-se para o cálculo de cada radiosidade a seguinte equação:

$$B_i = \sigma T_i^4 - \left(\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i} \right) \frac{Q_i}{A_i} \quad (3.109)$$

De posse das radiosidades, um rearranjo na equação 3.45 permite que se obtenha:

$$\sum_{j=1}^{11} \frac{B_j - B_i}{(A_i F_{ij})^{-1}} + Q_i = 0 \quad (3.110)$$

que nada mais é do que a conservação da corrente em um nó, compondo um conjunto de 11 equações lineares e não-homogêneas para as 11 radiosidades B_i . Nota-se que o sistema é não-linear para as temperaturas (equação 3.107).

A seqüência básica do programa será:

- admitir valores iniciais para as temperaturas T_i
- calcular os valores das resistências térmicas que dependem da temperatura
- determinar as temperaturas do resistor e da epóxi
- encontrar as correntes nos diversos ramos da malha térmica, exceto as que se referem às trocas radiantes
- utilizar o conjunto de equações 3.106 para calcular os fluxos líquidos Q_i de energia radiante em cada superfície
- substituir Q_i e T_i na equação 3.107 , determinando a radiosidade B_i para as diversas superfícies
- verificar o balanço de energia dado pela equação 3.108

- o passo anterior produzirá resíduos que irão gerar correções nos valores admitidos para as temperaturas, devendo-se voltar à segunda etapa deste procedimento.

Para resolver o sistema de equações não-lineares gerado pelas equações 3.106, 3.107 e 3.108, foi utilizada uma solução numérica baseada no *método de Newton-Raphson*, segundo um programa geral de resolução de sistemas de equações algébricas não-lineares apresentado em *Stoecker*[64]. O Anexo 3 contém alguns comentários sobre este método.

O algoritmo utilizado foi desenvolvido em linguagem *FORTRAN*, composto por:

- um *programa principal* com todas as constantes do sistema (dimensões, fatores de forma, etc), o campo inicial de temperaturas e o processo iterativo.
- uma sub-rotina (*EQNS*) que contém as equações particulares do sistema (eqs 3.106) e as expressões das resistências térmicas dependentes da temperatura.
- uma sub-rotina (*PARDIF*) que calcula derivadas parciais.
- uma sub-rotina (*GAUSSY*) que resolve um sistema de equações lineares pelo *Método de Eliminação de Gauss*.
- uma sub-rotina (*PROP*) que fornece os valores de diversas propriedades do ar em função da temperatura (válida para a faixa de 200 a 400 graus Kelvin). São elas a *densidade*, o *calor específico*, a *viscosidade dinâmica* e a *condutividade térmica*.

No programa desenvolvido por *Stoecker*[64], se o sistema de equações fosse linearmente dependente, o cálculo iterativo seria interrompido. Entretanto, *há a possibilidade de o conjunto de equações lineares ser dependente sem que o sistema não-linear original o seja*. Isto pode ocorrer para um grupo particular de valores aproximativos. Por isso, *Figueiredo*[33] alterou a sub-rotina *GAUSSY* de modo que se uma equação dependente for obtida, ela será desconsiderada nesse passo da iteração e o valor da correção correspondente é admitido como sendo igual a

zero. As demais correções são determinadas normalmente e o programa continua, enviando uma mensagem ao usuário. Além disso, para aumentar a estabilidade do método numérico, Figueiredo impõe que os resíduos diminuam. Se, em algum passo eles aumentarem, a iteração volta ao momento anterior, sendo introduzido um fator de relaxação não unitário. Este é ajustado automaticamente por meio de um parâmetro multiplicativo até que os resíduos efetivamente diminuam ou que as iterações sejam interrompidas por ter-se atingido um valor mínimo pré-definido, o que indicará divergência das equações. À medida que os valores das variáveis se aproximem da solução do problema, o fator de relaxação tende a tornar-se desnecessário, e assim, periodicamente, tenta-se aumentar os resíduos.

As derivadas parciais das equações do sistema são calculadas numericamente na sub-rotina *PARDIF*. Inicialmente determina-se o valor da função para um dado conjunto de valores das variáveis. Mantendo-se fixas todas as variáveis, exceto uma, que é acrescida de um número suficientemente pequeno, recalcula-se o valor da função. A sua derivada parcial, em relação à variável incrementada, é igual à diferença entre os dois valores dividida pelo incremento.

Na sub-rotina *GAUSSY* o método da *pivotação completa* ou *pivotamento central* foi utilizado. Assim, os multiplicadores para a triangulação da matriz dos coeficientes no método de eliminação de Gauss tornam-se menores do que a unidade, controlando-se a ampliação dos erros de arredondamento nas multiplicações realizadas.

O algoritmo trabalha com a chamada *precisão dupla*, permitindo que o computador realize as operações com o dobro de casas decimais empregadas em precisão simples.

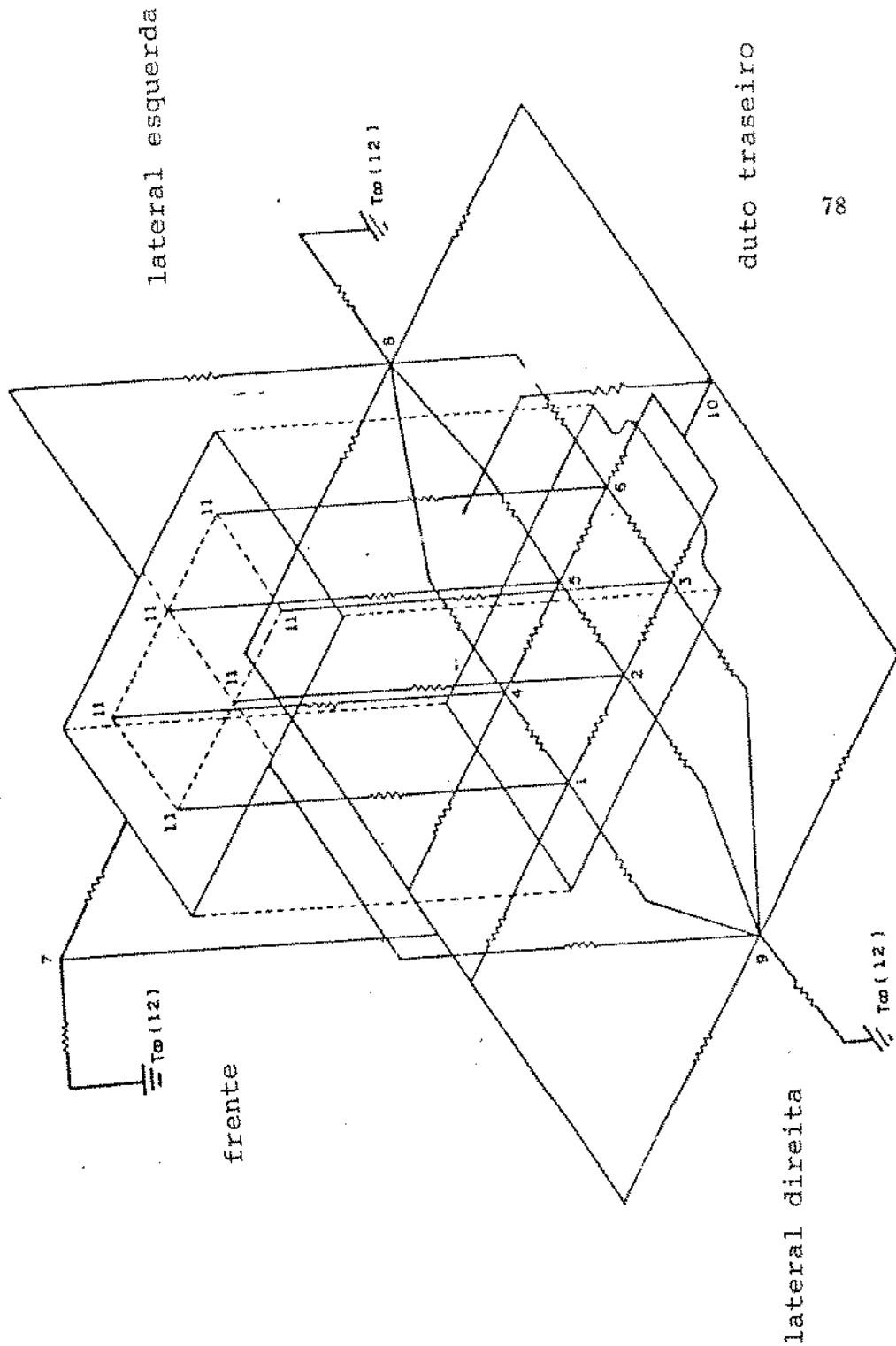
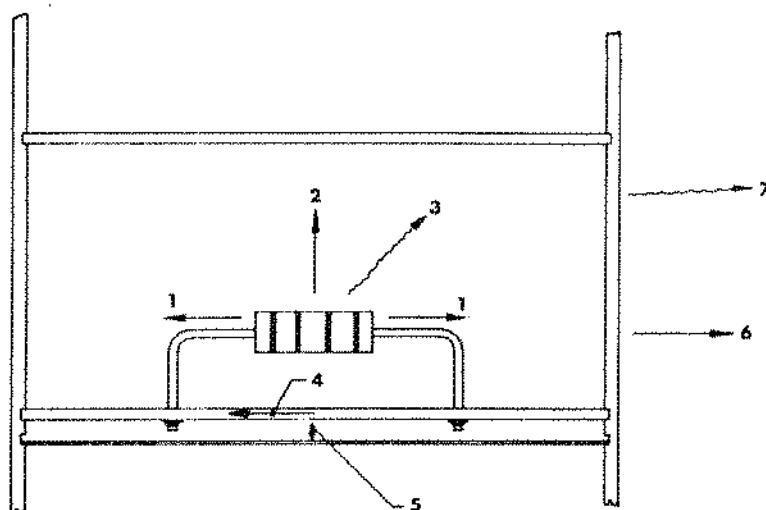


Figura 3.1: Malha térmica que representa a cavidade térmica.



- 1- Condução através dos terminais
- 2- Convecção até blindagem superior
- 3- Radiação até blindagem superior
- 4- Condução através do cartão
- 5- Condução e Radiação até blindagem inferior
- 6- Convecção para ambiente da sala
- 7- Radiação para o ambiente da sala

Figura 3.2: Trocas de calor dentro da cavidade térmica.

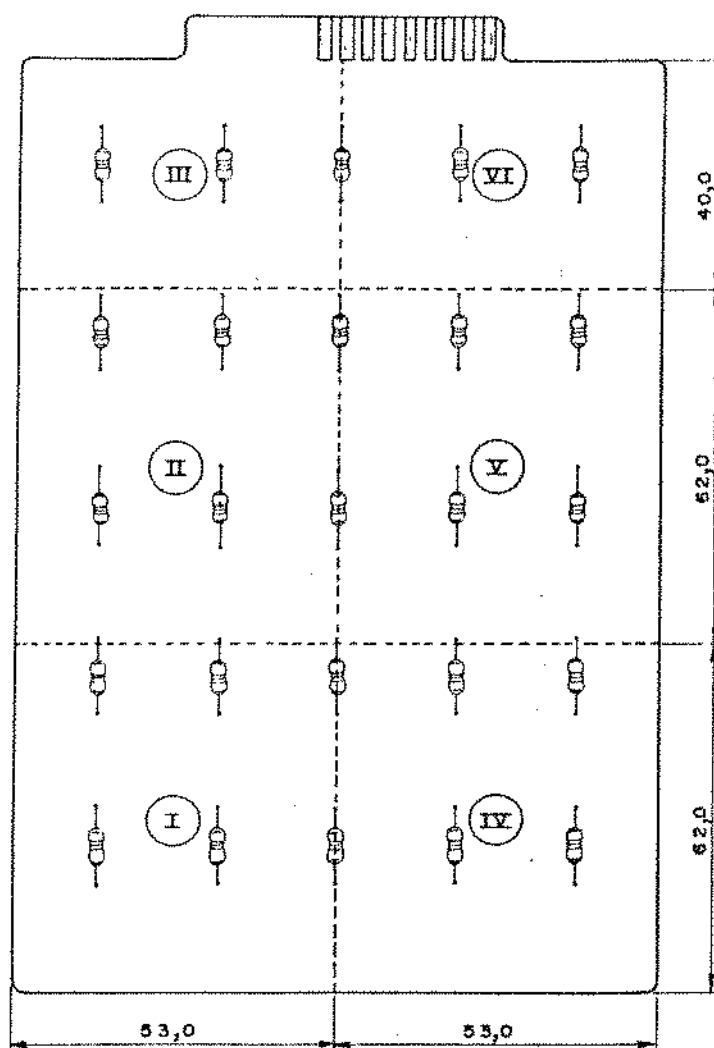


Figura 3.3: Placa de circuito impresso apresentando a divisão em seis regiões imaginárias.

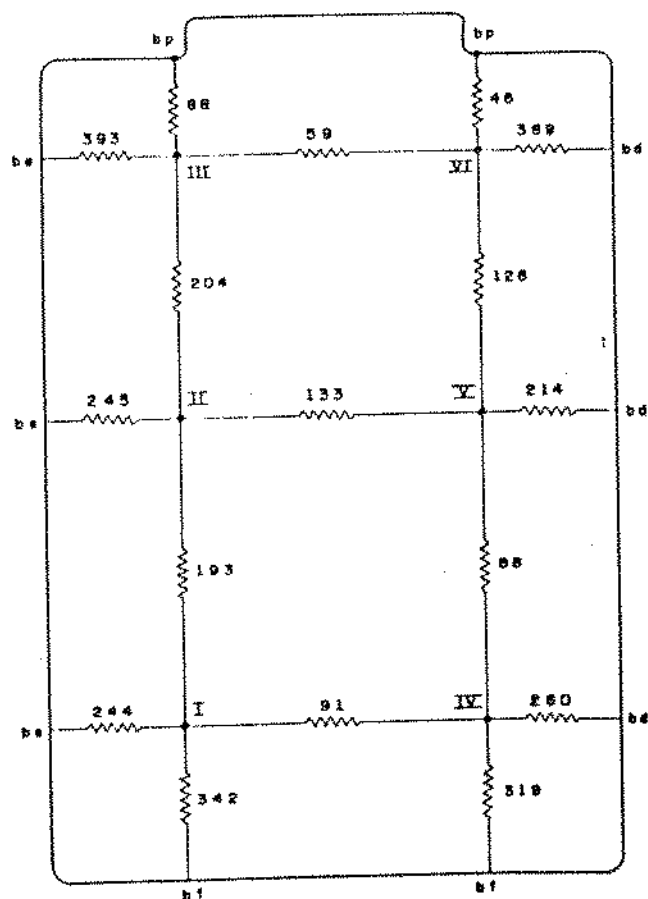


Figura 3.4: Resistência térmica de condução através do material do cartão.

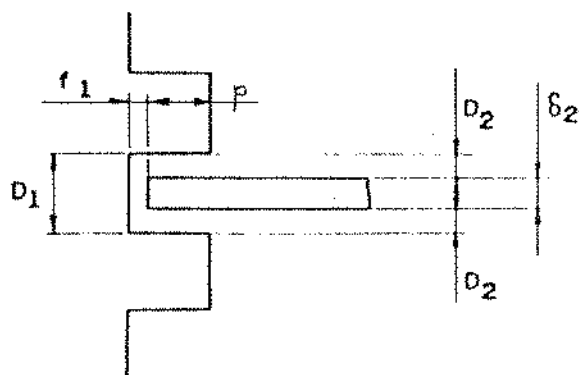


Figura 3.5: Cartão preso no conector traseiro, ficando em suspenso com relação às guias da parede lateral.

