

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**ANÁLISE DE UM FORNO DE COCÇÃO DE PÃES
ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES DE DUAS FASES**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE
FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ALEXANDRE KUPKA DA SILVA

FLORIANÓPOLIS, 15 DE MAIO DE 2001.

**ANÁLISE DE UM FORNO DE COCÇÃO DE PÃES ASSISTIDO
POR TERMOSSIFÕES DE DUAS FASES**

ALEXANDRE KUPKA DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Marcia B.H. Mantelli

PROF^A. MARCIA B. H. MANTELLI – ORIENTADORA

Júlio César Passos

PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS – COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA

Sergio Colle
PROF. SÉRGIO COLLE – PRESIDENTE

Vicente de Paulo Nicolau
PROF. VICENTE DE PAULO NICOLAU

Luz Fernando Milanez
PROF. LUIZ FERNANDO MILANEZ

Agradecimentos

Gostaria de expressar os meus mais altos protestos de agradecimento e consideração à:

Prof^a. Marcia B. H. Mantelli por acreditar em mim, por sua dedicação e paciência em minha orientação, sendo assim um exemplo profissional e humano a ser seguido na formação de jovens pesquisadores.

Ao mestre Sergio Colle, por sua incansável busca pelo progresso do LABSOLAR/NCTS e acima de tudo, por sua contribuição ao desenvolvimento do Brasil formando mais que engenheiros, mestres ou doutores, formando homens de caráter.

A CAPES e AEB, pelo apoio financeiro ao LABSOLAR/NCTS, EMC/UFSC e POSMEC.

Aos Profs. Júlio C. Passos, Clóvis R. Maliska, Vicente de Paulo Nicolau e Luiz Fernando Milanez por suas contribuições a este trabalho.

Aos bolsistas de iniciação científica Ricardo de Assis Penteado e Lindomeilo José de Souza, por criatividade, dedicação e imensurável responsabilidade no projeto e montagem do experimento.

Aos técnicos Milton. M. P. Seifert, Edevaldo B. Reinaldo, José E. Basto, Marcelino e Jean (Labsolda) por suas imprescindíveis ajudas na construção e montagem do protótipo desenvolvido.

Aos amigos do LABSOLAR/NCTS: Fabrício Colle , José Alexandre Matelli, Samuel L. Abreu, Fernando Milanez, Paulo Couto, Hélio N. da Silva, Marcelo Moraes, Jackson Marcinichem, Heitor Camargo, Sérgio Rocha, André Nisgoski, Gabriel Mann dos Santos, Fernando Pereira, Rafael Bruxo, Lopes, Antoneli, Clenílson, Diego, Cleber, Kuniy, Jorge, Pablo, Mateus, Ulisses, Picanço, Schmidt, Fred, Jones, Rafaela, Heinen, Manfred, Marcos, Rangel, Renato, Rosângela, Ana, Dalmás, Sylvio, Vinícius, Vita, Viviane, Wagner, por suas valiosas amizades e palavras de apoio, fundamentais para sobrepujar as barreiras deste trabalho.

Agradeço também a todos aqueles que infelizmente não recordo o nome, mas de forma direta ou indireta contribuíram para realização deste trabalho.

Aos meus Pais

Nilson e Cleusa,

a meu irmão Ricardo e a minha namorada Cyntia,

*que sempre me apoiaram e me incentivaram de
todas as formas a seguir os caminhos acadêmicos da*

engenharia.

À Deus

SUMÁRIO

Lista de Figuras	viii
Lista de tabelas	xi
Simbologia.....	xii
Resumo.....	xiv
Abstract	xvi
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Situação Energética Nacional.....	1
1.2 O Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS)	3
1.3 Motivação.....	4
1.4 Objetivos	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 Um pouco de História.....	7
2.2 Aplicações Atuais de Termossifões	10
2.3 Fornos de Cocção Atuais.....	11
2.4 O processo de Cocção de Pães	12
2.5 Convecção Natural em Cavidades.....	13

2.6	Interação entre Convecção Natural e Radiação em Cavidades	16
2.7	Conclusões.....	18
3	ANÁLISE TEÓRICA DE UM TERMOSSIFÃO	19
3.1	Introdução.....	19
3.2	Princípio de Funcionamento de um Termossifão	19
3.3	Projeto do Termossifão	22
3.3.1	Resistência Térmica do Termossifão	23
3.3.2	Limites Operacionais do Termossifão.....	28
3.3.3	Resultados Teóricos	31
3.4	Conclusões.....	34
4	ANÁLISE TEÓRICA DO PROTÓTIPO.....	35
4.1	Introdução.....	35
4.2	Estudo da Convecção Natural no Interior do Protótipo	35
4.2.1	Modelo de Gill.....	35
4.2.2	Modelo de Kimura e Bejan	43
4.3	Estudo Teórico do Efeito Acoplado (Convecção Natural + Radiação).....	46
4.3.1	Modelo Analítico de Troca Térmica (Convecção + Radiação).....	46
4.3.2	Estudo Transiente das Temperaturas Internas do Protótipo.....	58
5	ESTUDO EXPERIMENTAL.....	71
5.1	Introdução.....	71

5.2	Bancada Experimental.....	71
5.2.1	Escolha da Configuração e Fabricação dos Termossifões	75
5.2.2	Instrumentação do Protótipo e Sistemas de Medição.....	77
5.2.3	Procedimento Experimental	77
5.2.4	Análise de Erros Experimentais	80
5.2.5	Resultados Experimentais	80
5.2.6	Conclusão	85
6	RESULTADOS	86
6.1	Introdução.....	86
6.2	Comparação Entres os Dados Experimentais e os Modelos de Convecção Natural.....	86
6.2.1	Comparação Entre o Modelo Gill e os Resultados Experimentais	86
6.2.2	Comparação Entre o Modelo de Kimura e Bejan e os Resultados Experimentais....	88
6.2.3	Comparação Entre o Modelo de Troca Térmica e os Resultados Experimentais	90
6.2.4	Comparação Entre o Modelo Transiente das Temperaturas Internas da Câmara de Cocção e os Resultados Experimentais	98
6.3	Estimativa de Economia Energética.....	104
6.3.1	Metodologia de Comparação.....	104
6.4	Conclusão	106
7	CONCLUSÕES	108
7.1	O Presente Estudo	108
7.2	Projetos Futuros.....	109
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aquecedor Perkins.....	7
Figura 2 - Trocador de calor, F. W. Gay (1929).	8
Figura 3 - Forno Perkins.....	9
Figura 4 - Esquema de funcionamento do termossifão.	20
Figura 5 - Circuito de resistências térmicas	23
Figura 6 – Fluxograma para cálculo da resistência global do termossifão.	27
Figura 7 – a) Modelo físico de Gill (1966); b) Adaptação do modelo físico de Gill (1966).	36
Figura 8 – Distribuição de temperatura no protótipo em [°C], segundo Gill.	43
Figura 9 – a) Modelo físico de Kimura e Bejan; b) Adaptação do modelo físico de Kimura e Bejan.....	44
Figura 10 – Distribuição de temperatura no protótipo em [°C], segundo Kimura e Bejan.	46
Figura 11 – Modelo físico de troca térmica (radiação + convecção).	47
Figura 12 – Contribuição das parcelas convectivas e radiativas no aquecimento da massa de pão.	56
Figura 13 – Variação da temperatura do pão.	57
Figura 14 – Variação dos coeficientes convectivos nas superfícies do pão.....	58
Figura 15 – Modelo físico transiente de variação da temperatura interna do protótipo.....	60
Figura 16 – Fluxograma para o cálculo transiente das temperatura internas do protótipo.	65
Figura 17 – Variação da temperatura do ar, $v=0,5$ [m/s].	67
Figura 18 – Variação da temperatura do ar, $v= 1$ [m/s].	67
Figura 19 – Variação da temperatura das superfícies no interior do protótipo, $v=0,5$ [m/s].	67
Figura 20 – Variação da temperatura das superfícies no interior do protótipo, $v=1,0$ [m/s].	68

Figura 21 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=0,5$ [m/s].....	69
Figura 22 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=0,5$ [m/s].....	69
Figura 23 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=1,0$ [m/s].....	70
Figura 24 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=1,0$ [m/s].....	70
Figura 25 – Desenho esquemático do protótipo experimental.....	72
Figura 26 – a) Aquecedor de guarda montado sobre a tampa posterior do protótipo; b) Detalhe do aquecedor de guarda; c) Esquema de montagem do aquecedor de guarda.....	74
Figura 27 – a) Desenho esquemático de montagem da barreira protetora; b) Barreira térmica... 74	
Figura 28 – a) Sistema de aquisição <i>Hewlett-Packard</i> ; b) Vista frontal de todo protótipo e do sistema completo de aquisição de dados; c) Esquema de colocação dos termopares.....	77
Figura 29 – Duração de cada teste em função da potência aplicada em cada evaporador.....	79
Figura 30 – Comparação entre as temperaturas das superfícies frontais internas.....	81
Figura 31 – Distribuição final de temperatura, teste – 1.....	82
Figura 32 – Distribuição final de temperatura, teste – 2.....	82
Figura 33 – Distribuição final de temperatura, teste – 3.....	83
Figura 34 – Distribuição final de temperatura, teste – 4.....	83
Figura 35 – Comparação entre a potência total e a potência líquida aplicada aos evaporadores..	85
Figura 36 – Comparação entre os Modelo de Gill e os dados experimentais.....	87
Figura 37 – Comparação da espessura das camadas entre o modelo de Gill.....	88
Figura 38 - Comparação entre os Modelo de Kimura e Bejan e os dados experimentais.....	89
Figura 39 – Comparação da espessura das camadas entre o modelo de Kimura e Bejan.....	90
Figura 40 – Protótipo experimental de Hasatani et al. (1992).....	91
Figura 41 – Distribuição dos termopares no interior da massa de pão.....	94
Figura 42 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al. (1992), $T_{cocção}=150^{\circ}\text{C}$	95

Figura 43 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al. (1992), $T_{cocção}=200^{\circ}\text{C}$	96
Figura 44 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al. (1992), $T_{cocção}=250^{\circ}\text{C}$	97
Figura 45 – Comparação entre aos fluxos convectivos e radiativos, utilizando as condições de cocção de Hasatani et al. (1992).	98
Figura 46 – Comparação entre temperatura experimental dos condensadores e as temperaturas da curva ajustada.	99
Figura 47 – Comparação entre temperatura média experimental do ar e o modelo teórico.....	100
Figura 48 – Comparação entre temperatura média experimental da superfície superior e o modelo teórico.	101
Figura 49 – Comparação entre temperatura média experimental da superfície	101
Figura 50 - Extrapolação da temperatura experimental interna do ar, 1º Teste.	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação do Escoamento Confinado.	15
Tabela 2 – Condições de Contorno utilizadas no modelo de Brost (1996).	32
Tabela 3 – Resistência Térmicas.	32
Tabela 4 – Limites Operacionais.	33
Tabela 5 – Fatores de forma entre as superfícies do pão e do protótipo, Figura (11).	54
Tabela 6 – Parâmetros aplicados ao balanço térmico, item 4.2.3.	54
Tabela 7 – Parâmetros de cálculo.	55
Tabela 8 – Fatores de forma entre as superfícies do modelo físico, Figura (15).	63
Tabela 9 – Parâmetros aplicados ao balanço térmico, item 4.2.4.	64
Tabela 10 – Matrizes dos coeficientes G_{ij}	65
Tabela 11 – Valores utilizados na solução das equações (70-72).	66
Tabela 12 - Descrição dos testes.	79
Tabela 13 – Valores utilizados p/ cálculo da resistência térmica do isolamento.	84
Tabela 14 – Parâmetros utilizadas no modelo teórico para comparação.	92
Tabela 15 – Fatores de forma para o experimento de Hasatani et al. (1991), Figura (40).	92
Tabela 16 – Coeficientes G_{ij} para o experimento de Hasatani et al. (1991), Figura (40).	93
Tabela 17 – Parâmetros de cálculo.	93
Tabela 18 – Desvio médio quadrático e diferença média relativa.	103

