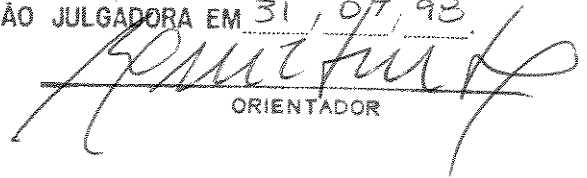


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR RICARDO ALAN
VERDÚ RAMOS E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 31, 07, 98.


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise da Convecção Natural em Superfícies com Fontes de Calor Protuberantes

Autor: **Ricardo Alan Verdú Ramos**
Orientador: **Luiz Fernando Milanez**

23/98

R147a

35588/BC

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Análise da Convecção Natural em Superfícies com Fontes de Calor Protuberantes

Autor:

Ricardo Alan Verdú Ramos

Orientador:

Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez

Curso:

Engenharia Mecânica

Área de Concentração:

Térmica e Fluidos

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

Campinas, 31 de julho de 1998.



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	
V.	Ex.
TÍTULO BC/	35588
PROD.	395/98
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	27/10/98
N.º CPD	

CM-00117712-3

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

R147a

Ramos, Ricardo Alan Verdú

Análise da convecção natural em superfícies com fontes de calor protuberantes / Ricardo Alan Verdú Ramos. - Campinas, SP: [s.n.], 1998.

Orientador: Luiz Fernando Milanez

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Transmissão. 2. Calor - Convecção. 3. Calor - Métodos experimentais. 4. Engenharia térmica. 5. Análise numérica. I. Milanez, Luiz Fernando. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**Análise da Convecção Natural em Superfícies
com Fontes de Calor Protuberantes**

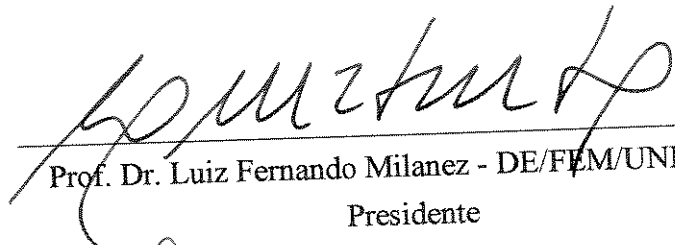
Autor:

Ricardo Alan Verdú Ramos

Orientador:

Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez

Banca Examinadora:



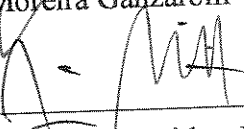
Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez - DE/FEM/UNICAMP
Presidente



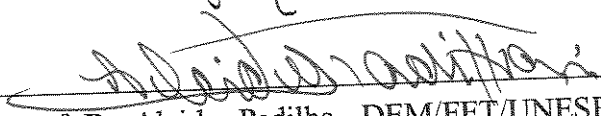
Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altemani - DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli - DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. João Batista Aparecido - DEM/FEIS/UNESP



Prof. Dr. Alcides Padilha - DEM/FET/UNESP

Campinas, 31 de julho de 1998.

Dedicatória

Agradeço em especial e também dedico esse trabalho aos meus pais, *Sebastião Paulo* (*in memorian*) e *Lemercy*, ao meu irmão *José Lucas* e à minha querida esposa, *Adriana*, que sempre incentivaram meus estudos.

Agradecimentos

Ao professor Dr. Luiz Fernando Milanez (DE/FEM/UNICAMP) pela orientação e presença com que sempre atuou durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

À CAPES (Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal no Ensino Superior) pela concessão de bolsa de estudo durante parte da realização deste trabalho.

À TELEBRAS (Telecomunicações Brasileiras) pelo fornecimento de parte da infraestrutura necessária para realização da parte experimental deste trabalho.

Ao professor Dr. Edson Del Rio Vieira (DEM/FEIS/UNESP), pelo grande apoio na execução da parte experimental de visualização do escoamento.

Ao Prof. Dr. José Luís Gasche (DEM/FEIS/UNESP), pelas importantes discussões realizadas sobre o método numérico utilizado neste trabalho.

Ao técnico de laboratório Reginaldo Cordeiro da Silva (DEM/FEIS/UNESP) e à desenhista Érika Renata Bocchi Lomba (DEM/FEIS/UNESP), pelo préstimo de seus serviços.

Ao estagiário do IAESTE Gabriel Colomer Campos (Universitat Politècnica de Catalunya, E.T.S. Enginyers Industrials, Barcelona - Espanha), pelo auxílio na montagem do sistema de aquisição de dados por computador.

À todos os demais amigos, funcionários e professores do DE/FEM/UNICAMP, bem como da Área de Ciências Térmicas do DEM/FEIS/UNESP, que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho.

“Quando se aplica todo o conhecimento e a sabedoria acumulada, são poucas as limitações que não podem ser superadas.”

Resumo

RAMOS, Ricardo Alan Verdú, *Análise da Convecção Natural em Superfícies com Fontes de Calor Protuberantes*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 104 p. Tese de Doutorado.

Neste trabalho é estudado numericamente o efeito da convecção natural sobre o escoamento e a transferência de calor em superfícies adiabáticas (placa, canal e cavidade) com fontes de calor protuberantes. O escoamento é considerado em regime permanente, laminar e bidimensional. As propriedades físicas são consideradas constantes e é feita a aproximação de Boussinesq. É utilizado o método de volumes de controle finitos para discretização das equações e a solução numérica é obtida pelo algoritmo SIMPLE. Para estas configurações, são obtidos os campos de velocidade e de temperatura, o número de Nusselt médio nas faces das fontes e a distribuição da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes, em função da potência dissipada, da distribuição de potência nas fontes, do espaçamento entre elas e da razão de aspecto do domínio. Para a verificação do código numérico desenvolvido, o mesmo é testado na solução de um problema clássico para o qual existe solução padrão. Por outro lado, são feitas medidas de temperatura na superfície e no campo de escoamento de ar em uma cavidade horizontal com fontes de calor na base e superfícies laterais resfriadas, bem como na superfície de uma cavidade hidrodinâmica onde estão montadas fontes de calor numa das superfícies verticais, sendo a outra resfriada; neste caso é feita também a visualização do campo do escoamento usando a técnica de traçadores sólidos. Os resultados numéricos e experimentais são comparados, mostrando uma boa concordância.

Palavras Chave:

Transferência de calor, convecção natural, fontes de calor, análise numérica e experimental.

Abstract

RAMOS, Ricardo Alan Verdú, *Natural Convection Analysis of Protruding Heat Sources on a Surface*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 104 p. Doctoral Thesis.

In this work a numerical study of natural convection in fluid flow and heat transfer on an adiabatic surface (like plate, channel and cavity) with protruding heat sources is carried out. The flow is considered steady, laminar and two-dimensional. The physical properties are considered constant and the Boussinesq approximation is used. The finite control volume method is used to discretize the equations and the numerical solution is obtained by the SIMPLE algorithm. In these configurations, the velocity and temperature fields, the average Nusselt number on the heaters surfaces and the temperature distribution on the surface where the heat sources are mounted, are obtained as a function of the power dissipated, heater power distribution, heater spacing and aspect ratio. The validation of the numerical program was checked by solving a well known classical problem for which a benchmark solution is available. Experimental temperature measurements are also made in a horizontal cavity with heaters on the base and laterally cooled, as well as in the surface of a hydrodynamic cavity where heaters are mounted in one vertical wall, being the other wall, cooled by constant temperature; a visualization of the flow field is also performed in this case, using the solid tracers technique. The numerical and experimental results are compared, showing a good agreement.

Keywords:

Heat transfer, natural convection, heat sources, numerical and experimental analysis.

Índice

1. Introdução	1
2. Objetivos	9
3. Formulação Matemática	13
3.1. Equações Básicas	13
3.2. Variáveis Adimensionais	16
3.3. Equações Adimensionalizadas	19
3.4. Condições de Contorno	20
3.5. Cavidade Diferencialmente Aquecida	21
3.5.1. Variáveis Adimensionais	21
3.5.2. Equações Adimensionalizadas	23
3.5.3. Condições de Contorno	23
4. Análise Numérica	25
4.1. Método Numérico	25
4.2. Malha Numérica	28
4.2.1. Importância da Escolha	28
4.2.2. Independência da Solução	28
4.2.3. Formas de Geração	28
4.3. Erros Numéricos	32

4.4. Critérios de Convergência	33
4.5. Domínio de Cálculo	34
4.6. Procedimento	35
5. Análise Experimental	36
5.1. Equipamentos e Acessórios Desenvolvidos	36
5.2. Medidas de Temperatura	39
5.3. Procedimento Experimental para a Cavity Horizontal	41
5.3.1. Aparato	41
5.3.2. Procedimento	44
5.4. Procedimento Experimental para a Cavity Hidrodinâmica	45
5.4.1. Aparato	45
5.4.2. Visualização do Escoamento	47
5.4.3. Procedimento	51
6. Resultados e Discussões	52
6.1. Teste do Programa Computacional	52
6.2. Resultados Numéricos	57
6.2.1. Placa, Canal e Cavity Vertical	58
6.2.2. Cavity Horizontal	67
6.2.3. Cavity Hidrodinâmica Vertical	71
6.3. Resultados Experimentais	74
6.3.1. Cavity Horizontal	74
6.3.2. Cavity Hidrodinâmica Vertical	78
6.4. Comparação de Resultados Numéricos e Experimentais	80
6.4.1. Cavity Horizontal	80
6.4.2. Cavity Hidrodinâmica Vertical	82

7. Comentários e Conclusões	84
Referências Bibliográficas	87
Apêndice A: Análise de Erros Experimentais	99

Lista de Figuras

Figura 1.1: Taxa de falha de componentes	2
Figura 1.2: Influência do meio ambiente na taxa de falha	3
Figura 1.3: Métodos e fluidos de resfriamento de componentes	4
Figura 2.1: Descrição dos problemas estudados numericamente	10
Figura 2.2: Descrição do problema para teste do programa computacional	11
Figura 2.3: Descrição dos problemas estudados experimentalmente e numericamente	12
Figura 4.1: Fluxograma do programa numérico utilizado na solução dos problemas	27
Figura 4.2: Distribuição de pontos de uma malha a partir da forma de geração	32
Figura 5.1: Aparato construído para confecção de termopares	37
Figura 5.2: Sistema usado para aferição de termopares e como junção de referência	38
Figura 5.3: Sistema posicionador da sonda de termopar	38
Figura 5.4: Curva de calibração dos termopares (média)	40
Figura 5.5: Detalhes construtivos da cavidade horizontal utilizada nos experimentos	41
Figura 5.6: Detalhes das fontes de calor utilizadas na cavidade horizontal	42
Figura 5.7: Suporte para a cavidade horizontal e posicionador	43
Figura 5.8: Detalhes da montagem experimental da cavidade horizontal	44
Figura 5.9: Posicionamento dos termopares na cavidade horizontal	44
Figura 5.10: Cavidade hidrodinâmica para visualização do escoamento	46

Figura 5.11: Aparato experimental montado para visualização do escoamento	46
Figura 6.1: Cavidade térmica para teste do programa computacional	53
Figura 6.2: Tipo de malha utilizada na solução numérica do caso padrão	53
Figura 6.3: $u_{\max}^*$ em função da malha	54
Figura 6.4: $v_{\max}^*$ em função da malha	54
Figura 6.5: $ \text{Nu}_{\text{med}} $ em função da malha	54
Figura 6.6: $ \text{Nu}_{\max} $ em função da malha	54
Figura 6.7: $ \psi_{\text{med}} $ em função da malha.	54
Figura 6.8: $ \psi_{\max} $ em função da malha	54
Figura 6.9: Linhas de corrente e isotérmicas para o caso padrão, em função de Rayleigh	56
Figura 6.10: Formato das malhas utilizadas na solução numérica dos problemas	57
Figura 6.11: Linhas de corrente e isotérmicas para a placa vertical	60
Figura 6.12: T_p na placa em função do número de Rayleigh modificado	60
Figura 6.13: T_p na placa em função da distribuição de potência nas fontes	60
Figura 6.14: T_p na placa em função do espaçamento entre as fontes	61
Figura 6.15: Linhas de corrente e isotérmicas para o canal vertical	62
Figura 6.16: T_p no canal em função do número de Rayleigh modificado	62
Figura 6.17: T_p no canal em função da distribuição de potência nas fontes	62
Figura 6.18: T_p no canal em função do espaçamento entre as fontes	63
Figura 6.19: T_p no canal em função da razão de aspecto	63
Figura 6.20: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade vertical	64
Figura 6.21: T_p na cavidade em função do número de Rayleigh modificado	64
Figura 6.22: T_p na cavidade em função da distribuição de potência nas fontes	64
Figura 6.23: T_p na cavidade em função do espaçamento entre as fontes	65
Figura 6.24: T_p na cavidade em função da razão de aspecto	65

Figura 6.25: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade horizontal	68
Figura 6.26: T_p na cavidade horizontal em função da potência dissipada	69
Figura 6.27: T_p na cavidade horizontal em função da razão de aspecto	69
Figura 6.28: T_p na cavidade horizontal em função da temperatura das paredes laterais	69
Figura 6.29: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade hidrodinâmica	72
Figura 6.30: T_p na cavidade hidrodinâmica, em função do número de Rayleigh	72
Figura 6.31: Curva de estabilização da temperatura na cavidade horizontal	74
Figura 6.32: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da potência dissipada	75
Figura 6.33: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da razão de aspecto	76
Figura 6.34: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da temperatura de resfriamento	77
Figura 6.35: Linhas isotérmicas experimentais para a cavidade horizontal	78
Figura 6.36: Visualização do escoamento na cavidade hidrodinâmica	79
Figura 6.37: Temperatura experimental na parede da cavidade hidrodinâmica	79
Figura 6.38: Temperaturas numérica e experimental na base da cavidade horizontal	81
Figura 6.39: Linhas isotérmicas numérica e experimental na cavidade horizontal	81
Figura 6.40: Temperaturas numérica e experimental na parede da cavidade hidrodinâmica	82
Figura 6.41: Visualização numérica/experimental do escoamento na cavidade hidrodinâmica	83

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Condições de contorno para os casos a serem resolvidos numericamente	21
Tabela 6.1: Parâmetros característicos em função do número de Rayleigh	55
Tabela 6.2: Definição das malhas usadas na solução numérica dos problemas	58
Tabela 6.3: Casos de placa, canal e cavidade vertical estudados numericamente	59
Tabela 6.4: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na placa vertical	61
Tabela 6.5: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima no canal vertical	63
Tabela 6.6: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na cavidade vertical	65
Tabela 6.7: Casos da cavidade horizontal estudados numericamente	67
Tabela 6.8: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na cavidade horizontal	68
Tabela 6.9: Casos da cavidade hidrodinâmica estudados numericamente	71
Tabela 6.10: Nusselt médio nas faces das fontes da cavidade hidrodinâmica	73
Tabela A.1: Valores dos parâmetros da distribuição de Student	101

Nomenclatura

Letras Latinas

A	Área normal ao escoamento
c	Calor específico / Parâmetro de equação
d	Distância entre as fontes de calor / Parâmetro de equação
D	Largura do domínio / Distância da parede lateral até a fonte
e	Espaçamento entre as fontes de calor
E	Espaçamento entre as fontes de calor / Voltagem
g	Aceleração gravitacional
h	Dimensão das fontes / Coeficiente de transferência de calor
H	Altura do domínio
i,j	Posição
k	Condutividade térmica
L	Distância da base até a fonte / Dimensão das fontes ou da cavidade
n	Número de iterações / Número de observações
N	Número total de linhas
Nu	Número de Nusselt
p	Pressão
P	Pressão / Potência dissipada / Perímetro molhado da fonte

Pr	Número de Prandtl
q	Calor dissipado por unidade de volume
Q	Fluxo de calor
Ra	Número de Rayleigh
Ra _q	Número de Rayleigh modificado (baseado no fluxo de calor)
S	Termo fonte / Localização espacial de uma linha no domínio
t	Tempo / Parâmetro da distribuição de Student
T	Temperatura
u	Velocidade na direção horizontal
v	Velocidade na direção vertical
V	Voltagem / Amplitude máxima da variação dos resultados de uma amostra
w	Porcentagem de confiabilidade
W	Profundidade do domínio / Largura do domínio
x	Coordenada horizontal / Resultado de amostra única
y	Coordenada vertical
z	Coordenada normal ao plano x-y

Letras Gregas

α	Difusividade térmica / Parâmetro de equação
β	Coefficiente de expansão volumétrica / Parâmetro de equação
δ	Razão de expansão da malha numérica
Δ	Espaçamento entre o primeiro ponto interior da malha e o contorno
ϕ	Variável adimensional genérica (u^* , v^* ou T^*)
η	Coordenada generalizada de direção (x ou y)

ϕ	Variável adimensional genérica ($u_{\max}^*$, $v_{\max}^*$, Nu_{med} , $Nu_{\max}$, ψ_{med} ou $\psi_{\max}$)
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ν	Viscosidade cinemática do fluido
ρ	Densidade do fluido
ξ	Tolerância admitida / Erro percentual
ψ	Função corrente
ζ	Direção perpendicular a η

Superescritos

n	Referente à enésima iteração
N	Número de pontos do domínio
*	Variável adimensional
-	Médio

Subscritos

c	Referente a temperatura de resfriamento (<i>cold</i>)
cor	Valor corrigido
f	Fluido
h	Referente a temperatura de aquecimento (<i>hot</i>)
i	Posição na direção x / Interface
j	Posição na direção y
ℓ	Local (fluido ou sólido)
max	Valor máximo

med	Valor medido / Valor médio
n	Número de pontos do domínio em uma dada direção
n-1	Grau de liberdade
N	Último ponto do domínio
p	Parede / Pressão constante
s	Sólido
∞	Ambiente
0	Referência
1	Referente à fonte 1
2	Referente à fonte 2
3	Referente à fonte 3
4	Referente à fonte 4
i-f	Direção da interface para o fluido
s-i	Direção da interface para a fonte

Abreviaturas

fps	<i>frames</i> por segundo
FDT	Fator de Deterioração Térmica
PVC	Poli Cloreto de Vinila
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
SLR	<i>Single Lens Reflex</i>
SNR	<i>Signal Noise Ratio</i>
TDMA	<i>Tri-Diagonal Matrix Algorithm</i>
Tp	Temperatura na parede onde estão montadas as fontes

Siglas

DE	Departamento de Energia
DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
FEIS	Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica

Capítulo 1

Introdução

Este trabalho aborda um problema de considerável interesse em várias aplicações tecnológicas, principalmente no controle térmico de equipamentos eletrônicos.

O crescente desenvolvimento da tecnologia na indústria eletrônica tem permitido a fabricação de componentes cada vez menores. Isso faz com que a densidade de potência volumétrica aumente, aumentando os fluxos de calor locais e a possibilidade de superaquecimento e, conseqüentemente, de falha. Para que se tenha uma idéia das proporções do problema, na periferia do sol, onde a temperatura é cerca de $6000\text{ }^{\circ}\text{C}$, o fluxo de calor é da ordem de 10^7 W/m^2 , enquanto que em um componente eletrônico, que opera com uma temperatura de junção entre 125 e $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, a dissipação é da ordem de 10^5 W/m^2 .

Uma atenção indevida ao controle térmico pode acarretar uma redução da vida útil dos componentes, o não atendimento das especificações do usuário e aumentar os custos de manutenção e de reposição.

Entretanto, deve-se salientar que um cuidado excessivo com o controle térmico pode resultar também em um alto custo do equipamento. Um resfriamento adequado permite a otimização de circuitos eletrônicos quanto a confiabilidade e densidade de empacotamento, refletindo diretamente no custo de todo o sistema.

O desempenho e a confiabilidade do componente são fortemente dependentes da temperatura de operação. A taxa de falha aumenta quase que exponencialmente com o aumento da

temperatura de operação, como mostra a Figura 1.1 (Peterson & Ortega, 1990). Nota-se nesta figura que um dado componente operando a 100 °C apresenta um fator de deterioração térmica (FDT) quase três vezes superior àquele que teria se trabalhasse a 75 °C, que é uma temperatura média normal de operação.

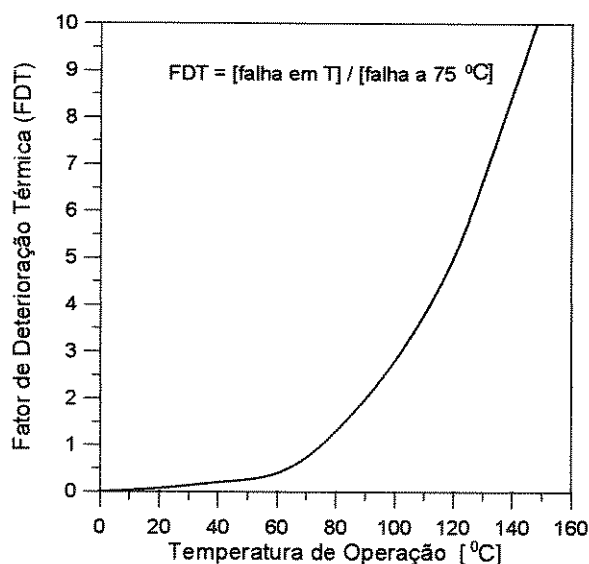


Figura 1.1: Taxa de falha de componentes.

Dentre os fatores ambientais que influenciam o controle térmico de um equipamento eletrônico, a temperatura é responsável por quase metade dos defeitos apresentados, como mostra a Figura 1.2. Ela pode, entre outros efeitos, alterar parâmetros como: resistência, indutância, capacitância, constante dielétrica, entre outros; provocar deterioração do encapsulamento e induzir reações químicas parasitas. Outro fator que também contribui consideravelmente para a taxa de falha é a vibração, que é capaz de introduzir erros na modulação de sinais e até ser a causa de uma fadiga prematura do material. A umidade também contribui bastante para o aumento da taxa de falha, acelerando o processo de corrosão, podendo inclusive ligar eletricamente dois pontos causando um curto circuito. Outros fatores, apresentados na Figura 1.2, que contribuem menos intensamente para o aumento da taxa de falha são: a poeira, que além de ser abrasiva, contamina as partes lubrificadas; a salinidade, que provoca os mesmos efeitos da umidade mas de modo mais acentuado; a altitude, que quanto maior, pro-

voca uma diminuição sensível na eficiência da troca de calor por convecção, pois o ar tem a sua densidade diminuída devido à baixa pressão o que pode causar um incremento considerável nos níveis de temperatura do equipamento; e, por fim, os choques mecânicos, que podem comprometer a estrutura física dos materiais.

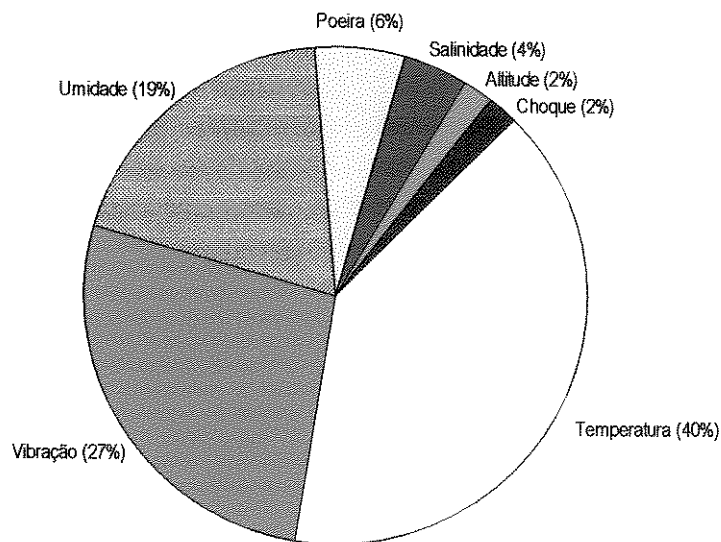


Figura 1.2: Influência do meio ambiente na taxa de falha.

A energia gerada deve ser efetivamente removida para que os níveis de temperatura sejam mantidos abaixo do limite crítico, diminuindo a taxa de falha, e não comprometendo o funcionamento do sistema. Porém, um resfriamento eficiente não pode ser obtido sem o estudo da transferência de calor e da determinação dos campos de velocidade e temperatura.

Diferentes mecanismos de transferência de calor podem ser utilizados para superar este problema. No sentido crescente de eficiência da troca de calor e complexidade dos dispositivos, temos: radiação, convecção natural, convecção forçada de ar, condução, convecção forçada de líquido, resfriamento termelétrico e evaporação de líquidos. A transferência de calor pode ocorrer principalmente através de um único desses mecanismos mas, na maioria das vezes, ocorre uma combinação dos mesmos. A Figura 1.3 mostra as diferenças de temperatura em função do fluxo de calor para alguns desses mecanismos de transferência de calor e para vários fluidos de resfriamento (Kraus & Bar-Cohen, 1983).

Existem diversos dispositivos que auxiliam esses mecanismos de transferência de calor, entre eles podemos citar: ventiladores, trocadores de calor, tubos de calor, resfriadores termelétricos e aletas, entre outros.

No entanto, embora com todos esses recursos disponíveis, geralmente costuma-se prever o comportamento térmico em situações mais críticas, levando-se em conta neste caso apenas o resfriamento a ar por convecção natural, devido a sua simplicidade, confiabilidade e baixo custo.

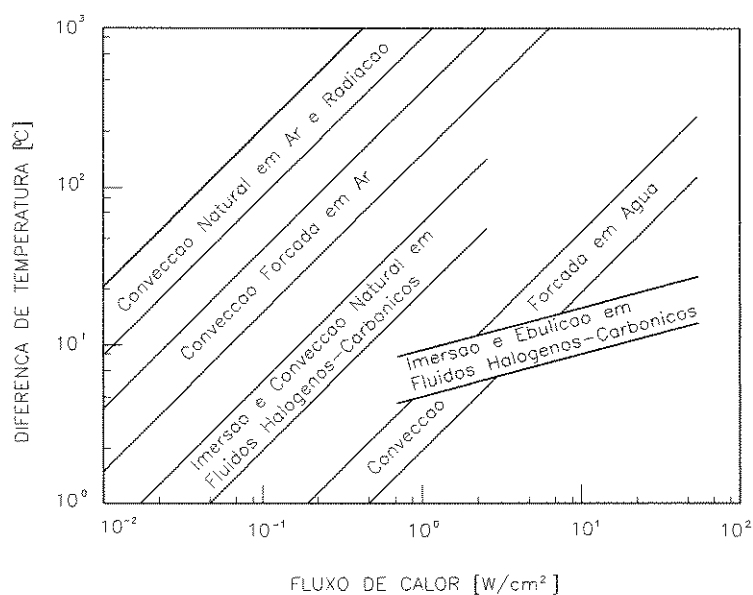


Figura 1.3: Métodos e fluidos de resfriamento de componentes.

Existem diversos trabalhos na área de projeto e controle térmico de equipamentos eletrônicos, que abordam várias técnicas, entre eles podem ser citados alguns livros clássicos como: Baum, 1969; Scott, 1974; Steinberg, 1980 e Kraus & Bar-Cohen, 1983. Existem outros trabalhos que são de caráter mais genérico e que mostram o “estado da arte” neste assunto, como: Incropera, 1988; Nakayama & Bergles, 1990; Peterson & Ortega, 1990; Bergles, 1991; e Bar-Cohen, 1992, entre outros.

Existem basicamente três configurações nas quais são concentradas a maioria dos trabalhos envolvendo o estudo de fontes de calor simulando componentes eletrônicos montados

em superfícies adiabáticas sujeitas a diferentes condições de contorno, que são: placa, canal e cavidade.

Vários estudos analíticos, numéricos e experimentais têm sido feitos na tentativa de solucionar problemas deste tipo. Cada um com as suas peculiaridades no que diz respeito às condições de contorno utilizadas (primeira, segunda e/ou terceira espécie), formas de adimensionalização (diferentes parâmetros para cada uma das variáveis e dimensões envolvidas), métodos numéricos (diferenças finitas, volumes de controle finitos, elementos finitos), formas de equacionamento (parabólico, elíptico), esquemas de discretização (diferença central, híbrido, exponencial), técnicas utilizadas (similaridade, vorticidade-função corrente, variáveis primitivas), procedimentos experimentais (interferômetro holográfico laser, termopares), formas geométricas (dimensões, número de fontes, distância entre as fontes), tamanhos e tipos de malha, número de dimensões (2-D e 3-D), formas de apresentação dos resultados, etc...