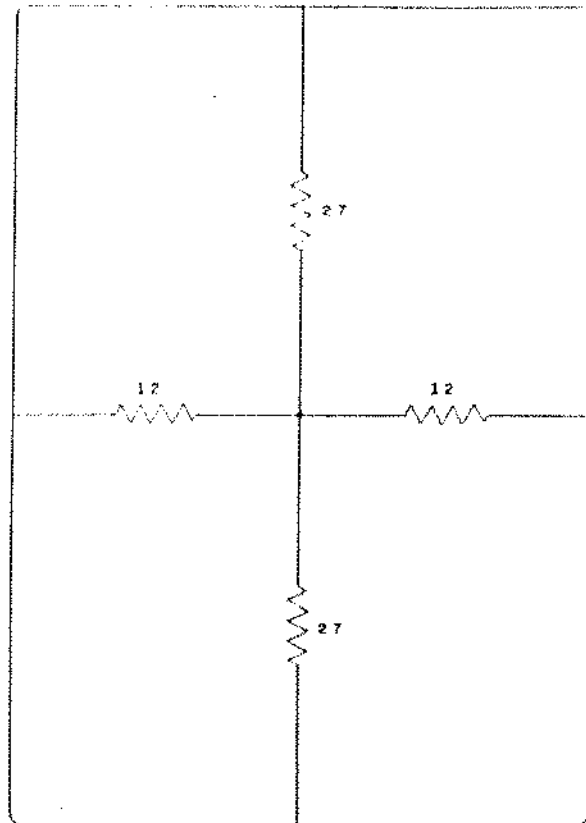


Figura 3.6: Resistência térmica de condução associadas à blindagem magnética.

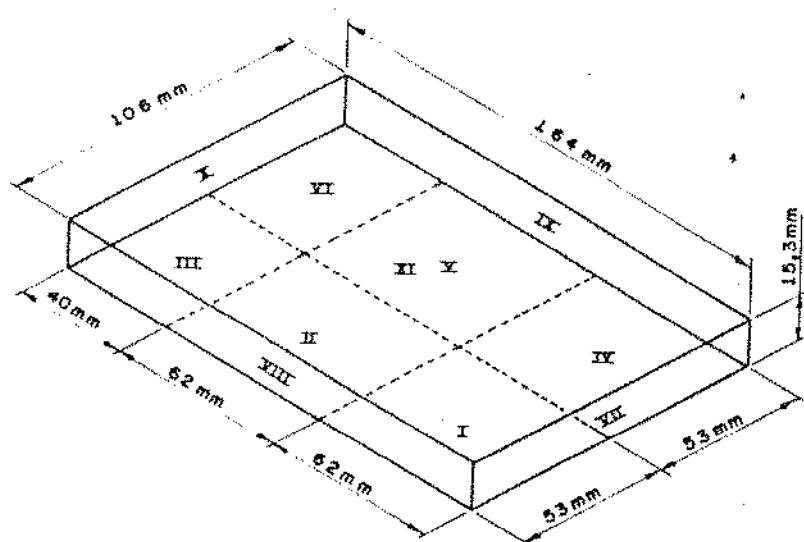


Figura 3.7: Representação do plano fictício para o cálculo das trocas radiantes dentro da unidade térmica.

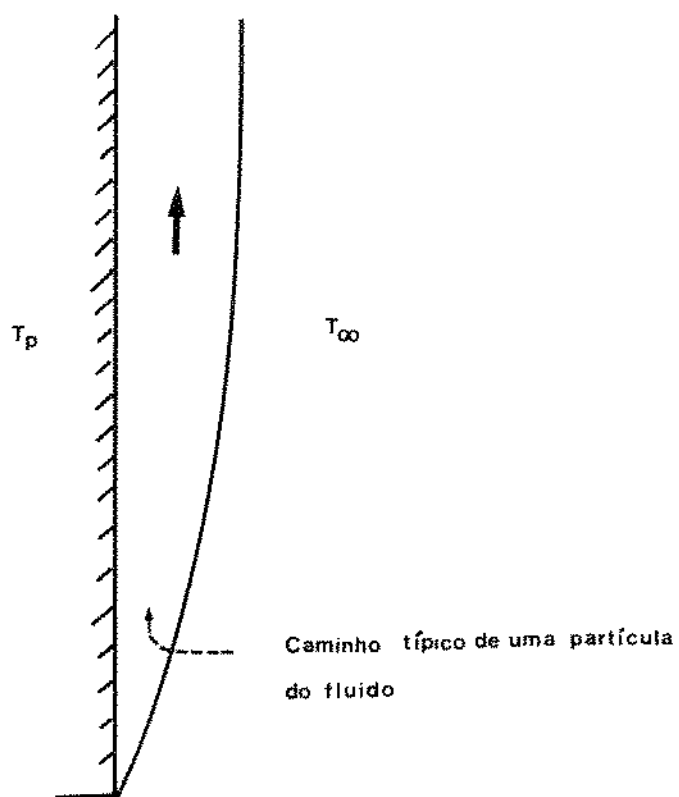


Figura 3.8: Camada limite em uma placa plana vertical, cuja temperatura é superior à do ambiente.

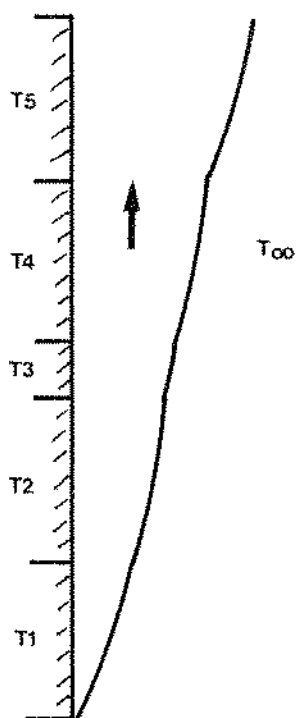


Figura 3.9: Distribuição de temperaturas ao longo de uma coluna. A camada limite é *descontínua*.

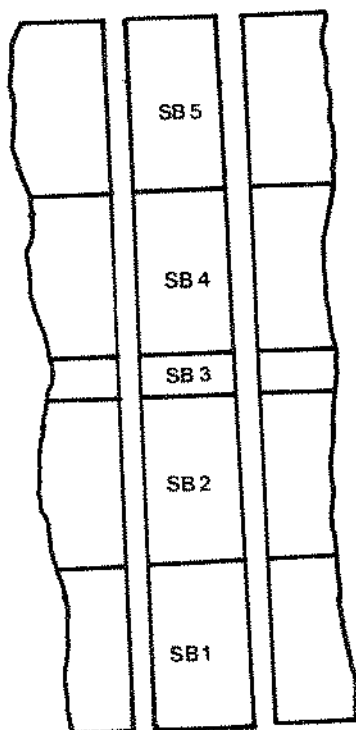


Figura 3.10: Duto lateral.

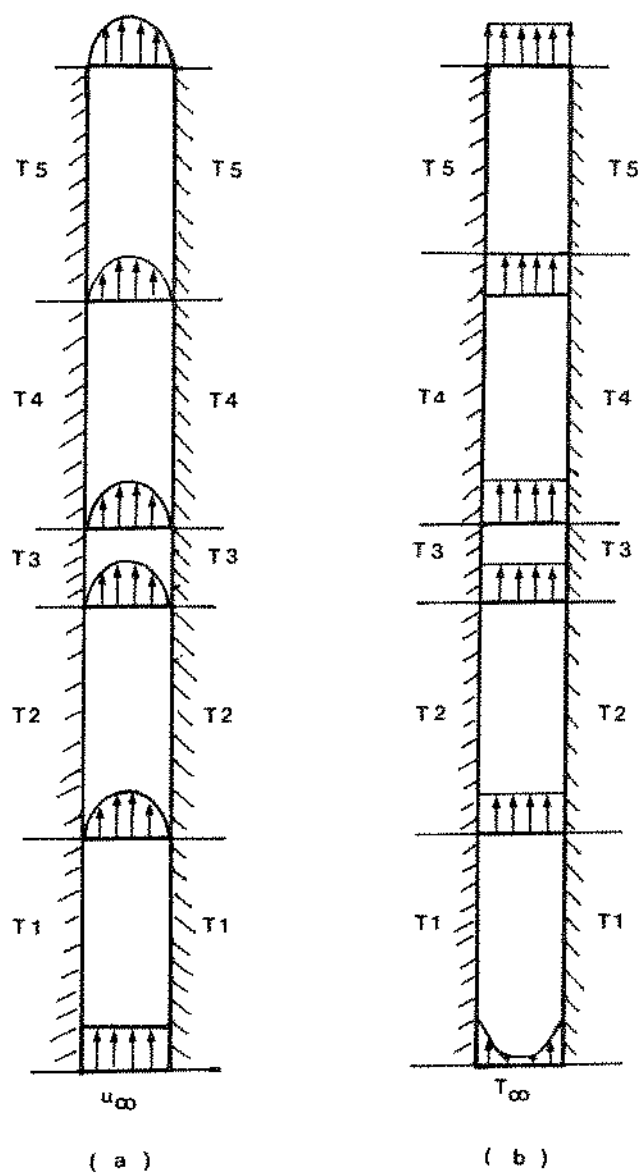


Figura 3.11: Perfis de velocidade (a) e temperatura (b) no duto lateral.

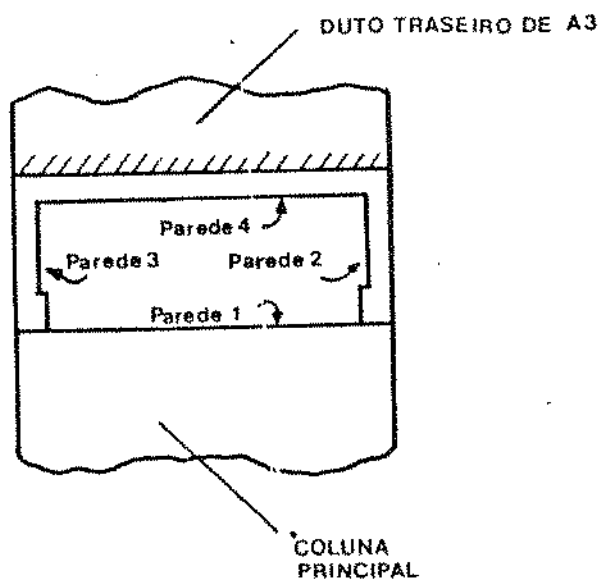


Figura 3.12: Seção transversal do duto traseiro.

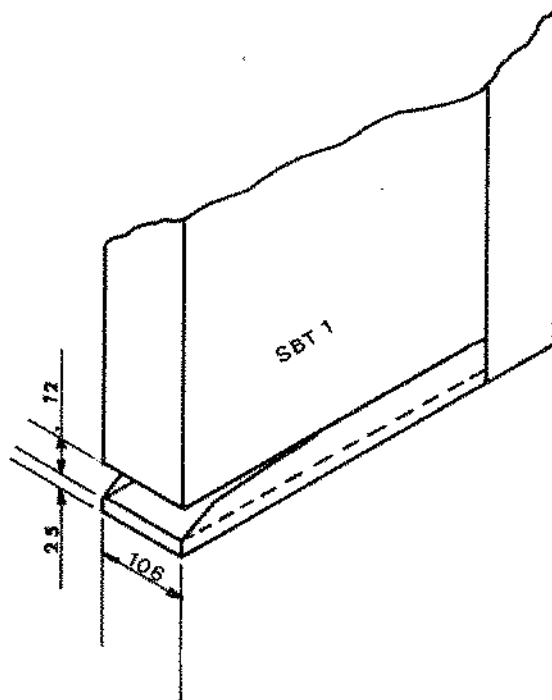


Figura 3.13: Base de uma coluna de MVP.

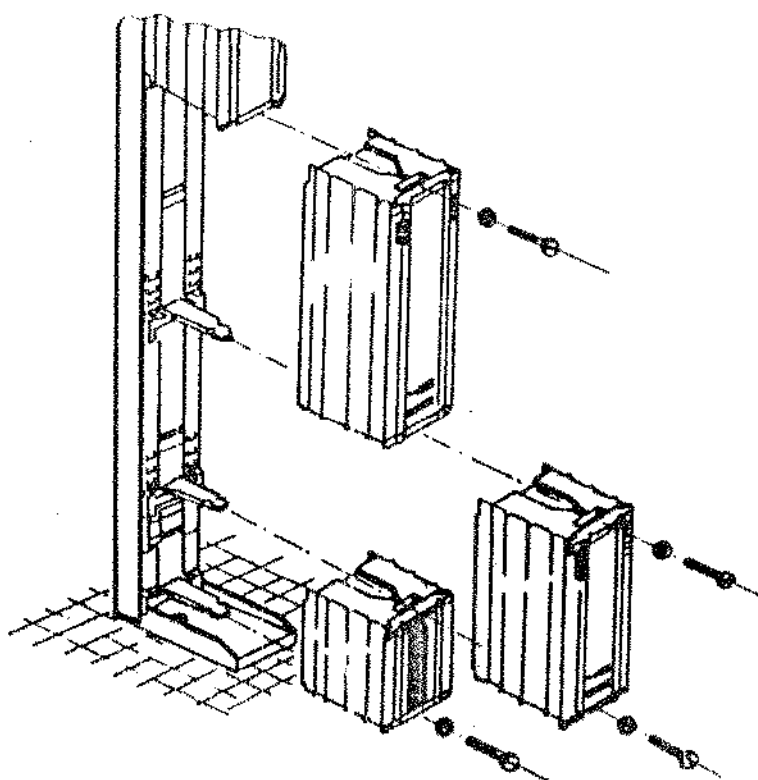


Figura 3.14: Fixação dos sub-bastidores em uma coluna de MVP.

<i>SB</i>	x [m]	h [W/m ² °C]
SB1	0.04	4.19
	0.08	3.52
	0.12	3.18
	0.16	2.96
	0.20	2.80
	0.24	2.68
	0.28	2.58
	0.32	2.49
	0.36	2.42
	0.40	2.36
	0.44	2.30
	0.48	2.25
	0.52	2.21
	0.56	2.16
SB2	0.57	2.28
	0.60	2.14
	0.64	2.09
	0.70	2.03
	0.76	1.99
	0.81	1.94
	0.87	1.91
	0.92	1.87
	0.98	1.84
	1.04	1.81
	1.09	1.78
SB3	1.15	3.23
	1.18	2.57
	1.20	2.36
	1.22	2.25
SB4	1.25	4.11
	1.27	3.18
	1.33	2.76
	1.39	2.54
	1.44	2.40
	1.50	2.30
	1.55	2.22
	1.61	2.15
	1.67	2.10
	1.72	2.05
	1.78	2.01
SB5	1.81	3.67
	1.83	2.88
	1.89	2.56
	1.95	2.39
	2.00	2.28
	2.06	2.20
	2.11	2.14
	2.17	2.09
	2.23	2.04
	2.28	2.00
	2.33	1.96

Tabela 3.1: Coeficiente de película local ao longo da altura da coluna, para dissipação de *um e meio watt* por placa.