SIMBOLOGIA

A	área (m ²)	$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{v\alpha}$	número de Rayleigh
cp	calor específico (J/kg K)	T	temperatura (°C)
d	diâmetro do termossifão (m)	t	tempo (s)
E	energia interna (J)	u	componente horizontal da velocidade (m/s)
e	espessura (m)	U	coeficiente global de transferência de calor (W/m ² K)
F	razão de enchimento (adimensional)	v	componente vertical da velocidade (m/s)
$f_{1,2,3}$	número adimensional	V	volume (m ³)
F_{ij}	fator de forma (adimensional)	W	largura (m)
g	aceleração da gravidade (m/s ²)	<i>Símbolos Gregos:</i>	
G_{ij}	coeficiente de rendimento radiativo	α	difusividade térmica (m ² /s); absortividade no item
H	altura (m)	β	coeficiente de expansão térmica (1/K)
h	coeficiente de transferência de calor (W/m ² K) e calor latente de vaporização (J/kg)	ϕ	figura de mérito
k	fator adimensional de pressão, condutividade térmica (W/m K)	ε	emissividade
L	largura (m)	δ	espessura da camada limite térmica (m)
l	comprimento (m)	ρ	densidade (kg/m ³) e refletividade
Q	carga térmica (W)	α	difusividade térmica (m ² /s)
q	fluxo de calor (W/m ²)	μ	viscosidade dinâmica (N s/m ²)
q	taxa de transferência de calor (W/m)	ν	viscosidade cinemática (m ² /s)
r	raio (m)	σ	constante de Stefan-Boltzmann (5.67 × 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴), desvio padrão
$Pr = \nu/\alpha$	número de Prandtl	τ	transmissividade
P	pressão (Pa)		
R	resistência térmica (K/W)		
$Ra_M = \frac{g\beta q'' H^4}{v\alpha k}$	número de Rayleigh modificado		

Índices Subscritos:

<i>a</i>	aplicado, seção adiabática
∞	ambiente
<i>at</i>	atmosférico
<i>c</i>	condensador ou chapa metálica de revestimento
<i>DM</i>	Desvio Médio
<i>DP</i>	Desvio Padrão
<i>e</i>	evaporador
<i>eff</i>	efetivo $((l_e + l_c)0.5 + l_a)$
<i>f</i>	filme líquido
<i>i</i>	interno
<i>l</i>	líquido
<i>lv</i>	calor latente de vaporização
<i>o</i>	externo
<i>p</i>	piscina, pressão
<i>v</i>	vapor
<i>w</i>	parede do termossifão
<i>t</i>	camada limite térmica

Índices Sobrescritos:

* adimensional

Barra Superior:

— condição média na superfície

Siglas:

AEB	Agência Espacial Brasileira
BEM	Balanço Energético Nacional
EMC	Engenharia Mecânica
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNC	Gás não condensável
LABSOLAR	Laboratório de Energia Solar
NCTS	Núcleo de Controle Térmico de Satélites
PosMec	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo estudar o comportamento de termossifões bifásicos aplicados a fornos de cocção de pães, enfatizando a conservação de energia e o melhoramento da qualidade final do produto visto a situação energética nacional.

Para tal, um protótipo simulando uma seção interna de um forno comercial foi construído para a realização do estudo experimental. Termossifões de aço inox/água foram instalados verticalmente nas paredes laterais do protótipo. Devido às ótimas características condutivas dos termossifões, estes melhoram a distribuição de temperatura dentro do forno, reduzindo o gasto de energia e melhorando as características térmicas do forno.

O dados experimentais são comparados com dois modelos analíticos de convecção natural encontrados na literatura, Gill (1966) e Kimura e Bejan (1984), utilizados na predição da distribuição de temperatura na câmara de cocção. Ambos os modelos representam bem a distribuição vertical de temperatura no interior da cavidade. Porém uma grande diferença nas espessuras de camada limite experimental e analítica é observada.

Um modelo teórico para a determinação dos principais mecanismos de transferência de calor envolvidos no pré aquecimento do pão e para a determinação da variação da temperatura do pão ao longo da fase de pré aquecimento foi desenvolvido. Através deste modelo, vê-se que a radiação é o principal fenômeno de transferência de calor responsável pela cocção do pão. Os dados teóricos gerados pelo modelo são comparados com os dados experimentais de Hasatani et al. (1992).

Um segundo modelo matemático é desenvolvido para a predição da variação das temperaturas internas do protótipo, possibilitando desta forma uma análise do tempo de

aquecimento do protótipo. Os dados deste modelo teórico são comparados com os dados experimentais gerados pelo protótipo, mostrando uma boa concordância.

O presente trabalho apresenta uma estimativa do potencial de economia associado à utilização de termossifões em fornos de cocção, sugerindo-se o uso do gás natural como fonte energética. O gás natural é um combustível menos nocivo à atmosfera que o GLP e menos nobre que a energia elétrica, estando disponível na região sul do Brasil com a implantação do gasoduto Brasil/Bolívia.

ABSTRACT

The present work aims to study the behavior of two-phase thermosyphons applied to bakery ovens with special attention to the energy conservation and the final baked product.

A prototype simulating one internal section of a commercial oven was built for the experimental study. Stainless steel/water thermosyphons are installed vertically close to the two lateral walls of this section. The thermosyphons are very efficient heat exchangers and improve the temperature distribution inside the oven, saving energy and avoiding the product waste by under or overcooking.

The experimental data are compared with two natural convection analytical models, Gill (1966) and Kimura e Bejan (1984). These models are used to predict the temperature distribution inside the cooking chamber and present a good agreement with vertical temperature distribution inside the enclosure. However, this comparison shows a reasonable difference between the theoretical and experimental boundary layer thicknesses.

A lumped analytical model involving the main heat transfer processes during the bread warming up period is developed. This model shows that the radiation is the main heat transfer mechanism for the bread cooking. The theoretical data are compared with the Hasatani et al. (1992) experimental data.

Another analytical model is developed to predict the internal temperature variation of the prototype, allowing the optimization of the prototype. These theoretical results are compared with the experimental data, presenting a good agreement.

This research also shows an evaluation of the energy economy potential associated with the use of thermosyphons in bakery ovens. The use of the natural gas, available in the south of Brazil after the recent implantation of the Brazil/Bolivia gas line, is suggested.

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será apresentado um panorama da situação energética nacional, bem como uma breve descrição das atividades desenvolvidas no Núcleo de Controle Térmico Satélites (NCTS). Serão também apresentadas as motivações deste trabalho, assim como os objetivos a serem alcançados.

1.1 Situação Energética Nacional

Seguindo uma tendência mundial, a participação da eletricidade no consumo final de energia tem crescido continuamente no Brasil, passando de 17% em 1970 para 42% em 1998, de acordo com o Balanço Energético Nacional-BEN (1999), constituindo-se na fonte com maior participação individual na matriz energética brasileira. Esta tendência de crescimento deverá se manter durante os próximos anos e em 2008, a eletricidade já representará mais da metade da energia consumida no Brasil.

Nas últimas décadas, o consumo de energia elétrica tem apresentado taxas de crescimento superiores à do produto interno bruto, tendo sido verificado, no período 1995-1998, um aumento anual médio de 4,9%, para um crescimento de 2,1% no PIB.

Com uma forte predominância hidrelétrica, o sistema elétrico brasileiro tem 61.330 MW instalados, dos quais 55.860 MW correspondem a usinas hidrelétricas, 4.813 MW a termelétricas convencionais e 657 MW à usina nuclear de Angra I. Entretanto, uma vez que investimentos não

são realizados satisfatoriamente, o sistema elétrico brasileiro apresenta alguns pontos vulneráveis, decorrentes de:

- sua grande dependência de regimes hidrológicos favoráveis;
- a necessidade de transferência de grandes blocos de energia, por meio de interligações entre os sistemas regionais;
- a falta de usinas termelétricas próximas aos grandes centros de consumo de eletricidade;
- a obsolescência tecnológica de grande parte das usinas termelétricas;
- a grande dependência das Regiões Sul, Sudeste e Centro-Oeste, em relação à energia produzida em Itaipu;
- o envelhecimento dos equipamentos da rede básica;

Para a minimizar os pontos de vulnerabilidade do setor elétrico brasileiro, e garantir o atendimento satisfatório do aumento da demanda, durante o quadriênio 1999 / 2002 terão de ser investidos R\$ 34 bilhões nas áreas de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica.

Entretanto, a realidade é que o setor público não tem condições de garantir a totalidade deste investimento e, simultaneamente, cumprir os compromissos financeiros já assumidos. Assim sendo é de fundamental importância garantir a participação da iniciativa privada e racionalizar de todas as formas possíveis o consumo de energia elétrica.

Com este objetivo, foi preciso definir claramente as bases para uma relação duradoura entre o poder concedente, no caso o Estado, a empresa concessionária e o consumidor; promover a competição na geração e na distribuição de energia elétrica, abrangendo a compra e venda de eletricidade no atacado; garantir o livre acesso à transmissão; dar aos grandes consumidores o direito de optar por seus fornecedores; e criar a figura do produtor independente de energia elétrica.

Simultaneamente ao fortalecimento da rede básica e ao aumento da capacidade e da confiabilidade de transferência de energia elétrica entre os diversos sistemas regionais, estão

sendo adotadas medidas concretas para introduzir, com a participação de Produtores Independentes de Energia, uma base térmica complementar, onde o gás natural aparece como a alternativa mais adequada, por ser uma fonte de energia limpa, econômica e com disponibilidade imediata. Como resultado desta nova política setorial, até 2004 serão acrescentados 26 mil MW à capacidade instalada nacional, sendo 14 mil MW de origem hidrelétrica e 12 mil MW de origem termelétrica, dos quais 7.735 MW consumirão gás natural, 2.900 MW utilizarão carvão mineral, 1300 MW virão de origem nuclear e 65 MW consumirão óleo diesel.

Com o afastamento do Governo Federal da função de empresário da área de distribuição de eletricidade, o foco da privatização do setor elétrico concentrou-se na geração, que inclui tanto a venda das usinas de propriedade da União quanto a outorga de novas concessões. As idéias básicas que prevaleceram nas propostas de reforma do setor elétrico, em nível internacional, foram as de que a livre competição garante, obrigatoriamente, a expansão do sistema de geração, permite obter um melhor preço na alienação do patrimônio público e assegura que o monopólio estatal não será substituído por um monopólio privado. Com a conclusão da privatização do setor elétrico, e com o Estado desempenhando, de maneira eficiente e ágil, um forte, minucioso e abrangente papel regulador, estará assegurada uma crescente melhoria na qualidade do serviço prestado, o que tornará o consumidor brasileiro o grande beneficiário deste processo.

1.2 O Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS)

O Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS) foi fundado em 1990 e iniciou suas atividades desenvolvendo pesquisas na área espacial para o desenvolvimento de tubos de calor e circuitos de bombas capilares, em convênio com a Universidade de Stuttgart na Alemanha. Atualmente, o NCTS desenvolve pesquisas ligadas a várias áreas, dentre elas:

- micro heat pipes;
- radiadores criogênicos;
- desenvolvimento de junções aparafusadas de condutância térmica variável;
- termossifões de duas fases com evaporadores inclinados;
- estudos de superfícies operando em condições de ebulição;
- termossifões em circuito;
- circuitos de bombas capilares.
- consultorias na área térmica para a indústrias.

O NCTS mantém convênio com a Agência Espacial Brasileira, AEB, desde 1994, donde vem desenvolvendo dispositivos de controle térmico de veículos espaciais, bem como capacitando mão-de-obra para atuação nesta área. Assim sendo, pode-se afirmar que o NCTS é um grupo especializando dispositivos de transferência de calor de alta performance.

1.3 Motivação

Diante da situação energética nacional mostrada anteriormente, inúmeras pesquisas estão sendo realizadas visando um melhor aproveitamento dos recursos energéticos existentes, bem como sua diversificação. Bons exemplos são os avanços da tecnologia de cogeração e a construção do gasoduto Brasil/Bolívia, que disponibilizará gás natural boliviano na região centro-sul do país. Na intenção de se tornarem mais competitivas, as empresas buscam por fontes energéticas mais baratas, processos fabris mais eficientes, aumento de produtividade e melhoria da qualidade do produto final.