Grande parte destes estudos envolvendo convecção natural considera as superfícies verticais como sendo lisas e aquecidas, com uma distribuição de temperatura isotérmica ou não ao longo de todo o seu comprimento. Entre estes trabalhos podem ser citados: em placas: Sparrow & Gregg, 1958; Hayday *et al.*, 1967; Kao *et al.*, 1977; Lloid & Sparrow, 1970; Yang *et al.*, 1982; Carvalho Filho & Goldstein Jr., 1987 e Park, 1989; em canais: Elenbass, 1942; Ostrach, 1952; Siegal & Norris, 1957; Bodoia & Osterle, 1962; Engel & Mueller, 1967; Aung, 1972; Kattleborough, 1972; Sparrow & Bahrami, 1980; Sparrow & Faghri, 1980; Nakamura *et al.*, 1982; Wirtz & Stutzman, 1982; Bar-Cohen & Roshenow, 1984; Sparrow *et al.*, 1984; Sparrow & Azevedo, 1985; Azevedo & Sparrow, 1986; O'Meara & Poulikakos, 1987; Webb & Hill, 1989; Kim *et al.* 1990; Martin *et al.*, 1991; Guo & Wu, 1993 e Bejan & Lee, 1993; e em cavidades: Jacobs *et al.*, 1974; Cattom, 1978; Shiralkar & Tien, 1982; De Vahl Davis, 1983a e 1983b; Zhong *et al.*, 1985; Chan & Tien, 1985; Polikakos, 1985; Nishimura *et al.*, 1988; Ramanathan *et al.*, 1988; Miyamoto *et al.*, 1989, Du & Bilgen, 1992; Shyy & Rao, 1992 e Ravi *et al.*, 1994; entre outros.

Na realidade o aquecimento e/ou a temperatura ao longo da parede onde estão montados os componentes não é uniformemente distribuído, devido não só aos espaços existentes entre eles, mas também as diferentes potências de dissipação. Assim, surgiram estudos sobre o efeito da convecção natural em superfícies com fontes de calor discretas embutidas na parede ou superficiais (de espessura infinitesimal). Entre estes trabalhos podem ser citados: em placas:

Zinnes, 1970; Jaluria & Gebhart, 1977; Carey & Mollendorf, 1977; Jaluria, 1982 e 1984; Milanez & Bergles, 1986; Kishinami *et al.*, 1987; Lin & Yu, 1988; Lee & Yovanovich, 1989; em canais: Aung *et al.*, 1973; Ravine & Richards, 1984; Tomimura & Fujii, 1987; Ravine & Richards, 1988; Elpidorou *et al.*, 1991; Mitra & Ray, 1993; Sugavanam *et al.*, 1995; e em cavidades: Keyhani *et al.*, 1988a; Wang *et al.*, 1988; Chadwick *et al.*, 1991; Hasnaoui *et al.*, 1992; Fusegi *et al.*, 1992; Ho & Chang, 1994; Heindel *et al.*, 1995; entre outros.

No entanto, para modelar mais realisticamente o problema do resfriamento de equipamentos eletrônicos por convecção natural, os componentes devem ser considerados como fontes de calor protuberantes que bloqueiam parcialmente o escoamento. Casos deste tipo não têm recebido muita atenção na literatura, motivando assim a elaboração deste trabalho. Como referência podem ser citados: em placas: Campo *et al.*, 1982; Coyne, 1984; Afrid & Zebib, 1987; Burak *et al.*, 1995; em canais: Chen & Kuo, 1988; Nickell *et al.*, 1987; Hung & Shiau, 1988; e em cavidades: Kelleher *et al.*, 1985; Shakerin, 1987; Shakerin & Loehrke, 1987; Shakerin *et al.*, 1988; entre outros.

A visualização do escoamento é uma outra importante ferramenta de trabalho na mecânica de fluidos. Atualmente, embora inúmeros métodos de estudo da dinâmica de escoamentos sejam utilizados, a visualização ainda exerce um papel de importância fundamental na materialização e no entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem na mecânica dos fluidos.

A visualização permite obter rapidamente informações qualitativas e quantitativas de um problema em estudo. Existem muitos trabalhos na literatura técnica, como por exemplo Goldstein, 1983; Merzkirch, 1987 e Freymuth, 1993; que apresentam muitas aplicações de visualização de escoamentos para diversos tipos de problemas, incluindo o estudo da convecção natural em cavidade fechada que também é objeto deste trabalho.

A convecção natural em cavidade com ar pode ser estudada com a técnica do *traço de fumaça*, que consiste na introdução de fumaça de cigarro dentro da cavidade, permitindo a visualização do escoamento, como mostrado por Yin *et al.*, 1973; Sernas & Lee, 1981 e Chu *et al.*, 1976. Esta técnica requer que a injeção de fumaça seja cuidadosa para não promover perturbações significantes no escoamento e é necessário um tempo adicional para garantir a estabilidade e o equilíbrio no escoamento. Neste período, os traços de fumaça são continuamente dispersos no ar, prejudicando a visualização e produzindo imagens de baixa qualidade. Este

tipo de técnica tem o inconveniente de apresentar pouco contraste e uma acuidade muito pobre.

Existem outras técnicas de visualização em ar baseadas na observação das mudanças das propriedades físicas intrínsecas do meio através de *sistemas ópticos de interferometria*, tal como o método de *schlieren*, que é baseado na mudança do índice de refração do fluido, provocada por variações de densidade, determinando a primeira derivada do campo de densidades do escoamento. Uma outra prática muito comum, utilizada por Hsieh & Wang, 1994 e Cesini *et al.*, 1988, é a *holografia*, técnica na qual um feixe de laser coerente é dividido em dois, um dos quais passa pela seção de testes e o outro, chamado de feixe de referência, é desviado da seção de testes. Os dois feixes são recombinados em uma chapa fotográfica especial e o holograma resultante é uma grade de difração formada pela emulsão na chapa fotográfica. Os padrões de interferência podem ser interpretados de modo análogo ao interferômetro de *Mach-Zehnder*. A janela de observação deve ser preferencialmente de vidro, devido à sua melhor qualidade óptica quando comparado ao acrílico, que tem índice de refração fortemente dependente das tensões internas e, além disso, o aparato experimental montado em uma mesa sem vibração.

Em geral, a visualização de escoamento em meio líquido é feita mais facilmente que em ar, mas no caso específico de convecção natural em cavidade hidrodinâmica, onde o fluido fica confinado, a aplicação da técnica é mais complicada.

Várias técnicas de visualização em meio líquido são relacionadas na literatura técnica. Uma delas utiliza soluções com propriedades chamada *eletrocromia*. Quando uma pequena corrente elétrica (inferior a 10mA) passa através deste fluido é produzido um traço colorido. Não há diferença de densidade entre os elementos de fluido marcados pelo corante colorido e o restante do fluido, o corante é neutralmente flutuante e por isso esta técnica é indicada em escoamentos dominados por forças de inércia (escoamentos convectivos). Como exemplo de visualização de escoamento utilizando esta técnica podem ser citados: Baker, 1966, e Vedhanayagam, 1979, que utilizaram soluções de *thymol blue*, além de Hendricks & Aviram, 1982, que usaram soluções de *iodato de zinco* (ZnI_2). Porém, esta técnica não é muito eficaz devido ao pobre contraste entre o corante colorido e a solução de água, sendo inadequada para capturar as estruturas complexas do escoamento convectivo.

Uma outra técnica de visualização de escoamento por convecção natural em meio líquido consiste na utilização de traçadores na forma de *micro-partículas sólidas*. Estas partículas precisam permanecer neutralmente flutuantes por um período de tempo antes da variação da temperatura da água. Elas não devem aderir nas superfícies internas e precisam de bons refletores de luz. Diferentes tipos de micro-partículas e fluidos podem ser utilizados, entre eles: *pós de alumínio* (5 a 20 μm); utilizado em etileno glicol por Keyhani *et al.*, 1988a, e Keyhani *et al.*, 1988b e por Hsieh & Wang, 1994, em óleo de silicone; *Pliolite* (50 μm), utilizado em água por Azevedo & Carvalho, 1988; *poliestireno*, usado em água por Yin *et al.*, 1973 e, por fim, *crystal líquido termocrômico encapsulado* (50 μm), usado em solução de água e glicerol por Hiller *et al.*, 1991, que permite observar simultaneamente o deslocamento da partícula e o campo de temperatura.

Capítulo 2

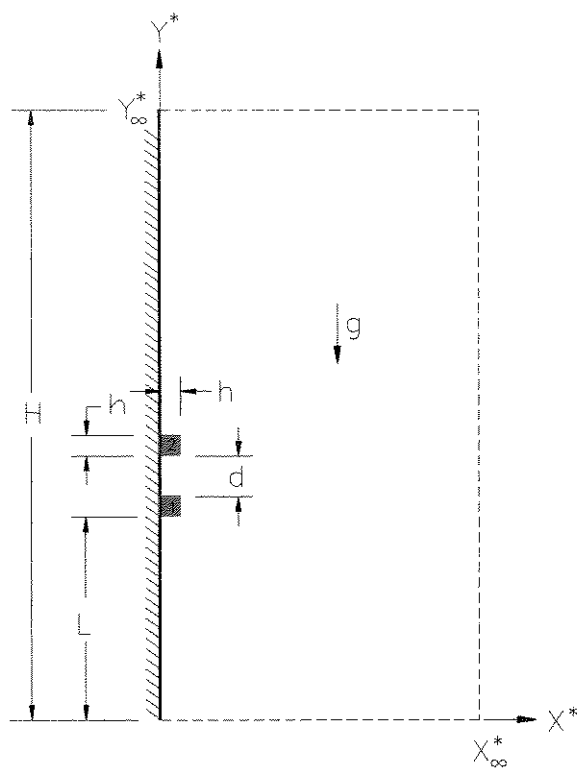
Objetivos

Neste trabalho será feita uma análise numérica da convecção natural em superfícies adiabáticas com fontes de calor protuberantes, simulando componentes eletrônicos, sujeitas a diferentes condições de contorno, como mostrado esquematicamente na Figura 2.1.

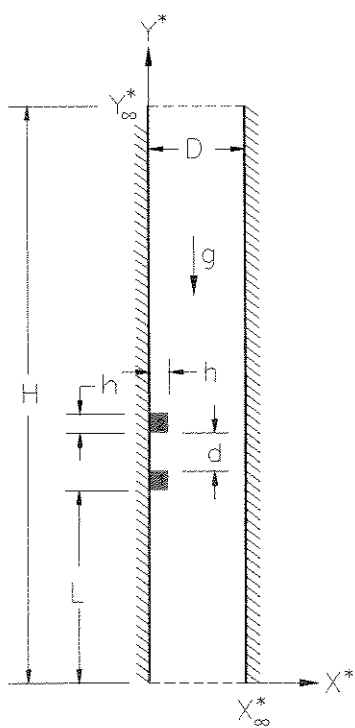
As fontes de calor protuberantes têm as mesmas dimensões e dissipam calor uniformemente por unidade de volume. A condutividade térmica das paredes é considerada pequena de modo que possam ser tratadas como adiabáticas. A largura da placa é suficientemente grande para que os efeitos de borda sejam desprezíveis e o problema seja 2-D. O escoamento é considerado em regime permanente, laminar e com propriedades físicas constantes.

Serão determinados numericamente os campos de velocidade e de temperatura no escoamento, a distribuição da temperatura ao longo da superfície na qual estão montadas as fontes e o valor do número de Nusselt médio nas faces das fontes, para cada um dos casos apresentados anteriormente. Além disso, será feita uma análise numérica dos parâmetros que influenciam o escoamento, tais como: potência dissipada, distribuição de potência nas fontes, espaçamento entre as mesmas e a razão de aspecto do domínio.

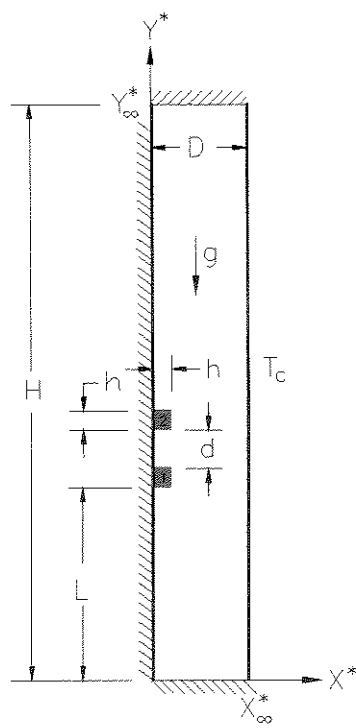
Para a validação do código numérico desenvolvido, o mesmo será testado na solução do problema clássico de uma cavidade térmica diferencialmente aquecida, como mostra a Figura 2.2, para o qual existe uma solução aceita como padrão (*benchmark*), já que para os tipos de problemas considerados neste trabalho não existe nenhuma solução padrão.



(a) Placa vertical



(b) Canal vertical



(c) Cavidade vertical

Figura 2.1: Descrição dos problemas estudados numericamente.

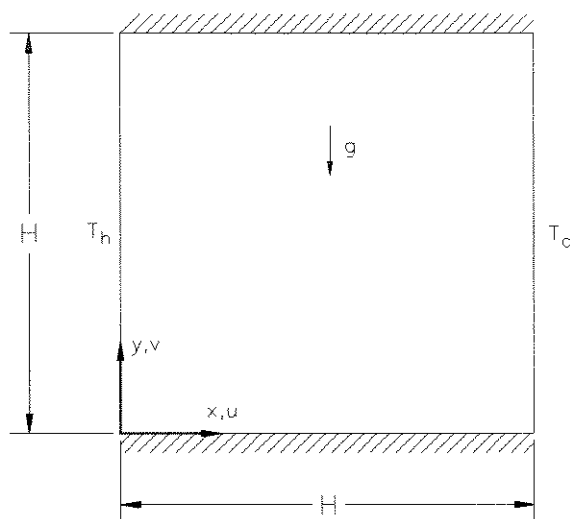
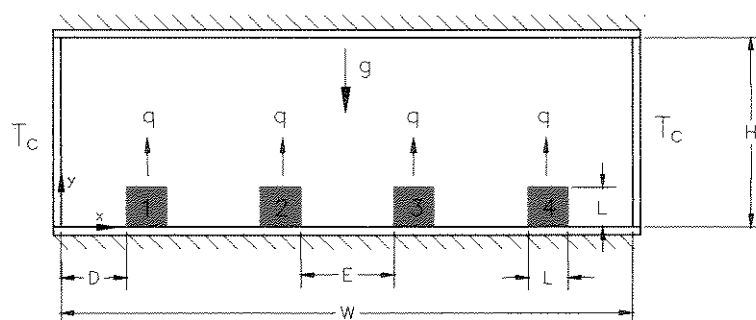


Figura 2.2: Descrição do problema para teste do programa computacional.

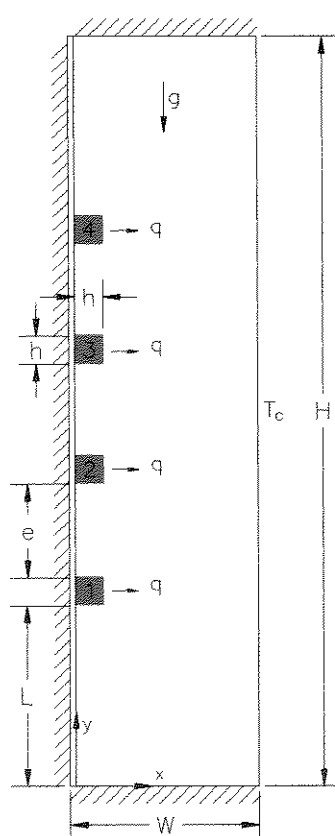
Por outro lado, neste trabalho, também será estudado experimentalmente a convecção natural em cavidades com fontes de calor protuberantes montadas em uma das paredes, simulando componentes eletrônicos, tal como mostrado na Figura 2.3. Em ambos os casos apresentados nesta figura serão feitas medidas de temperatura no campo do escoamento e também sobre a parede onde estão as fontes. Esses mesmos problemas serão simulados numericamente e alguns resultados serão comparados com os experimentais.

A Figura 2.3a trata do escoamento de ar em uma cavidade horizontal, resfriada lateralmente, situação esta muito comum na prática. A opção por este tipo de problema se deve ao fato do mesmo possuir condições de contorno bem definidas, permitindo maiores gradientes, devido as diferenças de temperatura que podem ser impostas nas paredes verticais. Além disso, o posicionamento das fontes na horizontal permite uma melhor aproximação do escoamento laminar na prática, já que o fluxo não será obstruído, ao contrário do posicionamento vertical.

A Figura 2.3b trata do escoamento em meio hidrodinâmico em uma cavidade vertical com fontes de calor protuberantes em uma das paredes verticais, sendo a outra mantida resfriada a uma temperatura constante. Adicionalmente, neste caso será feita também a visualização do escoamento, utilizando a técnica de traçadores sólidos.



(a) Cavity horizontal



(b) Cavity hidrodinâmica

Figura 2.3: Descrição dos problemas estudados experimentalmente e numericamente.

Capítulo 3

Formulação Matemática

Neste capítulo será apresentado o modelamento matemático dos problemas, descritas todas as equações básicas governantes, as variáveis dimensionais utilizadas, as equações adimensionalizadas resultantes, bem como as condições de contorno.

A formulação matemática será a mesma para todos os casos com fontes de calor montadas sobre uma superfície que serão estudados numericamente, variando-se apenas as condições de contorno para cada um dos casos.

3.1. Equações Básicas

As equações básicas governantes são as da conservação da massa (continuidade), da conservação da quantidade de movimento e da conservação da energia, apresentadas, respectivamente, como segue:

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (3.1)$$

Equação da Quantidade de Movimento em x:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + u \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + v \frac{\partial}{\partial y}(\rho u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) \quad (3.2)$$

Equação da Quantidade de Movimento em y:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + u \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) + v \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) - \rho g \quad (3.3)$$

Equação da Energia:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p v T) = \left[\frac{\partial}{\partial x}\left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k \frac{\partial T}{\partial y}\right) \right] + S \quad (3.4)$$

onde S é o termo fonte da equação, expresso em energia por unidade de volume.

O processo considerado é em regime permanente e com $\mu = \text{cte}$ e $\rho = \text{cte}$, exceto no termo de empuxo onde $\rho = f(T)$ e pode ser calculado pela aproximação de Boussinesq, com relação a um estado de referência (subscrito 0), que pode ser o ambiente, a partir da definição do coeficiente de expansão volumétrica (β), como segue:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{(\rho - \rho_0)}{(T - T_0)} \quad (3.5)$$

Assim, tem-se:

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] = \rho_0 - \rho_0 \beta(T - T_0) \quad (3.6)$$

Desse modo, o termo do empuxo torna-se:

$$-\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g = -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho_0 g + \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (3.7)$$

Definindo:

$$P = p + \rho_0 g y \quad (3.8)$$

Tem-se:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial y} + \rho_0 g \quad (3.10)$$

Substituindo na equação (3.7), resulta:

$$-\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (3.11)$$

Com estas considerações, as equações dos problemas tornam-se:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.12)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.13)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_0) + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.14)$$

$$\rho c_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S \quad (3.15)$$

3.2. Variáveis Adimensionais

A seguir serão apresentadas as formas de adimensionalização dos parâmetros e variáveis utilizadas na formulação dos problemas. A temperatura e o número de Rayleigh foram adimensionalizados com relação ao fluxo de calor por unidade de volume referente a fonte 1 (q_1), tendo sido considerado como comprimento característico (L) a distância da base até a primeira fonte de calor ou a dimensão da fonte, dependendo do caso.

Dimensões:

$$x^* = x / L \quad (3.16)$$

$$y^* = y / L \quad (3.17)$$

Velocidades:

$$u^* = uL / \alpha_f \quad (3.18)$$

$$v^* = vL / \alpha_f \quad (3.19)$$

Pressão:

$$P^* = \frac{P}{\rho_f (\alpha_f / L)^2} \quad (3.20)$$

Temperatura:

$$T^* = \frac{(T - T_0)}{q_1 L^2 / k_f} \quad (3.21)$$

Número de Rayleigh modificado:

$$Ra = \frac{g \beta_f q_1 L^5}{k_f \alpha_f \nu_f} \quad (3.22)$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_f c_p}{k_f} = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (3.23)$$

Número de Nusselt local na interface:

$$Nu_i = h_i L / k_f \quad (3.24)$$

onde h é o coeficiente de transmissão de calor, determinado através de um balanço global de energia, acoplando-se as equações de condução e convecção na interface, como segue:

$$\text{Convecção no fluido: } Q_i = h_i A_i (T_i - T_\infty) \quad (3.25)$$

$$\text{Condução no fluido: } Q_i = k_f A_i \left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{i-f} \quad (3.26)$$

onde η é uma coordenada generalizada, que pode ser x ou y , dependendo da face considerada.

Assim, pode ser definido:

$$\eta^* = \eta / L \quad (3.27)$$

De (3.25) e (3.26), resulta:

$$h_i = \frac{k_f \frac{\partial T}{\partial \eta} \big|_{i-f}}{(T_i - T_\infty)} \quad (3.28)$$

Utilizando as outras variáveis adimensionais definidas anteriormente, tem-se:

$$h_i = \frac{k_f}{L} \frac{(q_1 L^2 / k_f)}{(T_i - T_\infty)} \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} \big|_{i-f} = \frac{k_f}{L} \frac{1}{T^*} \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} \big|_{i-f} \quad (3.29)$$

Substituindo em (3.24), tem-se:

$$Nu_i = \frac{1}{T_i^*} \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} \big|_{i-f} \quad (3.30)$$

Nusselt médio nas faces das fontes:

O número de Nusselt médio nas faces das fontes, determinado através do acoplamento das equações de condução-convecção na interface, é dado por:

$$\overline{Nu}_i = -\frac{1}{p} \int_0^p \left[\frac{(\partial T^* / \partial \eta^*)_i}{T_i^*} \right] d\zeta^* \quad (3.31)$$

onde:

p = perímetro molhado da fonte;

ζ = x ou y (lateral da fonte ou lado superior/inferior da fonte);

η = direção perpendicular a ζ ;

i = fonte considerada (1, 2, 3 ou 4).

3.3. Equações Adimensionalizadas

A partir das definições do item anterior são obtidas as equações adimensionalizadas que regem o problema:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (3.32)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \text{Pr} \mu^* \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (3.33)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \text{Pr} \mu^* \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) + \text{RaPr} T^* \quad (3.34)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = k^* \left[\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right] + S^* \quad (3.35)$$

sendo:

$$\mu^* = \frac{\mu_\ell}{\mu_f} \quad (3.36)$$

$$k^* = \frac{k_\ell}{k_f} \quad (3.37)$$

$$S^* = \frac{q_\ell}{q_1} \quad (3.38)$$

onde o índice ℓ é referente ao valor da propriedade no local considerado, podendo ser s (sólido) ou f (fluido).

Assim tem-se:

- no fluido: $\mu^* = \mu_f/\mu_f = 1$

$$k^* = k_f/k_f = 1$$

$$S^* = 0 \text{ (não existe geração de calor no fluido)}$$

- nas fontes: $\mu^* = \mu_s/\mu_f = \infty$

$$k^* = k_s/k_f$$

$$S^* = q_1/q_1 = 1 \text{ (na fonte 1) e } S^* = q_2/q_1 \text{ (na fonte 2)}$$

$$S^* = 1 \text{ (no caso de existirem mais de duas fontes)}$$

3.4. Condições de Contorno

Independentemente dos casos, as placas são consideradas adiabáticas, impermeáveis e nelas não ocorre deslizamento. Todas as condições de contorno onde as fronteiras são abertas são homogêneas de segunda espécie, ou seja de derivada nula. Na Tabela 3.1 são apresentadas as condições de contorno para cada um dos casos a serem estudados numericamente, mostrados anteriormente nas Figuras 2.1 e 2.3.

Tabela 3.1: Condições de contorno para os casos a serem resolvidos numericamente.

Casos Domínio	Placa Vertical	Canal Vertical	Cavidade Vertical e Hidrodinâmica	Cavidade Horizontal
Lado Esquerdo	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $T^*=0$
Lado Direito	$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} = \frac{\partial v^*}{\partial x^*} = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $T^*=0$	$u^* = v^* = 0$ $T^*=0$
Lado Inferior	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$
Lado Superior	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$	$u^* = v^* = 0$ $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$

3.5. Cavidade Diferencialmente Aquecida

A seguir será apresentado o equacionamento do problema padrão, mostrado anteriormente na Figura 2.2, que será utilizado para testar o programa desenvolvido.

3.5.1. Variáveis Adimensionais

As variáveis adimensionais utilizadas na solução deste problema são as mesmas sugeridas por Laje & Bejan (1991):

Dimensões:

$$x^* = x/H \quad (3.39)$$

$$y^* = y/H \quad (3.40)$$

Velocidades:

$$u^* = \frac{u}{(\alpha/H)(Ra\ Pr)^{1/2}} \quad (3.41)$$

$$v^* = \frac{v}{(\alpha/H)(Ra\ Pr)^{1/2}} \quad (3.42)$$

Pressão:

$$P^* = \frac{H^2}{\rho\alpha^2} \left(\frac{p + \rho g y}{Ra\ Pr} \right) \quad (3.43)$$

Temperatura:

$$T^* = \frac{T - (T_h + T_c)/2}{(T_h - T_c)} \quad (3.44)$$

Número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta H^3 (T_h - T_c)}{\alpha\nu} \quad (3.45)$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \nu/\alpha \quad (3.46)$$

3.5.2. Equações Adimensionalizadas

Foram feitas as hipóteses de escoamento incompressível, fluido newtoniano, propriedades físicas constantes, escoamento laminar, bidimensional e em regime permanente e, além disso, foi utilizada a aproximação de Boussinesq.

Desse modo as equações governantes adimensionais podem ser escritas como:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (3.47)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}\right)^{1/2} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (3.48)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}\right)^{1/2} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) + T^* \quad (3.49)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \left(\frac{1}{\text{Ra Pr}}\right)^{1/2} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (3.50)$$

3.5.3. Condições de Contorno

As condições de contorno para este problema são as seguintes:

Lado esquerdo ($x^* = 0$): $u^* = v^* = 0$ e $T^* = 0.5$

Lado direito ($x^* = 1$): $u^* = v^* = 0$ e $T^* = -0.5$

Lado inferior ($y^* = 0$): $u^* = v^* = 0$ e $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$

Lado superior ($y^* = 1$): $u^* = v^* = 0$ e $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} = 0$

Capítulo 4

Análise Numérica

A análise numérica de um problema propicia informações úteis para o projeto e uma interessante visão dos processos físicos, além de enriquecer informações experimentais por suprir detalhes que podem ser difíceis ou mesmo impossíveis de se medir.

Ela pode ser feita com um custo e um tempo muito inferior em relação ao requerido para um teste experimental correspondente. Enquanto somente umas poucas quantidades podem ser convenientemente medidas em um estudo experimental normal, a solução numérica fornece detalhes completos da distribuição dos componentes de velocidade, pressão, temperatura, entre outros parâmetros, desde que se tenha um modelo que represente adequadamente os fenômenos envolvidos.

Por outro lado, é importante validar os resultados numéricos por comparação com dados experimentais representativos. Análises numéricas podem ser usadas para suplementar e enriquecer uma investigação experimental reduzindo a quantidade de testes experimentais através de uma otimização de um dado projeto experimental.

4.1. Método Numérico

As equações adimensionalizadas apresentadas anteriormente são resolvidas numeri-

mente pelo método dos Volumes de Controle Finitos com o esquema da Lei da Potência e o algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) desenvolvido por Patankar (1980).

Um sistema de equações algébricas é obtido integrando as equações adimensionalizadas sobre os Volumes de Controle Finitos delimitados pelas linhas da malha. As componentes de velocidade são resolvidas na malha deslocada sendo a pressão e a temperatura posicionadas nos centros dos Volumes de Controle. Para fazer a integração, é também admitido que o fluxo total (convectivo mais difusivo) que cruza a superfície do Volume de Controle é constante sobre a mesma. Com as condições de contorno disponíveis, as equações discretizadas são resolvidas por algoritmo de solução de uma matriz tridiagonal (TDMA) e utilizando a técnica linha por linha. A solução convergida é obtida por meio de um processo iterativo.

Todo esse procedimento descrito faz parte do programa fonte principal (MAIN), que além das rotinas de formulação (SETUP e DIFLOW) e solução (SOLVE), inclui ainda sub-rotinas para geração de malha uniforme (UGRID) e impressão dos resultados (PRINT).

Esse programa deve ser compilado juntamente com o programa a ser desenvolvido (USER) que consiste basicamente de subrotinas para geração de malha não uniforme (GRID), entrada de dados (START), definição das propriedades (DENSE), estabelecimento das condições de contorno (BOUND), identificação dos termos fonte e dos coeficientes difusivos (GAMSOR) e por fim uma rotina para impressão de resultados adicionais (OUTPUT).

A Figura 4.1 mostra um fluxograma do programa numérico utilizado para a solução dos problemas a serem estudados.

A opção pela utilização do Método dos Volumes de Controle Finitos, entre os vários métodos numéricos de solução de problemas de transferência de calor, se justifica por ele ser um dos mais utilizados nos últimos anos, como pode ser visto em grande parte dos artigos numéricos publicados nas mais relevantes revistas e anais de congressos internacionais.

Pelo fato do método SIMPLE ser bastante conhecido não serão apresentadas informações adicionais sobre o mesmo.