Capítulo 4

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

4.1 Introdução

Neste capítulo será explicado como foram conduzidos os experimentos que corroboraram o modelo teórico.

Como foi visto, é necessário medir a temperatura:

- de componentes eletrônicos
- de placas de circuito impresso
- de paredes metálicas
- do ar que flui dentro de canais
- do ar ambiente

O intervalo, comum em equipamentos digitais semelhantes ao analisado, varia de dez a cento e trinta graus Celsius.

O instrumento de medida mais indicado nestes casos é um *termômetro elétrico*, pois tem como características facilidade de manuseio, baixo tempo de resposta, configuração física adequada, confiabilidade, baixo custo, etc. Há três tipos que poderiam ser aplicados:

- termistor
- termo-resistor
- termopar

O TERMISTOR é um composto sinterizado de óxidos metálicos, com características de um semi-condutor. O efeito da temperatura sobre ele é o inverso daquele que ocorre em metais puros: quando ela aumenta, o valor de sua resistividade diminui. Ele é extremamente sensível a diferenças de temperatura. Por exemplo a resistividade de um termistor típico varia trinta vezes entre 25° e 125°C, evidenciando um comportamento exponencial com aquela propriedade termodinâmica. Porém, sendo delicado, dificulta a leitura de temperaturas de superfícies sólidas, exigindo sistemas de proteção para o sensor.

O TERMO-RESISTOR, conhecido desde meados de 1820, baseia-se no fato de que a resistência elétrica dos metais depende da temperatura, descoberta creditada a Humphrey Davy. O sensor é um elemento resistivo, geralmente feito de platina, cuja variação com a temperatura é bem determinada, estável e reproduzível, sendo resistente aos ataques do meio, como corrosão, difusão de substâncias estranhas, envelhecimento, etc. Entretanto, suas dimensões não são adequadas para as leituras requeridas.

Já o TERMOPAR funciona segundo o princípio da *termoeletricidade*. Em 1821, Thomas Johan Seebeck descobriu que, quando as junções de dois metais distintos formando um circuito fechado são expostas a diferentes temperaturas, uma força eletromotiva térmica é gerada e induz uma corrente elétrica contínua, proporcional à diferença de temperatura. O efeito Seebeck está relacionado à conversão líquida de energia térmica em elétrica com o aparecimento de uma corrente elétrica. Este é, provavelmente, o mais versátil dos instrumentos de medida de temperatura, e tem sido aplicado em toda a faixa da vizinhança do zero absoluto até três mil graus Celsius. O elemento sensor pode ser feito arbitrariamente pequeno, possibilitando leituras precisas para um ponto. Sua baixa capacidade térmica, resultante dessa característica, fornece uma rápida resposta. O termopar é muito barato e de fácil construção. O aparelho indicador pode ser um milivoltímetro, auxiliado por uma tabela de conversão, ou um leitor de termopares, que apresenta a resposta diretamente numa escala termométrica, no presente caso graus Celsius. Ele pode ser instalado a uma certa distância do local de medida e fazer a leitura de vários termopares ao mesmo tempo, alternadamente.

Assim, o TERMOPAR foi a opção escolhida.

Para o intervalo considerado (dez a cento e trinta graus Celsius) pode-se utilizar os tipos:

- J - ferro/constantan ⁵
- T - cobre/constantan

Existe no laboratório um equipamento para soldagem de termopares por meio de descarga da energia acumulada em um banco de capacitores. Isto ocorre em uma atmosfera neutra, de argônio, para impedir eventuais oxidações. Experiências seguidas demonstraram que é mais fácil se trabalhar com o tipo T. Os fios utilizados eram de bitola AWG 32 e AWG 36, sendo os últimos aplicados apenas sobre os resistores.

Os termopares foram calibrados com o auxílio de um termômetro de vidro (bulbo de mercúrio) como padrão no intervalo de dois banhos de referência:

- água destilada a zero grau (água e gelo)
- em ebulição a 98 graus (a 715 mm Hg)

A transferência de calor por convecção pode ocorrer sob dois regimes: *laminar* ou *turbulento*. Os parâmetros que indicam qual deles está presente são os níveis de *temperatura* e *velocidade* do escoamento. Portanto, esta última também será medida. Isto pode ser feito mediante o uso de um ANEMÔMETRO:

4.2 Medidas Experimentais

Qualquer equipamento eletrônico ⁶ quando for ligado, isto é, quando ele receber energia elétrica de uma rede, necessita de um certo período de tempo até

⁵ *Constantan (Ct)* é o nome comercial de uma liga de cobre-níquel. As quantidades relativas de cada elemento são variáveis, dependendo da aplicação. Por exemplo, o constantan do tipo J é diferente do do T.

⁶ Não estão sendo considerados os circuitos com alguma espécie de temporizador, que ligam e desligam periodicamente.

que seus circuitos estejam suficientemente aquecidos. Os componentes, que estavam à temperatura ambiente, após começarem a operar têm sua temperatura aumentada até o nível a partir do qual ela praticamente não mais se altera. Diz-se, então, que o *regime permanente* foi atingido. A representação gráfica da temperatura em função do tempo pode ser vista na Figura 4.1.

No presente experimento foi levantado qual é esse tempo desde que o equipamento entra em operação até atingir o regime permanente, quando a leitura do termopar permanece constante. Foi avaliado o comportamento térmico da estrutura mostrada na Figura 2.4 em diversas configurações que serão explicadas a seguir. Em média foi necessário aguardar cerca de quatro horas após a modificação de algum parâmetro como por exemplo a potência dissipada, para se fazer as medidas. A sala permaneceu sem ar condicionado, simulando as condições mais severas de operação.

O material utilizado foi:

- anemômetro digital, modelo HH-30, OMEGA
- fontes de corrente contínua CA/CC 6085 - TELEBRÁS
- indicador digital de temperatura, modelo 8269, ECIL S/A
- multímetro digital, modelo 3020, BECKMAN
- termômetros de bulbo, INCOTHERM
- termopares T (cobre-constantan)

4.3 Incertezas em Medidas Experimentais

Cada medida experimental tem associado um erro inerente, seja ele causado por um descuido humano, uma falha no instrumento de leitura, ou na própria variação dos parâmetros que afetem a grandeza de interesse. Por exemplo, conectar um termopar tipo J (ferro-constantan) em um instrumento calibrado para o tipo T (cobre-constantan). Ou se a referência do instrumento estiver desregulada.

Em todas as áreas do conhecimento humano, um determinado resultado só será amplamente aceito se a experiência que conduziu a ele *puder ser repetida*. Quanto maior for o número de dados disponíveis menor será a incerteza da leitura. Porém, o custo e o tempo necessários para se chegar a uma conclusão aumentam proporcionalmente. Assim, em muitas ocasiões, se uma segunda medida apresentar o mesmo valor da primeira, já é razoável admitir este como sendo correto.

Basicamente é preciso avaliar a temperatura:

- de superfícies sólidas
- de um fluido - o ar

No caso de superfícies sólidas como um componente eletrônico, uma placa de circuito impresso ou uma parede metálica, a leitura feita pelo termopar deve estar bem próxima à temperatura real do ponto de medida, já que a medição foi feita depois que o regime permanente foi atingido. O sensor foi mantido no ponto de interesse mediante o uso de uma cola epóxi.

Já a segunda situação irá fornecer resultados que contém um grau de incerteza relativamente maior. A Figura 4.2 mostra como o termopar foi posicionado para se fazer a medida da temperatura do ar. A temperatura do sensor não é necessariamente a mesma do ar pois eles trocam calor entre si através de convecção e radiação. E em convecção natural esses dois valores têm igual ordem de grandeza. Uma forma de se minimizar as trocas radiantes é fazer um revestimento no sensor com uma substância de baixa emissividade (por exemplo ouro ou alumínio). Porém, não foi possível tomar esse cuidado e esse fato será levado em conta na análise dos resultados. Quanto à convecção natural, certamente existem turbulências no fluxo de ar que podem mascarar as leituras pontuais.

Outra fonte de erro na utilização de termopares é a condução de calor ao longo dos fios que pode existir se a temperatura do ar onde ele estiver imerso não for uniforme. Admite-se que isso não ocorra nos testes experimentais.

No caso da avaliação da velocidade do escoamento, como esta é relativamente baixa (no máximo 0.6 m/s), o anemômetro utilizado não é o mais indicado, pois

este valor está muito próximo do limite inferior de leitura do aparelho (0.2 m/s). O mais apropriado seria o de *fio quente*, entretanto, não disponível. Dessa forma as medidas de velocidade devem ser vistas não como precisas, exatas, mas como uma ordem de grandeza para se estudar o fluxo de ar.

4.4 Resultados Experimentais

A seguir são apresentados os dados colhidos no laboratório.

4.4.1 Medidas de Temperaturas de Superfícies Sólidas.

Os locais selecionados nas diversas paredes podem ser vistos nas próximas figuras.

Porta

Os pontos escolhidos para se medir a temperatura estão indicados na Figura 4.3.

Duto lateral

A Figura 4.4 mostra os locais onde os termopares foram conectados.

Duto traseiro

Os sensores de temperatura foram colocados nas posições vistas na Figura 4.5.

Base

Sua temperatura foi medida nos pontos mostrados na Figura 4.6.

Topo

Na Figura 4.7 vê-se o posicionamento dos termopares colocados no topo do bastidor.

Componentes eletrônicos

Alguns resistores tiveram sua temperatura medida por termopares AWG 36 fixados na sua superfície. Sua localização no cartão pode ser vista na Figura 4.8.

4.4.2 Medidas de Temperaturas do Ar

Com os sensores fixados conforme a Figura 4.2 foram feitas algumas leituras da temperatura do ar escoando.

O próprio termopar introduz turbulências no fluxo devido às suas dimensões físicas. A fim de se minimizar esse efeito, foram utilizados apenas:

- cinco pontos na porta (Figura 4.9)
- seis pontos no duto lateral (Figura 4.10)
- cinco pontos no duto traseiro (Figura 4.11)

Além desses, havia mais três termopares para se conhecer a temperatura do ar na sala:

- próximo à base do bastidor
- próximo ao topo
- longe da coluna

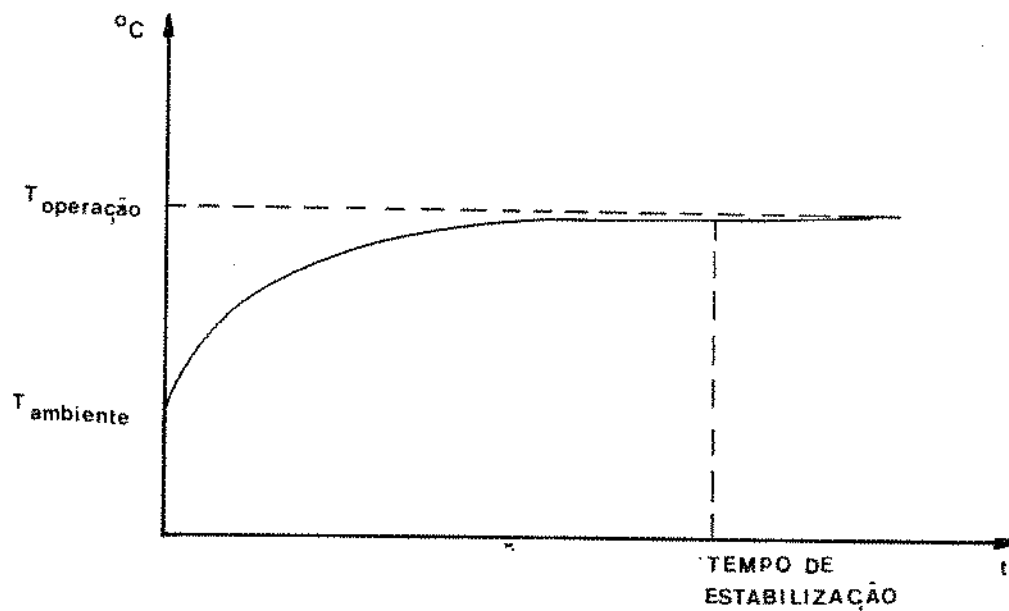


Figura 4.1: Temperatura de qualquer parte (por exemplo, componente, parede externa, etc) de um equipamento eletrônico em função do tempo.

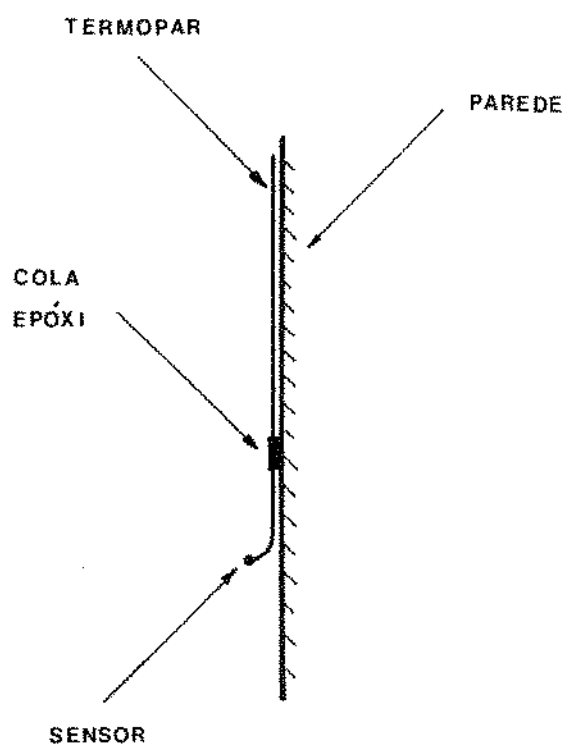
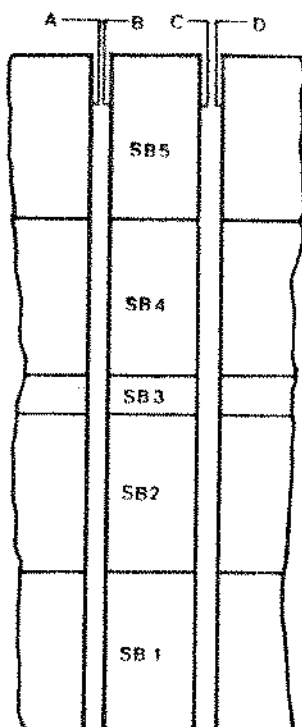


Figura 4.2: Fixação do termopar que mede a temperatura do fluxo de ar.



Figura 4.3: Localização dos termopares na porta.