A energia elétrica, que tem se tornado escassa e cara, é normalmente utilizada como fonte energética em fornos de cocção de pães no Brasil. Tendo em vista a enorme carência técnica das empresas que fabricam fornos de cocção no Brasil, o NCTS tem realizado pesquisas visando a otimização térmica destes equipamentos. O termossifão se apresenta como uma solução térmica, pois permite a separação física, mas não térmica, das câmaras de cocção e combustão. Este dispositivo apresenta características como excelente condutividade térmica e simplicidade construtiva, sendo economicamente viável.

1.4 Objetivos

O objetivo do presente trabalho, é fornecer uma estimativa do ganho econômico e das melhorias térmicas associadas a utilização de termossifões em fornos de cocção. Para alcançar este objetivo os tópicos serão abordados na seguinte ordem:

- No Capítulo 2 será apresentada uma revisão bibliográfica a respeito do histórico dos fornos que já utilizaram trocadores de calor bifásicos, dos fornos atuais e dos termossifões, bem como sobre os processos de transferência de calor envolvidos na cocção de pães;
- No Capítulo 3 será apresentado um estudo teórico sobre os termossifões utilizados na montagem experimental descrita no Capítulo 5;
- No Capítulo 4 será apresentado um estudo teórico sobre a influência da radiação e da convecção natural e forçada em cavidades cujas paredes são mantidas a temperatura ou condições de fluxo controlado.

- No Capítulo 5 será apresentado o protótipo experimental desenvolvido no NCTS para a avaliação do comportamento de fornos assistidos por termossifões;
- No Capítulo 6 será feita a comparação entre os resultados teórico e experimental;
- No Capítulo 7 serão apresentadas as conclusões finais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Um pouco de História

O catálogo com os produtos da empresa A. M. Perkins and Sons Ltd., publicado em 1898, afirma que, em 1831, A. M. Perkins fez sua primeira patente de um sistema de aquecimento que utilizava um tubo de aço de pequeno diâmetro, conforme mostra a Figura (1). Este sistema era composto basicamente por um tubo hermético carregado com um fluido de trabalho, a água, que acoplava termicamente uma fornalha a um tanque de água, proporcionando o aquecimento indireto da água no tanque através da circulação da água sem mudança de fase no interior do tubo. Este aquecedor de tubos herméticos esteve em produção por mais de 100 anos em escala comercial, conforme relata Dunn e Reay (1994).

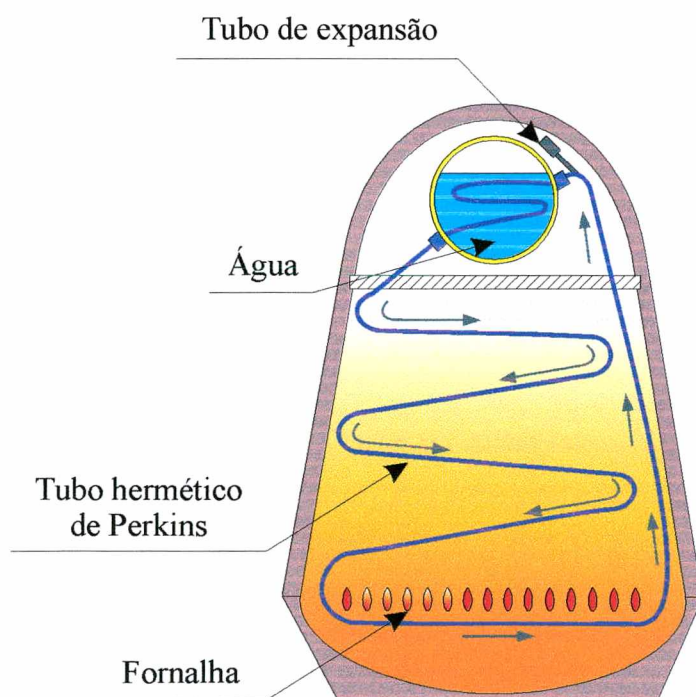


Figura 1 - Aquecedor Perkins.

Jacob Perkins, desenvolveu um aquecedor de água que evita a formação de um filme de bolhas nas paredes internas do evaporador de seus tubos. O projeto foi deixado em testamento a seu filho, A. M. Perkins.

O primeiro uso dos tubos Perkins carregados com uma pequena quantidade de água e operando num ciclo com mudança de fase é descrito em uma patente de Jacob Perkins datada de abril de 1936. Porém em 1929, F. W. Gay obteve a patente de um dispositivo similar ao tubo de Perkins, atualmente chamado de termossifão, onde vários tubos aletados eram dispostos verticalmente formando um trocador gás-gás para recuperação do calor rejeitado por fornalhas ou similares, Figura (2).

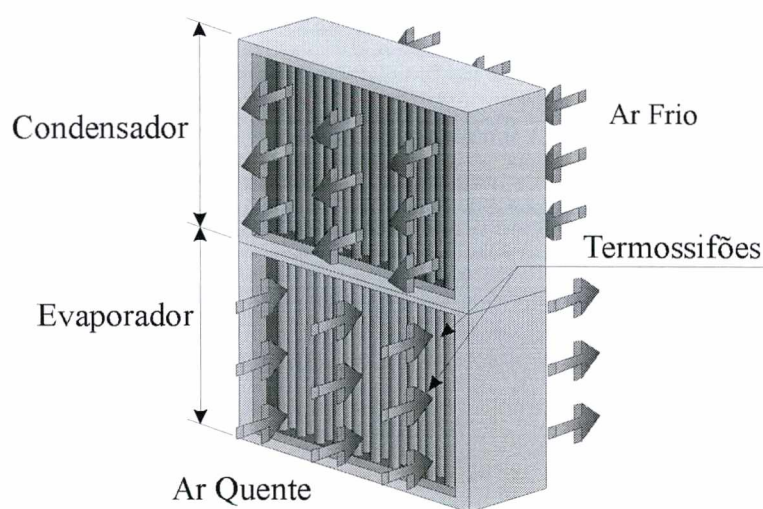


Figura 2 - Trocador de calor, F. W. Gay (1929).

O sistema operava com a vaporização de parte do fluido de trabalho pelos gases quentes, e com sua respectiva condensação na parte superior pelos gases injetados a baixa temperatura. Os fluidos de trabalho utilizados eram água, metanol e mercúrio, dependendo da temperatura dos gases de exaustão.

A principal aplicação dos tubos de Perkins realizada foi em fornos de cocção, sendo muito utilizado para a fabricação de fornos portáteis para o exército britânico no século XIX. Estes também eram utilizados em fornos estáticos de grande porte, transportando o calor da fornalha até a câmara de cocção, operando em temperaturas da ordem de 210°C e alcançando uma economia de até 25% de combustível quando comparado com os fornos convencionais da época. A Figura (3) mostra um desenho simplificado do Forno Perkins, onde os tubos são levemente inclinados. O calor gerado na câmara de combustão é transportado até câmara de cocção através dos termossifões. Outra característica deste tipo de forno é o comprimento do evaporador, muito pequeno se comparado com o condensador. Outras formas construtivas de fornos assistidos por termossifões foram desenvolvidas, empregando tubos em “U” ou looping de termossifões.

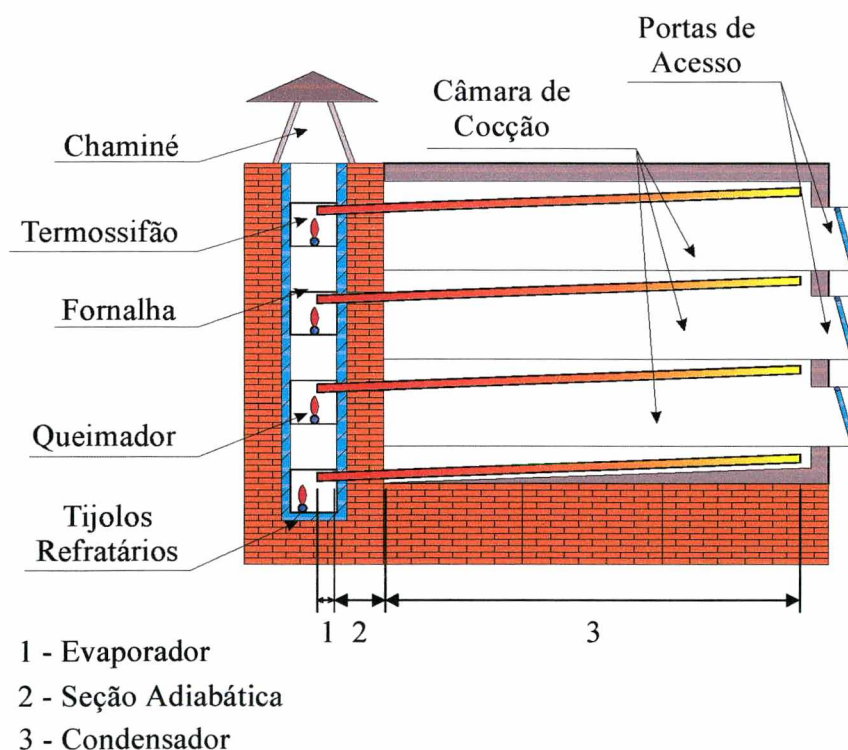


Figura 3 - Forno Perkins.

Atualmente existem poucos fornos Perkins operando devido às explosões dos tubos a alta pressão, causadas por falhas dos tubos e à falta de sistemas de segurança dos fornos, conforme relata Dunn e Reay (1994).

2.2 Aplicações Atuais de Termossifões

Atualmente não se tem notícias da fabricação de fornos que utilizem termossifões como dispositivos de transferência de calor entre as câmaras de combustão e de cocção. Porém um conceito similar e atual é o de uma assadeira a gás de restaurante, onde uma placa plana é acoplada a tubos de calor separando a câmara de combustão da superfície de cocção (Faghri 1995). Os tubos de calor proporcionam à superfície de cocção uma temperatura uniforme, um rápido aquecimento e uma eficiência comparada à dos fornos de cocção com termossifões mencionada no item anterior.

Lukitobudi et al. (1994) relata que termossifões foram instalados com sucesso como dispositivos de recuperação de calor, fazendo desta forma o pré-aquecimento dos pães antes da cocção definitiva. Estima-se que o calor recuperado por uma padaria que opere em um turno de 8 h/dia a 6 dias/semana, seja de 314,5 GJ/ano ou U\$ 300,00, caso o combustível seja a lenha.

Haynes et al. (1992) descrevem a performance de termossifões com 37 m de evaporador, sendo utilizados para manter termicamente estável a base de um radar em Gakona, Alaska. Abreu (2000) descreve o uso de termossifões inclinados acoplados a coletores solares. Yerkes (1990) estuda o uso de termossifões rotacionais para controle térmico de aeronaves.

Cao e Wang (1995) estudaram um tipo de tubo de calor sem estrutura capilar chamado tubo de calor alternativo. O tubo de calor alternativo é similar ao termossifão tradicional. Porém a maior diferença ocorre devido à movimentação interna do fluido de trabalho, onde o fluido é

comprimido e expandido devido a uma frequência oscilatória imposta. Em seu estudo experimental Cao e Wang acoplaram um tubo de calor em um motor de combustão alternativo, alcançando bons resultados e comprovando a funcionalidade deste dispositivo de transferência de calor em tal aplicação.

2.3 Fornos de Cocção Atuais

Atualmente são duas as principais fontes energéticas utilizadas em fornos de cocção, o GLP e a energia elétrica. As duas concepções são bem aceitas pelo público consumidor, apesar do menor custo associado ao uso do GLP, visto o receio que o consumidor tem em manusear o GLP. A pesquisa de campo realizada pelo NCTS constatou uma ineficiência térmica no projeto dos fornos motivada pela falta de concorrência no mercado e pela abundância da fonte energética.

Nestes fornos o calor gerado é concentrado em pequenas áreas internas. No caso dos fornos elétricos, estas áreas representam cerca de 10% da área interna total dos fornos. Este calor é distribuído ineficientemente, gerando zonas excessivamente quentes, responsáveis pela baixa produtividade e alto custo operacional. Desta forma procedimentos empíricos são utilizados, tais como a abertura do forno no meio do processo de cocção para que se possa dar um giro de 180° nas bandejas, visando a cocção uniforme dos pães. Por outro lado, fornos que utilizam GLP são providos de trocadores de calor que rejeitam os gases de combustão em temperaturas de até 550°C, representando grandes perdas térmicas. Tentando distribuir o calor gerado em ambos os modelos, são instalados grandes ventiladores, que por sua vez, consomem uma quantidade substancial de energia elétrica.