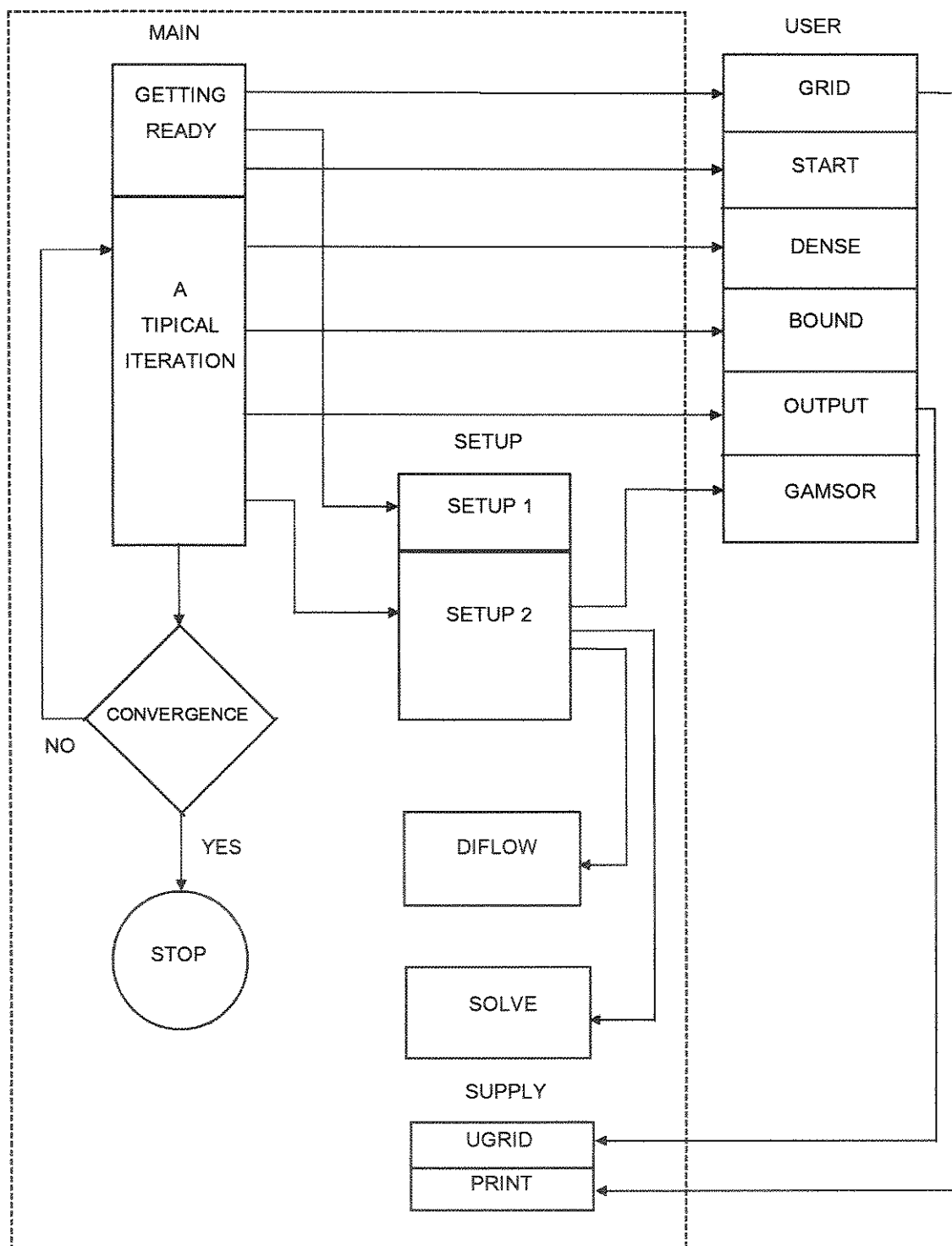


Figura 4.1: Fluxograma do programa numérico utilizado na solução dos problemas.

4.2. Malha Numérica

4.2.1. Importância da Escolha

A resolução da malha numérica, definida pelo tamanho dos espaçamentos, determina o quão bem os perfis contínuos das propriedades físicas desconhecidas são capturados pela simulação numérica. Por isso é muito importante o processo de escolha da malha para tratamento de todo e qualquer problema numérico para que se tenha uma boa acuidade dos resultados obtidos.

4.2.2. Independência da Solução

Uma boa estratégia para achar uma independência dos resultados numéricos com o tamanho da malha utilizada é iniciar com uma malha uniforme grosseira e progressivamente reduzir o espaçamento entre os pontos até que a diferença entre os resultados consecutivos seja menor que um certo valor estabelecido. Porém, cada vez que o espaçamento da malha uniforme é reduzido à metade, o número de pontos necessários para cobrir o domínio inteiro é quadruplicado se o domínio for bidimensional. Como consequência, o número total de equações algébricas a serem resolvidas é também aumentado por um fator de 4, aumentando-se consideravelmente o tempo computacional para se obter a solução. Uma alternativa muito comum para contornar este problema é o uso de uma distribuição de malha não uniforme com espaçamento menor somente nas regiões com gradientes mais acentuados.

Maiores espaçamentos em regiões onde as derivadas não são tão acentuadas resultam em um menor número de pontos da malha, reduzindo o tempo computacional e a memória requeridos.

4.2.3. Formas de Geração

Existem muitas formas de se gerar malhas não uniformes. Geralmente elas são geradas por meio de funções que permitem obter uma maior concentração das linhas da malha nas re-

giões de gradientes mais acentuados. A razão de crescimento do espaçamento entre as linhas da malha deve ser suave porque mudanças abruptas no espaçamento pode causar instabilidade numérica, afetando os resultados obtidos, segundo Roach (1976).

Algumas dessas funções de distribuição utilizadas serão mostradas a seguir, de acordo com o que foi apresentado por Manole & Lage, 1993; sendo que nas mesmas, S_j representa a localização espacial da linha j na malha dentro do domínio, e N o número total de linhas na direção j .

Equação Senoidal:

$$S_j = \frac{j}{N} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(2\pi \frac{j}{N}\right) \quad (4.1)$$

Esta equação produz uma distribuição não uniforme da malha com um grau fixo de não uniformidade. Somente o número total de linhas (N) é escolhido e só existe uma distribuição possível para que todo o domínio seja coberto. Testes de acuidade de malha para esta distribuição são restritos a comparações dos resultados numéricos obtidos com um número total de linhas da malha diferente. Não é possível perceber os efeitos de diferentes graus de não uniformidade da distribuição da malha nos resultados numéricos para um mesmo número de linhas da malha.

Equação Tangencial:

$$S_j = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{\beta} \tan^{-1} \left[\left(\frac{2j}{N} - 1 \right) \tan \beta \right] + 1 \right\} \quad (4.2)$$

Esta equação permite diferentes graus de distribuição da não uniformidade da malha através da mudança do parâmetro β .

Equação Hiperbólica:

$$S_j = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\tanh[\alpha_1 (j/N) - (1/2)]}{\tanh(\alpha_1 / 2)} \right\} \quad (4.3)$$

onde:

$$\alpha_1 = \alpha_2 \sinh \alpha_1 \quad (4.4)$$

Nesta equação, diferentes graus de não uniformidade da malha podem ser obtidos escolhendo-se um valor de α_2 e calculando-se α_1 .

Equação Potencial:

$$S_{j+1} = \Delta \sum_{i=0}^j \delta^i \quad (4.5)$$

Para a utilização desta equação baseada na lei das potências é necessário a definição de δ , que representa a razão de expansão da malha e Δ , que representa o espaçamento entre o primeiro ponto interior da malha e o contorno.

A vantagem desta equação sobre as outras apresentadas anteriormente para este mesmo fim reside na sua maior simplicidade e no fato de seus parâmetros serem facilmente identificados, além de ser mais compreensível. Assim sendo, a mesma será escolhida para utilização neste trabalho, seguindo a sugestão de Lage & Bejan, 1991.

Apenas para exemplificar, especificando-se $\delta = 1.0523$, tem-se que o espaçamento da malha de um ponto é igual ao espaçamento anterior expandido por um múltiplo de 5.23%. Para distribuir uniformemente os pontos da malha através de todo o domínio basta escolher $\delta = 1.0$ e $\Delta = 1/(N-1)$.

Os parâmetros δ , Δ e N podem ser relacionados com o comprimento total do domínio (S_N), através da seguinte equação:

$$S_N = \frac{\Delta(1 - \delta^N)}{(1 - \delta)} \quad (4.6)$$

Resolvendo para δ , resulta:

$$\delta^N - c_1 \delta + c_2 = 0 \quad (4.7)$$

onde:

$$c_1 = S_N / \Delta \quad (4.8)$$

$$c_2 = c_1 - 1 \quad (4.9)$$

Especificando-se os valores de S_N e N e escolhendo-se Δ igual ao espaçamento sobre as fontes, que é considerado constante, pode-se resolver a Eq. (4.7), que se trata de uma equação de δ com grau N , utilizando-se o método de Newton-Raphson, que é facilmente encontrado em vários livros de cálculo numérico, como em Barroso *et al.* (1983), por exemplo.

Claro que usando o mesmo número de linhas (N), o aumento de Δ resulta em mais linhas da malha colocadas perto do contorno e, por consequência, poucos pontos estarão disponíveis para preencher o restante do domínio. Esta variação da dispersão das linhas na malha é uma peculiaridade da distribuição de malhas não uniformes com vários graus de não uniformidade, sendo mais freqüentemente desprezadas quando testes de sensibilidade de malha são realizados.

É bom que fique claro que os efeitos da distribuição não uniforme da malha sobre os resultados numéricos são independentes da função que é utilizada para geração da mesma.

A Figura 4.2 mostra, apenas para efeito ilustrativo, distribuições de malhas que podem ser obtidas por meio das equações apresentadas nesta seção para o caso de um domínio,

$0 < X < 0.5$, ou seja ($S_N = 0.5$), utilizando $N = 20$.

A Eq. (4.5) para geração da malha pode ser utilizada para qualquer um dos casos a serem estudados, sendo o espaçamento sobre as fontes, em ambas as direções, sempre mantido constante. Nos casos em que existe a variação da distância entre as fontes, o espaçamento na região entre elas também foi mantido constante e igual ao espaçamento sobre as mesmas. Nos outros casos, onde a distância entre as fontes é fixa, foi utilizado espaçamento não uniforme entre as fontes.

Posteriormente serão realizados testes de malha levando-se em conta a convergência, a independência da solução e o tempo de processamento, para cada um dos casos.

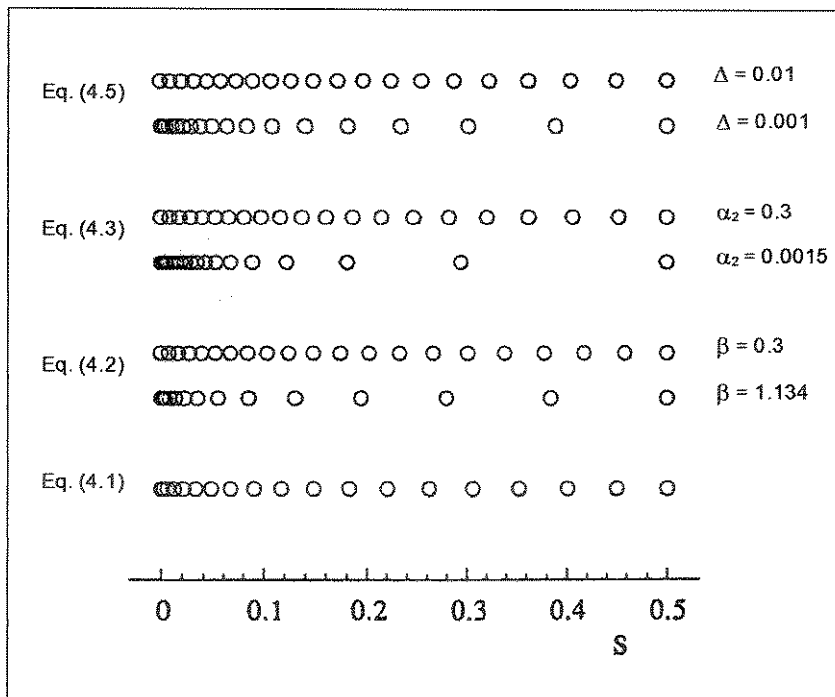


Figura 4.2: Distribuição de pontos de uma malha a partir da forma de geração.

4.3. Erros Numéricos

Embora seja sempre feito um grande esforço para se obter a solução “exata” de um problema, isso raramente acontece, devido as incertezas e erros que podem aparecer em cada

passo da formulação e solução de problemas. A natureza destas incertezas e os erros introduzidos na parte numérica computacional são encontrados facilmente na literatura, como em Rice (1983), por exemplo.

A importância de se analisar detalhadamente as incertezas dos resultados numéricos é nos dias de hoje enfatizada pela maioria das revistas técnicas. A maior parte dos trabalhos referentes à simulação numérica indica o quanto a solução depende do tamanho da malha computacional que esta sendo utilizada. Assim, a distribuição não uniforme das linhas da malha tem que ser feita cuidadosamente para que sejam obtidos resultados numéricos acurados. Portanto, devem ser feitos testes de acuidade dos resultados em função da malha utilizada levando-se em conta o grau de não uniformidade no espaçamento entre os pontos da malha.

4.4. Critérios de Convergência

Não é possível ter a garantia da convergência após ter terminado um processo iterativo, por isso é importante fazer um teste de convergência tão seguro quanto possível, que falhe somente em situações extremamente raras na prática. Existem vários tipos de testes que podem ser efetuados. Um resultado é aceito quando ele passa por mais de um teste de convergência, pois nenhum teste é satisfatório sozinho.

Existem diversas formas de se estabelecer um critério para a obtenção da solução convergida de um problema numérico, sempre levando-se em conta os valores locais (i,j) de parâmetros de interesse (ϕ) na iteração corrente (n) e na anterior (n-1), como por exemplo:

$$\max |\phi(i,j)^n - \phi(i,j)^{n-1}| < \xi_1 \quad (4.10)$$

$$\frac{\max |\phi(i,j)^n - \phi(i,j)^{n-1}|}{\max |\phi(i,j)^n|} < \xi_2 \quad (4.11)$$

$$\max \left| \frac{\phi(i,j)^n - \phi(i,j)^{n-1}}{\phi(i,j)^n} \right| < \xi_3 \quad (4.12)$$



onde:

ϕ = parâmetro adimensional que pode ser u^* , v^* e T^* (diferentes de zero);

ξ = tolerância admitida.

O valor a ser especificado para ξ , para um dado critério, pode depender de ϕ , porque a velocidade de convergência pode ser diferente para cada um dos parâmetros, ou seja, decorridos certo número de iterações, algum dos parâmetros já pode ter convergido segundo o critério estabelecido mas os outros ainda não. Neste caso podem ser escolhidos valores diferentes para ξ . De qualquer modo o processo só termina quando todos os parâmetros satisfizerem o critério de convergência estabelecido.

Neste trabalho foi utilizado o último critério, baseado no máximo valor absoluto da relação entre a diferença dos valores de duas iterações consecutivas pelo valor da iteração atual.

4.5. Domínio de Cálculo

Na maioria dos casos a serem tratados numericamente neste trabalho, o domínio de cálculo é definido pelas fronteiras que delimitam o escoamento, com exceção do caso da placa vertical.

Neste caso, para definição dos limites do domínio, x_∞^* e y_∞^* , uma boa aproximação é assumir que longe das fontes não há cisalhamento e a convecção é o modo predominante de transferência de calor. Isso não especifica valores das variáveis nos contornos, apenas assume que longe das fontes as derivadas normais destas variáveis são nulas. Assim, x_∞^* e y_∞^* são definidas como distâncias afastadas das fontes, a partir das quais os gradientes de velocidade e temperatura possam ser desprezados. Desse modo, a determinação de x_∞^* e y_∞^* tem que ser feita por aproximações sucessivas, fixando-se os valores e observando se os resultados satisfazem as condições especificadas.

Foram realizados testes numéricos na tentativa de se estabelecer os limites do domínio de cálculo nos quais as condições de contorno impostas fossem satisfeitas. Os valores obtidos foram $x_\infty^* = 2.0$ e $y_\infty^* = 3.0$.

4.6. Procedimento

O tratamento numérico foi idêntico para todos os casos que considerados neste trabalho, sendo alteradas apenas a malha e as condições de contorno. No processamento foram empregadas estações de trabalho IBM Risc 6000 com 32 MB de RAM, utilizando a linguagem de programação FORTRAN e o pós-processamento foi feito em microcomputadores IBM Pentium 133 MHz, com 32 Mb de RAM, utilizando programas gráficos como o *GRAPHER*, *MATLAB*, *GNU PLOT*, *TECPLOT* e *COREL DRAW*, entre outros.

Capítulo 5

Análise Experimental

Neste capítulo será apresentado todo o procedimento experimental envolvido para a solução dos problemas propostos, desde a confecção de equipamentos e acessórios, montagem, instrumentação e controle.

Os testes experimentais foram realizados no Laboratório de Transferência de Calor e no Laboratório de Visualização de Escoamentos do DEM da FEIS.

5.1. Equipamentos e Acessórios Desenvolvidos

Para realização deste trabalho foi preciso a construção de alguns equipamentos e acessórios, tais como: dispositivo para confecção de termopares, sistema para aferição de termopares e mecanismo posicionador da sonda, entre outros.

Os termopares foram confeccionados através de um aparato especialmente desenvolvido, mostrado na Figura 5.1, que consiste basicamente de um tubo de acrílico montado sobre uma base de sustentação, dentro do qual foi colocado mercúrio. O mesmo fica diretamente em contato com um terminal elétrico que é conectado a um variador de tensão, sendo o outro contato feito na junção dos fios que constitui o termopar. Foi adaptado ao tubo uma entrada para argônio com a finalidade de controle da atmosfera, não permitindo a oxidação da solda.

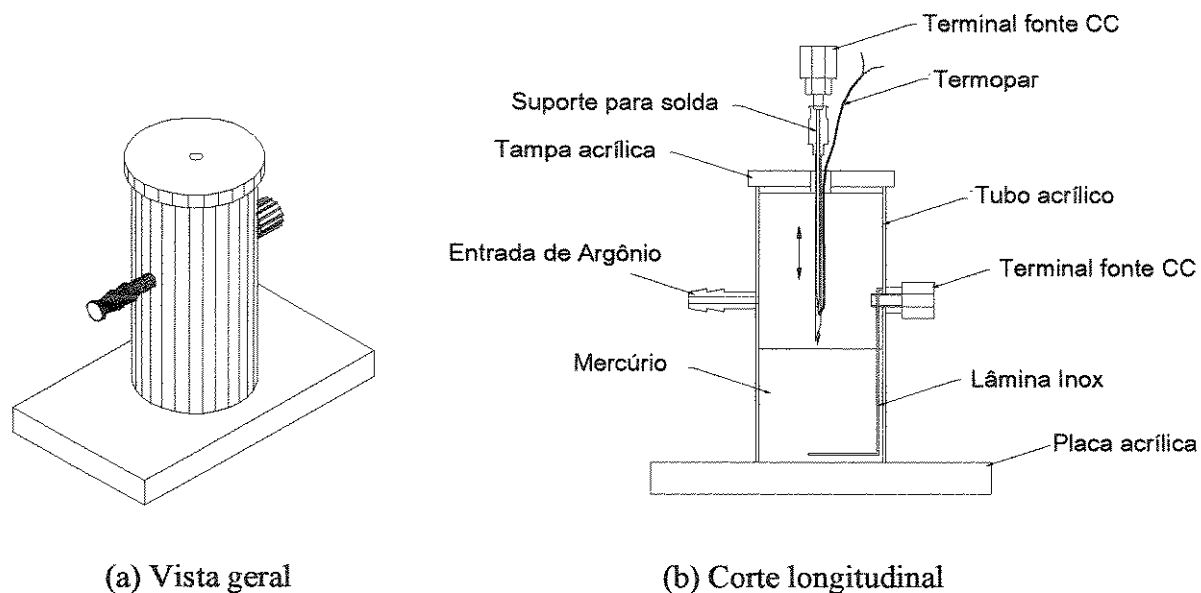


Figura 5.1: Aparato construído para confecção de termopares.

Os termopares foram aferidos usando outro aparato desenvolvido, apresentado na Figura 5.2, que consiste de um recipiente térmico revestido com tubo de PVC com entrada para termômetro de precisão e termopares, utilizado em conjunto com um banho termostático.

Depois disso, os mesmos foram instalados nas superfícies e sobre as fontes, utilizando-se pasta térmica para melhoria da condutividade térmica e araldite para fixação. Um outro termopar foi instalado em uma sonda para tomada de medidas no campo de escoamento.

Para se estabelecer com precisão o ponto de medida de temperatura, foi construído um sistema posicionador, como mostrado na Figura 5.3, que permite a movimentação no campo do escoamento nas direções x , y e z . No entanto, as medidas de temperatura foram sempre feitas no plano transversal que passa pelo meio da placa, considerando o escoamento bidimensional.

Detalhes referentes a confecção das cavidades utilizadas neste trabalho serão apresentados nas seções posteriores.

Além disso, foram necessários para a realização dos experimentos diversos outros equipamentos, entre eles podem ser incluídos: reservatório de gelo, banho termostático, chave seletora, multímetro digital, regulador de tensão, projetores de slides, etc...

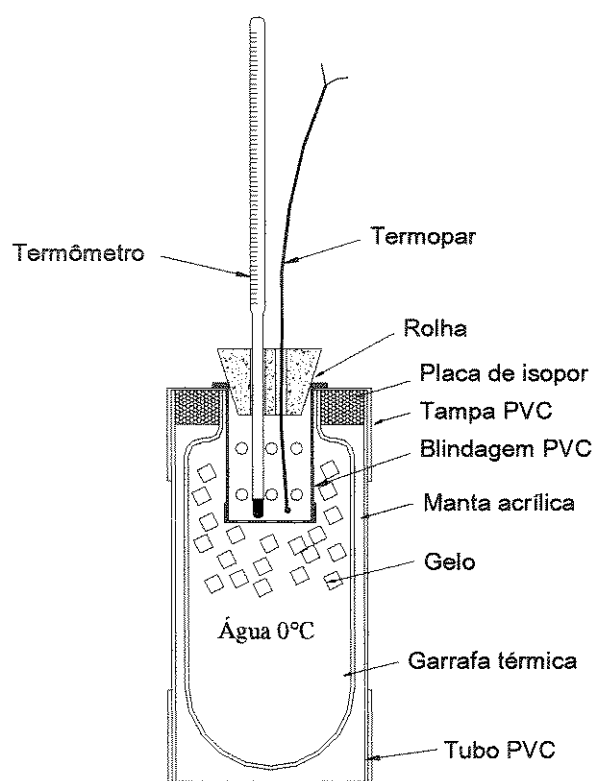


Figura 5.2: Sistema usado para aferição de termopares e como junção de referência.

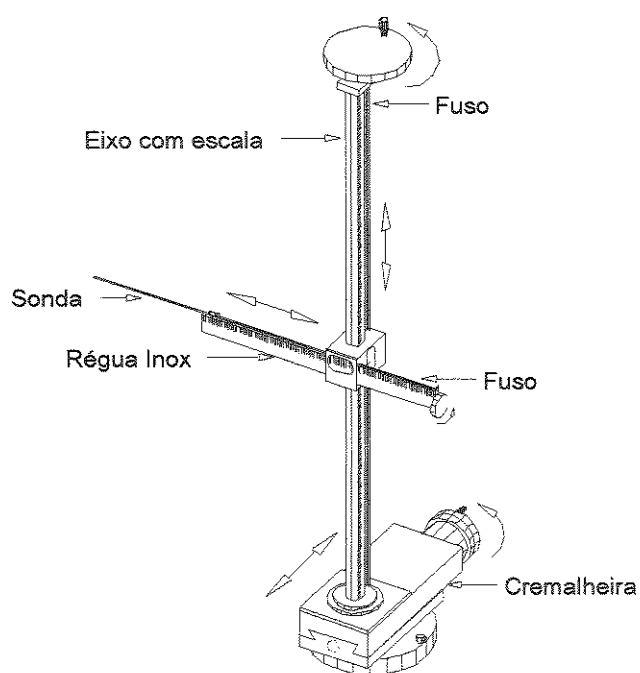


Figura 5.3: Sistema posicionador da sonda de termopar.

5.2. Medidas de Temperatura

Todas as medidas de temperatura foram feitas por meio de termopares tipo J (Ferro-Constantan) AWG-32, utilizando-se um multímetro digital de 4 ½ dígitos, acoplado a um computador e um sistema de compensação (junta fria). Os valores medidos pelo multímetro são convertidos em temperatura através da seguinte equação dada pelo fabricante:

$$T_{\text{med}} = a + bV + cV^2 + dV^3 + eV^4 + fV^5 \quad (5.1)$$

onde:

$$a = -0.048868252 \quad d = 11569199.78$$

$$b = 19873.14503 \quad e = -264917531.4$$

$$c = -218614.5353 \quad f = 2018441314$$

V = leitura em volts (V)

T_{med} = temperatura medida (°C)

Todos os termopares utilizados foram aferidos com relação a um termômetro de bulbo especial para calibração, com 0.05°C de precisão. Grupos de 10 termopares, por vez, foram imersos em um banho termostático e as medidas efetuadas na faixa de temperatura de 10 a 95 °C, de 5 em 5 °C, aproximadamente.

Foram levantadas curvas para os processos de aquecimento e resfriamento para cada um dos termopares no banho, não sendo verificado o efeito de histerese. A variação entre as correlações encontradas para cada um dos termopares foi praticamente desprezível, de modo que todos os dados foram reunidos e elaborada uma única curva para representar o comportamento global dos termopares, como mostra a Figura 5.4.

Observa-se que a temperatura corrigida (T_{cor}) é cerca de três décimos maior que a temperatura medida (T_{med}), calculada pela equação acima, usando as voltagens indicadas no multímetro e tendo como padrão a temperatura indicada pelo termômetro de bulbo de mercúrio.

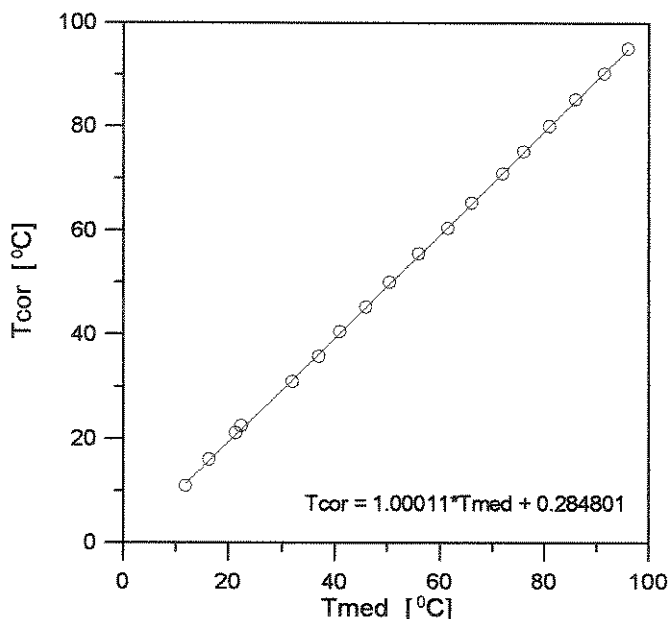


Figura 5.4: Curva de calibração dos termopares (média).

Os testes experimentais foram iniciados após ter sido atingido o regime permanente de operação e todos os valores de temperatura foram obtidos com base na média estatística de 60 medidas, levando-se em conta o desvio padrão, durante 30 segundos, em cada ponto de medida. No caso das medidas feitas pela sonda, foi aguardado um tempo adicional após o posicionamento da mesma no ponto de medida antes do início do processo de aquisição de dados, evitando-se assim qualquer perturbação provocada pela movimentação da sonda.

No entanto, cada medida experimental tem associado um certo erro inerente, seja ele causado por uma falha humana, uma falha de leitura, ou na própria variação dos parâmetros que afetam a grandeza de interesse. Em todas as áreas do conhecimento humano, um determinado resultado só será amplamente aceito como correto se a experiência para obtê-lo 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.

As medidas de temperatura efetuadas em pontos fixos (superfícies sólidas), em geral apresentam menores incertezas que as efetuadas por meio da sonda, pois a temperatura do sensor pode não ser a mesma do fluido devido a troca de calor por convecção e radiação e também devido a resistência térmica de contato, no caso de medida em superfície sólida.

A precisão dos termopares utilizados, segundo o fabricante, é da ordem de 0.1°C , mas, levando-se em conta alguns dos parâmetros mais relevantes na determinação das temperaturas, temos uma precisão de medida em torno de 0.4°C , como mostra os cálculos apresentados no Apêndice A.

5.3. Procedimento Experimental para a Cavidade Horizontal

5.3.1. Aparato

Foi construído um aparato para estudar experimentalmente o efeito da convecção natural no escoamento sobre fontes de calor protuberantes, que dissipam energia a uma razão constante, simulando componentes eletrônicos, montadas na parede inferior de uma cavidade horizontal, como mostra a Figura 5.5. As superfícies laterais são mantidas a uma temperatura constante por meio de um banho termostático que é acoplado ao sistema e faz circular água gelada proveniente de uma serpentina que fica em um reservatório contendo gelo. As superfícies superior e inferior são isoladas termicamente do ambiente externo por meio de poliestireno.