- A parede lateral da coluna auxiliar 5
- B parede lateral esquerda da coluna principal
- C parede lateral direita da coluna principal
- D parede lateral da coluna auxiliar 1

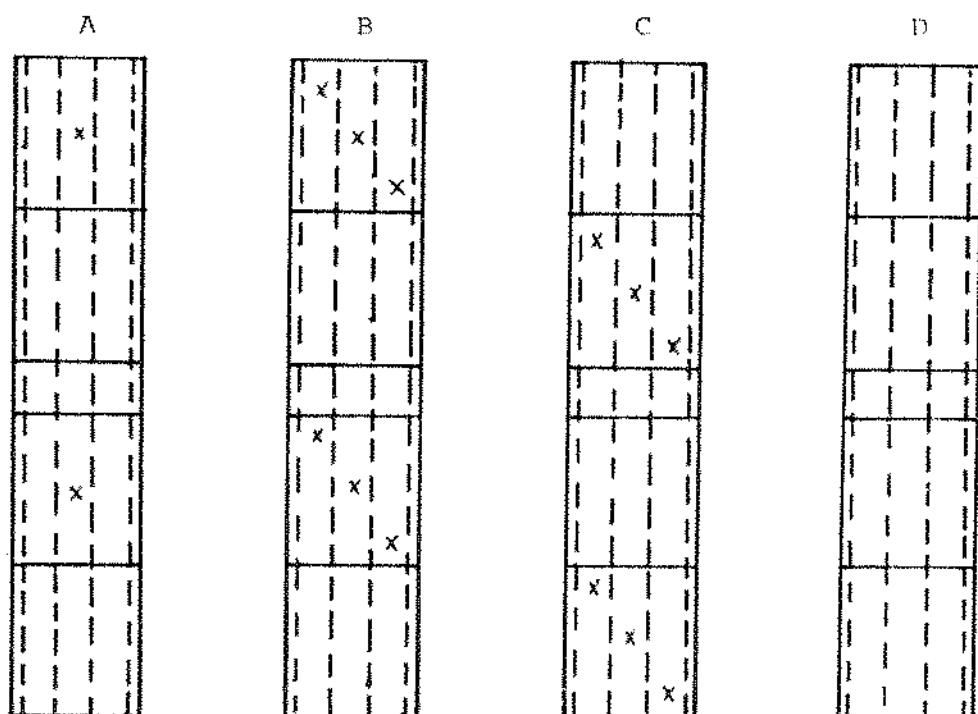


Figura 4.4: Localização dos termopares no duto lateral.

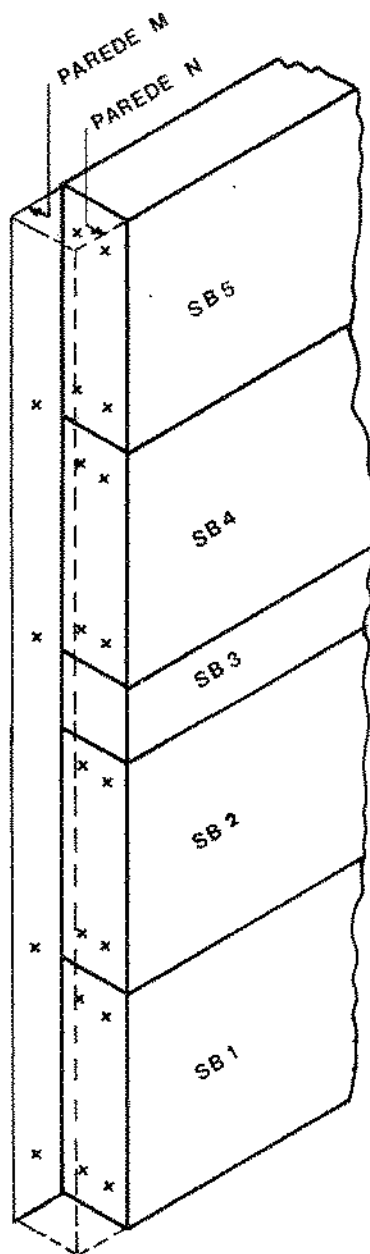


Figura 4.5: Localização dos termopares no duto traseiro. A parede *N* continha sensores em posições análogas às da parede *M*.

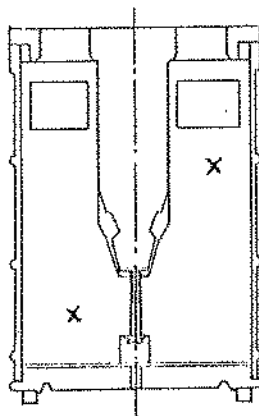


Figura 4.6: Localização dos termopares na base da coluna.

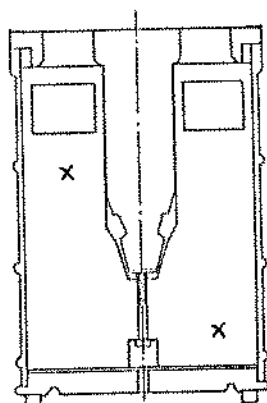


Figura 4.7: Localização dos termopares no topo da coluna.

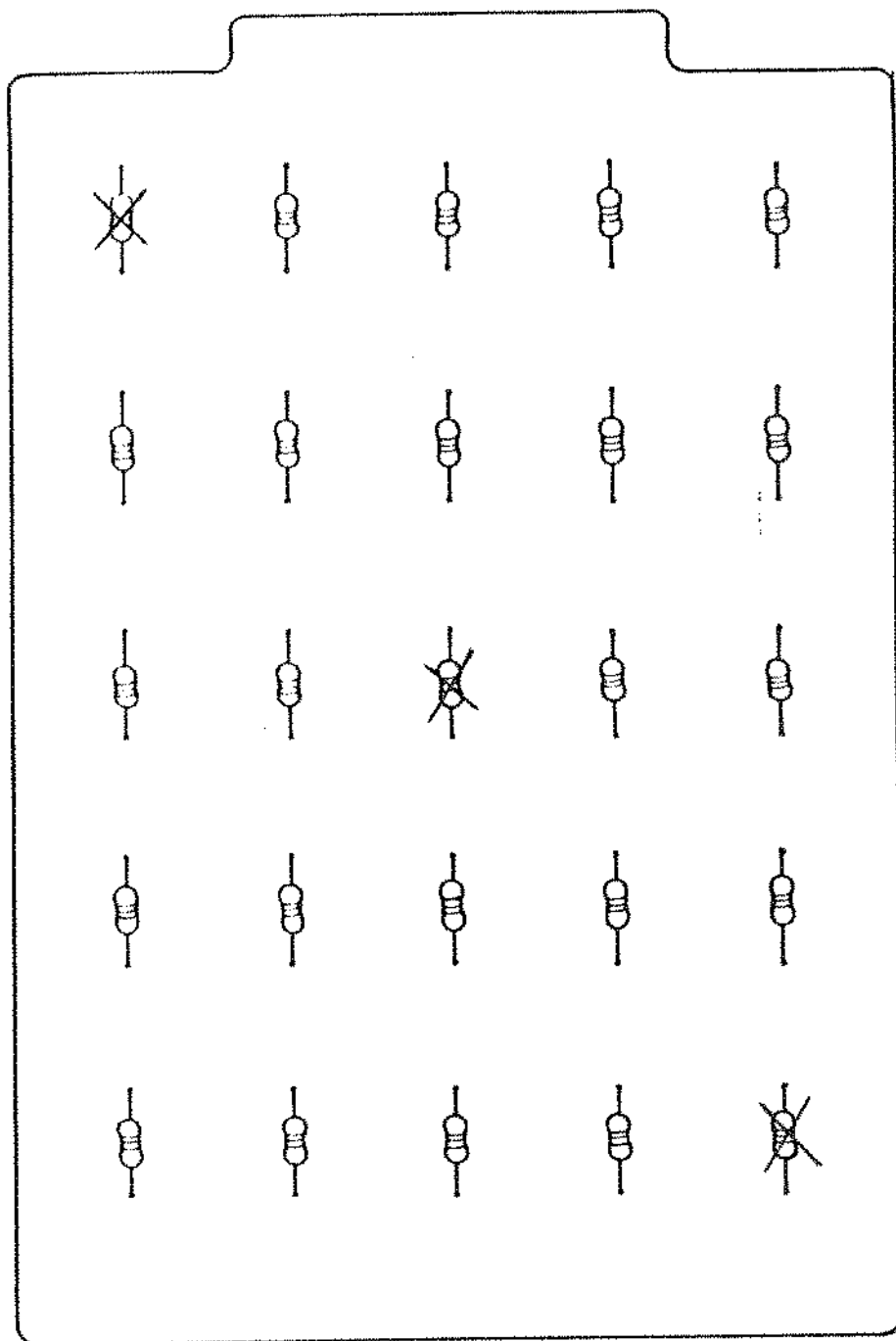


Figura 4.8: Localização dos resistores nos quais foram fixados os termopares.

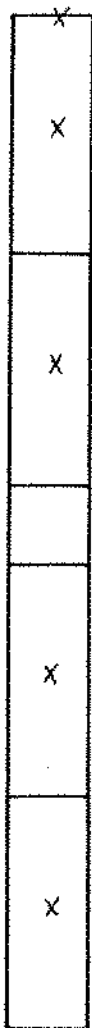
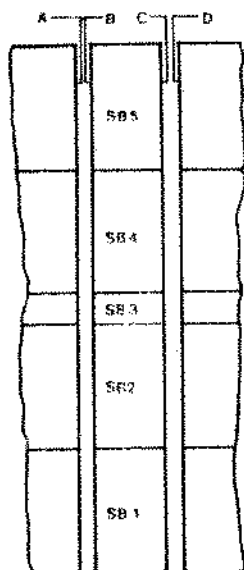


Figura 4.9: Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar na porta.



- A parede lateral da coluna auxiliar 5
- B parede lateral esquerda da coluna principal
- C parede lateral direita da coluna principal
- D parede lateral da coluna auxiliar 1

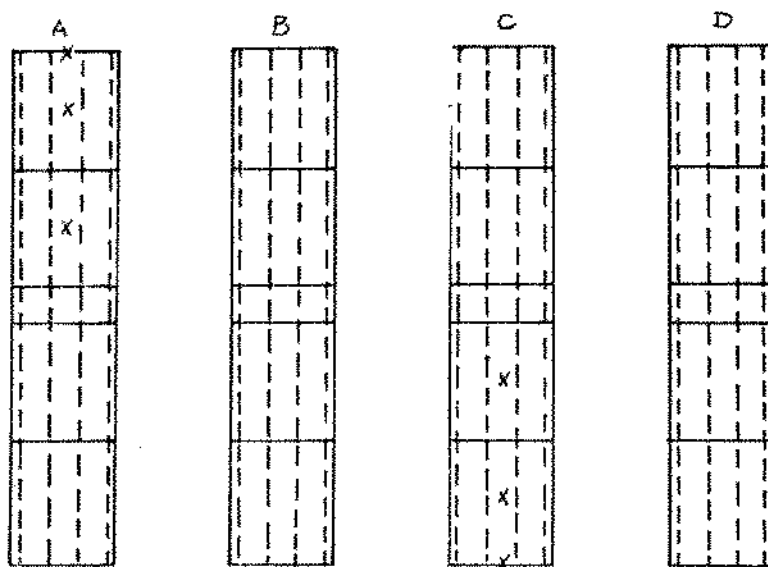


Figura 4.10: Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar no duto lateral.

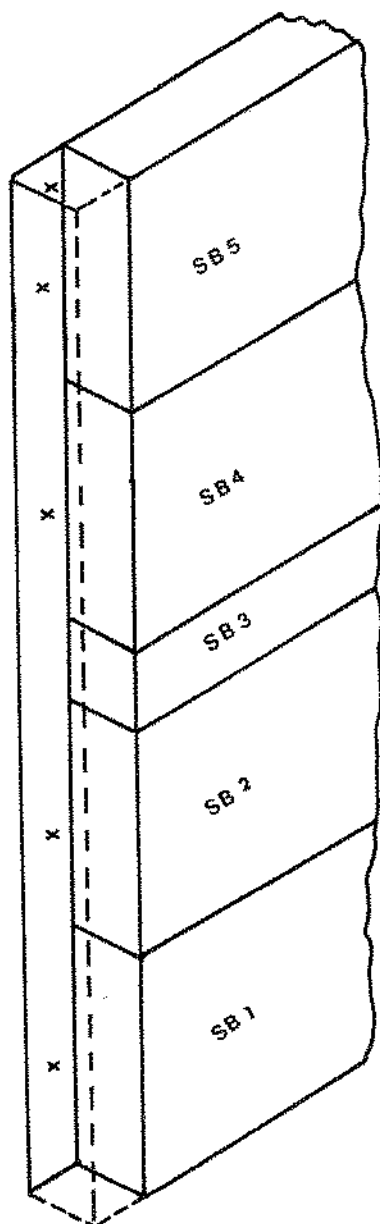


Figura 4.11: Localização dos pontos nos quais foram medidas as temperaturas do ar no duto traseiro.

Capítulo 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 Introdução

Neste capítulo será apresentada uma análise dos dados experimentais, fazendo-se uma comparação com os valores previstos teoricamente pelo modelo.

As trocas internas, que ocorrem dentro da cavidade térmica, são quantificadas, determinando-se qual a contribuição relativa de cada mecanismo de troca de calor. Observa-se que nesta etapa predomina a transferência por *condução através da placa de circuito impresso*.

As medidas efetuadas ao longo de cada porta forneceram os dados necessários para se utilizar o modelo proposto por *Carvalho Filho*[21], a fim de se avaliar a temperatura dessas superfícies.

A presente pesquisa sugere que o comportamento térmico dos dutos laterais possui particularidades que o diferem daquele apresentado pelo duto traseiro.

5.2 Trocas de Calor Internas

Na prática é muito difícil ocorrer o caso de um módulo completamente fechado, isto é, que impeça a entrada de ar. Assim, este flui através da unidade térmica, passando pelas frestas existentes entre a porta e as laterais e saindo pelo duto traseiro. Este fluxo adicional auxilia no resfriamento dos componentes eletrônicos, contribuindo para uma discrepância entre os dados experimentais e aqueles previstos pelo modelo teórico.

Obtém-se alguns resultados interessantes tomando-se a 19a. (décima nona) cavidade do sub-bastidor 2, que está localizada aproximadamente a $2/3$ (dois terços) da altura do mesmo, na coluna principal. Para o limite inferior de dissipação de potência, do calor gerado no resistor, 55 % flui por condução até a placa, e 35 % e 10 % são trocados com a blindagem superior por convecção e radiação, respectivamente. Quando a geração de calor for máxima, esses três valores se tornam 90 %, 7 % e 3 %. Esses valores foram baseados em dados experimentais, sendo que os cálculos feitos com resultados teóricos não apresentam variação significativa nas porcentagens.

Nota-se, assim, a grande importância da condução na troca térmica interna.

Portanto, uma otimização poderia ser obtida melhorando-se este mecanismo, por exemplo, aumentando-se a condutividade térmica da placa de circuito impresso.

Quando a potência gerada foi de meio watt por placa a sobre-temperatura média dos componentes era relativamente baixa: aproximadamente 20°C (vinte graus). Para o caso de dissipação máxima esse valor passa a se localizar na faixa dos 60°C (sessenta graus), o que pode comprometer o desempenho do elemento.

Dessa forma, conclui-se que o equipamento *não deve ser utilizado nessa configuração* (passo simples - 20 mm entre placas , dissipação uniforme de dois e meio watts por cartão).

5.3 Trocas de Calor Externas

5.3.1 Porta

A porta se constitui em um dos caminhos por onde é feita a retirada de calor das colunas da Mecânica Vertical. Para o caso de uma dissipação de média potência (um e meio watt por placa), a quantidade de energia retirada por esta parte da estrutura varia de quinze a trinta por cento, desde o sub-bastidor mais próximo do solo até o que se localiza no topo da coluna. Portanto, a importância deste caminho térmico aumenta ao longo da altura da bastidor. Este comportamento pode ser esperado se se considerar que a transferência de calor nos dutos laterais diminui à medida que se aproxima do topo. O mesmo acontece no duto traseiro. Logo, se o calor não consegue deixar o módulo pelas laterais e traseira, ele só pode sair pela porta.