2.4 O processo de Cocção de Pães

Independente do processo térmico de aquecimento da massa de pão a ser assada, o processo de cocção envolve duas etapas básicas. A primeira etapa, compreende o período em que a massa de pão, à temperatura ambiente, entra no forno quente. Esta deve ser aquecida até a temperatura de 100°C, quando então a água presente na massa começa a ser vaporizada e difundida para o ambiente, o que corresponde à segunda etapa. Durante esta etapa, a temperatura média da massa se mantém em 100°C, até o vapor d'água ser eliminado da massa, pelas camadas externas do pão. A partir deste instante, a camada externa do pão começa a superaquecer, queimando-se e levando à formação de sua casca. Assim verifica-se um gradiente de temperatura no pão, uma vez que a casca dificulta a retirada do vapor da parte central do pão.

Este efeito é observado por Hasatani et al. (1991), se constituindo na principal razão da existência de um controlador de umidade no interior dos fornos. Este dispositivo mantém o interior do forno com uma certa umidade, dificultando a difusão de vapor d'água da massa para o ambiente, fazendo com que o pão tenha uma temperatura mais uniforme e asse também de maneira mais uniforme.

Hasatani et al. (1992) fizeram uma análise experimental do comportamento de duas massas de pão com a mesma formulação, porém com pesos diferentes e submetidas a três temperaturas de cocção diferentes, 150°C, 200°C e 250°C. O peso inicial da massa maior era de 1560 g e da menor era de 50 g. Todo procedimento experimental de cocção foi montado sob uma balança, de forma que as temperaturas das massas, medidas em vários pontos, foram relacionadas à sua variação de peso ao longo do tempo. Segundo estes autores, o fluxo médio de vapor d'água da massa para o ambiente alcança um valor máximo quando a massa alcança uma temperatura mais uniforme. A casca inicia sua formação quando a fase de aquecimento,

correspondente à primeira etapa, é finalizada. Independente do peso da massa e da temperatura de cocção esta se mantém a 100°C após a fase de aquecimento.

2.5 Convecção Natural em Cavidades

A convecção natural em cavidades, induzida pelas forças de empuxo, tem sido objeto de extensivos estudos, visto as suas inúmeras aplicações práticas. Em engenharia por exemplo, este tipo de fenômeno está presente em grande número de problemas térmicos, como isolamento de edifícios e coletores solares, sendo ainda um importante mecanismo em geofísica.

Muitas são as geometrias das cavidades estudadas na literatura. Lembre e Petit (1998) simulam numericamente a convecção natural em uma seção de um cilindro vertical. Este é aquecido lateralmente, e resfriado na mesma taxa pela face superior e isolado na face inferior. Segundo Lembre e Petit a troca de calor convectiva não depende fortemente do número de Prandtl, mas da razão de aspecto e do número de Rayleigh nas paredes laterais e na parede superior. As razões de aspecto estudadas foram entre 0,2 e 0,5, e o número de Rayleigh varia entre $10^2 < Ra < 10^6$.

Hsieh e Yang (1996) fizeram um estudo experimental de convecção natural em uma cavidade tridimensional com duas das paredes verticais paralelas, mantidas a temperaturas diferentes e com as paredes restantes isoladas. Óleo de silicone foi utilizado como meio de transferência de calor e as razões de aspecto foram iguais à $H/W=1,2$ e $H/W=3$. Hsieh e Yang compararam o tempo em que o regime permanente era alcançado em seu experimento com a solução analítica bidimensional para a cavidade relatada em Patterson e Imberger (1980) e Yewell et al. (1982) Os resultados apresentam uma boa concordância, onde a mesma ordem de grandeza foi verificada.

Aydin et al. (1999) realizaram uma análise numérica de uma cavidade bidimensional preenchida por ar, com temperatura prescrita em uma parede vertical e resfriada pela parede superior, onde a influência do número de Rayleigh entre $10^3 \leq Ra \leq 10^7$, e de quatro razões de aspecto $H/L=0,25, 0,5, 2$ e 4 , foram verificadas. Segundo estes autores, para $Ra \leq 10^6$, uma única célula de recirculação para todas as razões de aspecto foi observada. Para $Ra = 10^7$, uma célula de recirculação secundária foi verificada, exceto para $H/L=0,25$. Também foi verificada uma pequena variação do número médio de Nusselt para $Ra \leq 10^4$, não ocorrendo o mesmo para $Ra \geq 10^5$, onde o fluido aquecido ocupa quase que a totalidade da cavidade.

Bejan et al. (1981) fizeram um estudo experimental da convecção natural em cavidade com aquecimento vertical diferenciado e isolamento das superfícies superior e inferior, com uma pequena razão de aspecto, $H/L=0,0625$. Segundo Bejan et al., para o número de Rayleigh entre $2 \times 10^8 \leq Ra \leq 2 \times 10^9$ o escoamento no centro da cavidade não é paralelo, o que prova que a região central é dominada pela presença de “jatos” de ar aquecido ligando as paredes isoladas. Quando a região central não é afetada pelos “jatos”, esta se apresenta praticamente estagnada e sua temperatura nesta região varia apenas na vertical, independentemente da posição horizontal. Graças a este estudo, Bejan et al. puderam comprovar a validade do critério de transição entre escoamento paralelo e o escoamento com intrusões de jatos ligando as paredes horizontais, conforme apresenta a Tabela (1). O critério que define que o escoamento ocorre com intrusões, é $(Ra^{1/4} H/L) > 1$. Caso $(Ra^{1/4} H/L) < 1$, o escoamento é dito paralelo, sem jatos.

Tabela 1 – Classificação do Escoamento Confinado.

<i>Experimento</i>	<i>H/L</i>	<i>Ra</i>	<i>Critério</i> <i>Ra^{1/4} H/L</i>	<i>Classificação</i> <i>Experimental</i>
Imberger (1974) (água, $Pr \approx 7$)	0,01	$1,31 \times 10^6$ (min)	0,34	Sem Jato
	0,01	$1,22 \times 10^7$ (max)	0,59	Sem Jato
	0,019	$8,01 \times 10^6$ (min)	1,01	Sem Jato
	0,019	$1,11 \times 10^8$ (max)	1,95	Início da perda de paralelismo no centro
Kumar e Ostrach (1977) (silicone, $Pr \approx 963$)	0,1	3×10^4	1,32	Sem Jato
	0,1	$6,5 \times 10^4$	1,6	Sem Jato
	0,1	$1,1 \times 10^5$	1,82	Jato Fraco
Loka (1979) (glicol, $Pr \approx 1.4 \times 10^3$)	0,2	$1,34 \times 10^7$	12,0	Com Jato
	0,2	$1,8 \times 10^7$	13,0	Com Jato
	0,1	$1,92 \times 10^6$	3,7	Jato Fraco
	0,05	$2,9 \times 10^5$	1,16	Sem Jato
Bejan et al. (1981) (água, $Pr \approx 7$)	0,0625	2×10^8 (min)	7,4	Forte Jato
	0,0625	$1,7 \times 10^9$ (max)	12,7	Forte Jato

Ganzarolli e Milanez (1995) modelaram numericamente uma cavidade aquecida pela parede horizontal inferior e igualmente resfriada pelos lados. Os valores do número de Rayleigh variaram entre $10^3 \leq Ra \leq 10^7$, a razão de aspecto entre $1 \leq L/H \leq 9$ e o número de Prandtl foi variado entre $0.7 \leq Pr \leq 7$. Segundo estes autores, o número de Prandtl tem uma pequena influência na transferência de calor e no escoamento dentro da cavidade. Para uma cavidade quadrada, $L/H=1$, a condição de contorno na base da cavidade, ou seja, temperatura prescrita ou

fluxo de calor prescrito, não irá influenciar de forma significativa o escoamento, o mesmo não ocorrendo para cavidades com uma razão de aspecto grande.

Zhong et al. (1985) fizeram um estudo numérico bidimensional para determinar os efeitos da variação das propriedades termofísicas nos campos de temperatura, velocidade e na transferência de calor média de uma cavidade quadrada diferencialmente aquecida. Os cálculos foram feitos para $Ra > 10^6$ e para diferenças de temperatura, $\theta_0 = (T_{hot} - T_{cold}) / T_{cold}$, de 0,2, 0,5, 1,0 e 2,0. Segundo estes autores, a aproximação de Boussinesq é válida quando $(T_{hot} - T_{cold}) / T_{cold} \leq 0,1$, entretanto para $(T_{hot} - T_{cold}) / T_{cold} = 0,2$, a taxa média de transferência de calor na cavidade ainda é adequada, já a componente vertical da velocidade é superestimada em 20%.

Gill (1966) desenvolveu um modelo convectivo analítico bidimensional para uma cavidade retangular, com paredes verticais mantidas em temperaturas uniformes e diferentes e as paredes horizontais isoladas. Este modelo determina os perfis de velocidade e temperatura no interior da cavidade. Os resultados teóricos de Gill tiveram uma boa concordância com os resultados experimentais de Elder (1965).

Kimura e Bejan (1984) desenvolveram um modelo analítico bidimensional para cavidade retangular, baseado no modelo de Gill (1966), onde um fluxo constante de calor aquecendo e resfriando as paredes verticais é aplicado, e as paredes horizontais são isoladas. Este modelo analítico é comparado a um modelo numérico, onde uma boa concordância é alcançada.

2.6 Interação entre Convecção Natural e Radiação em Cavidades

Efeitos combinados de convecção e radiação são encontrados em câmaras de combustão, fenômenos atmosféricos, coletores solares, trocadores de calor de alta temperatura, etc. Logo,

dependendo da temperatura e do tipo de material, a radiação pode ser o mecanismo de transferência de calor fundamental, não podendo ser desprezada.

Larson e Viskanta (1976) implementaram a solução numérica de uma cavidade retangular contendo ar e aquecida por uma das paredes verticais, visando verificar os efeitos da interação entre a condução da parede, convecção natural e radiação entre as paredes considerando o ar como meio não-participante. Os resultados mostraram que a radiação dominava a transferência de calor na cavidade e ao mesmo tempo influía sobre a convecção natural. Segundo estes autores, para um tempo adimensional $\tau=(t u_0)/L$ igual a 5, onde t representa o tempo dimensional, u_0 é uma velocidade característica e L o comprimento característico da superfície, a parede vertical oposta à parede quente, alcançou cerca de 99% da temperatura desta, quando os efeitos radiativos e convectivos foram considerados. Para o mesmo caso, observa-se que a temperatura do ar no centro da cavidade atingiu 33% da temperatura da parede quente, enquanto que, para o caso da convecção natural pura, o ar atingiu níveis de temperatura da ordem de 13% da temperatura da parede quente.

Ramesh e Venkateshan (1999) analisaram experimentalmente o efeito das propriedades radiativas das superfícies internas nas trocas térmicas de uma cavidade quadrada com as paredes verticais mantidas a temperaturas diferentes e as paredes horizontais isoladas, sendo que o ar estava sujeito à convecção natural e aos efeitos radiativos. Seus resultados mostraram que o coeficiente global de transferência de calor é maior para a cavidade que possui paredes internas com alta emissividade quando comparada com uma cavidade de paredes internas altamente polidas.

Já Carvalho e Martins (1992), fizeram a simulação numérica tridimensional de um forno modular com aquecimento através das paredes superior e inferior, considerando os efeitos convectivos e radiativos. Segundo estes autores, a radiação representa em média 73% do fluxo total de calor absorvido pelo pão para uma temperatura de cocção de 200°C.

2.7 Conclusões

Neste capítulo foi dada uma visão dos termossifões desde de seu surgimento no início do século XIX, até aplicações recentes. Verifica-se, através da literatura, a viabilidade deste tipo de trocador de calor, visto que os termossifões foram utilizados em fornos de cocção por mais de cem anos, alcançando uma economia de até 25% quando comparado com os fornos da época.

Também foi mostrada a grande carência técnica presente nos fornos de cocção atuais, gerando um elevado gasto de energia e problemas operacionais.

Fez-se também uma pesquisa visando entender o processo de cocção de pães, onde pode-se perceber que o mau funcionamento dos fornos atuais, deve-se principalmente à falta de equilíbrio entre os principais processos de transferência de calor envolvidos na cocção da massa de pão, que são a convecção e a radiação. Tal conclusão sugere o estudo dos diversos mecanismos de transferência de calor, cujos modelos analíticos e testes experimentais serão apresentados no presente trabalho, nos capítulos a seguir.