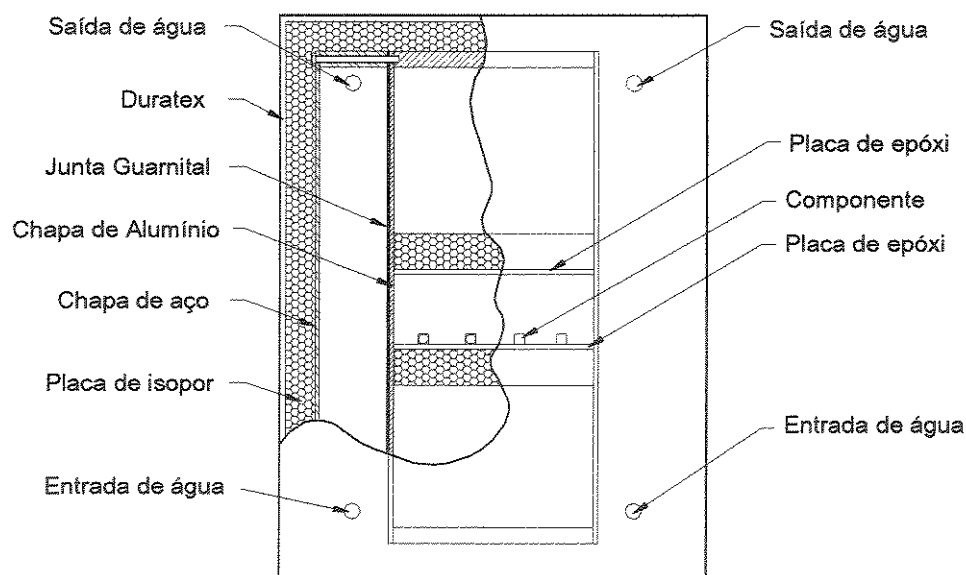


Figura 5.5: Detalhes construtivos da cavidade horizontal utilizada nos experimentos.

As fontes são constituídas por um conjunto de resistores ligados em paralelo, isolados eletricamente e revestidos por um perfil de alumínio de seção 6×6 mm para ter a forma de um componente eletrônico, sendo utilizada pasta térmica na montagem para a melhora da condução de calor. Essas fontes são montadas na superfície de uma placa de circuito impresso, como mostra a Figura 5.6, e alimentadas independentemente por meio de fontes de corrente contínua.

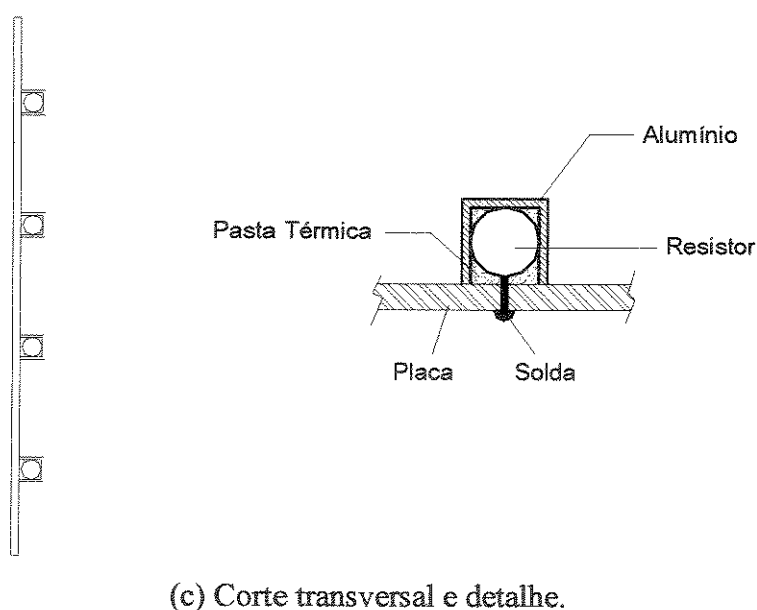
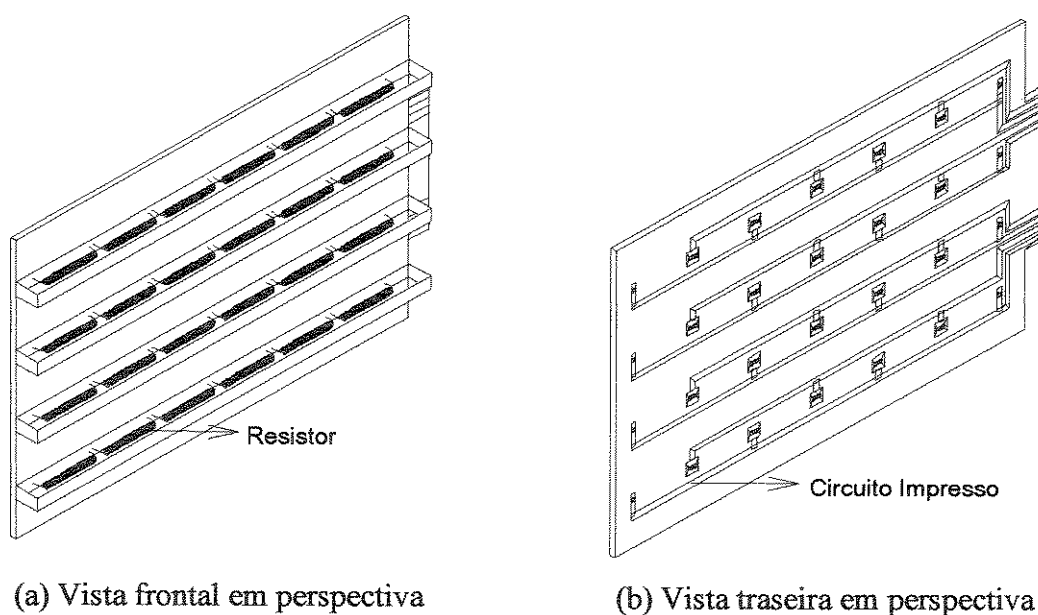
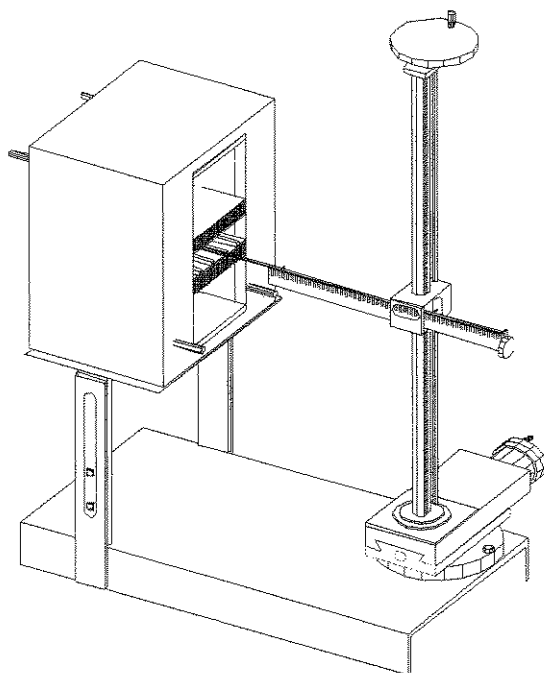
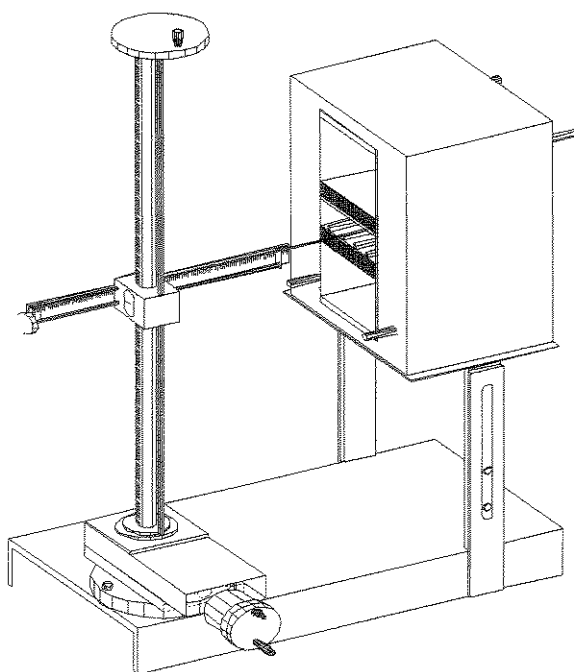


Figura 5.6: Detalhes das fontes de calor utilizadas na cavidade horizontal.

A cavidade foi montada sobre um suporte, ficando num nível mais elevado e, para que houvesse uma perfeita rigidez, este suporte foi montado sobre uma base estável, juntamente com o posicionador, como mostra a Figura 5.7.



(a) Vista lateral esquerda



(b) Vista lateral direita

Figura 5.7: Suporte para a cavidade horizontal e posicionador.

Todos os equipamentos e acessórios necessários para a realização do procedimento experimental foram dispostos sobre uma bancada, como mostra a Figura 5.8.

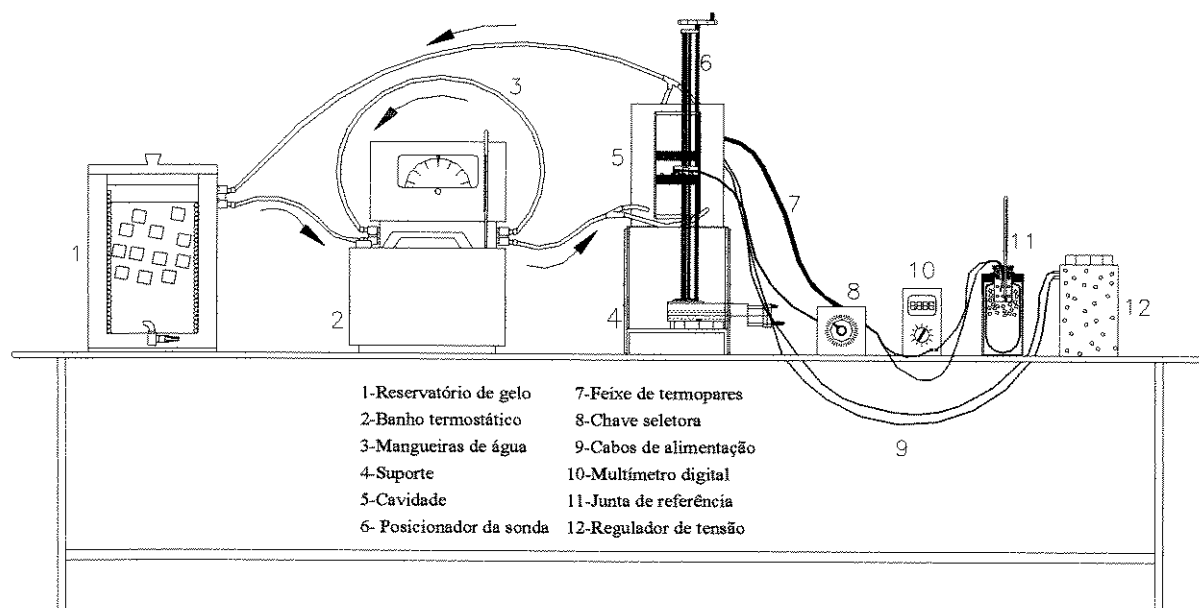


Figura 5.8: Detalhes da montagem experimental da cavidade horizontal.

5.3.2. Procedimento

A temperatura das paredes laterais foi mantida constante por meio do banho termostático. Testes visuais mostraram que a temperatura mínima permitida para que não ocorresse condensação nas paredes foi cerca de 8 °C. A temperatura do banho de referência também foi mantida constante em 0 °C.

A Figura 5.9 mostra o posicionamento dos pontos instrumentados por termopares.

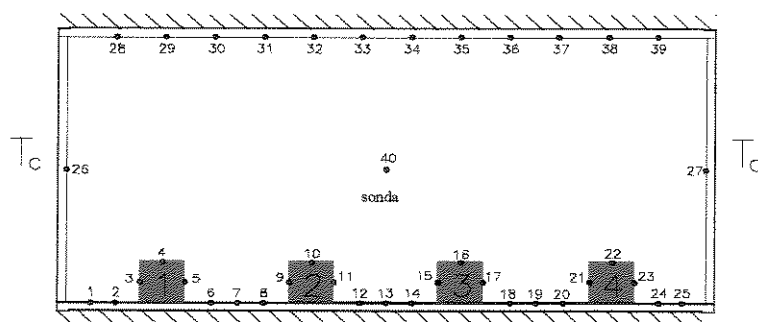


Figura 5.9: Posicionamento dos termopares na cavidade horizontal.

Foram feitos testes experimentais variando-se a razão de aspecto da cavidade ($H/W = 1/8, 1/4$ e $1/2$), a dissipação nas fontes ($P = 2.5, 5.0$ e 7.5 W) e a temperatura das paredes laterais ($T_c = 15, 20$ e 25°C). Foi escolhido um caso básico com $P = 5.0$ W, $H/W = 1/4$ e $T_c = 20^\circ\text{C}$ para um estudo paramétrico, mantendo-se sempre dois desses parâmetros fixos e variando-se o outro dentro das faixas estabelecidas.

A determinação das voltagens que fornecem essas dissipações foi feita com base na resistência equivalente da placa. Foram utilizados resistores de carbono com $4700\ \Omega$ e 5% de precisão, que suportam uma potência de até 2 W, segundo o fabricante. Foram montados seis deles em paralelo por fileira resultando uma resistência equivalente de $783\ \Omega$, sendo a resistência total da placa dada pela associação em paralelo da resistência das fileiras, resultando $196\ \Omega$. Esses valores foram confirmados medindo-se experimentalmente cada uma dessas resistências por meio de um multímetro.

5.4. Procedimento Experimental para a Cavidade Hidrodinâmica

5.4.1. Aparato

Foi construída uma cavidade hidrodinâmica vertical para realização da visualização do escoamento, tal como mostra a Figura 5.10. As paredes superior e inferior são isoladas, sendo que na inferior foi feita uma abertura longitudinal na qual foi inserida uma chapa de acrílico para que se possibilitasse a iluminação por baixo. Já na parede superior foi feita uma outra abertura para possibilitar a introdução e movimentação da sonda com o termopar, além da iluminação superior. A parede lateral direita foi feita de alumínio e faz parte de um reservatório térmico, sendo mantida a uma temperatura constante inferior à do ambiente. A parede lateral esquerda, feita de epóxi, é sustentada por uma placa de alumínio, na qual existe um *O'Ring*, permitindo a vedação e o deslocamento da parede onde estão montadas as fontes de calor. A parede frontal foi feita de acrílico para possibilitar a visualização do escoamento.

Para melhorar o isolamento elétrico as fontes foram construídas de maneira diferente da cavidade horizontal. Neste caso, foram utilizadas resistências de Kanthal de $6\ \Omega$, ao invés de resistores, sendo as mesmas introduzidas em um furo feito ao longo do comprimento de um

perfil de alumínio de seção 8×8 mm. A cavidade recebeu pintura interna em epóxi na cor preta fosca, para diminuir os reflexos da folha de luz e minimizar a iluminação parasita que prejudica sensivelmente a obtenção de uma boa imagem.

A Figura 5.11 mostra um esquema da montagem feita para a realização do experimento.

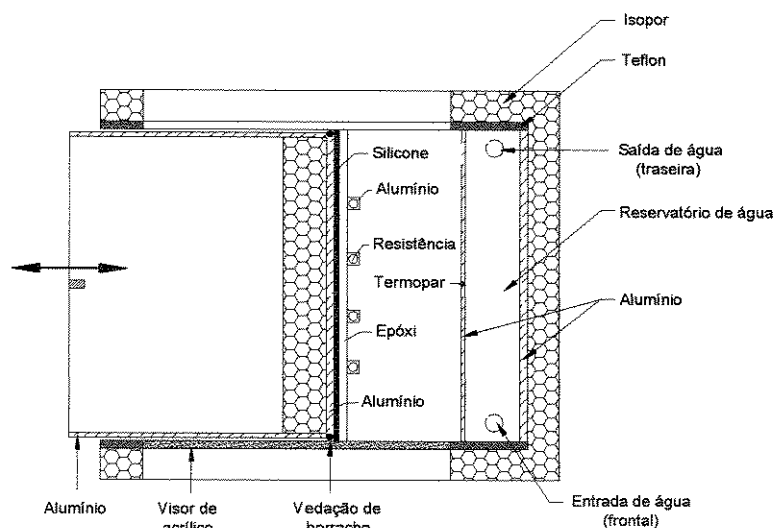


Figura 5.10: Cavidade hidrodinâmica para visualização do escoamento.

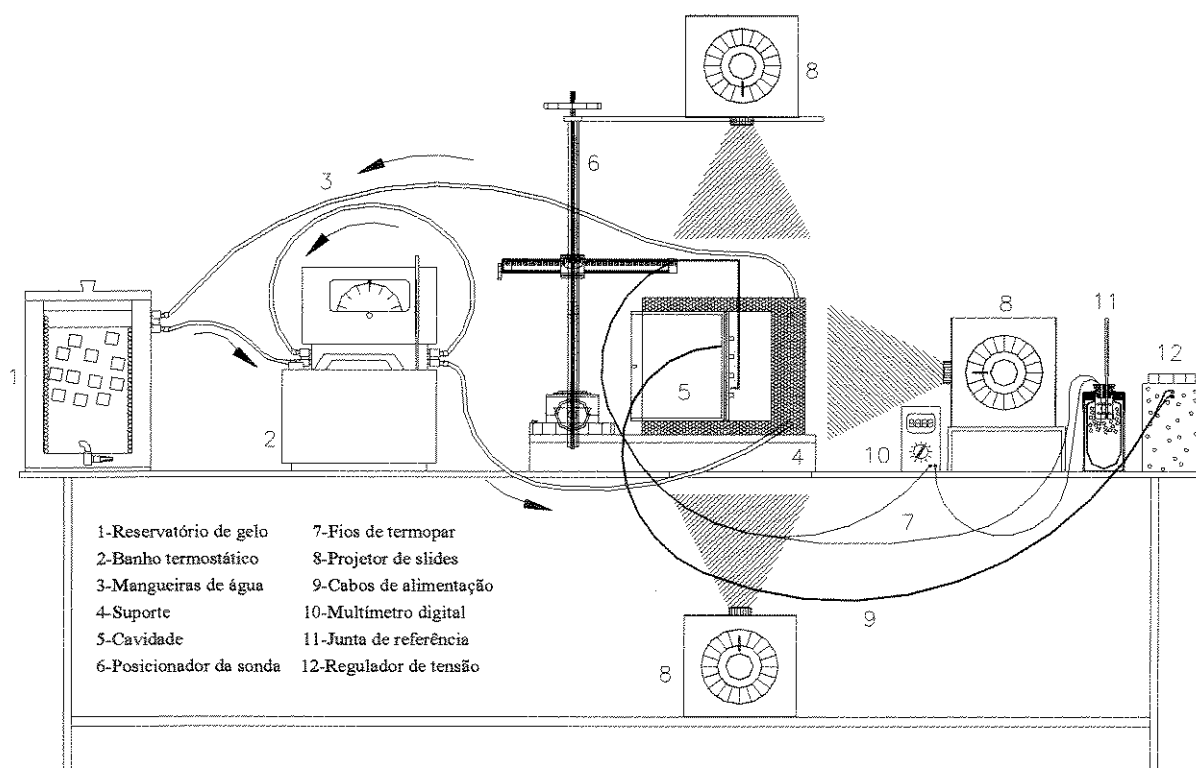


Figura 5.11: Aparato experimental montado para visualização do escoamento.

5.4.2. Visualização do escoamento

Técnica Utilizada

Existem inúmeras técnicas experimentais para visualização de escoamento convectivo em cavidades térmicas, sendo que neste trabalho foi utilizada a técnica de visualização em meio hidrodinâmico com o auxílio de micro-partículas sólidas traçadoras (*tracers*) com densidade muito próxima da água para evitar o fenômeno de empuxo. Estas partículas, quando intensamente iluminadas, produzem o fenômeno de espalhamento (*scattering*) que permite a observação do seu movimento e consequentemente a captura da imagem.

As maiores dificuldades encontradas na aplicação desta técnica são a determinação precisa da densidade de partículas da solução traçadora e a escolha correta da iluminação. Se a quantidade de partículas traçadoras for grande, gera uma imagem confusa e de difícil interpretação. Por outro lado, se a quantidade de partículas for pequena, a imagem não é representativa. As dimensões do traço deixado pela partícula na imagem é um outro aspecto de fundamental importância, pois a precisão da medida fica limitada ao número de *pixel* da imagem coberto pelo traço. Se a resolução do traço for pequena, a precisão da medida fica comprometida. Por outro lado, quando se aumenta a magnitude da imagem de modo a aumentar o número de *pixel* coberto pelo traço, o número de traços detectados diminui proporcionalmente, pois a imagem com uma magnitude maior cobre uma área menor do experimento. Assim, a definição da imagem capturada deve ser aumentada, utilizando-se equipamentos de maior resolução e, consequentemente, de mais alto custo.

Escolha das Partículas Traçadoras

Três diferentes micro partículas foram testadas neste trabalho. Nos primeiros experimentos foi utilizado *silicato de alumínio*, com diâmetro médio das partículas da ordem de 50 μm . Infelizmente a utilização deste particulado não se mostrou adequada devido a sua densidade relativa da ordem de 0.8, o que provocava um grande efeito de flutuação das partículas, prejudicando os ensaios.

Outro particulado testado foi o *NB Seeding Power*, fabricado pela *Optimage Ltd.*, que

tem uma estrutura policristalina com diâmetro das partículas da ordem de $30\mu\text{m}$ e densidade relativa de 1.0 ± 0.02 . Entretanto, não foram obtidos bons resultados devido a pequena dimensão das partículas.

Por fim, foi utilizado o *Pliolite* (marca registrada para o poliviniltolueno butadieno), fabricado pela *Goodyear Chemicals*, que possui densidade relativa da ordem de 1.02. Este particulado foi obtido por moagem e posterior separação por peneira classificatória, possuindo dimensões entre 50 e $100\mu\text{m}$. Embora este particulado não seja tão homogêneo, apresentando uma grande dispersão no tamanho, foi o que possibilitou a obtenção de melhores resultados, sendo portanto escolhido para a utilização nos experimentos.

Iluminação

Uma perfeita iluminação permite a obtenção de fotos de boa qualidade para fins científicos, pois permite altos contrastes que facilitam o posterior tratamento de imagem.

A iluminação por folha de luz com uma intensidade luminosa baixa produz uma imagem com um *SNR* (*Signal-Noise Ratio*) baixo, dificultando o aproveitamento da imagem para a obtenção de informações quantitativas do escoamento. Com baixos valores de abertura do diafragma da objetiva, tem-se o inconveniente de uma profundidade de campo reduzida, e uma imagem com menor nitidez, por isso, nestes casos, é aconselhável o uso de filmes fotográficos de alta sensibilidade, que apresentam uma alta granulação.

A melhor forma de iluminação neste caso, seria por meio de folha de laser (*laser sheet*) produzida por um laser de alta potência. Na indisponibilidade de um laser deste tipo, foi utilizada uma folha de luz (*light sheet*) produzida por projetores de *slides* de 35mm *Kodak Carroussel* com lâmpada de quartzo de 650W de potência, utilizando um *slide* negativo preto e branco com uma fresta transparente impressa. Este *slide* foi produzido a partir de um filme de alto contraste *Kodalith Orthochromatic - ISO 6*, fotografando-se uma linha estreita impressa a laser em uma folha de papel branco.

Inicialmente foi utilizado apenas um projetor posicionado abaixo da cavidade e em direção a sua base. No entanto, devido a baixa intensidade de luz proporcionada, foi necessário a utilização de um outro projetor posicionado acima da cavidade e em direção ao seu topo. Em-

bora tenha sido melhorada a intensidade de luz, foi intensificado o efeito das sombras entre as fontes. Para se evitar este efeito indesejável, houve a necessidade de modificar o aparato, incluindo uma janela de acrílico na lateral direita da cavidade e outra na parede direita do reservatório térmico, permitindo a passagem da folha de luz pela água de refrigeração, oriunda de um novo projetor posicionado a direita da superfície lateral da cavidade.

Todos os reflexos indesejáveis das paredes da cavidade, do laboratório ou de outras superfícies, que podem provocar ruídos na imagem capturada, foram minimizados mantendo-se o laboratório totalmente às escuras no instante da captura da imagem e restringindo-se a iluminação apenas na área de interesse focalizada, tomando-se o devido cuidado para evitar os reflexos provocados pela própria janela de observação da cavidade.

Equipamento Fotográfico

As fotos foram feitas utilizando uma câmara SLR (*Single Lens Reflex*) 35 mm *Nikon F4s* equipada com *motor drive* que permite a obtenção de até 5.7 fps (*frames per second*) e uma objetiva *Nikor* macro 60mm/f.1:2.8 AF-D de alta luminosidade.

Escolha do Filme Fotográfico

Foram testados três filmes fotográficos tipo 135 com negativos 24×36mm, sendo dois deles coloridos e um preto e branco, na tentativa da obtenção da melhor imagem possível.

Os filmes negativos coloridos são facilmente encontrados, tem baixo custo, possuem uma ampla latitude de exposição e são revelados rapidamente por meio do processo automático convencional C-41.

As primeiras imagens foram obtidas utilizando um filme negativo profissional colorido *KODAK Ektapress Plus Multispeed* com ISO variável entre 100 e 1000, indicado para a luz do dia ou *flash* eletrônico, tendo sido obtidos melhores resultados com ISO 640. Depois, foi utilizado um outro filme profissional colorido *KODAK Ektapress Plus 1600 PJC*, que possui alta sensibilidade (ISO 1600 não puxado), sendo adequado para fotografar com baixas intensidade de luz, melhorando a qualidade das imagens obtidas.

Entretanto, foram encontrados alguns problemas com a utilização de filmes negativos coloridos. O principal deles consiste na tendência dos mesmos compensarem automaticamente as cores na direção da cor complementar, outra desvantagem é que não são capazes de capturar imagens com grandes saltos de contraste. Uma solução seria utilizar um filme reversível colorido (*slide*) e o processo E-6, como tradicionalmente feito na área biomédica. Mesmo assim, existiriam alguns empecilhos, tais como: baixa latitude de exposição, alto custo e poucos laboratórios bem capacitados para a revelação no processo requerido.

Pelas razões expostas acima, neste trabalho optou-se pela utilização de um filme negativo preto e branco revelado manualmente, permitindo um melhor controle do processo e, conseqüentemente, a obtenção de melhores imagens.

Foi escolhido o filme negativo profissional preto e branco *KODAK T-MAX P3200*, que é um filme pancromático de alta resolução que possui grãos de formato triangular extremamente finos e que permite uma ampla latitude de velocidade de obturação e contraste.

Este filme foi revelado manualmente utilizando o revelador *KODAK T-MAX RS*, puxando para ISO 6400 (14 minutos a 21°C). As imagens foram manualmente impressas num revelador *KODAK DEKTOL D-76*, usando papel *ILFORD ILFOSPEED RC IS3.1M*.

Todo o processo de revelação foi feito no próprio Laboratório de Fotografia do DEM da FEIS.

Processamento das Imagens

O processamento digital das imagens fotográficas obtidas foi feito em um microcomputador *IBM PC Pentium* com processador de 166 MHz e 32 Mb de memória RAM, através de um *scanner* de mesa *HP Scan Jet 3C*, de 600 dpi ópticos e 1200 dpi com *interlace*.

Foi feito um pós-processamento de baixo nível sobre essas imagens digitalizadas, utilizando-se o programa *Corel Photo Paint 5.0* para realizar alguns retoques, eliminar partes indesejáveis da imagem e filtrar os principais ruídos, obtendo-se assim uma melhor qualidade gráfica.

5.4.3. Procedimento

Embora a cavidade tenha sido construída de maneira que fosse possível a variação da sua largura, foi escolhida uma razão de aspecto frontal (largura/altura) constante e igual a 0.15. Assim, com a razão de aspecto lateral (altura/profundidade) também fixa e igual a 1.0, foi garantida a bidimensionalidade do escoamento na seção transversal do escoamento a meia profundidade da cavidade.

A razão de aspecto frontal pequena também foi escolhida em função da dissipação das fontes. A quantidade de calor dissipada é limitada pela temperatura das fontes, que não deve superar 80°C para que não haja a formação de bolhas na superfície das fontes, cujo posterior desprendimento acarretaria perturbações no escoamento. Por outro lado, a quantidade de calor global deve ser suficiente para que promova o aquecimento de todo o volume de água no interior da cavidade. Foram feitos testes com dissipações da ordem de 20, 30 e 40 W.

A temperatura da parede direita foi mantida próxima da temperatura ambiente para proporcionar um gradiente considerável com relação a temperatura das fontes. A utilização de uma temperatura mais baixa implicaria no uso de uma quantidade de gelo excessiva para o desenvolvimento de todo o experimento. Assim sendo, procurou-se manter a temperatura em torno de 25°C.

A solução de água com o particulado foi previamente aquecida antes da introdução na cavidade para diminuir o gradiente de temperatura entre as fontes e a solução durante o processo de aquecimento até o estabelecimento do regime permanente, reduzindo-se a possibilidade de formação de bolhas na superfície das fontes.