Numa das etapas experimentais a porta do quarto sub-bastidor da coluna principal foi instrumentada com sete termopares ao longo de sua altura, a fim de se avaliar o gradiente térmico. Depois, o mesmo foi feito no primeiro e no quinto módulo. Em cada porta, na porção central os registros foram isotérmicos, acusando uma pequena queda nas extremidades da superfície. Existem duas condições de contorno que são relativamente complexas para se simular em um modelo:

- *efeitos de borda* que ocorrem nas extremidades de cada sub bastidor, devido

à condução de calor para a base e para o topo de cada módulo. É como se tivéssemos aletas nessas regiões que contribuíssem para a diminuição da temperatura das paredes.

- *efeito do desenvolvimento da camada-limite na região inicial da coluna* que também provoca uma redução na temperatura das paredes.

O comportamento típico do coeficiente de película ao longo da altura da coluna é mostrado na Figura 5.1, para o caso de meio watt de dissipação por placa. Qualitativamente, ele é idêntico para as outras potências, apenas variando no seu valor numérico.

A sobre-temperatura média das portas da coluna pode ser vista na Figura 5.2, onde se nota que os pontos experimentais que mais se afastam dos valores previstos teoricamente são aqueles situados próximo ao topo do bastidor. O topo está sujeito, além da radiação, à convecção natural e o modelo admite que esta ocorra dentro do regime laminar (equação 3.99), em uma placa plana horizontal. Porém, na realidade, esta superfície apresenta diversas reentrâncias que causam um incremento na turbulência do escoamento, tendo como resultado o aumento da transferência de calor, e conseqüentemente reduzindo a temperatura do topo. Dessa forma, a troca de calor entre as paredes verticais (laterais, traseira e porta) e o topo é aumentada, provocando uma diminuição na temperatura desses planos verticais, *próximo à borda superior da coluna*. Na base de cada subbastidor verificou-se o efeito aleta (seção 3.6). Na mesma figura nota-se que a maior diferença surge em baixa dissipação. Provavelmente, um dos fatores que contribui para isso é o fluxo tridimensional (seção 3.4.2), que reduz a temperatura das paredes laterais, conseqüentemente diminuindo a da porta.

5.3.2 Duto lateral

As mesmas observações feitas para a porta são válidas aqui.

Para este caso a melhor concordância dos dados teóricos quando comparados com as medidas experimentais ocorreu com a hipótese de escoamento totalmente desenvolvido.

A saturação térmica do ar no canal só acontece quando a dissipação de potência for baixa (meio watt por placa). Este fenômeno surge quando a temperatura do ar no canal iguala-se à da parede.

A Figura 5.3 exhibe a comparação entre os valores teóricos e experimentais obtidos.

Na verdade, as paredes verticais estavam apoiadas diretamente sobre o chão da sala, impedindo que o ar entrasse no duto paralelamente ao sentido do fluxo ascendente. Isto implicaria que a quantidade de ar que circula no canal seria *menor* do que aquela admitida nos cálculos. Então, a temperatura real deveria ser *maior* do que a teórica. Por outro lado, existe um fluxo de ar entrando pelas laterais do duto (escoamento tri-dimensional - seção 3.4.2), *aumentando* a transferência de calor. Conforme já foi comentado, esse efeito é mais pronunciado em regime de baixa dissipação de potência. Além disso, as descontinuidades na superfície da coluna (interface entre dois sub bastidores), aliadas à sua rugosidade, causam turbulências no escoamento aumentando a troca de calor.

A utilização de ventiladores para se obter uma otimização necessita a abertura de algumas frestas na estrutura por onde o ar escoaria. Uma análise da refrigeração de gabinetes contendo componentes geradores de calor, através de convecção (natural e forçada) e radiação foi feita por *Noronha*[52]. Existe um valor limite para as áreas de ventilação, além do qual a melhora térmica torna-se desprezível. O pequeno espaço entre as colunas torna pouco eficiente a convecção forçada neste canal.

5.3.3 Duto traseiro

Este foi modelado admitindo-se que o escoamento do ar dentro dele estivesse no regime laminar. Esta condição foi razoavelmente satisfeita no sub bastidor 1, o mais próximo do solo, onde a presença dos fios de alimentação ainda não induziu turbulências no fluxo. Por isso, os dados experimentais que mais se aproximam dos teóricos são aqueles correspondentes a este módulo.

Em uma das etapas experimentais foi retirado o sub-bastidor 1, permitindo uma maior entrada de ar pela base do duto traseiro, assemelhando-se às condições

iniciais do trabalho apresentado por *Davis & Perona*[27], obtendo-se resultados análogos.

Um ventilador posicionado no topo do duto traseiro foi suficiente para reduzir a temperatura dos resistores em até trinta por cento, quando em regime de dissipação de potência máxima. Provavelmente, este aparelho forçava a entrada de um fluxo de ar através das frestas existentes entre a porta e a estrutura, que passava *sobre os resistores*, e saía pelo duto traseiro, diminuindo sensivelmente os níveis de temperatura.

5.3.4 Base

Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 5.5.

O número de Grashof permaneceu entre:

$$1.7 \times 10^6 < Gr < 2.7 \times 10^6 \quad (5.1)$$

Para o número de Rayleigh:

$$1.2 \times 10^6 < Ra < 2.0 \times 10^6 \quad (5.2)$$

Esses valores situam-se no intervalo definido pela equação 3.97 . Logo, para o cálculo do número de Nusselt, deve-se usar a equação 3.96:

$$Nu = 0.58(Gr_f Pr_f)^{1/5} \quad (3.96)$$

a qual resulta em:

$$9.5 < Nu < 10.5 \quad (5.3)$$

Como:

$$Nu = \frac{\bar{h}x}{\kappa} \quad (5.4)$$

onde a dimensão característica x é a média das arestas do retângulo que representa a base, o coeficiente de película médio varia de:

$$1.5 < \bar{h} < 2.0 \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (5.5)$$

5.3.5 Topo

Esta superfície foi considerada como uma placa plana horizontal trocando calor com o meio ambiente através de *radiação* e *convecção natural*.

Com a faixa de potência variando de meio a dois e meio watts por cartão, a temperatura desta parte da coluna permanece entre 30 (trinta) e 70 (setenta) graus Celsius, enquanto a do ar ambiente se localiza no intervalo de 20 (vinte) a 35 (trinta e cinco) graus.

Assim, para o número de Grashof:

$$4 \times 10^6 < Gr < 10^7 \quad (5.6)$$

E o número de Rayleigh:

$$3 \times 10^6 < Ra < 7 \times 10^6 \quad (5.7)$$

Dessa forma, a expressão para o cálculo do número de Nusselt proposta por *Fujii & Imura*[35] (seção 3.4.5) é a equação 3.99, aqui reproduzida:

$$Nu = 0.54(Gr_f Pr_f)^{1/4} \quad (3.99)$$

a qual resulta em:

$$20 < Nu < 30 \quad (5.8)$$

Conseqüentemente, o coeficiente de película médio para essa superfície será:

$$4 < \bar{h} < 5 \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (5.9)$$

A Figura 5.6 contém os dados experimentais para o topo.

5.4 Temperatura interna de um sub-bastidor

Analisando-se a sobre-temperatura do ar em cada cavidade de um só sub-bastidor observa-se que a *razão* entre a ΔT de cada cartão e a máxima ΔT registrada nesse módulo é *constante qualquer que seja a potência dissipada*. A Figura 5.7 mostra essa razão versus a posição da placa, sendo esse perfil *independente* do nível de energia dissipada. Nota-se que as placas próximas à base do módulo apresentam temperaturas ligeiramente inferiores às dos cartões situados na porção mais alta do sub-bastidor. Além disso, a sobre-temperatura máxima foi encontrada nas cavidades centrais (entre a décima segunda e a décima oitava cavidade). A queda de temperatura observada deve-se, provavelmente, aos mesmos efeitos já comentados anteriormente na seção 5.3.1 .

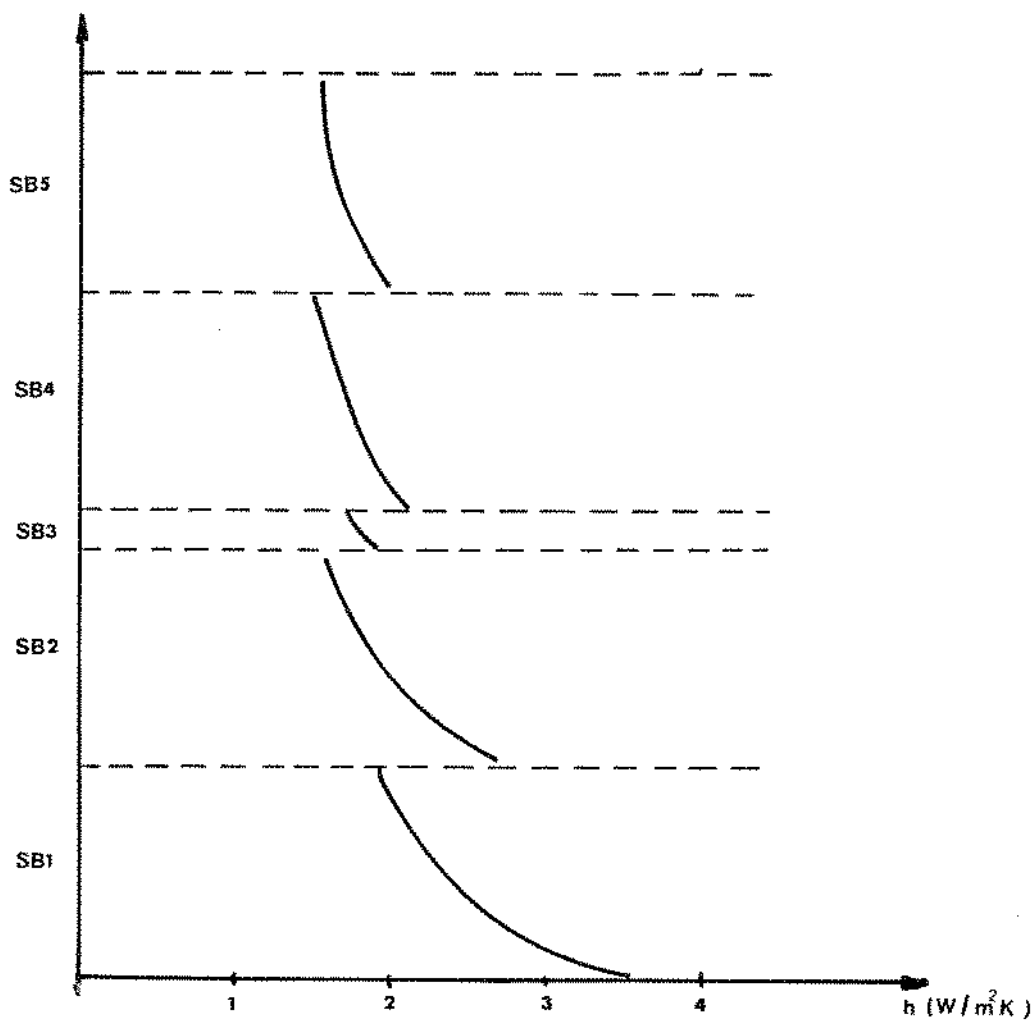


Figura 5.1: Coeficiente de película local ao longo das portas da coluna. Valores calculados numericamente [21].

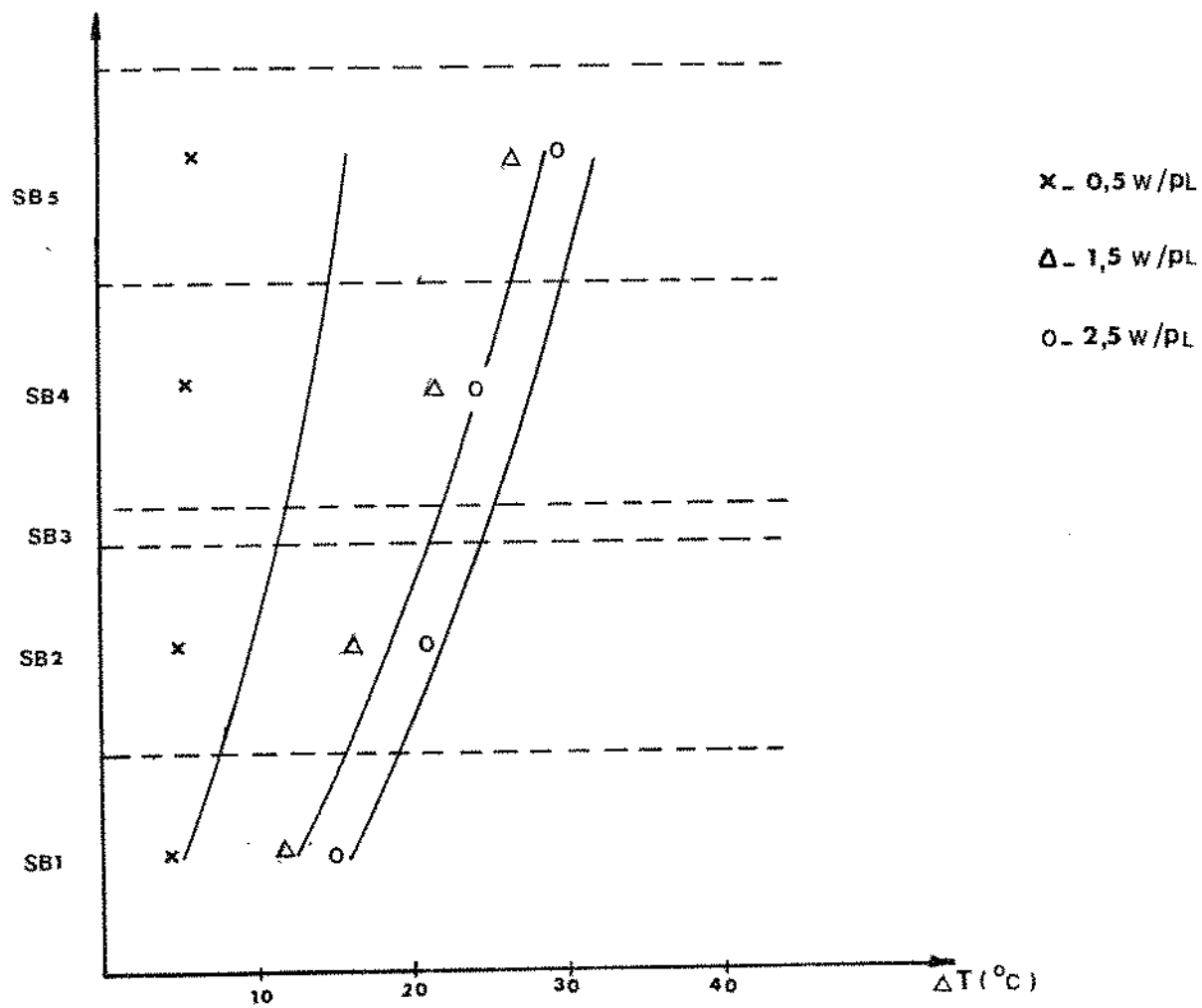


Figura 5.2: Sobre-temperaturas médias ao longo das portas da coluna.

x Δ o - dados experimentais.

— - curva teórica.