3 ANÁLISE TEÓRICA DE UM TERMOSSIFÃO

3.1 Introdução

Nesta seção é descrito o princípio de funcionamento dos termossifões bifásicos e também é apresentada uma análise dos limites operacionais dos termossifões utilizados no protótipo experimental através do modelo teórico de Brost (1996).

3.2 Princípio de Funcionamento de um Termossifão

Os termossifões são dispositivos similares aos tubos de calor, pois trabalham com fluidos com mudança fase. Porém estes não utilizam forças capilares para o retorno do fluido condensado do condensador para o evaporador, mas sim a força da gravidade. Duas vantagens estão associadas a este tipo de configuração:

- Com o uso da gravidade, um grande volume de condensado pode retornar ao evaporador quando comparado aos em tubos de calor;
- Devido à sua simplicidade construtiva, ou seja, à ausência da estrutura capilar, os termossifões oferecem uma grande vantagem em termos de custo de fabricação, quando comparados aos tubos de calor.

Tal dispositivo consiste de um tubo metálico fechado em ambas as extremidades, sendo previamente limpo, evacuado e carregado com um fluido de trabalho. A grande capacidade de

transferência de calor dos termossifões, deve-se à mudança de fase do fluido de trabalho em seu interior, conforme mostra a Figura (4). Assim, o calor é injetado no evaporador fazendo seu fluido de trabalho evaporar e subir até o condensador por diferença de pressão, onde então calor é rejeitado para o exterior e o fluido já condensado retorna ao evaporador por gravidade, escoando pela parede interna do tubo e fechando o ciclo. Como o fluido de trabalho está sempre saturado no interior do termossifão, independente de sua temperatura de operação, é possível garantir uma temperatura praticamente uniforme em seu condensador. Esta é uma característica muito importante, pois permite que os condensadores transmitam calor mais uniformemente para todo o interior do forno, evitando áreas de concentração de calor.

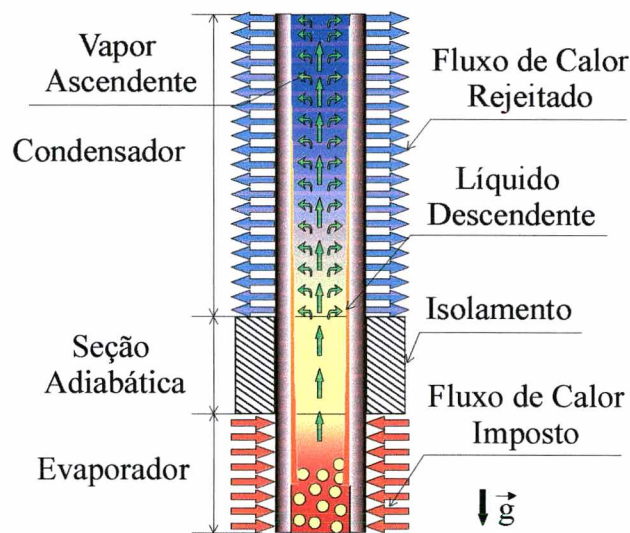


Figura 4 - Esquema de funcionamento do termossifão.

Objetivando facilitar a adaptação dos termossifões em fornos já existentes, uma nova concepção dimensional se fez necessária. A maioria dos termossifões estudados na literatura apresentam comprimentos aproximadamente equivalentes para o evaporador, condensador e seção adiabática. Os termossifões propostos neste estudo, são caracterizados por um grande

condensador, de aproximadamente 1000mm, um pequeno evaporador, de 200mm e praticamente a inexistência de seção adiabática, que apresenta cerca de 20mm de comprimento. Uma pesquisa preliminar apresentada por Mantelli et al. (1999), visou determinar o comportamento dos termossifões com tais dimensões. Para tal foi montada uma bancada experimental onde foram medidos os coeficientes de transferência de calor do evaporador e do condensador separadamente. De acordo com estes autores, a escolha das correlações que melhor representam o comportamento de um termossifão não é uma tarefa trivial, devido à complexidade dos fenômenos físicos envolvidos na ebulição e na condensação do filme líquido. Inúmeras correlações são encontradas na literatura para a determinação dos coeficientes de transferência de calor no evaporador e no condensador. A maioria destas correlações para o condensador baseiam-se na teoria de Nusselt, desenvolvida para a condensação de um filme laminar numa placa vertical, conforme mostram Incropera e De Witt (1996) e Bejan (1993). Da mesma forma, para estimar o coeficiente de transferência de calor em regime laminar no evaporador, algumas teorias se baseiam na teoria de Nusselt, como em Faghri (1995). El-Genk e Saber (1998) propõem outras correlações, dividindo o evaporador em duas regiões: filme líquido e piscina, para três regimes distintos: convecção laminar, ebulição nucleada e a combinação de convecção laminar e ebulição nucleada.

Mantelli et al. (1999) ainda mostraram que as correlações de El-Genk e Saber (1998) são mais adequadas para estimar o coeficiente de transferência de calor no evaporador de um termossifão, semelhante ao da Figura (4). Similarmente, as correlações de Kaminaga et al. (1992), se mostraram as mais adequadas para a determinação do coeficiente de transferência de calor no condensador. Assim sendo, o desempenho de termossifões com tais características dimensionais foi comprovado. Segundo Mantelli et al. (1999), a pressão de vapor dentro do termossifão não é afetada pela dissipação de calor imposta no evaporador, mas sim pela

temperatura externa do condensador. Apesar de que o termossifão descrito foi projetado para transportar até 500W, Mantelli et al. (1999) demonstraram que potências de até 600W podem ser aplicadas.

Para alcançar uma mínima resistência térmica do termossifão, e ao mesmo tempo, maximizar o fluxo axial de calor, uma otimização da razão de enchimento é necessária. O ideal é que, para a condição padrão de operação do termossifão, exista a menor quantidade de fluido de trabalho na fase líquida, minimizando desta maneira a resistência térmica produzida pela piscina. A razão de enchimento, F , é definida como a razão entre o volume de fluido de trabalho dentro do termossifão, não estando sujeito à aplicação de nenhuma carga térmica, pelo volume total do evaporador, como mostrado na equação (01):

$$F = \frac{V_l}{V_e} \quad (01)$$

Brost (1996) recomenda que a razão de enchimento esteja entre 0,4 e 0,6 para termossifões verticais, e entre 0,6 e 0,8 para termossifões inclinados.

3.3 Projeto do Termossifão

O projeto de um termossifão para uma aplicação específica inclui dois procedimentos básicos:

- Determinação da resistência térmica do termossifão para sua condição de operação;
- Comparação das cargas térmicas transportadas pelo termossifão com seus limites operacionais.

3.3.1 Resistência Térmica do Termossifão

A resistência global ou efetiva, R , de um termossifão é um valor característico importante, pois esta relaciona a carga térmica transportada com a diferença de temperatura necessária. Esta pode ser determinada através da equação (02):

$$R = \left(\frac{Q}{\Delta T} \right)^{-1} \quad (02)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor pelo termossifão.

A resistência global de um termossifão é composta 10 resistências intermediárias. O circuito elétrico equivalente é dado na Figura (5).

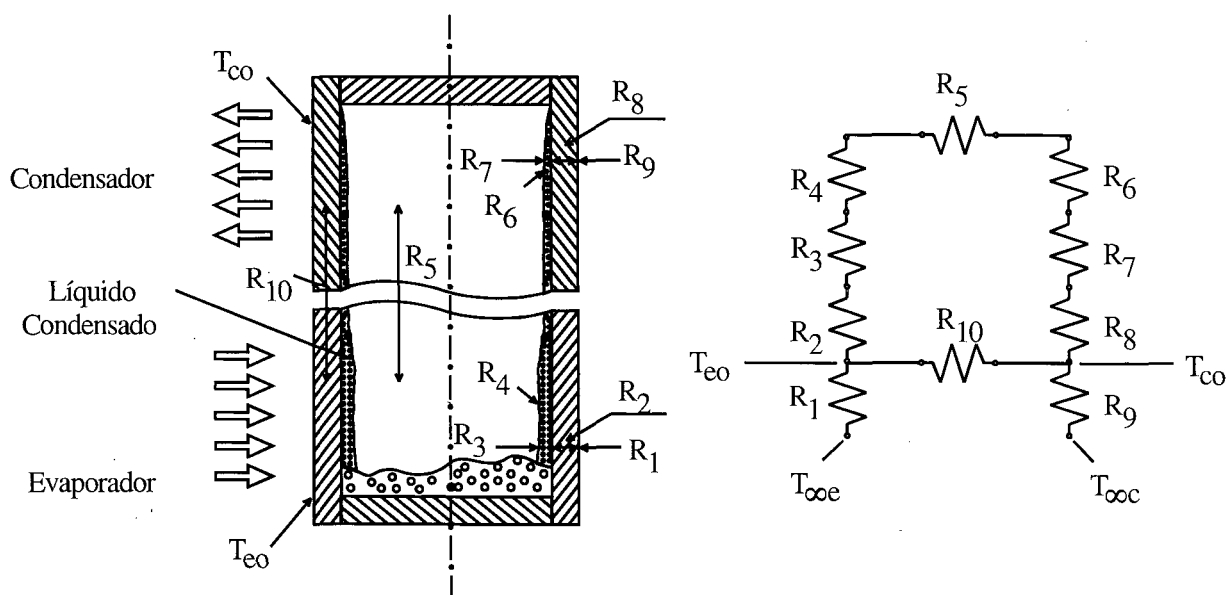


Figura 5 - Circuito de resistências térmicas

As resistências R_7 e R_9 equivalem às resistências das trocas térmicas entre o tubo do termossifão e o ambiente externo, para o evaporador e o condensador respectivamente, dadas pelas equações (03) e (04).

$$R_7 = \frac{1}{h_{\infty e} A_e} \quad (03)$$

e

$$R_9 = \frac{1}{h_{\infty c} A_c} \quad (04)$$

onde $h_{\infty e}$ e $h_{\infty c}$ correspondem ao coeficiente externo de troca térmica entre o tubo e o ambiente à temperatura $T_{\infty e}$ e $T_{\infty c}$, onde e se relaciona ao evaporador e c ao condensador.

R_2 e R_8 representam as resistências condutivas através da parede do evaporador e do condensador respectivamente, como mostram as equações (05) e (06).

$$R_2 = \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi l_e k_w} \quad (05)$$

e

$$R_8 = \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi l_c k_w} \quad (06)$$

onde d_o e d_i são os diâmetros externo e interno do tubo, l_e e l_c são os comprimentos do evaporador e do condensador e k_w é a condutividade térmica do material do tubo.

R_7 representa a resistência térmica interna associada à condensação do filme líquido dentro do termossifão, sendo de difícil determinação, já que depende do coeficiente de transferência de

calor interno ao condensador. Segundo Brost (1996), esta resistência pode ser determinada pela equação (07).

$$R_7 = \frac{0.235 Q^{1/3}}{d_i g^{1/3} l_c^{4/3} \phi_2^{4/3}} \quad (07)$$

onde g é a aceleração da gravidade e ϕ_2 é a figura de mérito do fluido de trabalho de condensação, sendo dada por:

$$\phi_2 = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right) \quad (08)$$

sendo que h_{lv} representa o calor latente de vaporização, k_l é a condutividade térmica do fluido de trabalho na fase líquida, e μ_l e ρ_l são a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido de trabalho na fase líquida, respectivamente.

Segundo Brost (1996) a resistência R_3 deve ser separada em duas parcelas, a primeira relativa à resistência evaporativa da piscina e a segunda ao filme líquido condensado descendente. Assim Brost (1996) sugere as seguintes correlações:

$$R_{3_f} = \frac{0.235 Q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_2^{4/3}} \quad (09)$$

e

$$R_{3_p} = \frac{1}{\phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi d_i l_e)^{0.6}} \quad (10)$$

onde ϕ_3 é a figura de mérito da ebulição, dada por:

$$\phi_3 = \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} cp_l^{0.7}}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left(\frac{p_v}{p_{at}} \right)^{0.23} \quad (11)$$

sendo que cp_l é o calor específico do fluido de trabalho na fase líquida, μ_v é a viscosidade dinâmica do fluido na fase vapor, ρ_v é a densidade do fluido de trabalho na fase vapor e p_v e p_{at} são as pressões de vapor e atmosférica respectivamente.