Os experimentos foram realizados em uma sala totalmente escura para minimizar os efeitos de iluminação parasita. A intensidade de iluminação total de 1950 W foi ativada apenas no instante da captura da imagem, para que não interferisse na temperatura do escoamento.

Capítulo 6

Resultados e Discussões

Neste capítulo serão apresentados e discutidos todos os resultados obtidos, partindo de um teste do programa computacional para solucionar um problema clássico, passando pelos resultados numéricos, depois pelos experimentais e finalizando com a comparação de alguns resultados numéricos e experimentais.

6.1. Teste do Programa Computacional

O escoamento em uma cavidade quadrada com paredes verticais diferencialmente aquecidas e paredes horizontais adiabáticas, como mostra a Figura 6.1, tem sido utilizado como um meio adequado para teste e validação de códigos computacionais em uma extensa variedade de problemas práticos, tais como: isolamento de reatores nucleares, ventilação de salas, coletores de energia solar, crescimento de cristais em líquidos, entre outros. A falta de soluções padrão para os casos tratados neste trabalho acabou por resultar na utilização deste tipo de cavidade com a finalidade de testar o programa computacional desenvolvido.

A solução utilizada como referência foi a de De Vahl Davis (1983b), que usou o método de diferenças finitas, malhas regulares 20×20 , 40×40 e 80×80 e o processo extrapolação de Richardson (*bench mark solution*) para tornar os resultados independentes da malha.

Foram feitos estudos utilizando-se as mesmas malhas regulares usadas por De Vahl

Davis (1983b) e comparando-se o desempenho de três métodos, a saber: SIMPLE, SOLA e Vorticidade-Função Corrente, tendo o método SIMPLE apresentado convergência mais lenta (Franco *et al.*, 1996). No presente trabalho foram utilizadas malhas com o mesmo número de pontos das anteriores, mas com espaçamento irregular e com maior refinamento nas proximidades das paredes, tal como mostra a Figura 6.2, para a obtenção de melhores resultados.

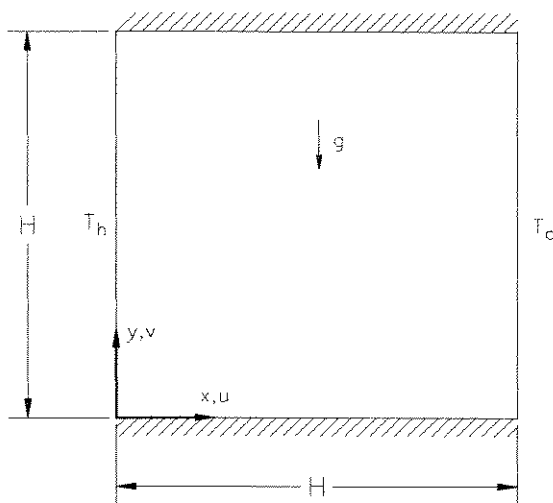


Figura 6.1: Cavidade térmica para teste do programa computacional.

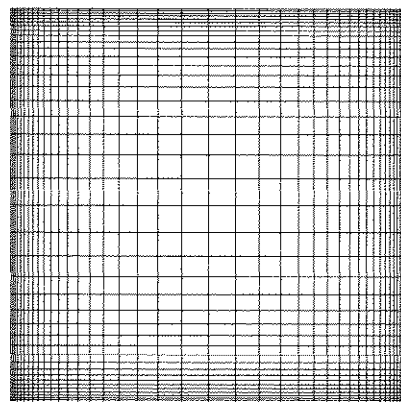


Figura 6.2: Tipo de malha utilizada na solução numérica do caso padrão.

Cinco parâmetros característicos relevantes foram escolhidos para comparação, a saber: as velocidades máximas ($u_{\max}^*$ e $v_{\max}^*$), o Nusselt médio e máximo nas paredes verticais (Nu_{med} e Nu_{max}) e os valores médio e máximo absoluto da função corrente (Ψ_{med} e Ψ_{max}). Foram considerados três valores distintos de Rayleigh, $Ra = 10^4$, 10^5 e 10^6 .

As Figuras 6.3 a 6.8 mostram a variação desses parâmetros, em função do refinamento da malha para $Ra = 10^4$. Através delas foi possível acompanhar a convergência do processo iterativo e escolher a malha 100×100 para utilização no presente trabalho, pois a maior variação, entre todos os parâmetros, com relação a malha 80×80 , foi menor que 0.5 %.

A Tabela 6.1 mostra os desvios percentuais entre os resultados obtidos no presente trabalho e os da solução de referência, em função do número de Rayleigh, utilizando uma malha 100×100 com o primeiro espaçamento $\Delta = 0.002$ e razão de crescimento $\delta = 1.0555$.

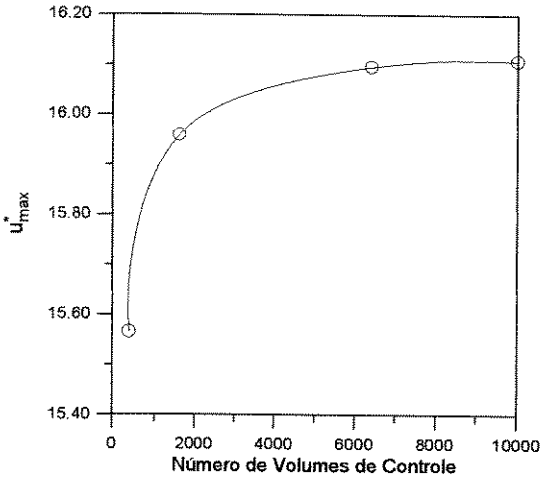


Figura 6.3: $u_{\max}^*$ em função da malha.

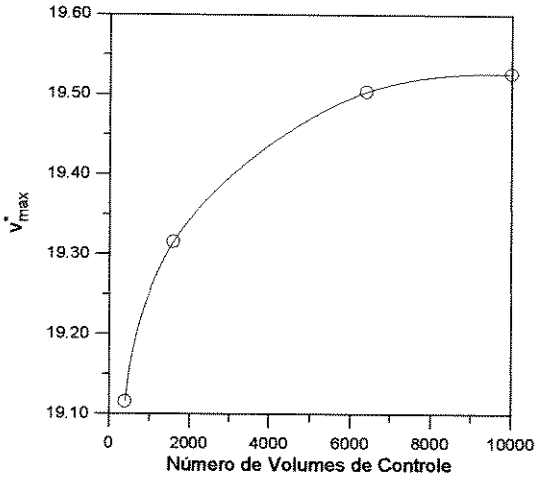


Figura 6.4: $v_{\max}^*$ em função da malha.

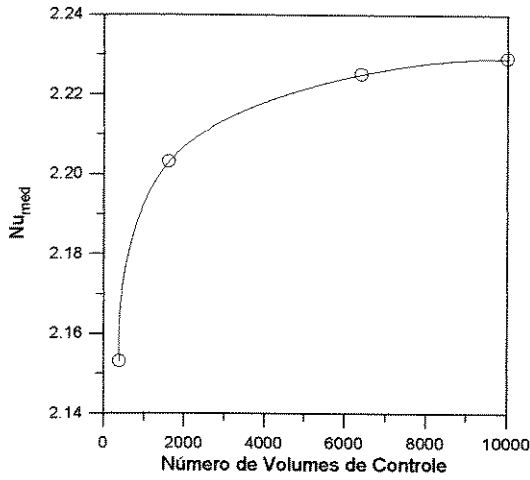


Figura 6.5: $|Nu_{\text{med}}|$ em função da malha.

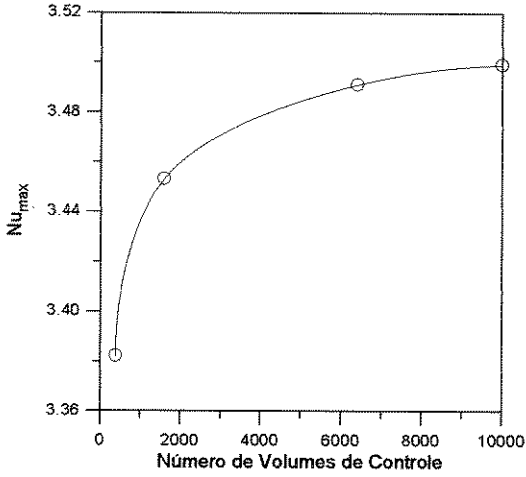


Figura 6.6: $|Nu_{\max}|$ em função da malha.

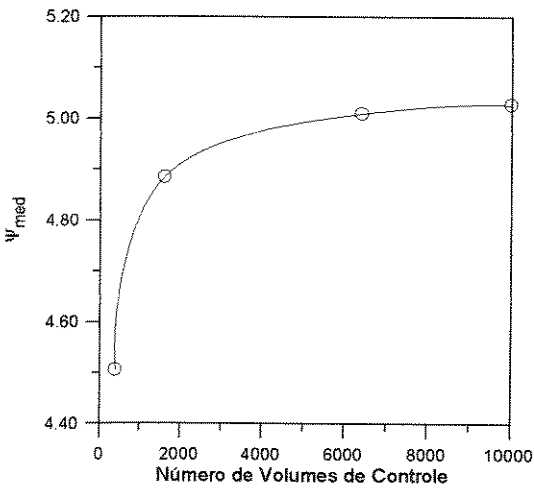


Figura 6.7: $|\psi_{\text{med}}|$ em função da malha.

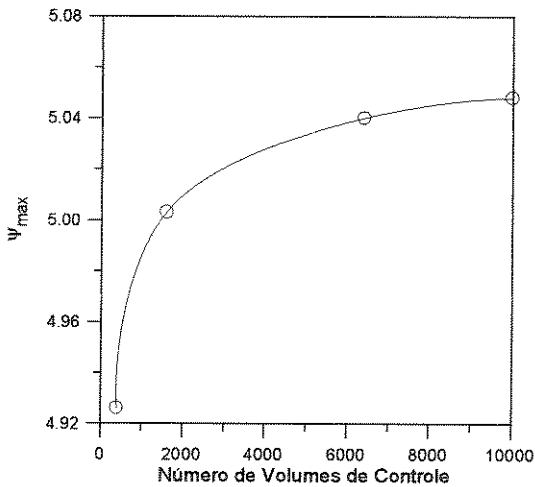


Figura 6.8: $|\psi_{\max}|$ em função da malha.

Tabela 6.1: Parâmetros característicos em função do número de Rayleigh.

Casos	Ra = 10 ⁴			Ra = 10 ⁵			Ra = 10 ⁶		
φ	Presente Trabalho	Solução Padrão	Desvio ξ (%)	Presente Trabalho	Solução Padrão	Desvio ξ (%)	Presente Trabalho	Solução Padrão	Desvio ξ (%)
$u_{\max}^*$	16.107	16.178	0.44	34.586	34.730	0.41	64.148	64.630	0.75
$v_{\max}^*$	19.526	19.617	0.46	68.163	68.590	0.62	217.815	219.630	0.83
$ \text{Nu}_{\text{med}} $	2.229	2.238	0.40	4.466	4.509	0.43	8.625	8.817	2.18
$ \text{Nu}_{\text{max}} $	3.499	3.528	0.82	7.566	7.717	1.96	16.788	17.925	6.34
$ \Psi_{\text{med}} $	5.027	5.071	0.87	9.086	9.111	0.27	16.335	16.320	0.09
$ \Psi_{\text{max}} $	5.048	5.101	1.04	9.579	9.612	0.34	16.756	16.750	0.03

O desvio percentual entre as soluções padrão e do presente trabalho é definido por:

$$\xi(\%) = \left| \frac{\varphi_{\text{ref}} - \varphi_{\text{calc}}}{\varphi_{\text{ref}}} \right| 100 \tag{6.1}$$

onde:

- φ : representa os parâmetros relevantes ($u_{\max}^*$, $v_{\max}^*$, Nu_{med} , Nu_{max} , Ψ_{med} e Ψ_{max});
- ref : subíndice relacionado com a solução de referência (solução padrão);
- calc : subíndice relacionado com a solução calculada no presente trabalho.

Analisando-se os resultados obtidos nota-se que as diferenças entre a solução do presente trabalho e a solução padrão são pequenas, mostrando assim a eficiência do programa desenvolvido. Com isso, o mesmo pode ser aplicado na solução numérica de todos os outros casos considerados neste trabalho.

Embora o que mais interessa nesta seção seja a comparação entre os resultados, na Figura 6.9 são apresentadas as linhas de corrente e as linhas isotérmicas, em função do número de Rayleigh, apenas para efeito ilustrativo.

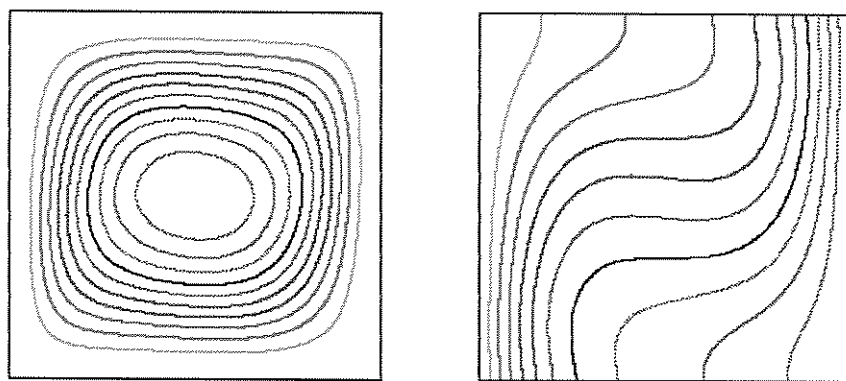
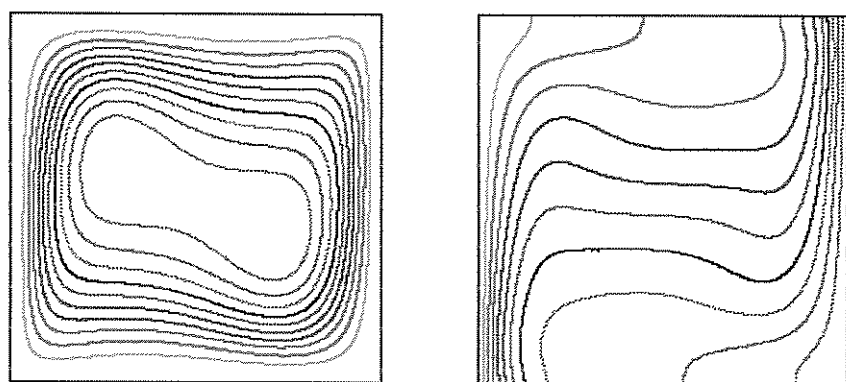
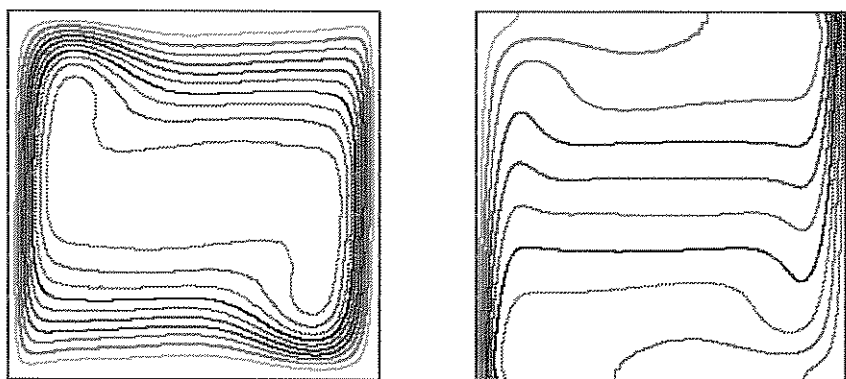
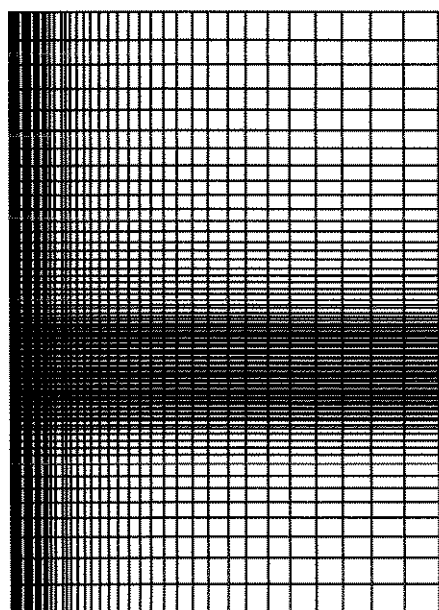
(a) $Ra = 10^4$ (b) $Ra = 10^5$ (c) $Ra = 10^6$

Figura 6.9: Linhas de corrente e isotérmicas para o caso padrão, em função de Rayleigh.

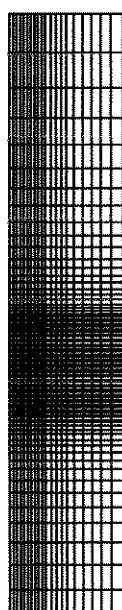
Analisando-se as linhas de corrente, verifica-se a deformação das células de recirculação nos cantos superior esquerdo e inferior direito, à medida que se aumenta o número de Rayleigh. As linhas isotérmicas se aproximam mais das paredes verticais com o aumento do número de Rayleigh. Aparentemente, os resultados são idênticos àqueles obtidos na solução padrão.

6.2. Resultados Numéricos

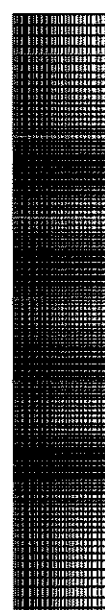
Inicialmente foram feitos testes de malha para cada um dos casos a serem estudados numericamente (Figuras 2.1 e 2.3), seguindo o mesmo procedimento da seção anterior, utilizando-se os valores de uma dada configuração básica, sendo considerado como parâmetro de controle a temperatura máxima do escoamento. A Figura 6.10 mostra apenas o formato de algumas das malhas testadas, pois a apresentação das malhas efetivamente usadas não é viável devido ao grande número de pontos. Por fim, foram escolhidas as malhas apresentadas na Tabela 6.2.



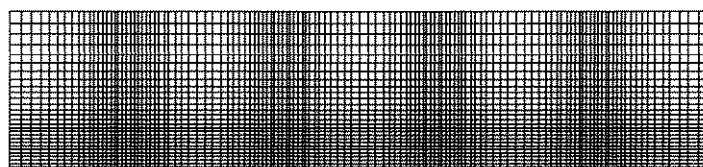
(a) Placa



(b) Canal e cavidade



(c) Cavidade hidrodinâmica



(d) Cavidade horizontal

Figura 6.10: Formato das malhas utilizadas na solução numérica dos problema.

Tabela 6.2: Definição das malhas usadas na solução numérica dos problemas.

Casos	Malha	Δ	Razão de aspecto	Nº de Volumes
Placa Vertical	122×242	0.00417	0.667	28800
Canal Vertical	62×242	0.00417	0.1, 0.133 e 0.167	14400
Cavidade Vertical	62×242	0.00417	0.1, 0.133 e 0.167	14400
Cavidade Hidrodinâmica	62×352	0.04	0.15	21000
Cavidade Horizontal	262×42	0.05	0.125	10400
	262×62	0.05	0.25	15600
	262×102	0.05	0.5	26000

Em todos os casos as propriedades físicas foram consideradas constantes e na temperatura média do escoamento, sendo extraídas de Bejan, 1993.

6.2.1. Placa, Canal e Cavidade Vertical

Nesta seção serão apresentados os resultados numéricos dos casos de placa, canal e cavidade vertical, apresentados na Figura 2.1. Foram fixados os seguintes parâmetros: comprimento, $H = 30$ cm; altura das fontes, $h = 1$ cm; largura da placa, $W = 100$ cm (normal ao plano x-y); e a distância da entrada do canal até a primeira fonte, $L = 10$ cm, que será considerada como comprimento característico, seguindo a sugestão de Afrid & Zebib (1987). Além disso, foi considerada a relação entre as condutividades da fonte (cerâmica) e do ar como sendo $k_s/k_f = 1000$. Foram escolhidos três valores distintos para os parâmetros de interesse na simulação, a saber: número de Rayleigh, $Ra_q = 10^9$, 5×10^9 e 10^{10} (5, 25 e 50 W por fonte); razão de dissipação, $q_2/q_1 = 0.5$, 1.0 e 2.0; espaçamento entre as fontes, $d/L = 0.1$, 0.2 e 0.3; e razão de aspecto, $D/H = 0.1$, 0.133 e 0.167 (correspondente a $D/L = 0.3$, 0.4 e 0.5). Foi considerada a temperatura ambiente igual a 25 °C. A análise paramétrica foi feita com base na configuração: $Ra_q = 5 \times 10^9$, $d/L = 0.2$, $q_2/q_1 = 1.0$ e $D/H = 0.133$, ou seja, utilizando-se sempre três destes valores e variando-se o outro dentro dos valores acima estabelecidos, para estudar a influência de cada um dos parâmetros sobre a temperatura máxima do escoamento.

A Tabela 6.3 mostra os casos de placa, canal e cavidade vertical a serem estudados.

Tabela 6.3: Casos de placa, canal e cavidade vertical estudados numericamente.

Casos	Ra_q	q_2/q_1	d/L	D/H
(1)	1.0×10^9	1.0	0.2	0.133
(2)	5.0×10^9	1.0	0.2	0.133
(3)	1.0×10^{10}	1.0	0.2	0.133
(4)	5.0×10^9	0.5	0.2	0.133
(5)	5.0×10^9	2.0	0.2	0.133
(6)	5.0×10^9	1.0	0.1	0.133
(7)	5.0×10^9	1.0	0.3	0.133
(8)	5.0×10^9	1.0	0.2	0.100
(9)	5.0×10^9	1.0	0.2	0.167

Vale ressaltar que os dois últimos casos apresentados acima não se aplicam ao caso da placa vertical pois, neste caso, não tem sentido se falar em razão de aspecto.

Os números indicados em negritos nesta tabela, bem como em todas as outras que virão a seguir, são os que variam com relação ao caso básico (caso 2).

Placa Vertical

Foram feitos estudos preliminares de casos semelhantes a este (Ramos & Milanez, 1994a e 1994b) a partir dos quais foi possível incrementar o programa e obter os resultados numéricos apresentados nesta seção.

Na Figura 6.11, são mostrados os resultados qualitativos para as linhas de correntes e isotérmicas para o caso básico definido anteriormente.

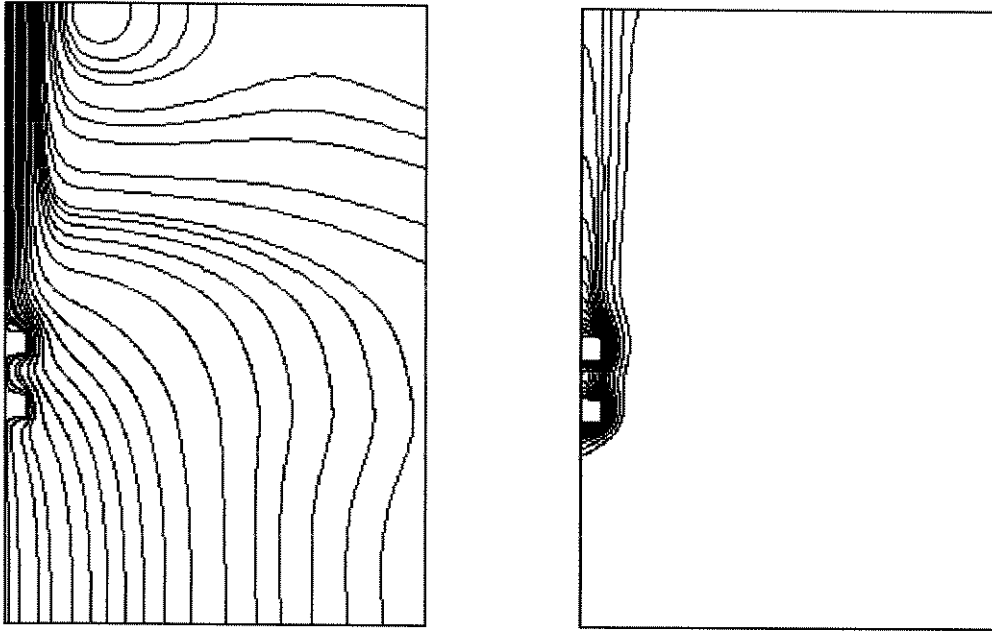


Figura 6.11: Linhas de corrente e isotérmicas para a placa vertical (caso 2).

Resultados quantitativos da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes são apresentados nas Figuras 6.12 a 6.14, em função do número de Rayleigh modificado, da distribuição de potência nas fontes e do espaçamento entre elas, respectivamente.

O número de Nusselt médio nas faces das fontes é mostrado na Tabela 6.4, juntamente com as temperaturas máximas em cada um dos casos considerados para a placa vertical.

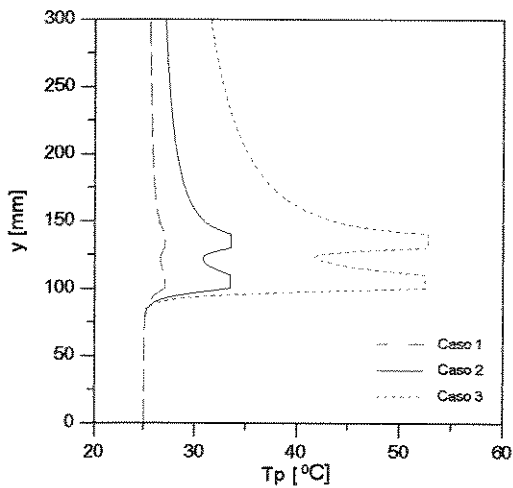


Figura 6.12: T_p na placa em função do número de Rayleigh modificado.

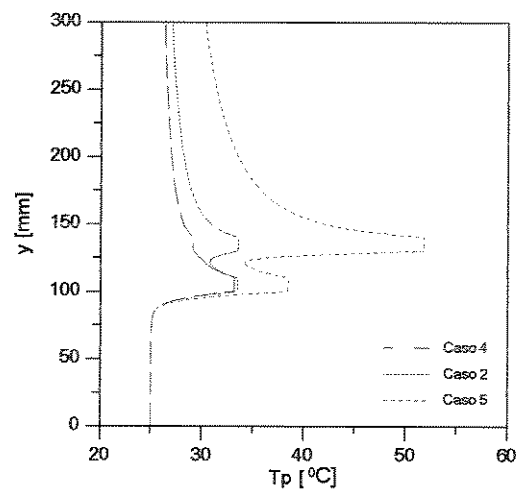


Figura 6.13: T_p na placa em função da distribuição de potência nas fontes.

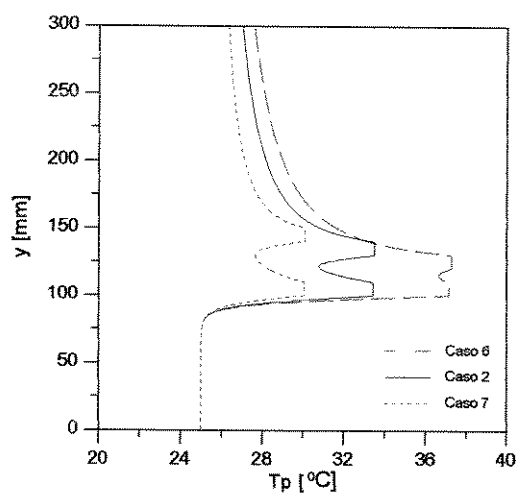


Figura 6.14: T_p na placa em função do espaçamento entre as fontes.

Tabela 6.4: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na placa vertical.

Casos	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$T_{p_{max}} [^{\circ}C]$
(1)	30.16	21.54	27.0
(2)	40.14	29.35	33.5
(3)	51.10	38.83	52.8
(4)	39.78	11.36	33.2
(5)	44.19	47.25	51.8
(6)	39.79	27.06	37.3
(7)	42.80	34.73	35.6

Canal Vertical

Com base nos estudos anteriores da placa vertical foi possível solucionar o problema do canal, apenas com a mudança das condições de contorno.

Na Figura 6.15 são apresentados os resultados qualitativos para as linhas de corrente e isotérmicas para o caso básico definido anteriormente.

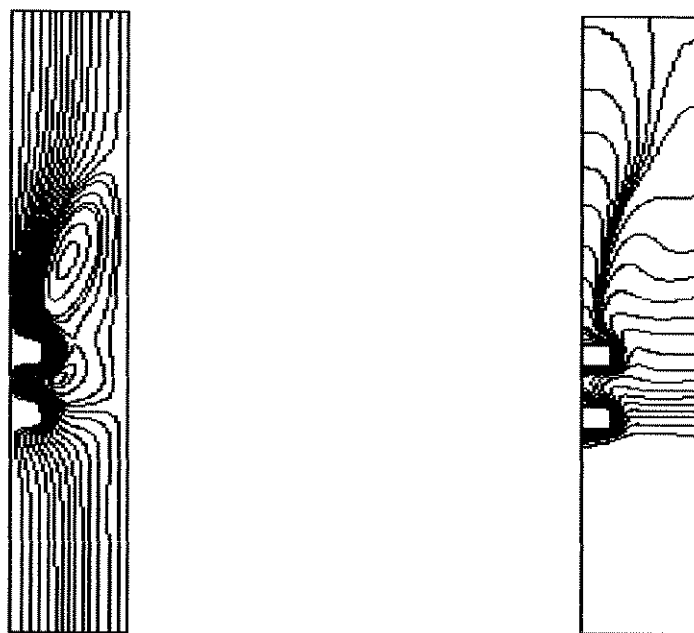


Figura 6.15: Linhas de corrente e isotérmicas para o canal vertical (caso 2).