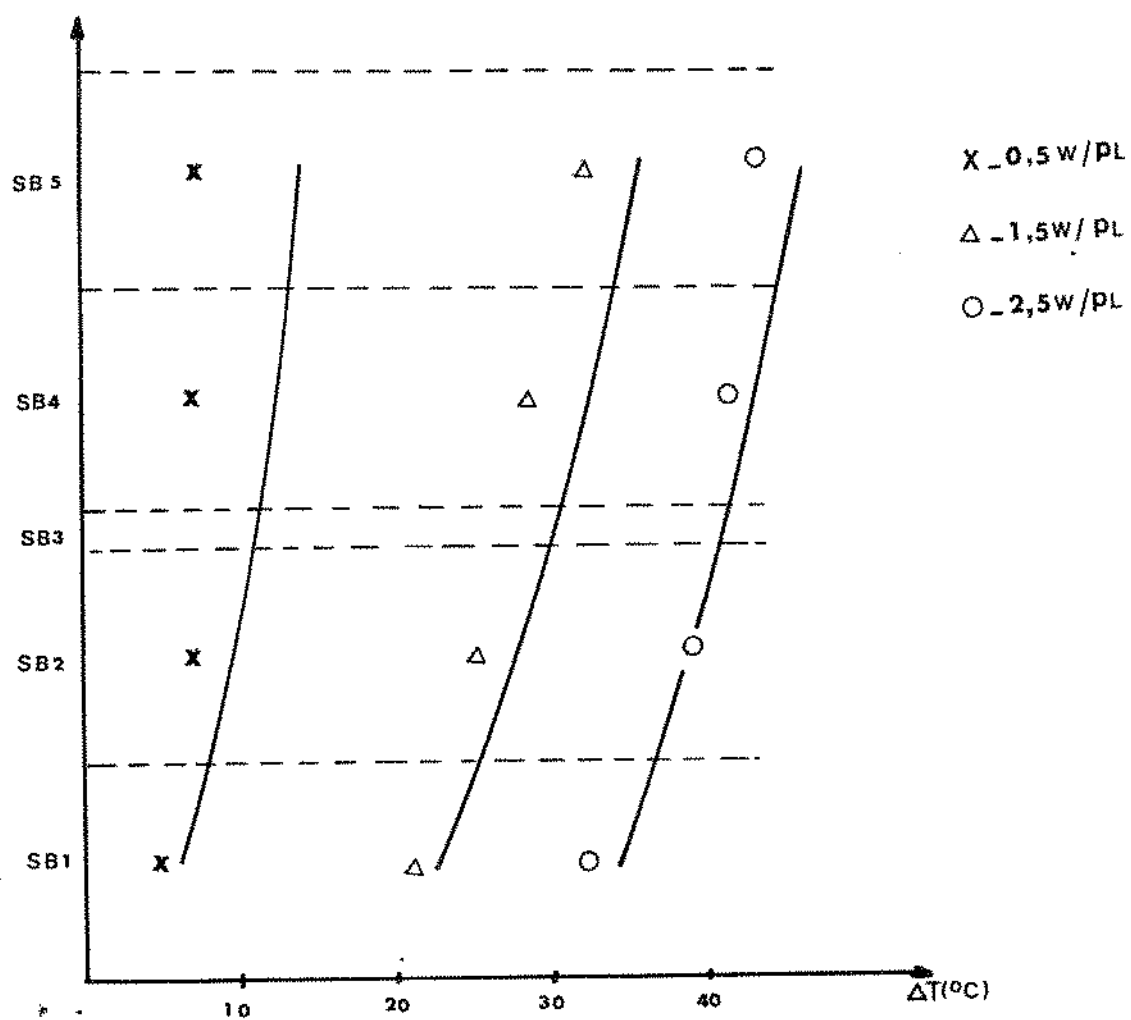


Figura 5.3: Sobre-temperaturas médias ao longo do duto lateral.

x Δ o - dados experimentais.

— - curva teórica.

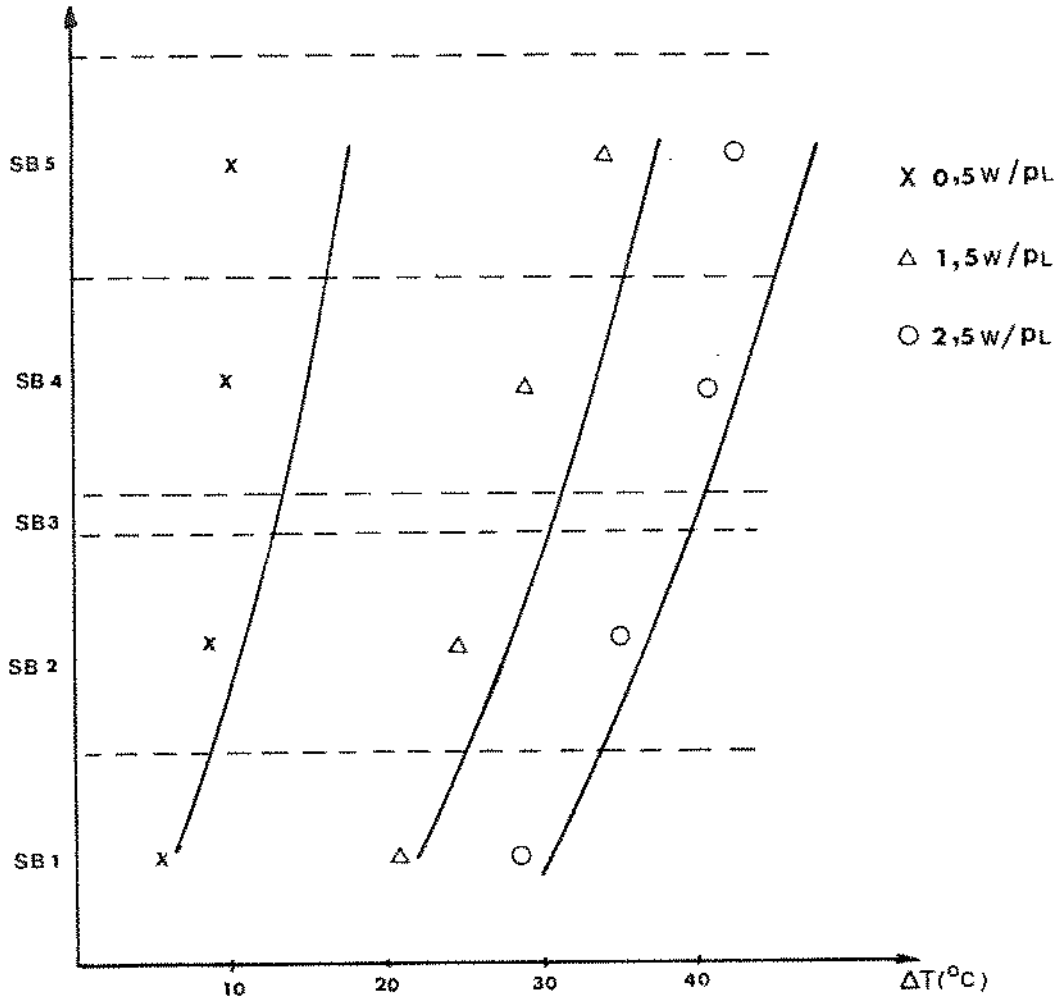


Figura 5.4: Sobre-temperaturas médias ao longo do duto traseiro.

x Δ ○ - dados experimentais.

— - curva teórica.

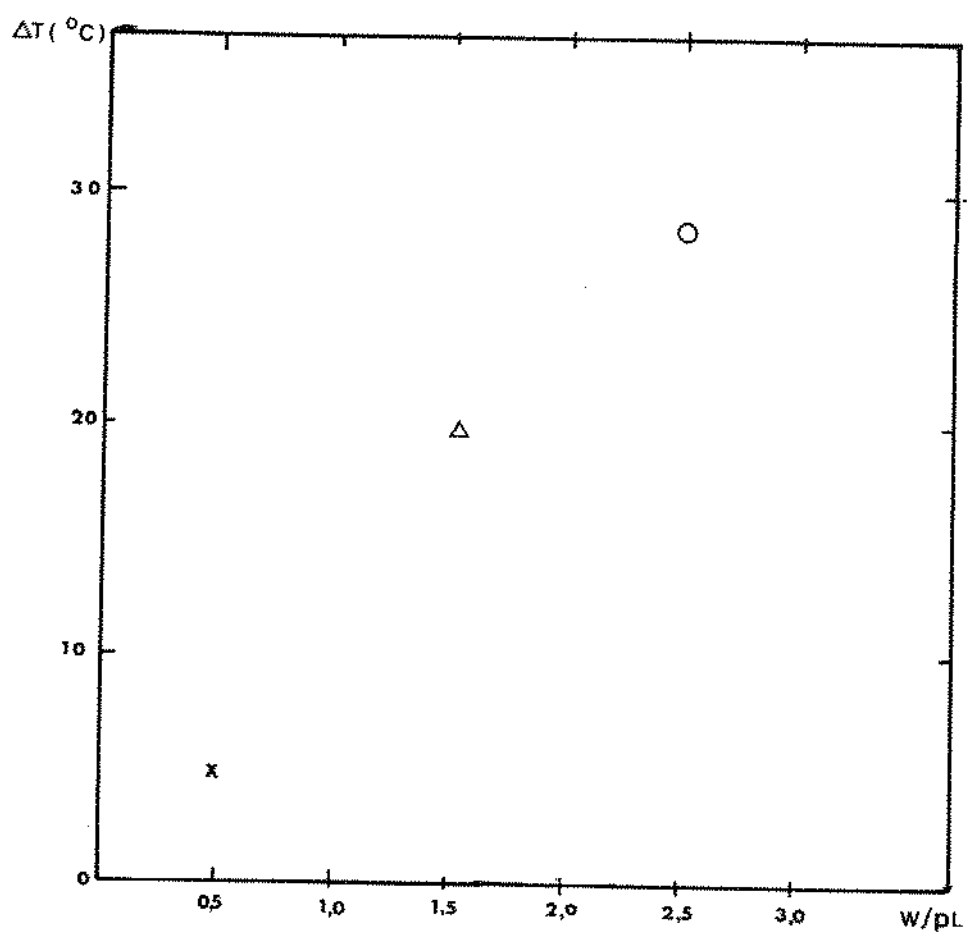


Figura 5.5: Sobre-temperaturas médias na base.

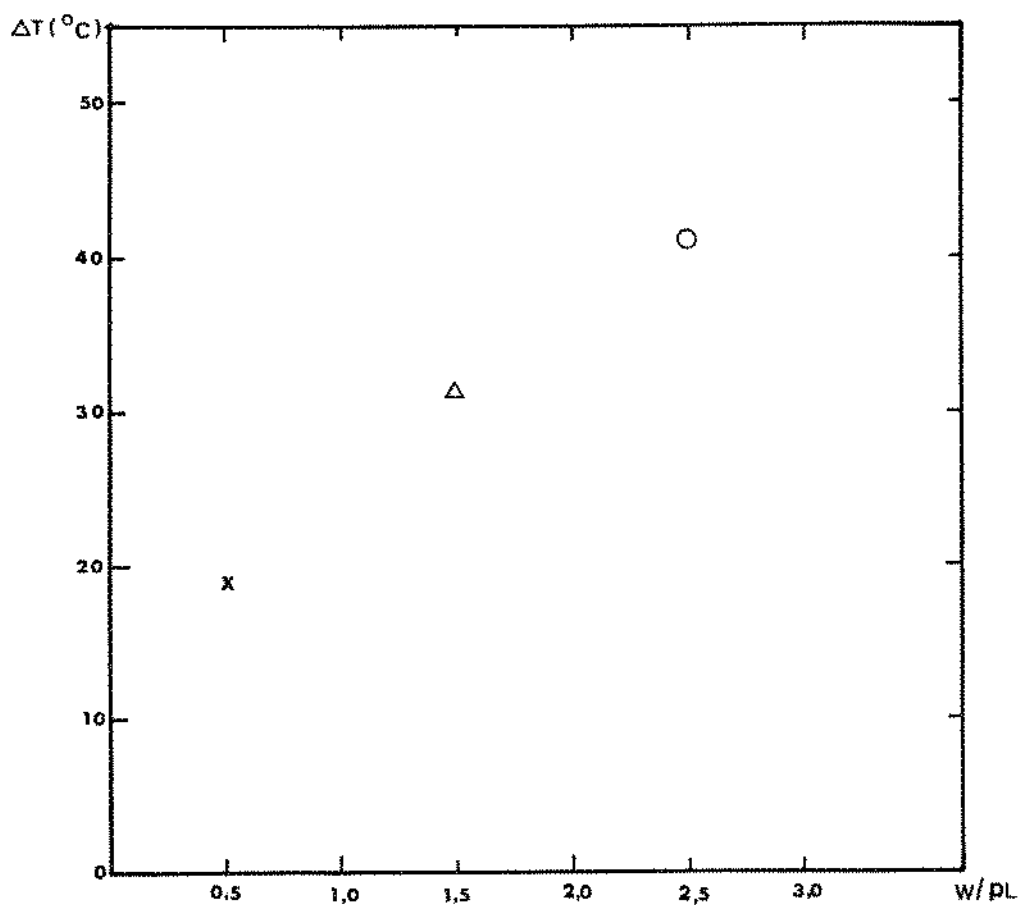


Figura 5.6: Sobre-temperaturas médias no topo.

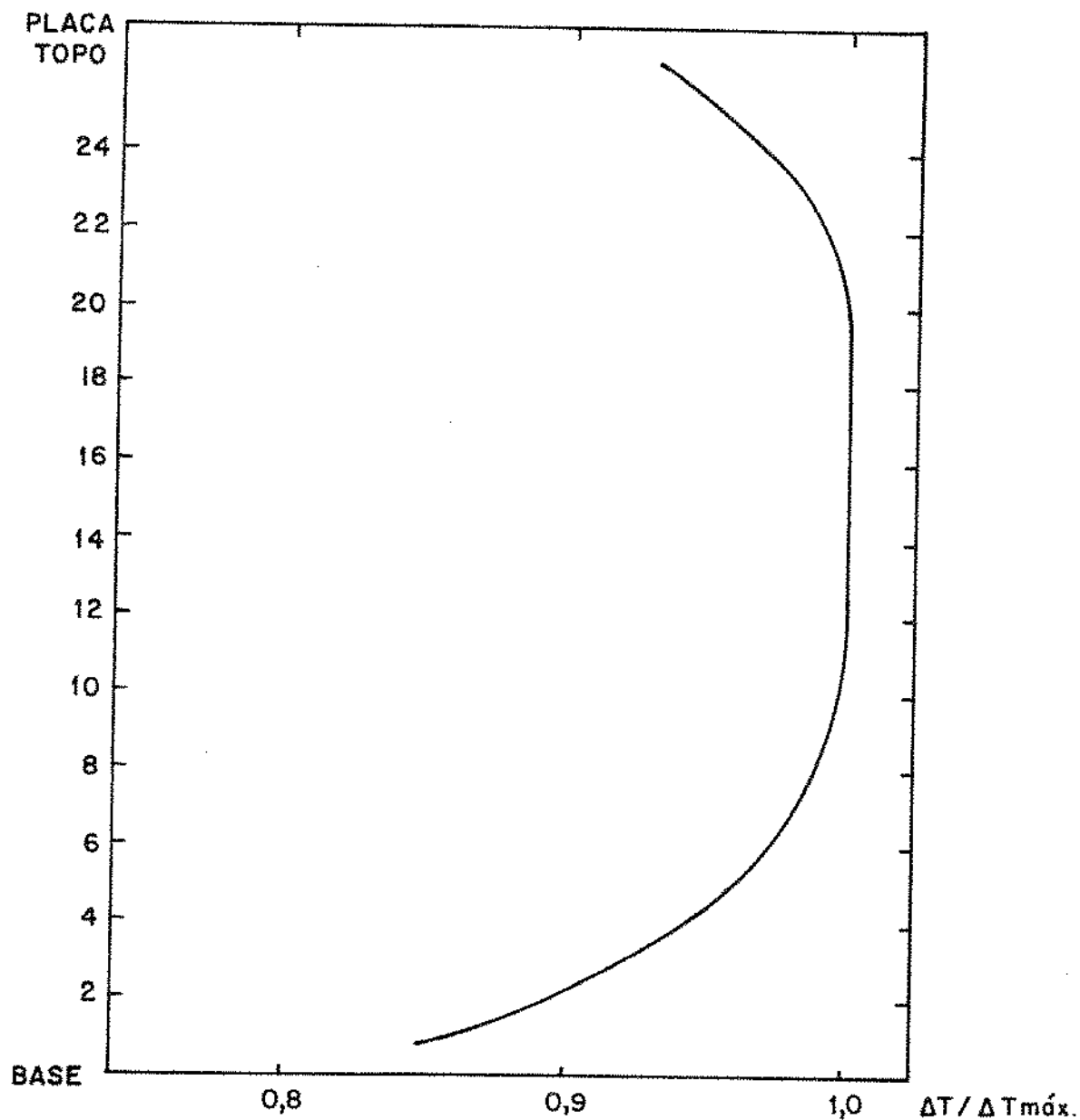


Figura 5.7: Perfil adimensional da temperatura do ar interno em um sub-bastidor.