R_4 e R_6 são as resistências na interface entre o líquido e o vapor, que podem ser desprezadas segundo Brost (1996). R_5 representa a resistência térmica associada à queda da temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador, devido à queda de pressão no escoamento do vapor no interior do tubo, podendo ser desprezada. R_{10} é a resistência térmica axial do material do termossifão, sendo dada por:

$$R_{10} = \frac{(l_a + 0.5(l_l + l_c))}{A_w k_w} \quad (12)$$

onde l_l representa a altura da fase líquida dentro do evaporador, l_a o comprimento da seção adiabática e A_w é a área da seção transversal da parede do tubo. Com as equações para cada resistência, pode-se estimar a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador e/ou o calor transportado pelo termossifão para as condições de contorno previstas. Brost (1996) ainda sugere uma metodologia para o cálculo da resistência global do termossifão, sendo esta apresentada na Figura (6) e implementada utilizando a linguagem de programação *Visual Fortran 5.0*. Tendo-se os dados de entrada mostrados no fluxograma da Figura (6), pode-se calcular R_1 , R_9 , R_2 , e R_8 , baseado nas equações descritas anteriormente. Então pode-se estimar a temperatura de vapor conforme equação indicada no fluxograma.

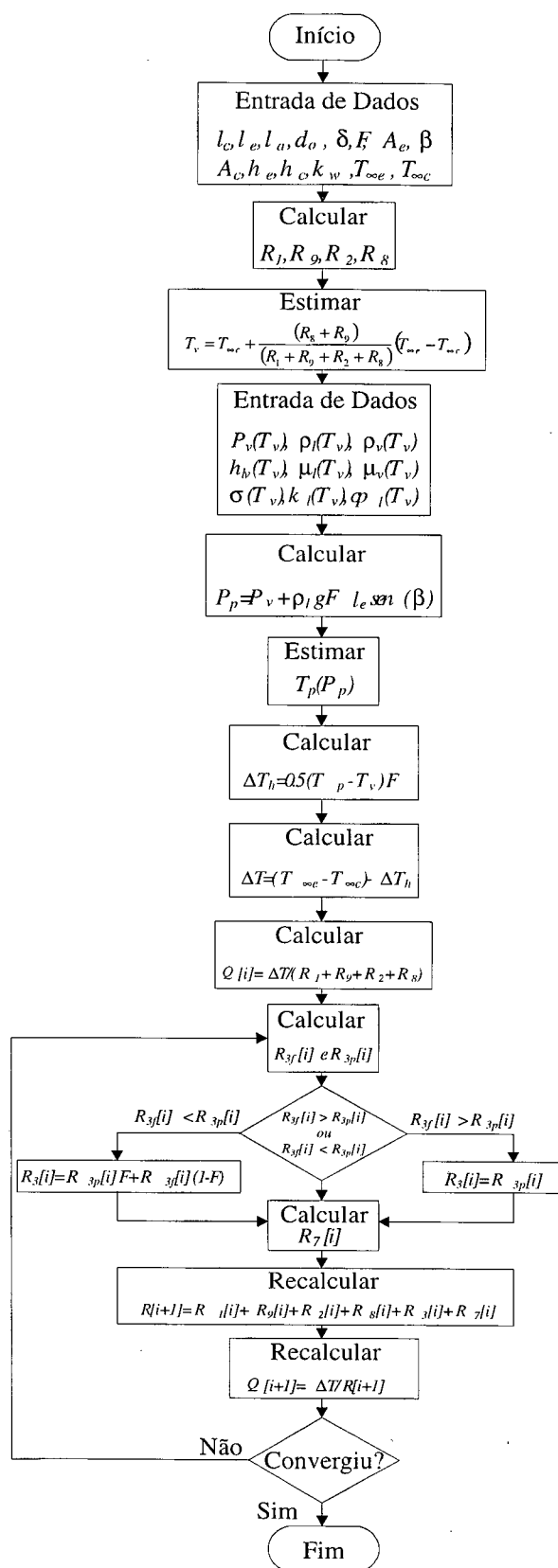


Figura 6 – Fluxograma para cálculo da resistência global do termosifão.

Utilizando a temperatura do vapor calculada, pode-se estimar todas as propriedades físicas envolvidas, e em seguida determinar a pressão na piscina, e estimar o fluxo de calor transportado nas condições impostas. Nesta estimativa inicial do fluxo de calor transportado pelo termossifão, a resistência total do termossifão é dada pela soma das resistências, R_1 , R_9 , R_2 e R_8 . Com esta estimativa inicial do fluxo de calor transportado pelo termossifão, pode-se calcular as resistências R_3 e R_7 , e então recalculer a resistência total do termossifão e em seguida o novo fluxo de calor, até que este alcance a convergência.

Observando o fluxograma da Figura (6), percebe-se que após o primeiro cálculo de T_v baseado nas variáveis descritas, não se faz uma atualização desta variável ao longo da rotina. Isto é justificado devido à pequena variação encontrada na temperatura T_v .

3.3.2 Limites Operacionais do Termossifão

Nesta seção serão descritos e calculados os limites operacionais dos termossifões para as condições de contorno encontradas experimentalmente, segundo o modelo de Brost (1996). Serão determinados os limites operacionais nas condições iniciais e finais de operação, que normalmente são os mais críticos.

3.3.2.1 Limite Viscoso

Em baixas temperaturas de operação, a diferença da pressão de vapor entre o evaporador e o condensador é muito pequena. Em alguns casos, as forças viscosas que atuam no evaporador podem ser maiores que o gradiente de pressão causado pelo campo de temperaturas. Quando isto

ocorre, o gradiente de pressão pode não ser suficientemente grande para provocar o escoamento do vapor, que fica estagnado. Esta condição de não escoamento é chamada de limite viscoso. Como a pressão de vapor deve ser muito baixa para que limite esse seja alcançado, o limite viscoso é normalmente observado em tubos de calor criogênicos, tubos de calor com um condensador extremamente longo ou tubos de calor que tem condições de partida extremas, como o fluido de trabalho congelado. Este limite é dado pela equação abaixo.

$$q_{\text{viscoso}} = \frac{(0.5d_i)^2 h_{lv} \rho_v P_v}{16 \mu_v l_{\text{eff}}} \quad (13)$$

onde l_{eff} é o comprimento efetivo do termossifão.

3.3.2.2 Limite Sônico

As baixas temperaturas de condensação provocam baixas pressões de vapor que podem causar altas velocidades de escoamento do vapor. O limite sônico é alcançado quando a velocidade de escoamento do vapor atinge o número de Mach igual a 1. Assim, o fluxo de calor para o qual o limite sônico é alcançado, é dado por:

$$q_{\text{sônico}} = 0.5(P_v \rho_v)^{0.5} h_{lv} \quad (14)$$

3.3.2.3 Limite de Ebulição

Este limite é atingido quando um filme de vapor se forma entre o fluido de trabalho e a parede interna do evaporador. Desta forma, o calor aplicado no evaporador após passar pelo tubo tem que atravessar o filme de vapor, aumentando desta forma a resistência térmica global. Este limite também é conhecido como “*burn-out*”, cujo sintoma é um rápido superaquecimento no evaporador, sendo calculado através da equação que segue:

$$q_{ebulição} = 0.12 h_{lv} \rho_v^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (15)$$

3.3.2.4 Limite de Contra-Corrente

O limite de ebulição está relacionado a altas cargas térmicas aplicadas no evaporador dos termossifões. Altas cargas térmicas provocam grandes velocidades ascendentes de escoamento do vapor. Porém a interação contra-corrente entre o vapor ascendente e o líquido condensado descendente pode inibir a descida do líquido condensado para o evaporador. Quando isso ocorre, diz-se que o termossifão alcançou o limite de contra-corrente. Assim sendo, este limite está relacionado com o fluxo de calor aplicado no termossifão, pois quando maior o fluxo de calor aplicado, maior será a velocidade do vapor. Numa situação extrema, este arraste entre o vapor e o líquido podem causar um retenção de líquido no condensador, reduzindo assim a quantidade de fluido de trabalho no evaporador, podendo haver a secagem deste, ou “*dry-out*”. Este limite é determinado pela relação abaixo:

$$q_{contra-corrente} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (16)$$

onde f_1 é um número adimensional, função do número de Bond, definido pela equação (17).

Segundo Brost, para o número Bond, $Bo > 11$, tem-se que, $f_1 = 8.2$.

$$Bo = d_i \frac{[g(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}}{\sigma} \quad (17)$$

onde f_2 é função de K_p , um parâmetro adimensional de pressão:

$$K_p = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (18)$$

E, para:

$$K_p \leq 4.10^4 \Rightarrow f_2 = K_p^{-0.17} \quad K_p > 4.10^4 \Rightarrow f_2 = 0.165 \quad (19)$$

Finalmente f_3 é descrito como um parâmetro adimensional que relaciona o máximo fluxo de calor e a inclinação do termossifão, para termossifões verticais $f_3 = 1$, conforme mostra Brost (1996).

3.3.3 Resultados Teóricos

Com o modelo desenvolvido por Brost (1996), pôde-se determinar as resistências térmicas associadas ao processo de transferência de calor pelo termossifão bem como seus limites operacionais, os parâmetros de projeto utilizados encontram-se no Apêndice-A. As resistências térmicas e os limites operacionais serão determinados para duas condições de distintas de

operação: inicial e final, conforme mostrado na Tabela (2). Na Tabela (3) são mostrados os valores calculados das resistências térmicas para estas duas condições. O coeficiente externo de transferência de calor no condensador, $h_{\infty c}$, utilizado no cálculo de R_9 , foi determinado a partir da equação (20), desenvolvida por de LeFrove e Ede, conforme descrito por Bejan (1995), para a troca térmica de um cilindro sujeito a convecção natural, onde $H \gg d$.

$$Nu_H = \frac{4}{3} \left[\frac{7 Ra_H Pr}{5(20 + 21 Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272 + 315 Pr)H}{35(64 + 63 Pr)d} \quad (20)$$

Tabela 2 – Condições de Contorno utilizadas no modelo de Brost (1996).

	<i>Fluido</i>	<i>F</i>	$T_{\infty e}$ [°C]	$T_{\infty c}$ [°C]	l_e [m]	l_c [m]	l_a [m]	$h_{\infty e}$ [W/m ² K]	$h_{\infty c}$ [W/m ² K]
Condição Inicial	Água	0,6	260	20	0,2	1	0,02	∞	7,2
Condição Final	Água	0,6	260	120	0,2	1	0,02	∞	6

Tabela 3 – Resistência Térmicas.

	R_1 [K/W]	R_2 [K/W]	R_3 [K/W]	R_4 [K/W]	R_5 [K/W]	R_6 [K/W]	R_7 [K/W]	R_8 [K/W]	R_9 [K/W]	R_{10} [K/W]	R_{Total} [K/W]
Condição Inicial	0	$9,1 \cdot 10^{-3}$	$6,9 \cdot 10^{-3}$	*	*	*	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	1,7	*	1,7192
Condição Final	0	$9,1 \cdot 10^{-3}$	$7,4 \cdot 10^{-3}$	*	*	*	$9,0 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	2,1	*	2,1192

* - Resistência Térmica Desprezada.