Resultados quantitativos da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes são apresentados nas Figuras 6.16 a 6.19 em função do número de Rayleigh modificado, da distribuição de potência, do espaçamento entre elas e da razão de aspecto do canal, respectivamente. O número de Nusselt médio nas faces das fontes é mostrado na Tabela 6.5, juntamente com as temperaturas máximas em cada um dos casos considerados para o canal vertical.

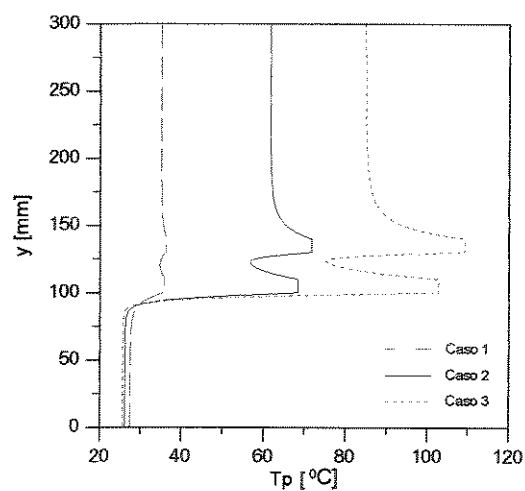


Figura 6.16: T_p no canal em função do número de Rayleigh modificado.

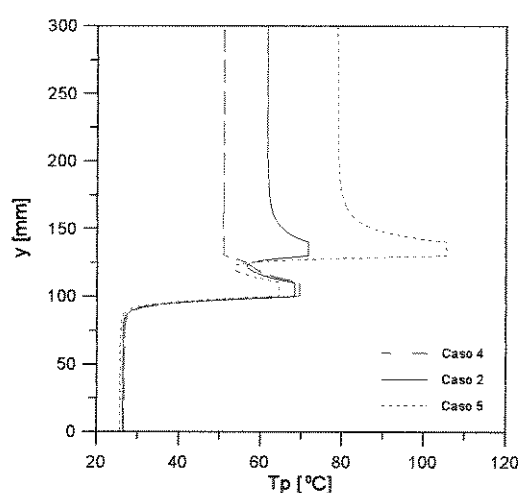


Figura 6.17: T_p no canal em função da distribuição de potência nas fontes.

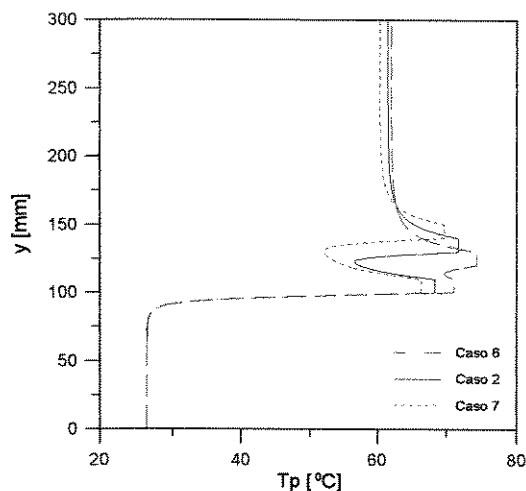


Figura 6.18: T_p no canal em função do espaçamento entre as fontes.

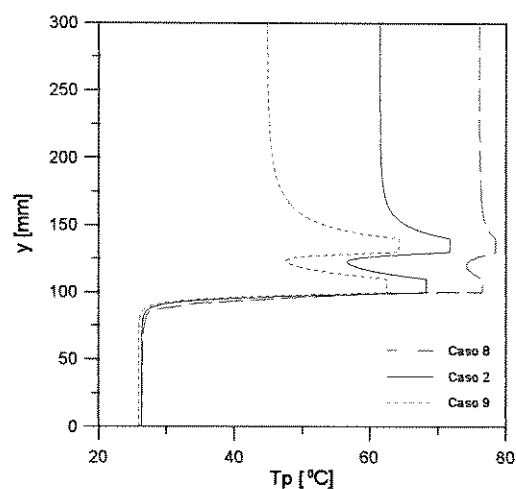


Figura 6.19: T_p no canal em função da razão de aspecto.

Tabela 6.5: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima no canal vertical.

Casos	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$T_{p_{max}} [^{\circ}C]$
(1)	20.45	7.12	36.3
(2)	46.14	21.15	71.7
(3)	57.82	31.12	109.3
(4)	44.17	5.07	69.7
(5)	48.36	41.73	105.7
(6)	42.63	19.66	74.4
(7)	47.49	21.31	69.8
(8)	15.98	3.53	78.5
(9)	53.42	37.78	64.4

Cavidade Vertical

Um trabalho anterior em cavidade vertical com fontes embutidas na parede (Ramos *et al.*, 1997) serviu como base para o presente estudo. Na Figura 6.20 são apresentados os resultados qualitativos para as linhas de corrente e isotérmicas para o caso básico considerado.

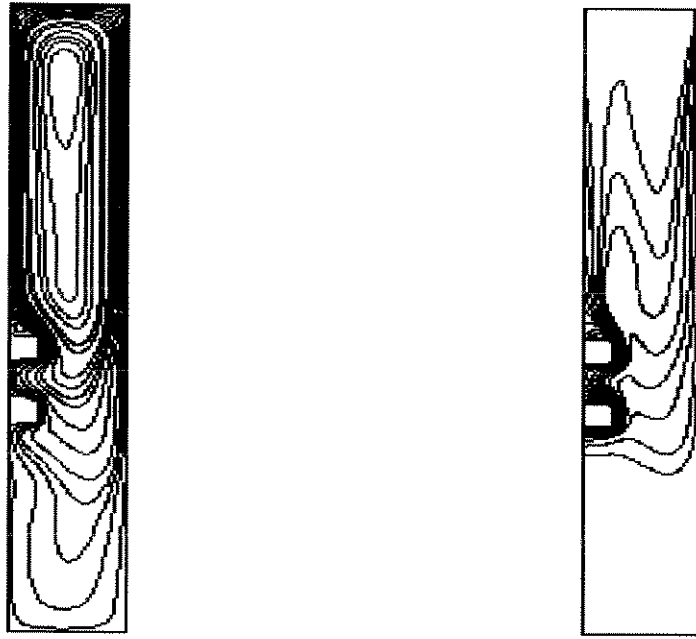


Figura 6.20: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade vertical (caso 2).

Resultados quantitativos da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes são apresentados nas Figuras 6.21 a 6.24 em função do número de Rayleigh modificado, da distribuição de potência nas fontes, do espaçamento entre elas e da razão de aspecto da cavidade, respectivamente. O número de Nusselt médio nas faces das fontes é mostrado na Tabela 6.6, juntamente com as temperaturas máximas em cada um dos casos considerados para o canal vertical.

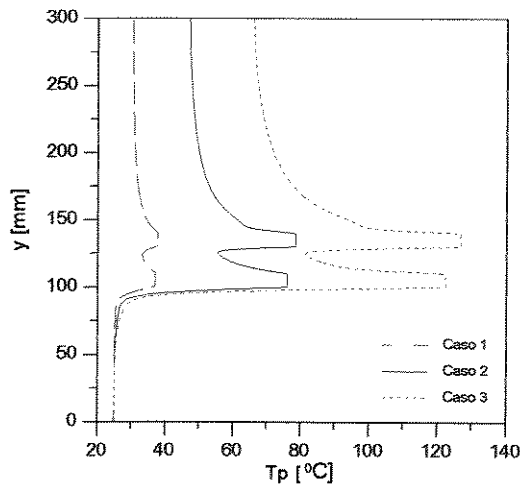


Figura 6.21: T_p na cavidade em função do número de Rayleigh modificado.

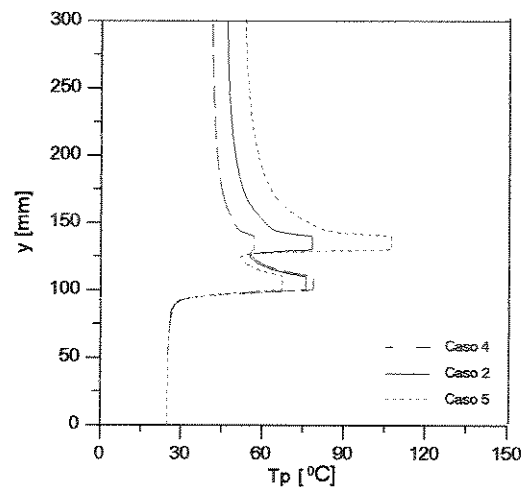


Figura 6.22: T_p na cavidade em função da distribuição de potência nas fontes.

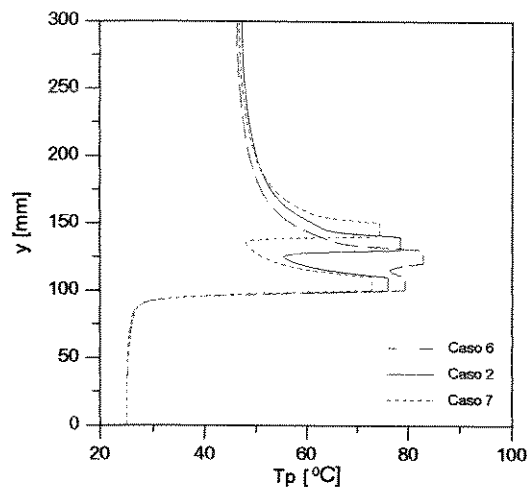


Figura 6.23: T_p na cavidade em função do espaçamento entre as fontes.

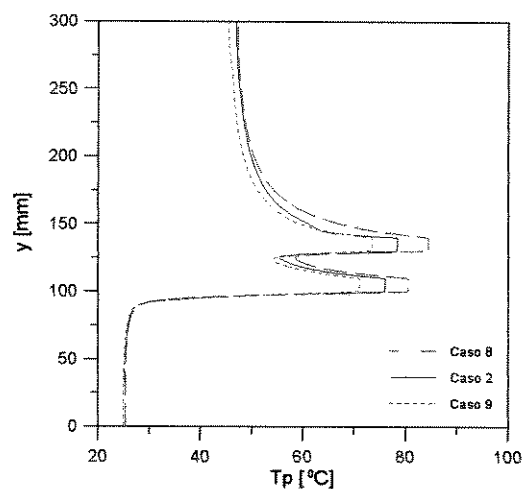


Figura 6.24: T_p na cavidade em função da razão de aspecto.

Tabela 6.6: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na cavidade vertical.

Casos	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$T_{p_{max}} [^{\circ}\text{C}]$
(1)	39.76	28.03	37.7
(2)	52.66	43.38	78.4
(3)	60.77	48.82	126.8
(4)	54.83	18.07	78.7
(5)	48.22	59.14	107.6
(6)	49.61	35.88	83.0
(7)	53.33	45.37	73.4
(8)	52.93	37.63	86.3
(9)	52.28	40.58	74.2

Comentários

As linhas de corrente mostram que o ar se movimenta em direção às fontes, sendo verificadas zonas de recirculação na região logo acima das fontes em alguns dos casos. A obs-

trução provocada pela protuberância das fontes, faz com que estas linhas sejam distorcidas nesta região. Esta distorção é proporcional ao número de Rayleigh.

As **linhas isotérmicas** em geral apresentam um comportamento do tipo de camada limite na faixa de Rayleigh analisada. À medida que se aumenta o valor do número de Rayleigh, a espessura da camada limite térmica decresce e o ar penetra mais nos espaços entre as fontes, melhorando a transferência de calor. Os gradientes mais acentuados ocorrem sempre na região da fonte com maior potência.

A **temperatura da parede** aumenta bruscamente nas proximidades das fontes, como esperado. Os níveis destas temperaturas são proporcionais ao número de Rayleigh. A fonte superior recebe a influência da dissipação da fonte inferior por estar no sentido de corrente do escoamento. Com relação ao efeito da distribuição de potência nas fontes, para uma mesma dissipação, a temperatura da fonte superior é ligeiramente superior; quando a fonte inferior dissipa menos calor, os níveis de temperatura são menores e, quando a dissipação de calor na fonte superior é maior, existe um acréscimo ainda maior na temperatura máxima. Analisando-se o efeito do espaçamento entre as fontes, pode-se verificar que, quando o mesmo é aumentado, diminui-se a influência de uma fonte sobre a outra. Por fim, verifica-se que os níveis de temperatura são reduzidos à medida que se aumenta a razão de aspecto, como esperado. Os níveis de temperatura na parede da cavidade são maiores que no canal, que por sua vez são maiores que na placa, independentemente do caso considerado, isso por causa do aumento do gradiente de temperatura devido ao aumento da restrição provocada pelos contornos.

O número de **Nusselt médio** nas faces das fontes aumenta consideravelmente à medida que se aumenta o número de Rayleigh. Com o aumento da razão de dissipação entre as fontes, ocorre uma redução do valor do número de Nusselt médio das fontes inferiores. Com o aumento do espaçamento, ocorre um aumento pequeno do número de Nusselt médio. Com relação à razão de aspecto, os valores do número de Nusselt médio das fontes inferiores são bem mais próximos que os das fontes superiores.

6.2.2. Cavidade Horizontal

Nesta seção serão apresentados os resultados numéricos do estudo da cavidade horizontal apresentada na Figura 2.3a.

Para observar a influência da razão de aspecto da cavidade sobre a temperatura foram considerados três valores, $H/W = 1/8$, $1/4$ e $1/2$. O efeito da temperatura das paredes laterais também foi verificado considerando-se $T_c = 15$, 20 e 25°C . A potência dissipada em cada fonte foi fixada em três valores distintos, 2.5 ; 5.0 e 7.5 W, que correspondem a $Ra = 0.8 \times 10^4$; 1.6×10^4 e 2.4×10^4 , respectivamente, considerando-se as propriedades físicas a 60°C . Assim, a relação entre as condutividades da fonte (alumínio) e do ar pode ser expressa por $k_s/k_f = 7285$. Neste caso, foi usado como comprimento característico a dimensão da fonte ($L = 6$ mm).

A análise paramétrica foi conduzida com base na configuração: $H/W = 1/4$, $T_c = 20^\circ\text{C}$ e $Ra = 1.6 \times 10^4$; utilizando-se sempre dois destes valores e variando-se o outro dentro da faixa estabelecida, no sentido de se estudar a influência de cada parâmetro sobre o escoamento, resultando nos casos apresentados na Tabela 6.7. A temperatura máxima do escoamento foi tomada como parâmetro de controle porque esta relacionada diretamente com o processo de transferência de calor no escoamento.

Tabela 6.7: Casos da cavidade horizontal estudados numericamente.

Casos	Ra_q	H/W	$T_c [^\circ\text{C}]$
(1)	0.8×10^4	0.25	20
(2)	1.6×10^4	0.25	20
(3)	2.4×10^4	0.25	20
(4)	1.6×10^4	0.125	20
(5)	1.6×10^4	0.5	20
(6)	1.6×10^4	0.25	15
(7)	1.6×10^4	0.25	25

Resultados

Na Figura 6.25 são mostradas as linhas de corrente e as isotérmicas para a configuração básica considerada (caso 2).

O número de Nusselt médio nas faces das fontes, em função do caso considerado, pode ser visto na Tabela 6.8, lembrando que numeração das fontes segue a ordem crescente a partir da esquerda.

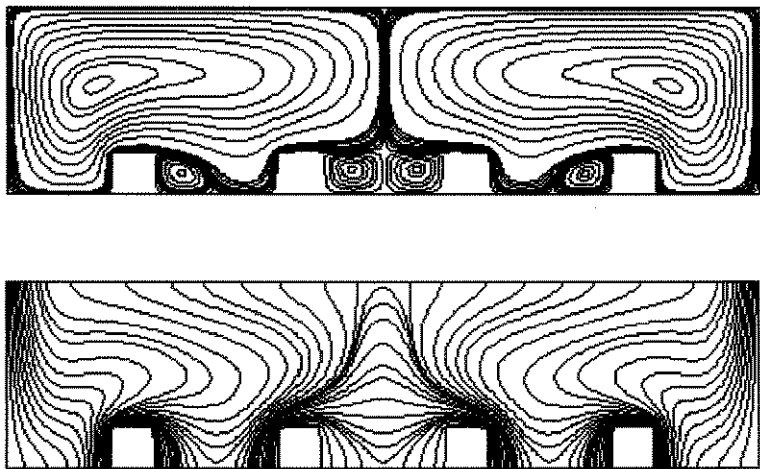


Figura 6.25: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade horizontal (caso 2).

Tabela 6.8: Nusselt médio nas faces das fontes e temperatura máxima na cavidade horizontal.

Casos	$\overline{Nu}_1 = \overline{Nu}_4$	$\overline{Nu}_2 = \overline{Nu}_3$	$Tp_{max} [^{\circ}C]$
(1)	6.21	1.94	77.7
(2)	6.82	2.17	107.4
(3)	7.24	2.36	137.2
(4)	5.41	0.38	212.5
(5)	8.97	2.88	124.3
(6)	6.82	2.17	102.4
(7)	6.82	2.17	112.4

As Figuras 6.26 a 6.28 mostram os resultados numéricos do efeito da potência dissipada nas fontes, da razão de aspecto da cavidade e da temperatura de resfriamento das paredes laterais, sobre a temperatura da superfície inferior da cavidade (T_p), onde estão montadas as fontes.

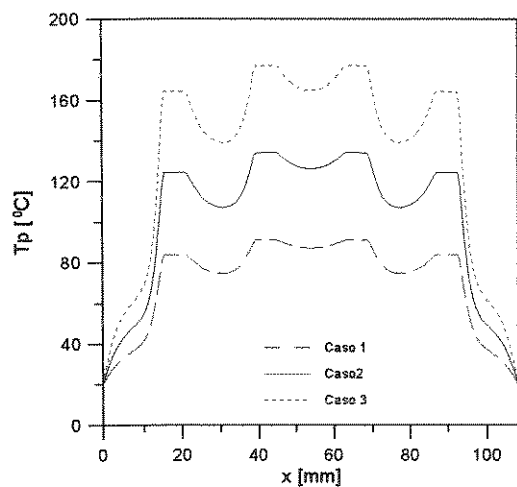


Figura 6.26: T_p na cavidade horizontal em função da potência dissipada.

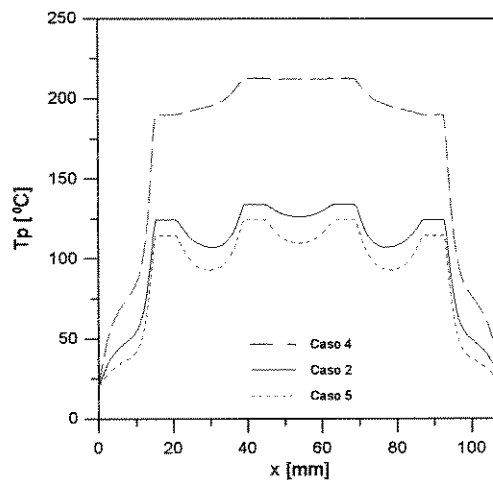


Figura 6.27: T_p na cavidade horizontal em função da razão de aspecto.

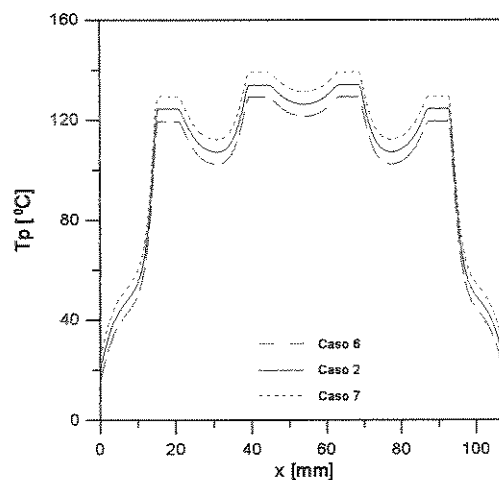


Figura 6.28: T_p na cavidade horizontal em função da temperatura das paredes laterais.

Comentários

As **linhas de corrente** mostram a movimentação do ar dentro da cavidade e como as fontes protuberantes obstruem o escoamento, distorcendo as linhas nesta região. Podemos observar também a formação de células de recirculação entre as fontes. Se a razão de aspecto é aumentada, com a razão de dissipação e a temperatura de resfriamento das paredes laterais mantidas constantes, as linhas de corrente são mais expandidas. Se a potência dissipada é aumentada, com a razão de aspecto e a temperatura de resfriamento das paredes laterais mantidas constantes, poderá haver a formação de mais células de recirculação.

As **linhas isotérmicas** representam o gradiente de temperatura a que o escoamento está sujeito, e pode ser observado que, embora as fontes dissipem a mesma quantidade de calor, as fontes mais extremas (1 e 4) são mais fortemente influenciadas pelo resfriamento das paredes laterais, exibindo menores níveis de temperatura.

Analisando a distribuição de **temperatura na parede** horizontal inferior onde as fontes estão montadas, pode-se concluir que um aumento da razão de aspecto resulta em uma diminuição dos níveis de temperatura. Aumentando-se a potência dissipada, obviamente estes níveis de temperatura também aumentarão. Com relação à temperatura das paredes laterais, esta não influencia muito a temperatura das fontes de calor e a temperatura da superfície onde estão montadas, porque sua faixa de variação é muito restrita e as diferenças entre as temperaturas das fontes e as paredes laterais são grandes.

6.2.3. Cavidade Hidrodinâmica Vertical

Foi feito um estudo preliminar relacionado à cavidade vertical com fontes de calor embutidas na parede (*flush mounted*) e usando como fluido a água (Ramos *et al.*, 1998). A partir deste trabalho, foi implementado o uso de fontes protuberantes no escoamento na cavidade hidrodinâmica apresentada na Figura 2.3b.

Neste caso, será verificado apenas a influência do número de Rayleigh, para facilitar a posterior comparação com resultados experimentais. Foram utilizados $Ra_q = 1.4 \times 10^6$, 2.8×10^6 e 5.6×10^6 , mantendo-se constantes: a razão de aspecto, $W/H = 0.15$ ($H = 200$ mm e $W = 30$ mm), o espaçamento entre as fontes ($d = 24$ mm), a distância da base da cavidade até a primeira fonte ($L = 48$ mm), bem como a temperatura de resfriamento ($T_c = 25^\circ\text{C}$) e a razão entre as condutividades térmica da fonte (alumínio) e o ar ($k_s/k_f = 324$), resultando os casos apresentados na Tabela 6.9. Vale ressaltar que o comprimento característico considerado neste caso foi a dimensão da fonte ($h = 8$ mm).

Tabela 6.9: Casos da cavidade hidrodinâmica estudados numericamente.

Casos	Ra_q	W/H	$T_c [^\circ\text{C}]$
(1)	1.4×10^6	0.15	25
(2)	2.8×10^6	0.15	25
(3)	5.6×10^6	0.15	25

Resultados

Na Figura 6.29 são apresentados os resultados qualitativos para as linhas de corrente e isotérmicas para o caso básico considerado ($Ra_q = 2.8 \times 10^6$, $W/H = 0.15$ e $T_c = 25^\circ\text{C}$).

Resultados quantitativos da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes, em função do número de Rayleigh modificado, são apresentados na Figura 6.30.

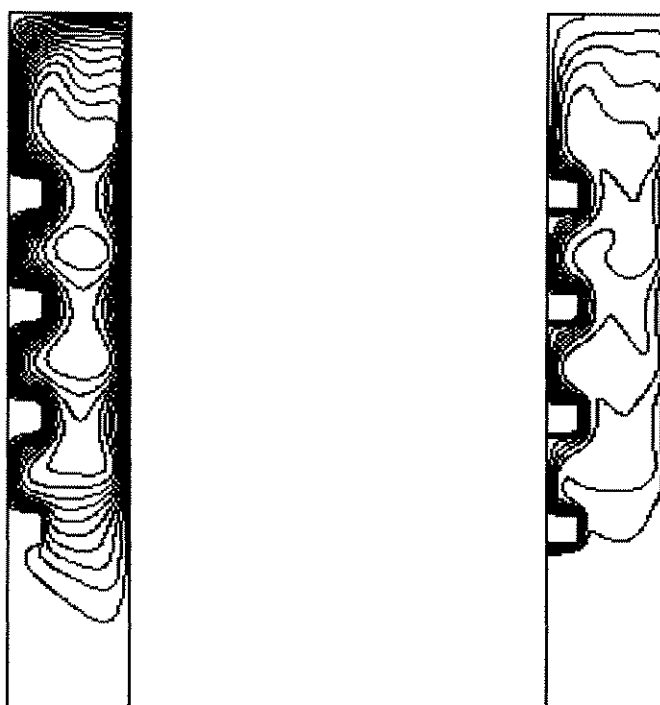


Figura 6.29: Linhas de corrente e isotérmicas para a cavidade hidrodinâmica
($Ra_q = 2.8 \times 10^6$, $d/h = 3$, $W/H = 0.15$ e $T_c = 25^\circ\text{C}$).

O número de Nusselt médio nas faces das fontes é mostrado na Tabela 6.10, juntamente com as temperaturas máximas de cada um dos casos, lembrando que a numeração das fontes segue a ordem crescente da situada na posição inferior para a superior.

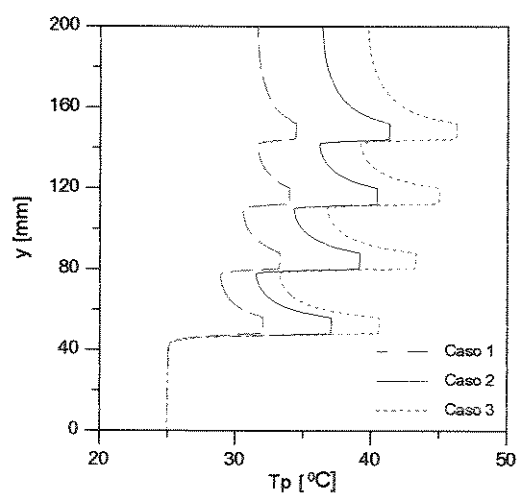


Figura 6.30: T_p na cavidade hidrodinâmica,
em função do número de Rayleigh.

Tabela 6.10: Nusselt médio nas faces das fontes da cavidade hidrodinâmica.

Caso	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$\overline{Nu}_3$	$\overline{Nu}_4$	$T_{p_{max}} [^{\circ}C]$
(1)	105.74	76.82	59.92	47.93	34.4
(2)	125.21	92.91	73.53	59.23	41.3
(3)	147.81	111.65	89.57	72.90	46.3

Comentários

As **linhas de corrente** mostram que o ar se movimenta da base em direção ao topo existindo uma zona de recirculação na altura das fontes. A obstrução provocada pela protuberância das fontes, faz com que estas linhas sejam distorcidas nesta região.

As **linhas isotérmicas** em geral apresentam um comportamento do tipo de camada limite. À medida que se aumenta o valor do número de Rayleigh, o ar penetra mais entre as fontes e a espessura da camada limite térmica diminui, melhorando a transferência de calor.

A **temperatura da parede** aumenta bruscamente nas proximidades das fontes. Os níveis destas temperaturas são proporcionais ao número de Rayleigh. A fonte superior recebe a influência da dissipação da fonte inferior por estar no sentido da corrente do escoamento. Assim, para uma mesma dissipação, a temperatura da fonte superior é ligeiramente superior a da fonte inferior. Quando a fonte inferior dissipa menos calor, os níveis de temperatura são menores e quando a dissipação de calor na fonte superior é maior, existe um acréscimo ainda maior na temperatura máxima.

Com relação ao número de **Nusselt médio** nas fontes, o mesmo diminui no sentido da fonte inferior para a superior, independentemente do caso considerado e, à medida que se aumenta o número de Rayleigh, aumenta-se consideravelmente o número de Nusselt médio de cada uma das fontes.

6.3. Resultados Experimentais

6.3.1. Cavidade Horizontal

Foram feitos testes experimentais variando-se a razão de aspecto da cavidade, a dissipação nas fontes e a temperatura das paredes laterais, dentro da faixa de valores especificados no procedimento numérico, resultando os mesmos casos já apresentados na Tabela 6.7.

Antes do início de cada processo de medida, foi acompanhado o processo de estabelecimento do regime permanente no escoamento, monitorando-se a temperatura no centro da cavidade ao longo do tempo. Foi necessário, em média, 1 hora e 40 minutos para se atingir esta condição, como mostra a Figura 6.31.

Nas Figuras 6.32 a 6.34 são apresentados os perfis de temperatura em várias seções do escoamento ($y = 0, 1/4H, 1/2H, 3/4H$ e H), obtidos por meio da sonda e por termopares instalados nas superfícies inferior e superior da cavidade.