Capítulo 6

CONCLUSÕES

6.1 Introdução

Apresentam-se a seguir algumas considerações sobre o trabalho executado.

Pesquisas sobre o desempenho térmico de equipamentos eletrônicos estão sendo feitas em várias partes do mundo. Contribuições relevantes na análise de sistemas digitais semelhantes aos utilizados pela Telebrás foram apresentadas por *Le Jannou & Latrobe*[45] e *Kraus & Bar-Cohen*[42].

O modelo considera escoamento apenas na direção da aceleração da gravidade. Conforme analisado na seção 3.4.2, na situação de dissipação mínima, teoricamente pode haver uma variação na transferência de calor devido a um possível fluxo de ar que entraria transversalmente no duto lateral ao longo de sua altura. Com o aumento da energia dissipada, a influência desse possível fluxo lateral tenderia a diminuir. Por isso, a discrepância entre as temperaturas calculadas pelo modelo e as reais nos maiores níveis de potência deve ser devida à *turbulência*.

6.2 Otimizações para a Mecânica Vertical

Conforme foi demonstrado, nas trocas térmicas internas à cavidade predomina o mecanismo de transferência de calor através da *condução*. Esta pode ser melhorada aumentando-se a condutividade térmica média da placa de circuito impresso (ver Tabela 2.1). A condutância da placa de epóxi é cerca de sete por cento da correspondente aos trilhos de cobre. Assim, um *plano de cobre*, ou outro material metálico bom condutor de calor, recoberto por *porcelana* formando uma *placa com alma metálica*, ou a utilização de uma *placa 'multi layer'*, deverá contribuir de maneira significativa na remoção da energia gerada.

Além disso, as resistências térmicas existentes entre o cartão (ou a blindagem) e as paredes internas da estrutura poderiam ser diminuídas se o contato físico entre as superfícies fosse melhorado, ou seja, aumentando-se a área de contato e/ou a pressão de contato.

Na situação de utilização real a porta é o caminho preferencial para a dissipação de calor. À primeira vista, um melhor contato físico entre a porta e o chassi (através do emprego de parafusos, por exemplo) poderia reduzir os níveis de temperatura internos. Entretanto, o teste feito com o ventilador no duto traseiro demonstrou que pode existir um fluxo de ar invadindo a cavidade térmica pelas frestas existentes entre a porta e as laterais, passando sobre os componentes e saindo pelo duto traseiro. Portanto, a melhor solução pode ser alterar o fechamento da porta e ao mesmo tempo, providenciar janelas na mesma, na altura de cada cavidade térmica.

Se se retirasse todas as blindagens de um sub bastidor, conforme foi verificado experimentalmente, os níveis de temperatura do ar interno aumentariam aproximadamente cinco graus Celsius, quando a dissipação fosse igual a *um e meio watt* por placa. Isto demonstra a importância de uma placa com boa condutividade térmica. Com esta característica, a blindagem consegue levar o calor gerado na cavidade até as paredes verticais, de onde ele se dissipa no ambiente da sala.

Com relação às trocas radiantes internas, estas não podem ser alteradas facilmente, pois isso exigiria praticamente uma modificação na própria tecnologia envolvida (tipo de componente). Note-se que os materiais que compõem esta arquitetura já apresentam um elevado valor para a emitância ϵ , de acordo com a Tabela 2.1 .

Quanto às trocas de calor externas, realizadas através de **convecção natural e radiação**, já foi comentado que se as colunas fossem separadas por vinte milímetros (a distância atual é de aproximadamente onze milímetros), a convecção no duto lateral atingiria sua capacidade máxima de remoção de calor.

Também foi feito um comentário referente à utilização de ventiladores que seriam posicionados no topo da estrutura. Experimentalmente provou-se que a convecção forçada apenas no *duto traseiro* já apresenta um ganho térmico que não pode ser otimizado mesmo empregando-se ventiladores no duto lateral. Entretanto, é necessário lembrar que a presença de fios de ligação elétrica reduzem a área útil para o escoamento de ar no duto traseiro.

A radiação dessas superfícies, sem se modificar o próprio material e/ou os

processos de fabricação, somente seria otimizada se se alterasse a *pintura* das mesmas, mas provavelmente isso teria pouca influência no desempenho térmico do sistema, pois o atual acabamento possui emitância elevada.

6.3 Alterações Teóricas

Serão apresentados agora os resultados que seriam obtidos se se modificasse as diversas resistências térmicas que compõem a malha da cavidade (Figura 3.1). Eles foram obtidos alterando-se o valor da respectiva resistência no modelo teórico desenvolvido.

Primeiramente, analisou-se o efeito da temperatura ambiente. A Tabela 6.1 mostra os valores experimentais desse parâmetro em função da potência dissipada por placa, com as portas e janelas fechadas, sem ar condicionado. Utilizando-se no modelo o valor de quinze graus Celsius, ao invés dos trinta graus para o caso de dois watts por cartão, a sobre temperatura média de todos os pontos diminui em cerca de apenas um grau. Mantendo-se essa potência, e alterando-se a temperatura ambiente, notou-se que quanto maior esta, maior foi a quantidade de calor que saía pela porta e traseira, diminuindo o fluxo pelas laterais. Se se ligar o ar condicionado, a queda dos níveis de temperatura deve ser maior do que um grau, pois além da redução da temperatura ambiente, o aparelho induz uma circulação forçada de ar.

Adotando-se para a resistência térmica *traseira/ambiente* um valor igual ao daquela *porta-ambiente*, isto é, admitindo-se que a parede traseira estivesse sujeita à convecção natural, os níveis de temperatura permaneceram praticamente inalterados. Isto se deve, provavelmente, às relativamente elevadas resistências *cartão/traseira* e *blíndagem/traseira*. O que se modificou foi a quantidade de calor que saía pela porta, laterais e traseira.

Uma modificação no sistema de fechamento da porta, de tal forma que a resistência térmica *porta/lateral* tivesse um valor igual ao da *traseira/lateral*, acarretaria a diminuição de um grau nos níveis de temperatura. Além disso, o fluxo

de calor pela porta aumenta, diminuindo o que sai pelas laterais. A implantação real desta variação é problemática pois dificulta o acesso às placas. Esta alteração também reduziria a resistência *cartão/porta*, o que provocaria uma *redução adicional* na temperatura. Entretanto, isto bloquearia a corrente de ar que passa pelas frestas entre a porta e as laterais, *prejudicando* a transferência de calor dentro da cavidade, conforme já foi comentado (seção 6.2).

A resistência entre a placa e a porta poderia ser otimizada, por exemplo, mediante o uso de uma lâmina metálica, conforme a Figura (6.1). Se se conseguisse reduzir seu valor para *trinta por cento* do atual, haveria uma queda de dois graus nos níveis de temperatura dentro da cavidade. O calor passaria a fluir mais facilmente pela porta, diminuindo os fluxos laterais e traseiro.

Se, além dessa lâmina metálica, o contato térmico entre o cartão de circuito impresso e as laterais fosse alterado de tal forma que sua resistência térmica diminuísse em setenta por cento, as temperaturas internas sofreriam uma queda de quatro graus.

Os níveis de temperatura da mecânica vertical apresentariam uma redução de três graus se as resistências térmicas *blindagem/laterais* e *blindagem/porta* fossem trinta por cento do valor atual.

Somando-se as duas últimas otimizações, a queda de temperatura seria de mais de cinco graus.

Uma redução na resistência térmica entre a placa e a traseira, provocada pelo conector linear, praticamente *não interfere* nos valores das diversas temperaturas.

Alterando-se o material do cartão, por exemplo utilizando-se placas com alma metálica, obtém-se uma redução no valor das resistências internas da PCI. O modelo indicou que *não há melhora sensível se não se reduzir as resistências entre o cartão e as paredes verticais*. Com essas duas modificações a variação de temperatura seria superior a sete graus.

No caso das resistências térmicas externas, se as laterais apresentassem convecção natural de maneira análoga à porta, a queda de temperatura seria de aproximadamente vinte graus no sub-bastidor mais próximo do solo, e treze no módulo do topo.

Numa situação extrema, o equipamento poderia ser utilizado em uma cidade cuja altitude média seja elevada. Então, devido ao ar rarefeito, a transferência de calor por convecção natural seria reduzida, sendo a maior parte da energia dissipada por radiação. Para simular este efeito, introduziu-se no modelo uma diminuição da densidade, que reduziu o fluxo mássico nas paredes externas da coluna. Com isso, a temperatura das diversas superfícies aumentou em mais de cinco graus.

6.4 Considerações Finais

Este trabalho encerra uma etapa da pesquisa sobre a caracterização térmica de equipamentos de telecomunicações realizada pela TELEBRÁS, em colaboração com a UNICAMP. Com isso, adquiriu-se uma certa sensibilidade quanto ao comportamento térmico da configuração denominada MECÂNICA VERTICAL, com as placas de circuito impresso dispostas horizontalmente, umas sobre as outras.

O conhecimento global do desempenho térmico de um equipamento visa fundamentalmente a sua *confiabilidade*, traduzida por:

- integridade
- funcionalidade
- reprodutibilidade

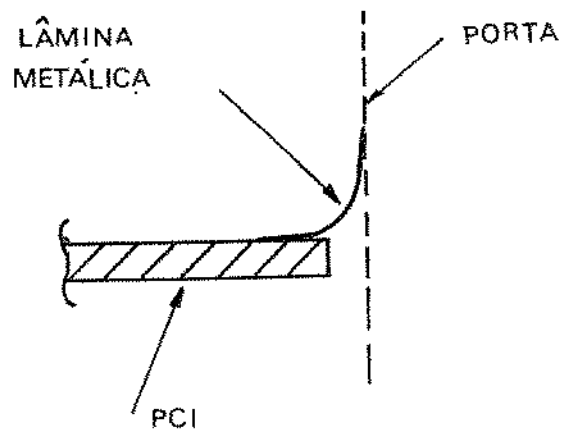


Figura 6.1: Lâmina metálica para melhorar a resistência *placa/porta*.

$Pot. [W]$	$T_{amb} [^{\circ}C]$
0.5	22
1.0	25
1.5	27
2.0	29
2.5	32

Tabela 6.1: Temperatura ambiente da sala em função da potência dissipada por placa.

Apêndice A

Determinação dos mecanismos de troca de calor no interior da cavidade térmica

Esta análise será feita baseando-se em *Holman*[38] e em *Carvalho et al*[20].

A unidade térmica, que está representada na Figura (2.9), é um espaço confinado horizontal, composto pela placa de circuito impresso, blindagem superior e porções das paredes laterais, porta e traseira. Numa primeira aproximação, poder-se-ia considerar a transferência de calor entre duas placas planas horizontais. Dessa forma, a placa inferior (cartão) apresentaria uma temperatura maior do que a superior (blindagem). Nessa situação, para valores pequenos do número de Grashof, o calor seria transferido somente por *condução*. Com o aumento desse parâmetro adimensional, tem início a *convecção*, caracterizada por um padrão celular, conhecido como *células de Benard*.

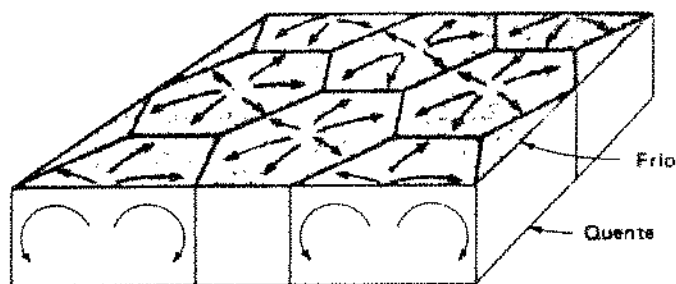


Figura A1.1: Configuração das células de Benard.

O padrão celular é destruído pela turbulência que se registra a partir de valores elevados do Grashof (aproximadamente 50 000).

Entretanto, as medidas experimentais demonstraram uma sensível diferença de temperatura entre os resistores e a epóxi. Além disso, os componentes e o cartão estavam em planos diferentes. Nos dados obtidos em laboratório, as temperaturas da epóxi e da blindagem sempre estiveram próximas entre si e inferiores às dos resistores, que aparentemente se comportaram como corpos dentro de uma cavidade.

Logo, no modelamento, cada resistor definiu um campo de escoamento convectivo próprio que era delimitado pela ação do elemento adjacente. Admitiu-se

que mesmo os componentes situados nas bordas da placa trocavam calor por convecção apenas com a blindagem superior.

Consequentemente, na troca de calor entre os componentes e a blindagem superior predomina a *convecção*, ao invés da *condução*.

Quanto à troca radiante, a hipótese utilizada foi a de um pequeno corpo (com temperatura igual à do resistor) no interior de uma grande cavidade (cuja temperatura era a da blindagem).

No entanto, tomando-se uma cavidade, existem 25 (vinte e cinco) resistores. O cálculo do calor trocado por radiação entre cada um e cada superfície da unidade exigiria um número muito elevado de nós na malha térmica. Por isso, optou-se pelo *plano fictício* (Secção 3.3.1) que seria coincidente com o cartão e cuja temperatura seria igual à média, ponderada pela área, das temperaturas dos resistores e da epóxi.

A utilização concomitante dos dois modelos, corpos distintos para trocas convectivas e plano fictício para as radiantes, não deve introduzir erros significativos na análise já que o ar é transparente à radiação infra-vermelha nos níveis de temperatura encontrados nesse sistema.

Apêndice B

Solução de um sistema de equações não-lineares segundo o método de Newton-Raphson

Para a solução de equações diferenciais quando o valor da raiz desejada é conhecido aproximadamente, este método é particularmente conveniente. Sendo clássico, é encontrado em diversos livros de Cálculo Numérico, como por exemplo, o de Barroso *et al*[10].