Tabela 4 – Limites Operacionais.

	q_{Axial}	$q_{viscoso}$	$q_{sônico}$	$q_{contra\ corrente}$	q_{Radial}	$q_{ebulição}$
	$[W/m^2]$	$[W/m^2]$	$[W/m^2]$	$[W/m^2]$	$[W/m^2]$	$[W/m^2]$
Condição Inicial	$850,3 \cdot 10^3$	$228,1 \cdot 10^7$	$481,1 \cdot 10^5$	$587,5 \cdot 10^4$	$17,1 \cdot 10^3$	$463,4 \cdot 10^3$
Condição Final	$336,1 \cdot 10^3$	$555,8 \cdot 10^{11}$	$779,2 \cdot 10^7$	$279,1 \cdot 10^5$	$6,7 \cdot 10^3$	$384,5 \cdot 10^4$

Fazendo uma análise nos resultados descritos na Tabela (3), percebe-se que um estudo paramétrico visando otimizar o rendimento do termossifão não se faz necessário, visto que o maior valor de resistência térmica encontrado, R_9 , é devido ao baixo coeficiente de transferência de calor entre o condensador e o ambiente. Os demais valores de resistência não representam nem 1% da resistência R_9 , para as duas condições impostas. Uma redução considerável nesta resistência térmica seria atingida com o uso de convecção forçada. A resistência R_2 apresenta valores iguais para as duas condições de contorno, o que já era esperado, visto que esta depende de fatores geométricos e da condutividade térmica do tubo do termossifão. O mesmo ocorre para a resistência R_8 . A Tabela (4) mostra o fluxo de calor axial, definido como, $q_{Axial} = Q / (0,25 \pi d_i^2)$, o fluxo de calor radial, definido como, $q_{Radial} = Q / (\pi d_i l_e)$, e os limites operacionais calculados segundo o modelo de Brost (1996). Os limites sônico, viscoso e de contra-corrente devem ser comparados com o fluxo axial de calor, visto que estes estão relacionados com o diâmetro interno do tubo. Já o limite de ebulição é comparado com o fluxo radial, pois este depende da área interna de troca do evaporador em contato com o fluido de trabalho. Os resultados mostram que os limites viscoso, sônico e de contra-corrente são maiores que o fluxo de calor axial calculado teoricamente. O mesmo acontece para o limite de ebulição quando comparado com o fluxo de calor radial. Assim sendo, as condições descritas na Tabela (2), não conduzirão o termossifão ao colapso. Quando os fluxos de calor radial e axial teóricos, presentes na Tabela

(4), são comparados com os fluxos de calor experimentais para uma condição similar à condição final mostrada na Tabela (2), verifica-se que os resultados experimentais apresentam valores intermediários entre as condições finais e iniciais. Assim sendo, o fluxo axial experimental é $741,41 \cdot 10^3 \text{ [W/m}^2\text{]}$ e o fluxo radial experimental é $14,78 \cdot 10^3 \text{ [W/m}^2\text{]}$, sendo também menores que os limites operacionais teóricos calculados, comprovando os bons resultados fornecido pelo modelo de Brost (1996). Uma possível causa desta diferença pode ser atribuída às características geométricas do termossifão testado, já que este apresenta um evaporador 5 vezes menor que o condensador. Os termossifões tradicionais apresentam comprimentos equivalentes para o evaporador e o condensador. Tal diferença irá influenciar no cálculo do coeficiente de ebulição no evaporador, já que este depende da altura da piscina no evaporador.

3.4 Conclusões

Os resultados teóricos mostraram a importância do coeficiente de transferência de calor entre o condensador e o ambiente, representado pela resistência R_g . Os demais valores de resistência representam menos de 1% de R_g . Como a eficiência do termossifão está relacionada com a taxa de calor transportado, conclui-se que para que este tenha um bom desempenho, deve-se trabalhar no sentido de reduzir a resistência R_g .

O modelo de Brost mostrou que todos os limites operacionais calculados são muito maiores que o fluxo de calor imposto, representando este menos que 4% do menor limite encontrado, o limite de ebulição. Graças a estes resultados pode-se partir para a análise térmica do protótipo, considerando-se o termossifão viável do ponto de vista de transporte térmico entre as câmaras de cocção e combustão.

4 ANÁLISE TEÓRICA DO PROTÓTIPO

4.1 Introdução

Nesta seção serão descritos os modelos analíticos de convecção natural utilizados para a determinação da distribuição de temperatura no interior do protótipo do forno, bem como um levantamento dos principais processos de troca térmica responsáveis pela cocção dos pães. O estudo da convecção natural visa verificar a possibilidade de eliminar os ventiladores utilizados para homogeneizar a temperatura interna dos fornos atuais. Modelos analíticos são ferramentas muito importantes em processos de otimização de produtos, pois permitem resultados imediatos dados os parâmetros de entrada e uma extrema facilidade para a realização de uma análise de sensibilidade. Todos os modelos apresentados a seguir foram implementados com ajuda de um software de manipulação matemática.

4.2 Estudo da Convecção Natural no Interior do Protótipo

4.2.1 Modelo de Gill

Gill (1966) propõe um modelo convectivo analítico bidimensional para uma cavidade retangular onde as paredes verticais são mantidas a temperaturas diferentes e as paredes horizontais são isoladas. Os processos de transferência de calor condutivos e radiativos não são considerados. O modelo físico adotado pode ser visto na Figura (7-a). Gill faz as seguintes considerações:

- Propriedades constantes, exceto no termo de empuxo, presente na conservação da quantidade de movimento na direção y (aproximação de Boussinesq);
- Escoamento incompressível;
- Dissipação viscosa desprezível;
- Fluido Newtoniano;
- Escoamento laminar bidimensional.

Assim sendo, as equações a serem resolvidas se constituem na: equação da conservação da massa, conservação da quantidade de movimento nas direções x e y e a equação da conservação da energia, resultando num sistema de quatro equações a quatro variáveis, u , v , P e T , conforme mostrado nas equações (21-24).

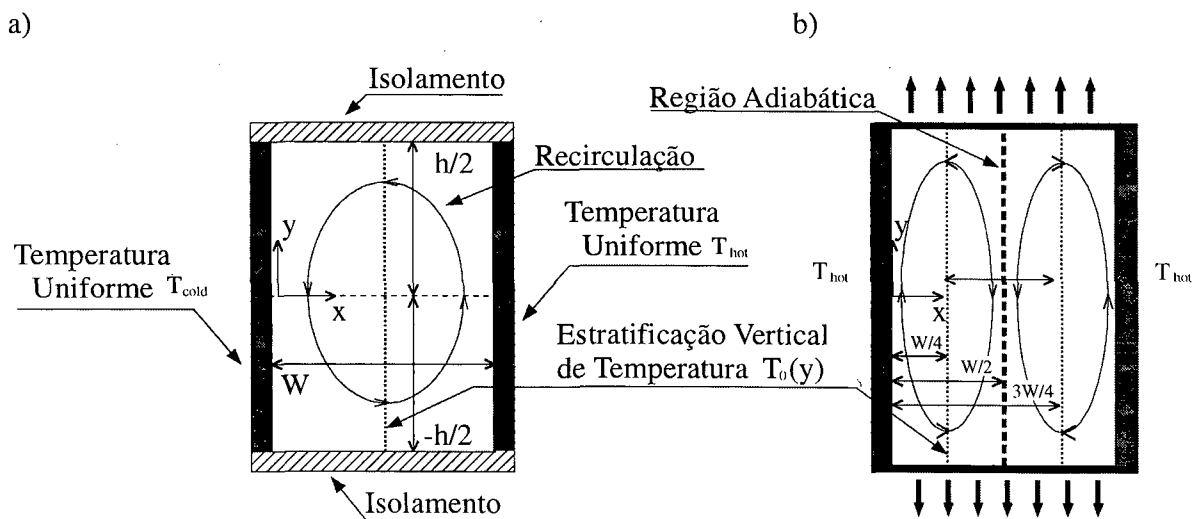


Figura 7 – a) Modelo físico de Gill (1966); b) Adaptação do modelo físico de Gill (1966).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (21)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (22)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dy} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g[1 - \beta(T - T_0)] \quad (23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (24)$$

onde ν representa a viscosidade cinemática, α a difusividade térmica, β o coeficiente de expansão térmica, e u e v representam as componentes horizontais e verticais da velocidade.

Fazendo uma análise da ordem de grandeza, as hipóteses de camada limite ($\delta_t \ll W$) e a aproximação de Boussinesq, Bejan (1993) percebeu que imediatamente depois de $t=0$, o fluido próximo das paredes começa a se mover, sendo que δ_t representa a espessura da camada limite térmica. A equação (24) neste momento, expressa um balanço entre as forças de inércia e condutivas, ou, $\Delta T/t \approx \alpha(\Delta T/\delta_t^2)$, onde ΔT , t e δ_t são da ordem de T , t e x na equação (24). Supõe-se que, na região próxima à parede, tanto a velocidade na direção horizontal, u , e na direção vertical, v , são iguais a zero, sendo esta a condição de não deslizamento. Para um tempo infinitesimalmente maior que $t=0$, $\delta_t \ll W$, de forma que $\partial^2 T/\partial y^2 \ll \partial^2 T/\partial x^2$. Logo, pode-se concluir que para um t imediatamente maior que $t=0$, a condução é o termo dominante na equação (24). Como a componente v da velocidade cresce ao longo do tempo, δ_t também tende a crescer. Para uma análise de escala, deve-se primeiro eliminar P nas equações (22) e (23). Diferenciando as equações (22) e (23) em relação a y e x respectivamente e subtraindo-se uma da outra, chega-se na equação (25):

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right)}_{\text{Termos de Inércia}} = \underbrace{v \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right]}_{\text{Termos de Difusivos}} + \underbrace{g\beta \frac{\partial T}{\partial x}}_{\text{Termos de Empuxo}} \quad (25)$$

Analisando cada um dos três grupos da equação (25) pode-se extrair o termo dominante de cada grupo. Como dentro da camada limite a componente u da velocidade é praticamente zero e como $\delta_t \ll W$, tem-se que $\partial^2/\partial y^2 \ll \partial^2/\partial x^2$. Assim sendo, tem-se que o termo dominante de cada grupo é dado pela equação (26). Admitindo que v , δ_t , t e ΔT sejam da ordem de grandeza de v , x , t e T respectivamente e eliminando o termo δ_t dos termos de inércia e difusivo, chega-se na equação (27).

$$\begin{array}{ccc} \text{Inércia} & \text{Difusivo} & \text{Empuxo} \\ \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t}, & v \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} & \approx g\beta \frac{\partial T}{\partial x} \end{array} \quad (26)$$

$$\begin{array}{ccc} \downarrow & \downarrow & \downarrow \\ \frac{1}{Pr}, & 1 & \approx \frac{g\beta \Delta T \delta_t^2}{v \nu} \end{array} \quad (27)$$

Analisando a equação (27) conclui-se que, para fluidos com Pr da ordem de um ou maior que um, o balanço correto no tempo t , onde $t > 0$, é entre as forças de empuxo e as forças difusivas. Desprezando os termos de inércia e observando que dentro da camada limite a pressão é somente função da altura hidrostática, chega-se ao novo sistema de equações (28-30). Gill (1966) também considera que as propriedades do fluido, β , ν e α não variam significativamente no intervalo de temperatura compreendido entre $T_{hot} \geq T \geq T_{cold}$. Esta hipótese é válida se a diferença de temperatura $\Delta T = T_{hot} - T_{cold}$ for suficientemente pequena, todavia esta é freqüentemente violada na prática, devido à rápida variação da viscosidade cinética com a temperatura.