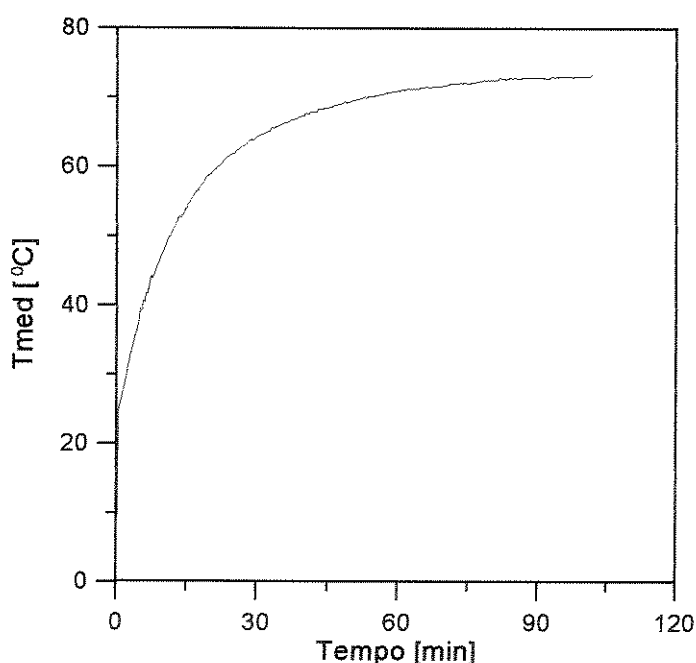


Figura 6.31: Curva de estabilização da temperatura na cavidade horizontal.

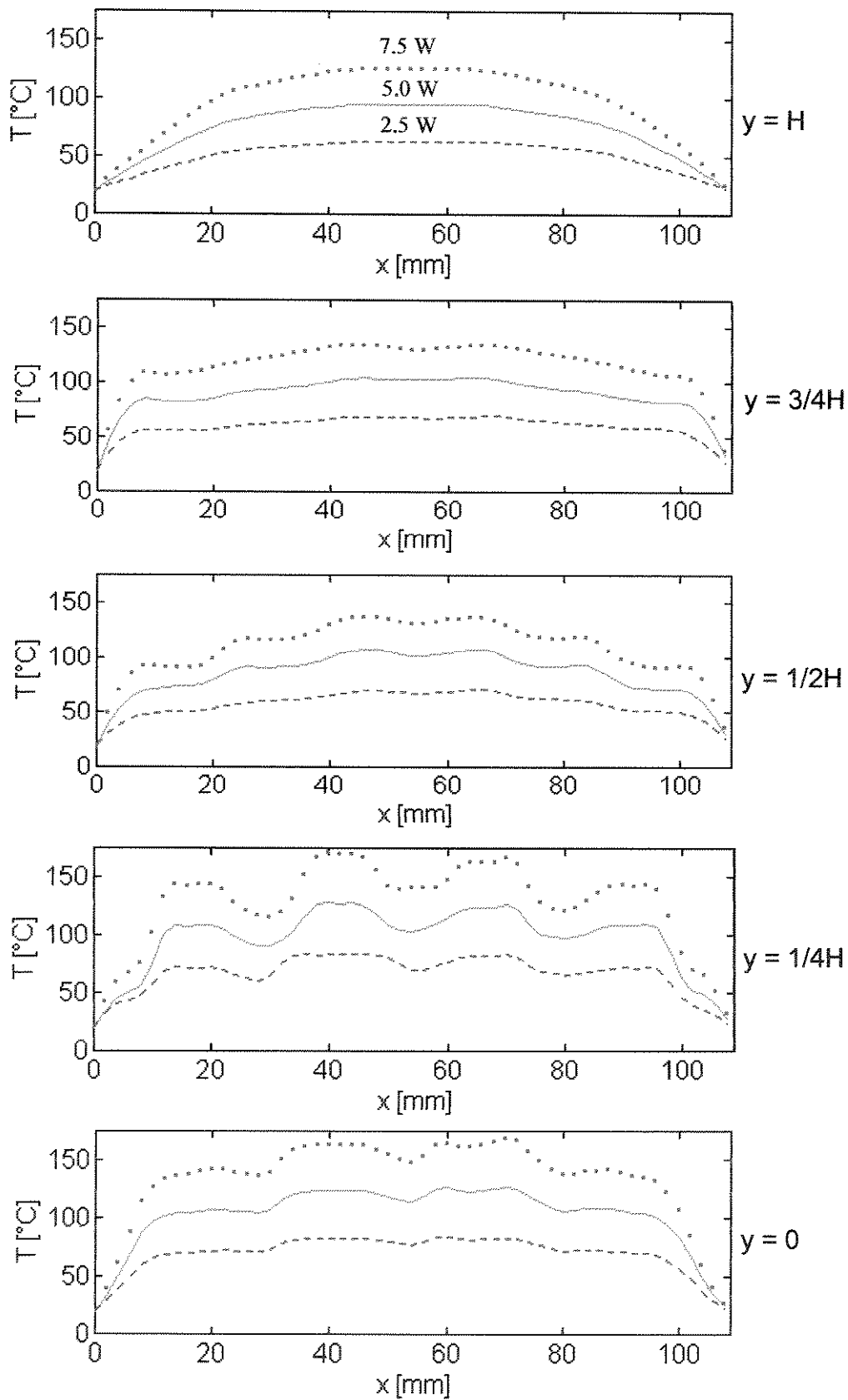


Figura 6.32: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da potência dissipada.

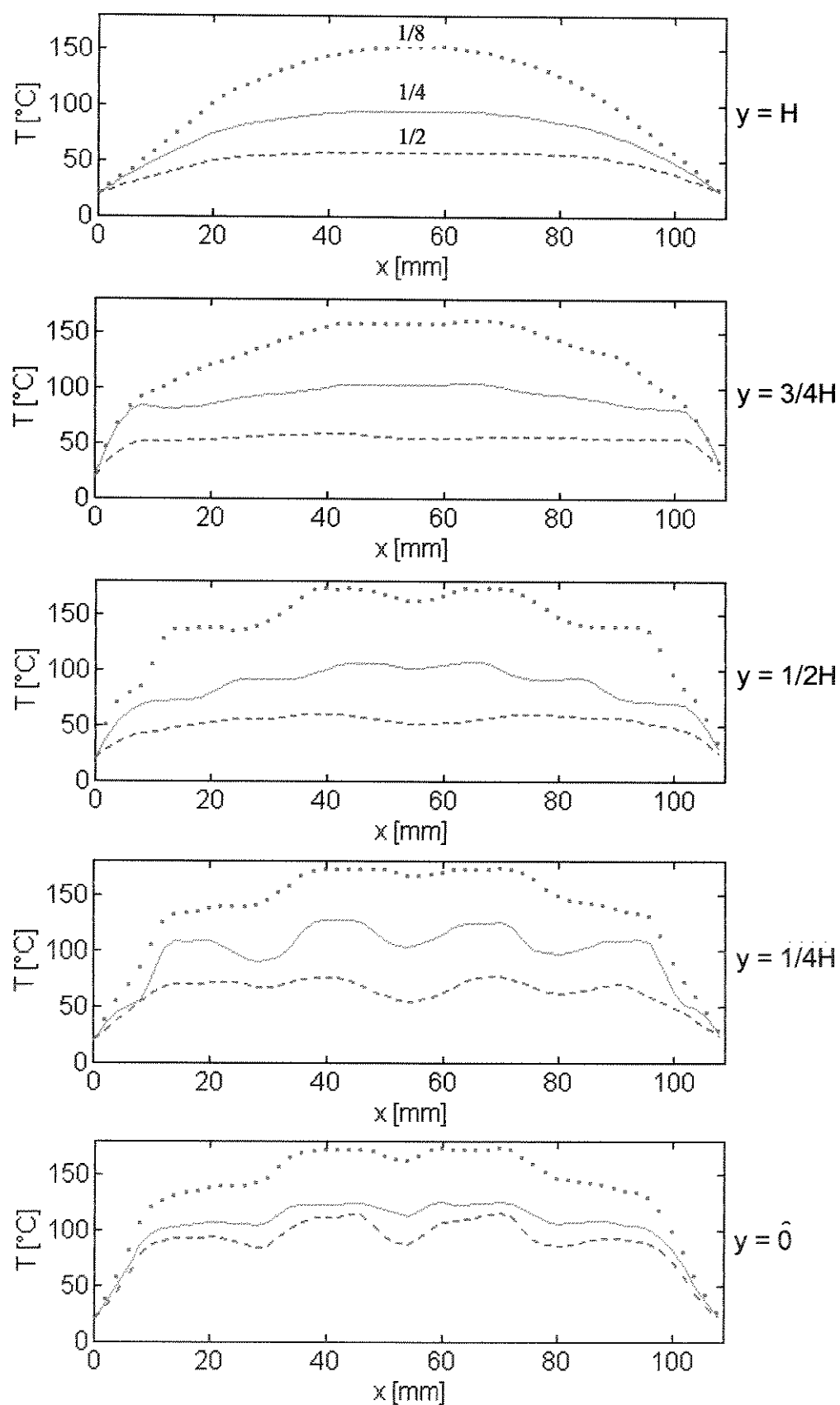


Figura 6.33: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da razão de aspecto.

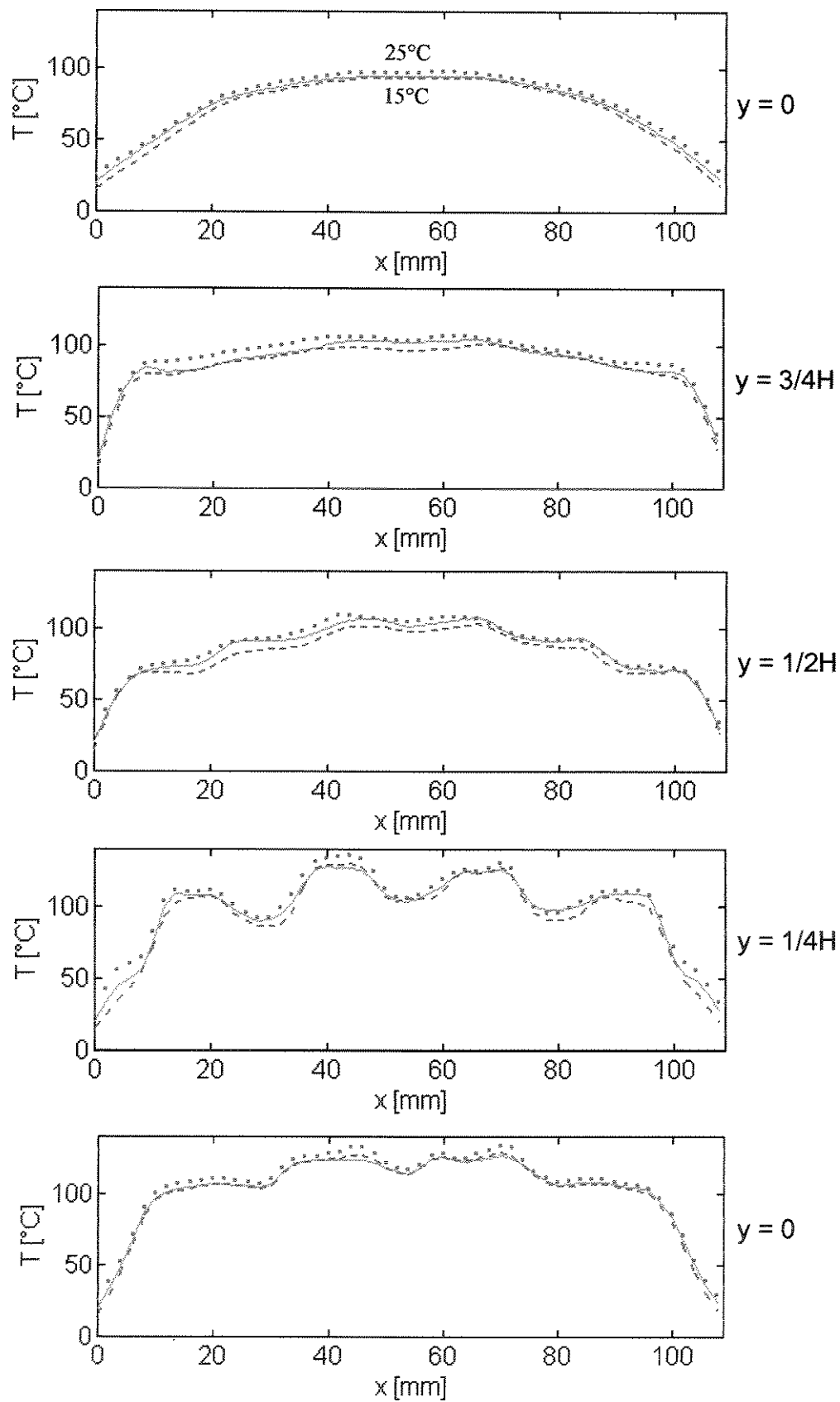


Figura 6.34: Perfis de temperatura em várias seções do escoamento na cavidade horizontal, em função da temperatura de resfriamento.

A Figura 6.35 mostra as linhas isotérmicas obtidas usando interpolação dos dados experimentais obtidos pelas medidas em vinte e cinco posições em cinco seções do escoamento ($y = 0, H/4, H/2, 3/4H$ e H), utilizando o programa *Matlab*.

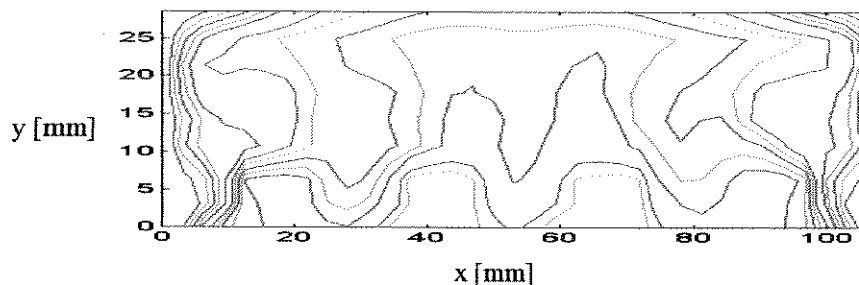


Figura 6.35: Linhas isotérmicas experimentais na cavidade horizontal (caso 2).

Analisando-se os resultados obtidos verifica-se que a forma dos perfis de temperatura nas seções do escoamento, independentemente do caso considerado, vai se achatando à medida que se caminha da posição inferior ($y = 0$) para a superior ($y = H$), isso porque os gradientes de temperatura são reduzidos neste sentido. Verifica-se também que a temperatura de resfriamento das paredes laterais praticamente não influencia a temperatura das fontes. À medida que se aumenta a potência, aumentam-se os níveis de temperatura, o mesmo acontece quando se diminui a razão de aspecto. Quanto às linhas isotérmicas, a utilização de um maior número de pontos de medida de temperatura, possibilitaria uma maior definição dos contornos, mas o resultado ora apresentado não deixa de mostrar a forma qualitativa do campo de temperatura.

6.3.2. Cavidade Hidrodinâmica Vertical

Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais relativos à visualização do escoamento utilizando-se micro-partículas sólidas na cavidade vertical mostrada na Figura 2.3b, onde se pode verificar o efeito da convecção natural em meio hidrodinâmico.

A Figura 6.36 mostra uma foto da visualização do escoamento para o caso básico considerado e com tempo de exposição de 12 segundos.

A Figura 6.37 mostra o perfil experimental de temperatura sobre a parede vertical onde estão montadas as fontes, para o caso básico considerado, obtidos utilizando-se a sonda de termopar, juntamente com o mecanismo posicionador.



Figura 6.36: Visualização do escoamento na cavidade hidrodinâmica (caso 2).

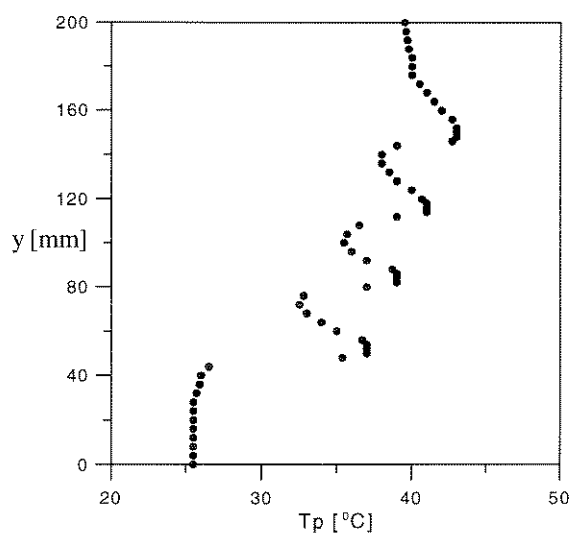


Figura 6.37: Temperatura experimental na parede da cavidade hidrodinâmica (caso 2).

Pode-se observar que a trajetória das partículas se dá de modo circular, subindo próximo à superfície onde estão montadas as fontes e descendo próximo à parede resfriada, devido à diferença de temperatura. É verificada também a formação de algumas zonas menores de recirculação nas posições imediatamente superiores às fontes.

Nota-se, também, um aumento brusco da temperatura na região das fontes, bem como o aumento gradual da temperatura no sentido da fonte próxima da base até a próxima ao topo, como esperado, devido a influência de uma fonte sobre a outra. Esses níveis de temperatura provavelmente seriam maiores caso fosse levado em conta a resistência térmica de contato entre a sonda e a superfície onde foram efetuadas as medidas.

Necessita-se ainda melhorar muito o experimento, principalmente no que diz respeito à iluminação, para que se possam obter melhores resultados. Os resultados ora apresentados constituem o primeiro passo para o aprimoramento do experimento.

6.4. Comparação de Resultados Numéricos e Experimentais

A seguir será feita uma comparação de alguns resultados numéricos com resultados experimentais para os casos da cavidade horizontal e da cavidade hidrodinâmica, no sentido de se validar os resultados numéricos obtidos.

6.4.1. Cavidade Horizontal

A Figura 6.38 mostra a comparação entre os perfis de temperatura na superfície inferior da cavidade térmica horizontal obtidos numericamente e experimentalmente para o caso básico considerado.

A Figura 6.39 mostra a comparação entre as linhas isotérmicas obtidas numericamente e as obtidas experimentalmente, para o caso básico considerado.

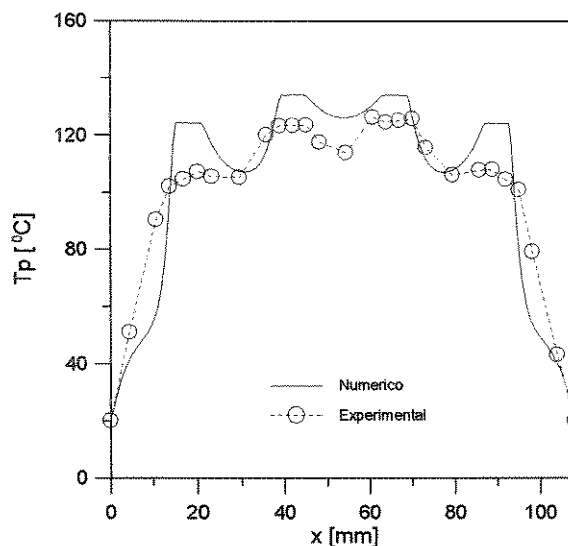
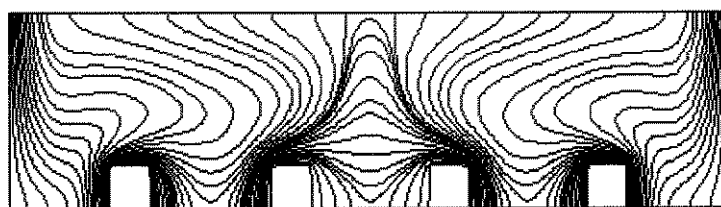
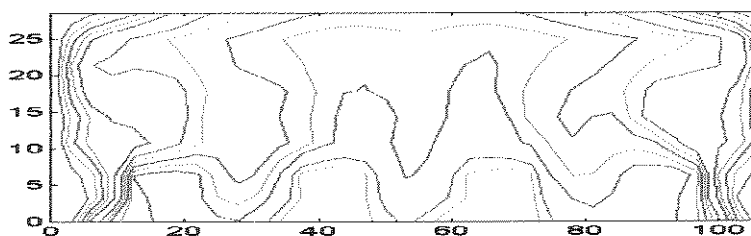


Figura 6.38: Temperaturas numérica e experimental na base da cavidade horizontal (caso 2).

Comparando-se os resultados numérico e experimental para o caso em questão, verifica-se que os mesmos apresentam uma relativa concordância (diferença máxima inferior a 20%), sendo que estas diferenças observadas podem ser devido às hipóteses simplificadoras feitas na solução numérica, devido à não consideração da condução de calor na base e da radiação, e, também, devido aos erros inerentes do procedimento experimental.



Numérico



Experimental

Figura 6.39: Linhas isotérmicas numérica e experimental na cavidade horizontal (caso 2).

Analisando-se a figura anterior pode-se notar a forma similar do campo de temperatura na cavidade horizontal apresentada pelos resultados numérico e experimental. Uma melhor concordância seria obtida se fossem feitas mais medidas experimentais, não sendo assim necessária a interpolação dos mesmos.

6.4.2. Cavidade Hidrodinâmica Vertical

A Figura 6.40 mostra uma comparação entre os perfis de temperatura na parede vertical onde estão montadas as fontes na cavidade hidrodinâmica vertical, obtidos numericamente e experimentalmente para o caso básico considerado.

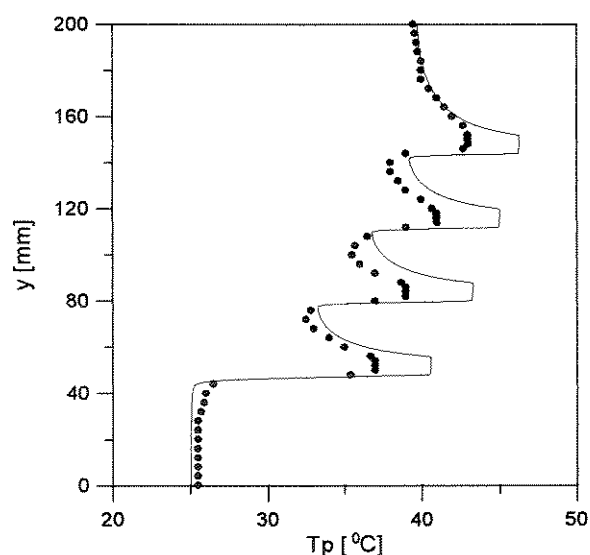


Figura 6.40: Temperaturas numérica e experimental na parede da cavidade hidrodinâmica.

Comparando-se os resultados numérico e experimental para o caso em questão, verifica-se que os mesmos apresentam uma relativa concordância (diferença máxima inferior a 15%), sendo que estas diferenças observadas podem ser devido às hipóteses simplificadoras feitas na solução numérica, devido à não consideração da condução de calor na parede onde estão montadas as fontes e, também, devido aos erros inerentes do procedimento experimental. Vale ressaltar também que a não utilização de termopares fixos na parede onde estão

montadas as fontes, tal como no caso da cavidade horizontal, para não prejudicar a visualização do escoamento, comprometeu as medidas experimentais, já que com a utilização da sonda, aumentou-se a resistência térmica de contato entre a sonda de termopar e a superfície onde foram efetuadas as medidas.

A Figura 6.41 mostra a comparação entre as linhas isotérmicas obtidas numericamente e as obtidas experimentalmente na cavidade hidrodinâmica, para o caso básico considerado.

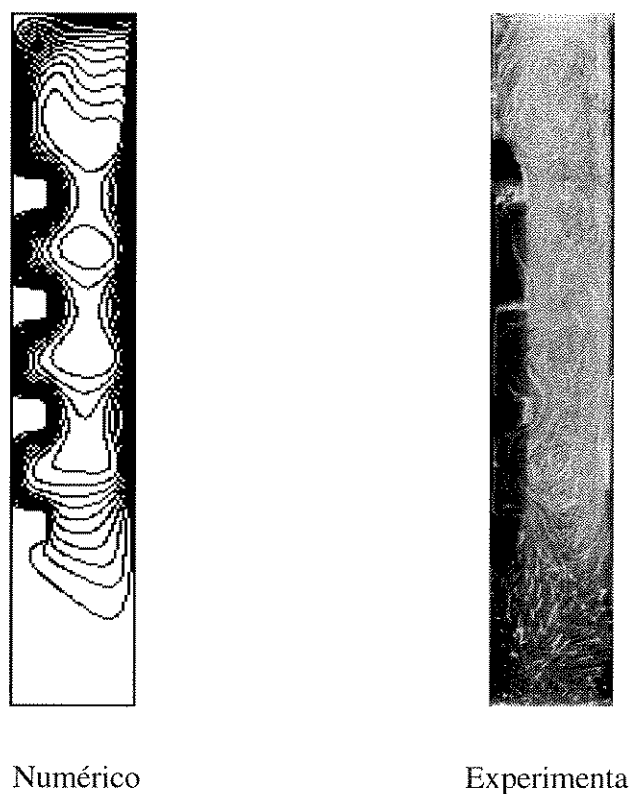


Figura 6.41: Visualização numérica e experimental do escoamento na cavidade hidrodinâmica.

Analisando-se as figuras acima pode-se notar uma certa semelhança entre os resultados numérico e experimental das linhas de corrente no escoamento na cavidade hidrodinâmica vertical.

Capítulo 7

Comentários e Conclusões

A seguir serão feitos alguns comentários gerais sobre os resultados obtidos; será indicada a configuração mais adequada, no que diz respeito aos níveis temperatura; e, também, serão feitas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Velocidade, Temperatura e Nusselt Médio

As **linhas de corrente** em geral, mostraram que o ar se movimenta sempre em direção às fontes de calor. A obstrução provocada pela protuberância das fontes, faz com que estas linhas sejam distorcidas nesta região, sendo que esta distorção é proporcional ao número de Rayleigh e em alguns caso foram verificadas zonas de recirculação, devido às próprias condições de contorno utilizadas.

As **linhas isotérmicas** apresentaram um comportamento do tipo de camada limite na faixa de valores de número de Rayleigh analisada e à medida que se aumenta o valor do número de Rayleigh, a espessura da camada limite térmica decresce, pois elas se concentram nas proximidades das fontes devido ao maior gradiente de temperatura e o ar penetra mais nos espaços entre as fontes.

A **distribuição de temperatura na parede** onde estão montadas as fontes de calor apresentou um aumento brusco nas proximidades das fontes causado pelos maiores gradientes

de temperatura que ocorrem nesta região, como esperado. Os níveis de temperatura são proporcionais ao número de Rayleigh.

O **número de Nusselt médio** nas faces das fontes em geral diminui no sentido da fonte inferior para a superior, isso porque a temperatura aumenta neste sentido devido à influência das fontes que estão abaixo sobre as que estão acima; e das fontes extremas para as interiores, sendo que neste último caso ocorre uma simetria. Aumentando-se o valor do número de Rayleigh ocorre um aumento nos valores do número de Nusselt médio nas faces.

Configurações mais Adequadas

Através do **estudo paramétrico** levando-se em conta o efeito da dissipação, da distribuição de potência nas fontes, do espaçamento entre as fontes e, em alguns casos, da razão de aspecto, sobre a temperatura máxima do escoamento, que é o parâmetro que mais interessa nos problemas, pode-se concluir que uma configuração geral mais adequada que apresentaria menores níveis de temperaturas seria obtida através da utilização de menores taxas de dissipação, de maiores espaçamento entre as fontes, do posicionamento da fonte com menor dissipação na posição inferior (ou extrema, no caso da cavidade horizontal), bem como o uso de uma maior razão de aspecto possível, como era esperado.

Sugestões para Trabalhos Futuros

Existe ainda um campo enorme de pesquisa a ser explorado a partir deste trabalho, tanto na parte numérica como na experimental; a seguir serão apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Com relação à **parte numérica**, podem ser feitos estudos da variação das propriedades físicas com a temperatura, do efeito das dimensões das fontes, bem como do escoamento tridimensional, em regime não permanente e mesmo turbulento, embora estes últimos sejam mais custosos. A implementação da técnica de *multigrid* também pode ser experimentada, reduzindo-se a memória e o tempo computacional. A utilização de uma outra versão do método SIMPLE, denominada SIMPLER (SIMPLE Revised), também pode ser testada, no sentido

de se acelerar a convergência.

Com relação à **parte experimental**, podem ser feitos experimentos com placa e canais verticais, através de pequenas modificações nos equipamentos e procedimentos desenvolvidos; visualização em cavidade com fontes de calor, usando a técnica da fumaça, interferometria laser e ou termografia; realização de medidas de velocidade, usando anemometria de filme quente com as sondas adequadas ou através da captura de imagens em vídeo e posterior processamento de alto nível quadro a quadro, verificando-se o deslocamento de uma partícula no tempo; melhora no sistema de iluminação, utilizando luz de intensidade maior ou *laser sheet*; registro simultâneo de temperatura de vários termopares, por meio de um sistema de aquisição de dados de vários canais, entre outros.

Considerações Finais

Vale ressaltar que este trabalho deve ter continuidade mas para a implementação de algumas das sugestões apresentadas necessitará de equipamentos de instrumentação e controle de custo elevado. Como este assunto tem muitas aplicações tecnológicas, buscar-se-á recursos financeiros junto à empresas, principalmente da área de telecomunicações, e, também, junto às agências de fomento à pesquisa.