Simplificadamente, pode-se ter uma interpretação geométrica do método de Newton-Raphson para uma equação de uma só variável, conforme a Figura (A2.1):

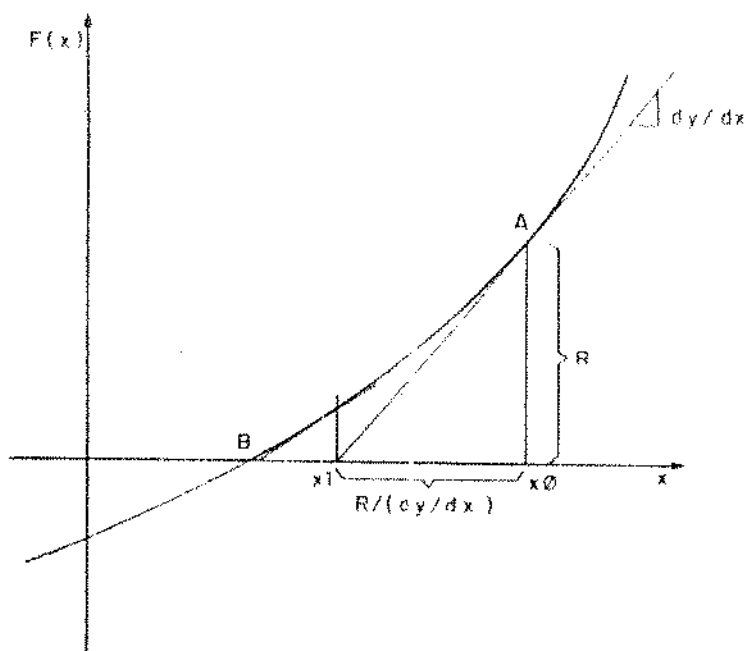


Figura A2.1: Representação gráfica do método de Newton-Raphson.

Com o lado direito da expressão sendo igualado a zero, busca-se as raízes da função. Na figura tem-se uma raiz em B , isto é, $F(x) = 0$ se $x = B$. Com o valor admitido de $x = x_0$, $F(x_0) = B$, calcula-se a derivada da curva em A :

$$F'(x_0) = \frac{F(x_0)}{x_0 - x_1}$$

Então:

$$x_1 = x_0 - \frac{F(x_0)}{F'(x_0)}$$

Nota-se que o valor admitido x_0 provoca um resíduo R que é utilizado no cálculo da correção $\Delta x = R/(dy/dx)$, sucessivamente até que a solução seja encontrada.

Assim, dado um sistema de n equações não-lineares $y = y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ com n incógnitas, passa-se todos os termos para um único lado de cada expressão, igualando-os a zero:

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

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

Então, são admitidos valores para as variáveis x_1, \dots, x_n os quais serão substituídos nas equações acima. Provavelmente, as grandezas y_1, \dots, y_n não serão nulas e formarão, então, resíduos R_1, \dots, R_n . Logo, as variáveis necessitam de correções (Δx_i):

$$x_{1,novo} = x_1 + \Delta x_1$$

$$x_{n,novo} = x_n + \Delta x_n$$

Esses incrementos são calculados de acordo com o seguinte sistema de equações:

$$R_1 = \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_1}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_1}{\partial x_n} \Delta x_n$$

$$R_n = \frac{\partial y_n}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_n}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_n}{\partial x_n} \Delta x_n$$

O processo continua até que o valor de *todas* as correções Δx_i seja suficientemente pequeno.

Assim, para resolver um sistema de n equações não-lineares o método de Newton-Raphson utiliza um processo iterativo onde, em cada passo, é encontrada a solução de um sistema de n equações lineares.

Apêndice C

Referências

Bibliografia

- [1] *Adams, J.A. & Rogers, D.F.*, "Computer Aided Heat Transfer Analysis", McGraw-Hill, 1973.
- [2] *ASTM Special Technical Publication 470B*, "Manual on the Use of Thermocouples in Temperature", april 1987.
- [3] *Aung, W.*, "Fully Developed Laminar Free Convection Between Vertical Plates Heated Asymmetrically", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp.1577-1580, 1972.
- [4] *Aung, W.*, "Heat Transfer in Electronic Systems with Emphasis on Asymmetric Heating", *The Bell System Technical Journal*, Vol.52, pp.907-925, 1973.
- [5] *Aung, W., Fletcher, L.S. & Sernas, V.*, "Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Assimetric Heating", *Int. J. Heat Mass Tranfer*, Vol.15, pp.2293-2308, 1972.
- [6] *Aung, W. & Worku, G.*, "Mixed Convection in Ducts with Asymmetric Wall Heat Fluxes", *J. Heat Transfer*, Vol.109, pp.947-951, 1987.
- [7] *Azevedo, L.F.A. & Sparrow, E.M.*, "Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels", *J. Heat Transfer*, Vol.107, pp.893-901, 1985.
- [8] *Baker, H.D., Ryder, E.A. and Baker, N.H.*, "Temperature Measurement in Engineering", Omega Press, 1975.

- [9] *Bar-Cohen, A. & Rohsenow, W.M.*, "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates", *J. Heat Transfer*, Vol.106, pp.116-123, 1984.
- [10] *Barroso, L.C., Barroso, M.M.A., Campos Filho, F.F., Carvalho, M.L.B. & Maia, M.L.*, "Cálculo Numérico", Harper - Row do Brasil, 1983.
- [11] *Baum, J.R.*, "Thermal Design Considerations for Packaging Electronic Equipment", Chapter 11, *Handbook of Electronic Packaging*, C.A. Harper, McGraw-Hill, 1969.
- [12] *Bejan, A.*, "Convection Heat Transfer", John Wiley & Sons, 1984.
- [13] *Bell Telephone Laboratories*, "Physical Design of Electronic Systems - Thermal Design", Prentice-Hall, 1970.
- [14] *Benedict, R.P.*, "Engineering Analysis of Experimental Data", *ASME J. Engineering for Power*, pp.21- , 1969.
- [15] *Bodoia, J.R. & Osterle, J.F.*, "The Development of Free Convection Between Heated Vertical Plates", *J. Heat Transfer*, No 84, pp. 40-44, 1962.
- [16] *Burch, T., Rhodes, T. & Acharya, S.*, "Laminar Natural Convection Between Finitely Conducting Vertical Plates", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.28, No.6, pp.1173-1186, 1985.
- [17] *Burmeister, L.C.*, "Convective Heat Transfer", John Wiley & Sons, 1983.
- [18] *Carnahan, B., Luther, H.A. & Wilkes, J.O.*, "Applied Numerical Methods", John Wiley, 1969.
- [19] *Carneiro, H.F.F.M. & Fernandes, E.C.*, "Convecção Natural em Tubos Verticais", *Revista EFEI-Pesquisa*, pp. 174-179, set. 1981.
- [20] *Carvalho, R.D.M., Goldstein Jr., L. & Milanez, L.F.*, "Heat Transfer Analysis of Digital Transmission Equipment with Horizontally Arranged Printed Circuit Boards", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 9, No 3, pp. 44-53, 1988.

- [21] *Carvalho Filho, P.*, "Convecção Natural em Placa Plana Vertical de Distribuição não Uniforme de Temperatura", Tese de Mestrado, FEC/UNICAMP, 1987.
- [22] *Cebeci, T., Khattab, A.A. & Lemont, R.*, "Combined Natural and Forced Convection in Vertical Ducts", Proceedings of the 7th. Heat Transfer Conference, Munich, Germany, Vol.1, 1982.
- [23] *Chow, L.C., Husain, S.R. & Campo, A.*, "Effects of Free Convection and Axial Conduction on Forced-Convection Heat Transfer Inside a Vertical Channel at Low Peclet Numbers", J. Heat Transfer, Vol.106, pp.297-303, 1984.
- [24] *Churchill, S.W. & Chu, H.H.S.*, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.18, pp.1323-1329, 1975.
- [25] *Churchill, S.W. & Usagi, R.*, "A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena", AIChE Journal, Vol.18, No. 6, pp.1121-1128, 1972.
- [26] *Conte, S.D.*, "Elementos de Análise Numérica", Editora Globo, 1975.
- [27] *Davis, L.P. & Perona, J.J.*, "Development of Free Convection Flow of a Gas in a Heated Vertical Open Tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.14, pp.889-903, 1971.
- [28] *Dean, D.J.*, "Thermal Design of Electronic Circuit Boards and Packages", Electrochemical Publications Limited, 1985.
- [29] "Design Reliability Training Course", Reliability Analysis Center - IIT Research Institute, 1967.
- [30] *Ede, A.J.*, "Advances in Heat Transfer", Vol.4 ,pp.1-64, Academic Press, 1967.
- [31] *Elenbaas, W.*, "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection", Physica, Vol.9, No. 1, pp. 1-28, 1941.

- [32] *Ellison, G.N.*, "Thermal Computations for Electronic Equipment", Van Nostrand Reinhold Company, 1984.
- [33] *Figueiredo, J. R.*, "Projeto e Modelamento Teórico de um Sistema de Refrigeração por Absorção Movido a Energia Solar", Tese de Mestrado, FEC-UNICAMP, 1980.
- [34] *Fujii, T. & Fujii, M.*, "The Dependence of Local Nusselt Number on Prandtl Number in the Case of Free Convection Along a Vertical Surface with Uniform Heat Flux", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.19, pp.121-122, 1976.
- [35] *Fujii, T. & Imura, H.*, "Natural Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp.755-767, 1972.
- [36] *Habchi, S. & Acharya, S.*, "Laminar Mixed Convection in a Symmetrically or Asymmetrically Heated Vertical Channel", *Proceedings of the Jt. AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conference*, Boston, Massachusetts, 1986.
- [37] *Hayday, A.A., Bowlus, D.A. & McGraw, R.A.*, "Free Convection from a Vertical Flat Plate with Step Discontinuities in Surface Temperature", *J. Heat Transfer*, Vol.89, No.3, pp.244-250, 1967.
- [38] *Holman, J.P.*, "Transferência de Calor", McGraw-Hill, 1983.
- [39] *Kettleborough, C.F.*, "Transient Laminar Free Convection Between Heated Vertical Plates Including Entrance Effects", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp.883-896, 1972.
- [40] *King, W.J.*, "The Basic Laws and Data of Heat Transmission Free Convection", *Mech. Engng* 56, pp. 347-353, 1932.
- [41] *Kishinami, K. & Seki, N.*, "Natural Convective Heat Transfer on an Unheated Vertical Plate Attached to an Upstream Isothermal Plate", *J. Heat Transfer*, Vol.105, pp.759-766, 1983.

- [42] *Kraus, A.D. & Bar-Cohen, A.*, "Thermal Analysis and Control of Electronic Equipament", McGraw-Hill, 1983.
- [43] *Landis, F.*, "W. Elenbaas' paper on "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection" ", HTD-Vol.57, Heat Transfer in Electronic Equipment, pp.11-21, 1986.
- [44] *Le Jannou, J.P.*, "Les Problèmes Thermiques dans le Matériel Électronique", L' Écho des RECHERCHES, No. 121, 1985.
- [45] *Le Jannou, J.P. & Latrobe, A.*, "Thermal Field Prediction in Electronic Equipment", Proceedings of the 8th. International Heat Transfer Conference, San Francisco, Hemisphere Publishing Company, pp.2983-2988, 1986.
- [46] *Leith, J.R.*, "Thermal Design Considerations in Vertical Channel Natural Convection ", J. Heat Transfer, Vol.109, pp.249-251, 1987.
- [47] *Levy, E.K.*, "Optimum Plate Spacings for Laminar Natural Convection Heat Transfer form Parallel Vertical Isothermal Flat Plates", J. Heat Transfer, Vol.93, pp.463-465, 1971.
- [48] *Lighthill, M.J.*, "Theoretical Considerations on Free Convection in Tubes", Quart. Journ. Mech. and Applied Math., Vol.VI, Pt.4, pp.398-439, 1953.
- [49] *Lombardi, G., Silva, P.P. e Peitl Filho, O.*, "Sistema de Confecção, Aferição e Implantação de Pares Termoelétricos", Anais COBEM-83, pp.63-74, 1973.
- [50] *Mc Adams, W.H.*, "Heat Transmission", McGraw-Hill, 1954.
- [51] *Martynenko, O.G., Berezovsky, A.A. & Sokovishin, Y.A.*, "Laminar Free Convection from a Vertical Plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.27, pp.869-881, 1984.
- [52] *Noronha, R.I.*, "Free convective cooling of Cabinets Containing Heat Dissipating Components", Proc. Instn. Mech. Engrs. 1964-65, Vol. 179, Pt 1, No. 13, pp.439-451.

- [53] *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.
- [54] *Quintiere, J. & Mueller, W.K.*, "An Analysis of Laminar Free and Forced Convection between Finite Vertical Parallel Plates", J. Heat Transfer, Vol. 95, pp.53-59, 1973.
- [55] *Reliability Design Handbook*, No. RDH 376, IIT Research Institute, Chicago, march 1976.
- [56] *Scheele, G.F. & Hanratty, T.J.*, "Effect of Natural Convection on Stability of Flow in a Vertical Pipe", Journal of Fluid Mechanics, Vol.14, pp. 244-258, 1962.
- [57] *Scott, A. W.*, "Cooling of Electronic Equipment", John Wiley & Sons, 1974.
- [58] *Sparrow, E.M. & Azevedo, L.F.A.*, "Lateral-Edge Effects on Natural Convection Heat Transfer From an Isothermal Vertical Plate ", J. Heat Transfer, Vol.107, pp.977-979, 1985.
- [59] *Sparrow, E.M. & Bahrami, P.A.*, "Experiments on Natural Convection from Vertical Parallel Plates with Either Open or Closed Edges", J. Heat Transfer, Vol.102, pp.221-227, 1980.
- [60] *Sparrow, E.M. & Cess, R.D.*, "Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill, 1978.
- [61] *Sparrow, E.M. & Gregg, J.L.*, "Laminar Free Convection from a Vertical Plate with Uniform Surface Heat Flux", Trans. ASME, J. Heat Transfer, pp.435-440, 1956.
- [62] *Sparrow, E.M. & Patankar, S.V.*, "Relationships Among Boundary Conditions and Nusselt Numbers for Thermally Developed Duct Flows", J. Heat Transfer, Vol.99, pp.483-485, 1977.
- [63] *Squire, H.B. & Goldstein, S.*, "Modern Developments in Fluid Dynamics", Oxford University Press, 1938.

- [64] *Stoecker, W.F.*, "A Generalized Program for Steady State System Simulation", ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Penn., 1971.
- [65] *Suriano, F.J., Yang, K.T. & Donlon, J.A.*, "Laminar Free Convection Along a Vertical Plate at Extremely Small Grashof Numbers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.8, pp. 815-831, 1965.
- [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*, Vol.28, pp.319-330, 1985.
- [67] *Wirtz, R.A. & Stutzman, R.J.*, "Experiments on Free Convection Between Vertical Plates with Symmetric Heating", *J. Heat Transfer*, Vol.104, pp. 501-507, 1982.
- [68] *Zeldin, B. & Schmidt, F.W.*, "Developing Flow with Combined Forced-Free Convection in a Isothermal Vertical Tube", *J. Heat Transfer*, Vol.94, No. 2, pp. 211-223, 1972.