Referências Bibliográficas

- Afrid, M. & Zebib, A., Natural Convection Air Cooling of Heated Components Mounted on a Vertical Wall, in *Temperature Fluid Measurement in Electronic Equipment*, ASME HTD-Vol. 89, pp. 17-24, 1987.
- Aung, W., Kessler, T. J. & Beitin, K. I., Free Convection of Electronic Systems, *IEEE Transactions on Parts, Hybrids, and Packaging*, Vol. PHP-9, n° 2, pp.75-86, 1973.
- Aung, W., Fully Developed Laminar Free Convection Between Vertical Plates Heated Asymmetrically, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, pp.1577-1580, 1972.
- Azevedo, L. F. & Sparrow, E. M., Natural Convection in a Vertical Channel Vented to the Ambient Through an Aperture in the Channel Wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp.819-830, 1986.
- Azevedo, L. F. A. & Carvalho, J. G., Secondary Flow Observations in Natural Convection Through Open - Ended Inclined Channels, *Proceedings of the 2nd Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences*, pp. 199-202, Águas de Lindóia-SP, 1988.
- Baker, D. J., A Technique for the Precise Measurement of Small Fluid Velocities, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 26, pp.573-576, 1966.
- Bar-Cohen A., State of the Art in Thermal Packaging of Electronic Equipment, *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 114, pp.257-270, 1992.
- Bar-Cohen, A. & Roshenow, W. M., Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural

- Convection Cooled, Parallel Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp.116-123, 1984.
- 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.
- Baum R., *Handbook of Electronic Packaging*, ed. by C. A. Harper, McGraw-Hill, 1969, Chapter 11 : Thermal-Design Considerations for Packaging Electronic Equipment, p.1-56.
- Bejan, A., *Transferência de Calor*, Ed. Edgard Blucher Ltda., 1996, 540p.
- Bejan, A. & Lee, S. W., Optimal Geometry of Convection Cooled Electronic Packages, in *Transport Phenomena in Thermal Engineering*, ed. by Begell House Inc. Publishers, Vol. 2, pp.804-810, 1993.
- Benedict, R. P., Engineering Analysis of Experimental Data, *ASME Journal of Engineering for Power*, pp.21-30, 1969.
- Bergles, A. E., The Evolution of Cooling Technology for Electrical, Electronic, and Microelectronics Equipment, *Proceedings of 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 34, pp.1679-1693, 1991.
- Bodoia, J. R. & Osterle, J. F., The Development of Free Convection Between Heated Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 84, pp.40-44, 1962.
- Burak, V. S., Volkov, S. V., Martynenko, O. G., Khramtsov, P. P. & Shijh, I. A., Experimental Study of Free-Convective Flow on a Vertical Plate with a Constant Heat Flux in the Presence of a One or More Steps, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, n° 1, pp.147-154, 1995.
- Campo, W. C., Kerjilian, G. & Shaukatullah, H., Prediction of Component Temperatures on Circuit Cards Cooled by Natural Convection, *Proceedings of the 32nd Electronics Components Conference, IEEE, EIA, and CHMT*, pp.150-152, May, 1982.
- Carey, V. P. & Mollendorf, J. C., The Temperature Field Above a Concentrated Heat Source on a Vertical Adiabatic Surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.

20, pp.1059-1067, 1977.

Carvalho Filho, P. & Goldstein Jr., L., Convecção Natural em Placa Plana Vertical com Distribuição de Temperatura em Degraus, *Anais do IX COBEM*, pp.49-52, Florianópolis, 1987.

Cattom, I., Natural Convection in Enclosures, *Proceedings of the Heat Transfer Conference*, Vol. 6, pp.13-30, Toronto, 1978.

Cesini, G., Paroncini, M. & Ricci, R., Experimental and Numerical Investigation on Natural Convection in Square Enclosures with a Non Uniformly Heated Vertical Surface, *ICHMT XX International Symposium of Heat Transfer in Electronic and Microelectronic Equipment*, Dubrovnik, 11p., 1988.

Chadwick, M. L., Webb, B. W. & Heaton, H. S., Natural Convection from Two-Dimensional Heat Sources in a Rectangular Enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, n° 7, pp.1679-1693, 1991.

Chan, Y. L. & Tien, C. L., A Numerical Study of Two-Dimensional Natural Convection in Square Open Cavities, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 8, pp.65-80, 1985.

Chen, Y. M. & Kuo, Y., Studies on Natural Convection Heat Transfer from Arrays of Block-Like Heat-Generating Modules on a Vertical Plate, *Proceedings of the 20th International Symposium on Heat Transfer in Electronic Equipment*, Yugoslavia, 1988.

Chu, H. H. -S., Churchill, S. W. & Patterson, C. V. S., The Effect of Heater Size, Location, Aspect Ratio, and Boundary Conditions on Two-Dimensional, Laminar, Natural Convection in Rectangular Channels, *Journal of Heat Transfer*, pp.194-201, 1973.

Coyne, J. C., An Analysis of Circuit Board Temperatures in Electronic Equipment Frames Cooled by Natural Convection, ASME HTD, Vol. 32, pp.59-65, *Proceedings of the 22nd National Heat Transfer Conference*, Niagara Falls, NY, August, 1984.

De Vahl Davis, G., Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Comparison Exercise, *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, Vol. 3, pp.227-248, 1983a.

De Vahl Davis, G., Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Bench-Mark Numerical

- Solution, *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, Vol. 3, pp.249-264, 1983b.
- Dias Júnior, T., Honda, E. Y. & Ramos, R. A. V., Convecção Natural em Cavidade Vertical com Fontes de Calor Discretas Montadas em uma das Paredes, *Anais do VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica* (em CD Room), 6p., Bauru-SP, 1997.
- Du, Z. G. & Bilgen, E., Coupling of Wall Conduction with Natural Convection in a Rectangular Enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, n° 8, pp.1969-1975, 1992.
- Elenbaas, W., Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection, *Physica*, Vol. 9, n° 1, pp.1-28, 1942.
- Elpidorou, D., Prasad, V. & Modi, V., Convection in a Vertical Channel with a Finite Wall Heat Source, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, n° 2, pp.573-578, 1991.
- Engel, R. K. & Mueller, W. K., An Analytical Investigation of Natural Convection in Vertical Channels, *ASME paper 67-HT-6*, 1967.
- Franco, A. T., Ramos, R. A. V. & Ganzarolli, M. M., SIMPLE, SOLA e Vorticidade-Função Corrente: Um Teste Comparativo, *Anais do VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas*, Vol. 1, pp.541-546, Florianópolis-SC, 1996.
- Freymuth, P., Flow Visualization in Fluid Mechanics, *Review of Sciences and Instruments*, Vol. 64, n° 1, pp.1-18, 1993.
- Fusegi, T., Hyun, J. M. & Kuwahara, K., Natural Convection in a Differentially Heated Square Cavity with Internal Heat Generation, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 21, pp.215-229, 1992.
- Goldstein, R. J., Optical Systems for Flow Measurement: Shadowgraph, Schlieren and Interferometric Techniques, in: *Fluid Mechanics Measurements*, ed. by Goldstein, R. J., pp.377-422, Hemisphere Publishing Co., Washington, 1983.
- Guo, Z. -Y. & Wu, X. -B., Thermal Drag and Critical Heat Flux for Natural Convection of

- Air in Vertical Parallel Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp.124-129, Feb., 1993.
- Hasnaoui, M., Bilgen, E. & Vasseur, P., Natural Convection in Rectangular Cavities Partially Heated from Bellow, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 6, n° 2, 1992.
- Hayday, A. A., Bowlus, D. A. & McGraw, R. A., Free Convection from a Vertical Plate with Step Discontinuities in Surface Temperature, *Journal of Heat Transfer*, pp.244-250, August, 1967.
- Heindel, T. J., Incropera, F. P. & Ramadhyani, S., Enhancement of Natural Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, n° 3, pp.479-490, 1995.
- Hendriks, F. & Aviram, A., Use of Zinc Iodine Solutions in Flow Research, *Review of Sciences and Instruments*, Vol. 53, n° 1, pp.75-78, 1982.
- Hiller, W. J., Koch, St., Kowalewski, T. A., Range, K., Behnia, M. & De Vahl Davis, G., Visualization of 3-D Natural Convection – Comparison with Numerical Results, *Proceedings of 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, pp.21-24, São Paulo, 1991.
- Ho, C. J. & Chang, J. Y., A Study of Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Rectangular Enclosure with Two-Dimensional discrete Heating: Effect of Aspect Ratio, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, n° 6, pp.917-925, 1994.
- Hsieh, S. -S. and Wang, C. -Y., Experimental Study of Three-Dimensional Natural Convection in Enclosures With Different Working Fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.37, n°.17, pp.2687-2698, 1994.
- Hung, Y. H. & Shiau, W. M., Local Steady-State Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Parallel Plates with a Two-Dimensional Rectangular Rib, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, n° 6, pp.1279-1288, 1988.
- Incropera, F. P., Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp.1097-1111, 1988.

- Jacobs, H. R., Mason, W. E. & Hikida, E. T., Natural Convection in Open Rectangular Cavities, *Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp.90-94, Tokyo, 1974.
- Jaluria, Y. & Gebhart, B., Buoyancy-Induced Flow Arising from a Line Thermal Source on an Adiabatic Vertical Surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, pp.153-157, 1977.
- Jaluria, Y., Buoyancy-Induced Flow Due to Isolated Thermal Sources on a Vertical Surface, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, pp.223-227, 1982.
- Jaluria, Y., Interaction of Natural Convection Wakes Arising from Thermal Sources on a Vertical Surface, in *Fundamentals of Natural Convection / Electronic Equipment Cooling*, ASME HTD-Vol. 32, pp.67-76, 1984.
- Kao, T., Domoto, G. A. & Elrod Jr., H. G., Free Convection Along a Nonisothermal Vertical Flat Plate, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp.72-78, Feb., 1977.
- Kelleher, M. D., Knock, R. H. & Yang, K. T., Laminar Natural Convection in a Rectangular Enclosure Due to a Heated Protrusion on One Vertical Wall - Part I: Experimental Investigation, *Proceedings of the 23rd National Heat Transfer Conference, Heat Transfer in Electronic Equipment*, pp.169-177, Denver, 1985.
- Kettleborough, C. F., 1972, Transient Laminar Convection Between Heated Vertical Plates Including Entrance Effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 883-896, 1972.
- Keyhani, M., Prasad, V. & Cox, R., An Experimental Study of Natural Convection in a Vertical Cavity with Discrete Heat Sources, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp.616-624, Aug., 1988a.
- Keyhani, M., Prasad, V., Shen, R. & Wong, T. -T, Free Convection Heat Transfer From Discrete Heat Sources in a Vertical Cavity, in: *Natural and Mixed Convection in Electronic Equipment Cooling*, ed. by Wirtz, R. A., ASME HTD, Vol. 100, pp.13-24, 1988b.

- Kim, S. -H., Anand, N. K. & Aung, W., Effect of Wall Conduction on Free Convection Between Asymmetrically Heated Plates: Uniform Wall Heat Flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, n° 5, pp.1013-1023, 1990.
- Kishinami, K., Saito, H. & Tokura, I., Natural Convective Heat Transfer on a Vertical Plate with Discontinuous Surface-Heating (Effect of Heat Conduction in Unheated Elements), *Proceedings of the 2nd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 4, pp.61-68, 1987.
- Kline, S. J. & McClintock, F. A., Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, p.3-8, 1953.
- Kraus, A. D. & Bar-Cohen, A., *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*, New York, McGraw-Hill, 1983.
- Lage, J. L. & Bejan, A., The Ra-Pr Domain of Laminar Natural Convection in a Enclosure Heated from the Side, *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol.19, pp.21-41, 1991.
- Lee, S. & Yovanovich, M. M., Conjugate Heat Transfer from a Vertical Plate with Discrete Heat Sources under Natural Convection, ASME paper 89-WA/EEP-9, pp.1-8, presented at the *ASME Winter Annual Meeting*, San Francisco, December 10-15, 1989.
- Lin, H. -T. & Yu, W. -S., Free Convection from a Vertical Plate with Concentrated and Distributed Thermal Sources, *Warmer-und Stoffubertragung* 22, pp.231-238, 1988.
- Lloid, J. R. & Sparrow, E. M., Combined Forced and Free Convection Flow on Vertical Surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 13, pp.434-438, 1970.
- Manole, D. M. & Lage, J. L., Non Uniform Grid Accuracy Test Applied to the Natural Convection Flow within a Porous Medium Cavity, *Numerical Heat Transfer*, Part B, Vol.23, pp.351-368, 1993.
- Martin, L., Raithby, G. D. & Yovanovich, M. M., On the Low Rayleigh Number Asymptote for Natural Convection Through an Isothermal, Parallel-Plate Channel, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp.899-905, 1991.
- Merzkirch, W., *Flow Visualization*, Academic Press Inc., Orlando, 1987.

- Milanez, L. F. & Bergles, A. E., Studies on Natural Convection Heat Transfer from Thermal Sources on a Vertical Surface, *Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp.1347-1352, 1986.
- Mitra, S. & Ray, S., Natural Convection Through Vertical Channel with Isolated Horizontal Heated Strips on One Wall, *Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering*, pp.221-226, Seoul, Korea, 1993.
- Miyamoto, M., Kuehn, T. H., Goldstein, R. J. & Katoh, Y., Two-Dimensional Laminar Natural Convection Heat Transfer from a Fully or Partially Open Square Cavity, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 15, pp.411-430, 1989.
- Nakamura, H., Asako, Y. & Naitou, T., Heat Transfer by Free Convection Between Two Parallels Flat Plates, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 5, pp.95-106, 1982.
- Nakayama, W. & Bergles, A. E., Cooling Electronic Equipment: Past, Present and Future, in *Heat Transfer in Electronic and Microelectronics Equipment*, ed. by A. E. Bergles, pp.3-39, 1990.
- Nickell, T. W., Ulrich, R. D. & Webb, B. W., Combined Natural Convection and Radiation Heat Transfer from Parallel Plates with Discrete Heat Sources, *ASME Winter Annual Meeting*, pp. 1-8, Boston, Dec., 1987.
- Nishimura, T., Shiraishi, M., Nagasawa, F. & Kawamura, Y., Natural Convection Heat Transfer in Enclosures with Multiple Vertical Partitions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, n° 8, pp.1679-1686, 1988.
- O'Meara, T. & Poulikakos, D., Experiments on the Cooling by Natural Convection of an Array of Vertical Heated Plates with Constant Heat Flux, *Heat Transfer and Fluid Flow*, Vol. 8, n° 4, pp.313-319, 1987.
- Ostrach, S., Laminar Natural Convection Flow and Heat Transfer of Fluids with and without Heat Sources in Channels with Constant Wall Temperatures, *NACA Technical Note*, n° 2863, 1952.
- Park, S. -H., An Approximate Analysis for Convective Heat Transfer on Thermally

- Nonuniform Surfaces, *Heat Transfer in Electronics*, HTD-Vol. 111, pp.175-181, 1989.
- Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Washington, D.C., Hemisphere, 1980, 197p.
- Peterson, G. P. & Ortega, A., Thermal Control of Electronic Equipment and Devices, in *Advances in Heat Transfer*, Vol. 20, pp.181-314, 1990.
- Polikakos, D., Natural Convection in a Confined Fluid-Filled Space Driven by a Single Vertical Wall with Warm and Cold Regions, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp.867-876, Nov., 1985.
- Ramanathan, S., Kumar, R. & Wang, T., Natural Convection from Heated Plates in Large Enclosures, *Proceedings of the National Heat Transfer Conference*, pp.155-163, 1988.
- Ramos, R. A. V. & Milanez, L. F., Análise da Convecção Natural 2-D em Placa Vertical Adiabática com Fontes de Calor Discretas, *Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica do Norte-Nordeste*, Vol. 1, pp.79-82, Belém-PA, 1994a.
- Ramos, R. A. V. & Milanez, L. F., Convecção Natural no Escoamento Bidimensional sobre Superfícies com Fontes de Calor, *Anais do XV Congresso Ibero Latino-Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia*, Vol. 1, pp.255-263, Belo Horizonte, 1994b.
- Ramos, R. A. V., Dias Júnior, T. & Milanez, L. F., Numerical and Experimental Analysis of Natural Convection in a Cavity with Flush Mounted Heat Sources on a Side Wall, *Proceedings of the 6th International Conference on Thermal Phenomena in Electronic Systems*, pp.130-134, Seattle, USA, 1998.
- Ravi, M. R., Henkes, R. A. W. M. & Hoogendoorn, C. J., On the High-Rayleigh Number Structure of Steady Laminar Natural Convection Flow in a Square Enclosure, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 262, pp.325-351, 1994.
- Ravine, T. L. & Richards, D. E., Natural Convection Cooling of a Finite-Sized Thermal Source on the Wall of a Vertical Channel, *ASME paper 84-WA/HT-90*, 1984.
- Ravine, T. L. & Richards, D. E., Natural Convection Heat Transfer from a Discrete Thermal

- Source on a Channel Wall, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp.1007-1009, 1988.
- Rice, J. R., *Numerical Methods, Software and Analysis*, McGraw-Hill, 1983, 483p.
- Roache, P. J., *Computational Fluid Mechanics*, New Mexico, Hermosa Publishers, 1976.
- Scott, A. W., *Cooling of Electronic Equipment*, John Wiley & Sons, 1974.
- Sernas, V. & Lee, E. I., Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less than One, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 103, pp.617-622, 1981.
- Shakerin, S. & Loehrke, R. I., A Numerical Study of Natural Convection Over Discrete Roughness Elements on a Vertical Heat Wall of an Enclosure, *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 2, pp.261-267, Honolulu, 1987.
- Shakerin, S., Bohn, M. & Loehrke, R. I., Natural Convection in an Enclosure with Discrete Roughness Elements on a Vertical Heated Wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, n° 7, pp.1423-1430, 1988.
- Shakerin, S., Laminar Natural Convection on a Vertical Surface with Adiabatic Discrete Roughness, *ASME HTD-Vol.82*, pp.79-83, 1987.
- Shiralkar, G. S. & Tien, C. L., A Numerical Study of the Effect of a Vertical Temperature Difference Imposed on a Horizontal Enclosure, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 5, pp.185-197, 1982.
- Shyy, W. & Rao, M. M., Convection Treatment for High Rayleigh Number, Laminar Natural Convection Calculation, *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 22, pp.367-374, 1992.
- Siegal, R. & Norris, R. H., Test of Free Convection in a Partially Enclosed Space Between Two Heated Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 79, 1957.
- Sparrow, E. M. & Azevedo, L. F., Vertical-Channel Natural Convection Spanning Between the Fully-Developed Limit and the Single-Plate Boundary Layer Limit, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, pp.1847-1857, 1985.
- Sparrow, E. M. & Bahrami, P. A., Experiments on Natural Convection from Vertical Parallel

- Plates with either Open or Closed Edges, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp.221-227, 1980.
- Sparrow, E. M. & Faghri, M., Natural Convection Heat Transfer from the Upper Plate of a Colinear, Separated Pair of Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp.623-629, 1980.
- Sparrow, E. M. & Gregg, J. L., Similar Solutions for Free Convection from a Nonisothermal Vertical Plate, *Trans. ASME*, Vol. 80, pp.379-386, 1958.
- Sparrow, E. M., Chrysler, G. M. & Azevedo, L. F., Observed Flow Reversals and Measured-Predicted Nusselt Numbers for Natural Convection in a One-Sided Heated Vertical Channel, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp.325-332, 1984.
- Steinberg, D. S., *Cooling Techniques for Electronic Equipment*, New York, John Wiley & Sons, 1980.
- Sugavanam, R., Ortega, A. & Choi, C. Y., A Numerical Investigation of Conjugate Heat Transfer from a Flush Heat Source on a Conductive Board in a Laminar Channel Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, n° 16, pp.2969-2984, 1995.
- Tomimura, T. & Fujii, M., Laminar Mixed Convection Heat Transfer Between Parallel Plates with Localized Heat Sources, *Proceedings of the International Symposium on Cooling Technology for Electronic Equipment*, pp.701-715, Honolulu, Hawaii, 1987.
- Vedhanayagam, M., Lienhard, J. H. & Eichhorn, R., Method for Visualizing High Prandtl Number Heat Convection, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 101, pp.571-573, 1979.
- Wang, G. -X., Zhang H. -L. & Tao, W. -Q., Numerical Simulation of Natural Convection in Rectangular Enclosures with Discrete Heated Elements, *Heat Transfer in Electronic and Microelectronics Equipment*, ed. by A. E. Bergles, Hemisphere Publishing Corp., pp.197-209, 1990.
- Webb, B. W., Hill, D. P., High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Channel, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp.649-656, 1989.

- Wirtz, R. A. & Stutzman, R. J., Experiments on Free Convection Between Vertical Plates with Symmetric Heating, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, pp.501-507, 1982.
- Yang J., Jeng, D. R. & De Witt, K. J., Laminar Free Convection from a Vertical Plate with Nonuniform Surface Conditions, *Numerical Heat Transfer*, Vol.5, pp165-184, 1982.
- Yin, S. H., Powe, R. E., Scanlan, J. A. & Bishop, E. H., Natural Convection Flow Patterns in Spherical Annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 16, pp.1785-1795, 1973.
- Zhong, Z. -Y., Yang, K. -T. & Lloyd, J. R., Variable Property Effects in Laminar Natural Convection in a Square Enclosure, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp.133-138, Feb., 1985.
- Zinnes, A. E., The Coupling of Conduction with Laminar Convection from a Vertical Flat Plate with Arbitrary Surface Heating, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 92, pp.528-535, 1970.

Apêndice A

Análise de Erros Experimentais

Para se assegurar a confiabilidade dos resultados experimentais, por meio de métodos estatísticos, as medidas de uma dado experimento deveriam ser repetidas inúmeras vezes, por inúmeros observadores e utilizando-se instrumentos diferenciados em cada repetição. Os experimentos onde as incertezas são avaliadas por repetições deste tipo são chamados experimentos de amostra múltipla (Kline & McClintock, 1953).

No entanto, a maioria dos experimentos em engenharia não permite a obtenção de amostras múltiplas, pois requereriam muito tempo e elevados custos de operação e mão de obra. Os experimentos onde as incertezas não podem ser avaliadas a partir de repetição adequada são chamados experimentos de amostra única.

Muitos experimentos que aparentemente são de amostra múltipla podem ser na realidade experimentos de amostra única, sob certo ponto de vista. Isso porque existem alguns fatores que atuam no sentido de destruir a independência entre as repetições de um mesmo experimento. O primeiro destes fatores está relacionado à inconsistência de resultados obtidos de leituras realizadas por um único observador. Uma amostra de 20 ou 30 leituras poderia ter um valor médio substancialmente diferente daquele fornecido por uma amostra de 500 leituras ou mais. O segundo fator se refere às leituras feitas por indivíduos diferentes que podem ser não necessariamente independentes devido a causas pouco claras e a uma tendência em se atribuir um valor consistentemente alto ou baixo a uma leitura em um determinado ponto. Outro fator mostra que pode ser evidente a diferença aparentemente existente entre os resultados oriundos

de vários laboratórios, que utilizaram os mesmos equipamentos na execução dos mesmos testes. O último e mais sério fator, que causa maiores erros, é a inconsistência de resultados para uma mesma grandeza fornecidos por instrumentos diferentes. Portanto, se um mesmo instrumento de medida for empregado em todas as repetições de um experimento, a amostra será única e não múltipla, independentemente do número de repetições.

Para a apresentação de um resultado de amostra única (x) com uma certa confiabilidade é necessário especificar a média das leituras realizadas ($\bar{x}$) e um intervalo de incerteza baseado em certa porcentagem de confiabilidade (w), como segue:

$$x = \bar{x} \pm w \quad (\text{A.1})$$

onde:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{A.2})$$

A rigor, $\bar{x}$ é uma aproximação prática de $\bar{x}'$, a média aritmética de todos os possíveis resultados de x em um dado experimento. O intervalo de incerteza w é a faixa de valores ao redor de $\bar{x}$ dentro da qual se espera, com uma determinada porcentagem de segurança, que o valor de $\bar{x}'$ esteja contido. As amostras únicas com um número muito reduzido de repetições não permitem a obtenção de informações realmente confiáveis a respeito do intervalo de incerteza. Entretanto, para efeitos práticos, a expressão a seguir fornece um meio de avaliação do erro envolvido (Benedict, 1969):

$$\bar{x}' = \bar{x} \pm \left(\frac{t_{n-1,p}}{\sqrt{nd_2}} \right) V \quad (\text{A.3})$$

onde:

V : é a amplitude máxima da variação dos resultados em uma amostra;

$t_{n-1,p}$: é a distribuição de Student para calcular o intervalo de incerteza de uma amostra única baseado no seu desvio padrão;

n : é o número de observações;

$n-1$: é o grau de liberdade;

d_2 : é função de V e do desvio padrão.

O grau de liberdade da amostra é definido como o número de observações menos o número de resultados que são calculados a partir dos dados obtidos. No caso do cálculo da média aritmética, o grau de liberdade é $(n-1)$, pois somente um resultado, $\bar{x}$, é calculado a partir dos valores experimentais. A Tabela A.1 mostra os valores dos parâmetros $t_{n-1,p}$ e d_2 (Benedict, 1969).

Bastam apenas três repetições para se aumentar substancialmente o conhecimento da variável x .

Neste trabalho foi escolhido arbitrariamente o caso da cavidade com fontes de calor na base, considerando-se o seguinte teste: $H/W = 1/4$, $P = 5 \text{ W}$ e $T_c = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Este experimento foi realizado três vezes. Trata-se de um experimento de amostra única, pois todas as leituras foram feitas por um único observador com o auxílio dos mesmos instrumentos em todas as repetições. As leituras dos 40 termopares utilizados no experimento apresentaram um valor médio de V igual a $0.3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela A.1 : Valores dos parâmetros da distribuição de Student.

Graus de Liberdade	Porcentagem de Confiabilidade			Constantes	
	0.99	0.95	0.90	n	d_2
1	63.657	12.706	6.314	2	1.128
2	9.925	4.303	2.920	3	1.693
3	5.841	3.182	2.353	4	2.059
4	4.604	2.776	2.132	5	2.326

Admitindo-se que 95 % seja uma porcentagem de confiabilidade satisfatória para o presente estudo, tem-se:

$$t_{n-1,p} = 4.303$$

$$d_2 = 1.693$$

Assim, resulta:

$$\bar{x}' = \bar{x} \pm 0.4^\circ \text{C} \quad (\text{A.4})$$

Dada a inexequibilidade de se prescrever o intervalo de incerteza para a leitura de cada termopar, admite-se que a Eq. (A.4) descreva a contento o intervalo de incerteza geral relacionado ao campo de temperatura para a situação considerada.

Seria exaustiva a execução de três repetições para cada experimento realizado na cavidade, não só pelo elevado número de testes e cálculos a serem feitos, mas também pelo tempo necessário para o estabelecimento do regime permanente em cada teste. Assim sendo, admite-se que a Eq. (A.4) seja representativa do intervalo de incerteza associado ao campo de temperaturas no sistema para qualquer razão de aspecto, dissipação e temperatura de resfriamento. Assim, os demais testes serão realizados apenas uma vez e o intervalo de $\pm 0.4^\circ \text{C}$ será entendido como centrado no único valor lido para a temperatura de cada termopar.

Para completar a incerteza envolvendo os dados experimentais deve ser consideradas, além da incerteza relativa ao valor das temperaturas (medida diretamente), as incertezas relativas ao valor da potência (medida indiretamente por meio de leituras da corrente e da voltagem). A incerteza de uma grandeza medida indiretamente (denominada variável dependente) pode ser expressa satisfatoriamente em termos das grandezas passíveis de medição (denominadas variáveis independentes) da seguinte maneira:

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial X}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

onde X é função das variáveis x e a porcentagem de confiabilidade é a mesma presente nas variáveis.

A potência dissipada na placa é dada por:

$$P = Ei \quad (A.6)$$

Assim, incerteza para a potência pode ser escrita como:

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial E} w_E \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial i} w_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.7)$$

Calculando as derivadas, resulta:

$$w_r = \left[(iw_E)^2 + (Ew_i)^2 \right]^{1/2} \quad (A.8)$$

Rearranjando, temos na forma adimensional:

$$\frac{w_r}{P} = \left[\left(\frac{w_E}{E} \right)^2 + \left(\frac{w_i}{i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.9)$$

Analisando-se a Equação (A.9) vemos que o intervalo de incerteza associado a um resultado para a potência é função do intervalo de incerteza e do valor lido para a voltagem e a corrente.

Para a faixa de potências utilizadas e considerando-se a precisão do instrumento utilizado nas medidas das grandezas pertinentes, a aplicação da Eq. (A.9) indica que as incertezas nos valores de P mantiveram-se na faixa de 0.2 a 0.5 %.

Nota-se que as incertezas envolvidas no valor das temperaturas e da potência são suficientemente pequenas para não comprometer as comparações entre os resultados numéricos e experimentais.