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (28)$$

$$\frac{\partial^3 v^*}{\partial x^{3*}} + \frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0 \quad (29)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{2*}} \quad (30)$$

As variáveis adimensionais utilizadas por Gill são definidas por:

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{x}{\delta}, & y^* &= \frac{y}{H}, & T^* &= \frac{1}{\Delta T} \left[T - \frac{1}{2} (T_{hot} - T_{cold}) \right], \\ u^* &= \frac{H\delta}{\alpha H} u & e & & v^* &= \frac{\delta^2}{\alpha H} v \end{aligned} \quad (31)$$

O sistema formado pelas equações (28), (29) e (30), deve atender às seguintes condições de contorno adimensionais:

$$u^* = v^* = 0 \text{ e } T^* = T_{hot}^* \text{ para } x^* = 0$$

$$\left. \begin{aligned} u^* &\rightarrow u_{\infty}^*(y^*) \\ v^* &\rightarrow 0 \\ T^* &\rightarrow T_{\infty}^*(y^*) \end{aligned} \right\} \text{ para } x^* \rightarrow \infty \quad (32)$$

O sistema de equações (28-30) é não-linear, o que dificulta a sua solução analítica. Porém o comportamento assintótico das variáveis u , v e T quando x tende ao infinito permite a aplicação do método das perturbações. Assim, Gill define o perfil de temperatura como sendo a soma de

uma temperatura no centro mais uma perturbação dentro da camada limite de parede, como segue:

$$T(x, y)^* = T_\infty(y)^* + \Theta(x, y)^* \quad (33)$$

onde $\Theta(x, y)^*$ representa a perturbação da solução dentro da camada limite a qual satisfaz a condição $\lim_{x \rightarrow \infty} \Theta(x, y)^* \rightarrow 0$. Porém Gill em seu equacionamento utilizou as funções de corrente, $u = \partial\psi/\partial y$, $v = -\partial\psi/\partial x$ e a equação da vorticidade, definida como o rotacional do vetor velocidade, $\vec{\zeta} = \nabla \times \vec{V}$. Para encontrar a solução aproximada contornando a não linearidade da equação (30), Gill fez uso da técnica de linearização de Oseen, e substituiu u^* e $\partial T^*/\partial y^*$ presentes no termo convectivo desta equação por funções desconhecidas dependentes apenas de y , $u_A^* = u_A^*(y^*)$ e $T_A^* = T_A^*(y^*)$, conforme mostra a equação (34):

$$u_A^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* T_A^* = \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{2*}} \quad (34)$$

Acoplando as equações (29) e (34) pode-se eliminar T^* , e a equação resultante pode ser integrada em relação a x^* , do que resulta:

$$\frac{\partial^4 v^*}{\partial x^{4*}} - u_A^* \frac{\partial^3 v^*}{\partial x^{3*}} + T_A^* v^* = 0 \quad (35)$$

A solução desta equação tem a forma geral que segue:

$$v^* = \sum_{i=1}^4 a_i(y^*) e^{-\lambda_i(y^*)x^*} \quad (36)$$

onde os a_i 's são coeficientes da equação (36) e os λ_i 's são as quatro raízes da equação característica abaixo:

$$\lambda^4 + u_A \lambda^3 + T_A' = 0 \quad (37)$$

Aplicando as condições de contorno determinadas pela equação (32), tem-se a solução abaixo.

$$T^* = \frac{1 - T_\infty^*(y^*)}{\lambda_2^2 - \lambda_1^2} (\lambda_2^2 e^{-\lambda_2 x^*} - \lambda_1^2 e^{-\lambda_1 x^*}) + T_\infty^*(y^*) \quad (38)$$

onde λ_1 e λ_2 são as duas raízes com a parte real positiva da equação (37). As soluções dadas pela equação (38) dependem de quatro funções desconhecidas de altitude, λ_1 , λ_2 , u_∞^* e T_∞^* , sendo que Gill determinou estas variáveis invocando a equação da conservação da massa, a equação da conservação da energia e a condição de simetria central para a velocidade e a temperatura.

A solução encontrada por Gill, cuja representação física é mostrada na Figura (7-a), não pode ser diretamente utilizada para o modelo físico real do forno, descrito na Figura (7-b). Note-se que na Figura (7-a), há apenas uma célula de recirculação. Outra diferença está nas condições de contorno. Para o protótipo real, há fluxo de calor nas paredes horizontais, isolamento superior e inferior da região central da câmara de cocção. Porém, espera-se que, para regiões próximas às paredes verticais, o modelo de Gill forneça informações qualitativas do comportamento da camada limite térmica, ou seja, do gradiente de temperatura na direção x , de forma a se

estabelecer ou não a necessidade de convecção forçada no interior do protótipo. Para aplicação do modelo teórico de Gill para as condições do forno, considerou-se que a estratificação vertical medida no protótipo é a mesma que a encontrada através do modelo matemático. Isto é razoável especialmente para regiões mais centrais, mais afastadas das paredes horizontais. As condições de contorno do modelo de Gill incluem o conhecimento das temperatura T_{hot} e T_{cold} , conforme mostrado na Figura (7-a). O protótipo possui, na verdade, duas paredes de aquecimento, com temperatura T_{hot} , conforme mostra a Figura (7-b), se $T_0(y)$ teórico em $x=W/2$ no modelo de Gill é considerado igual à $T_0(y)$ experimental no protótipo.

Então é razoável supor que o modelo de Gill para $W/2 < x < W$ representa qualitativamente a distribuição de temperatura em $3W/4 < x < W$ no modelo experimental. A distribuição para $0 < x < W/4$ é obtida por simetria. A distribuição de temperatura da região compreendida entre $W/4 < x < 3W/4$ é considerada constante. Partindo da temperatura de parede T_{hot} igual a aproximadamente 240 °C e das temperaturas centrais do protótipo $T_0(y)$ em $x=W/4$ iguais às temperaturas obtidas experimentalmente, pode-se ajustar T_{cold} teórico. A distribuição de temperatura encontrada é dada pela Figura (8). A linha tracejada representa a espessura da camada limite prevista pelo modelo de Gill.

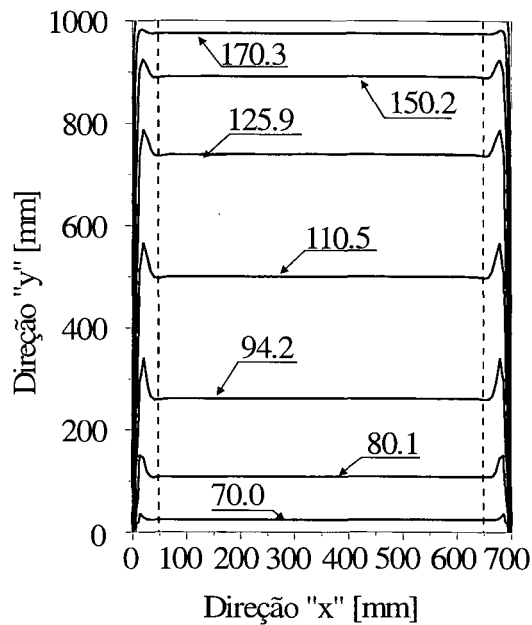


Figura 8 – Distribuição de temperatura no protótipo em [°C], segundo Gill.

4.2.2 Modelo de Kimura e Bejan

Kimura e Bejan (1984) também desenvolveram uma solução analítica bi-dimensional para cavidades retangulares. Neste caso, as paredes verticais estão sujeitas a um fluxo de calor constante, que é aplicado na parede direita e retirado pela parede esquerda na mesma taxa. As paredes superior e inferior são isoladas, como pode ser observado na Figura (9-a).

A solução de Kimura e Bejan, assim como a de Gill, é puramente convectiva, onde os efeitos condutivos e radiativos são desprezados. Como as hipóteses feitas são idênticas às de Gill, o sistema a ser resolvido por Kimura e Bejan é igual ao de Gill, dado pelas equações (28-30). Porém a adimensionalização feita é diferente, conforme apresentado na equação (39), onde Ra é o número de Rayleigh baseado no fluxo de calor prescrito e na altura da cavidade, dado pela equação (40):

$$x^* = \frac{x}{H Ra^{-1/5}} \quad y^* = \frac{y}{H} \quad T^* = \frac{T - T_0}{\frac{\alpha \nu}{g \beta H^3} Ra^{4/5}} \quad (39)$$

$$u^* = \frac{u}{\frac{\alpha}{H} Ra^{1/5}} \quad v^* = \frac{v}{\frac{\alpha}{H} Ra^{2/5}}$$

$$Ra^* = \frac{g \beta q H^4}{\alpha \nu k} \quad (40)$$

Para a solução do sistema de equações formado pelas equações (28), (29) e (30), as condições de contorno adimensionais a serem satisfeitas estão descritas pela equação (41) abaixo:

$$u^* = v^* = 0 \text{ e } \frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 1 \text{ para } x^* = 0$$

$$\left. \begin{array}{l} u^* \rightarrow u_\infty^*(y^*) \\ v^* \rightarrow 0 \\ T^* \rightarrow T_\infty^*(y^*) \end{array} \right\} \text{ para } x^* \rightarrow \infty \quad (41)$$

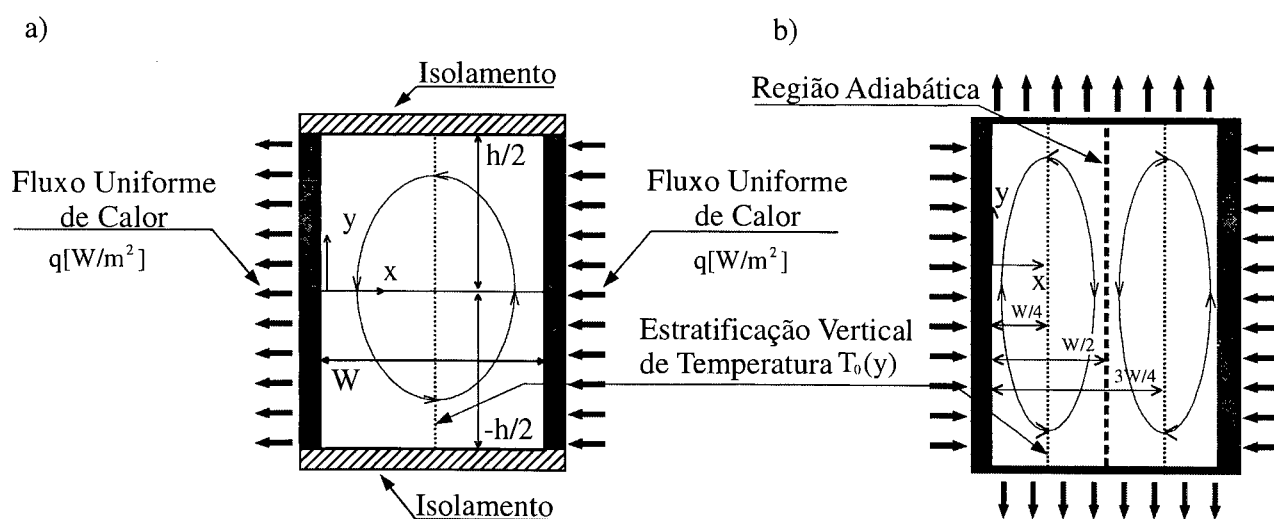


Figura 9 – a) Modelo físico de Kimura e Bejan; b) Adaptação do modelo físico de Kimura e Bejan.

Segundo Kimura e Bejan, como o sistema adimensional resultante é o mesmo encontrado por Gill, estando apenas sujeito a diferentes condições de contorno, a solução linearizada de Gill, equação (36), pode ser mantida, onde λ_i 's são as raízes complexas com a parte real positiva da equação característica (37). Aplicando as condições de contorno descritas na equação (41), tem-se a solução abaixo:

$$T^* = \frac{-1}{\lambda_1^3 - \lambda_2^3} (\lambda_1^2 e^{-\lambda_1 x^*} - \lambda_2^2 e^{-\lambda_2 x^*}) + T_\infty^*(y^*) \quad (42)$$

Da mesma forma que a extrapolação feita entre o modelo de Gill e o protótipo experimental, o modelo original de Kimura e Bejan apresenta uma resistência térmica menor do que o protótipo experimental. Assim, os resultados obtidos com a adaptação mostrada na Figura (9-b) entre os modelos de Kimura e Bejan podem ser considerados melhores do que os resultados reais do protótipo experimental em termos de estratificação central de temperaturas. Neste caso, duas células de recirculação são observadas e o regime permanente é alcançado devido as perdas de calor através das paredes horizontais superior e inferior.

Para a determinação teórica da distribuição de temperatura através do modelo de Kimura e Bejan é necessário a determinação das condições de contorno, que são baseadas nas informações operacionais do protótipo experimental, tais como o fluxo de calor líquido aplicado nos condensadores dos termosifões e a espessura de camada limite. Somente metade do protótipo foi modelada, sendo seu centro considerado adiabático. Para determinar o fluxo de calor médio ao longo do condensador do termosifão, fez-se uso da Lei de Fourier na sua forma unidimensional, $q = -k \partial T / \partial x$, onde o fluxo local de calor é baseado nas isothermas obtidas experimentalmente. O fluxo médio calculado foi de $15 W/m^2$. Este fluxo médio resulta em um número de Rayleigh expresso pela equação (40), igual à $1.6 \cdot 10^{12}$. Para estas condições

operacionais o modelo de Kimura e Bejan fornece a distribuição de temperatura mostrada na Figura (10). As linhas cheias representam as isotermas, e a linha tracejada marca a espessura média da camada limite. Apesar das diferenças entre as hipóteses assumidas por Gill (1966) e Kimura e Bejan (1984) e o protótipo experimental desenvolvido, existem uma boa concordância entre os níveis de temperatura teórico e experimental na região central da cavidade, mostrada no Capítulo 6.

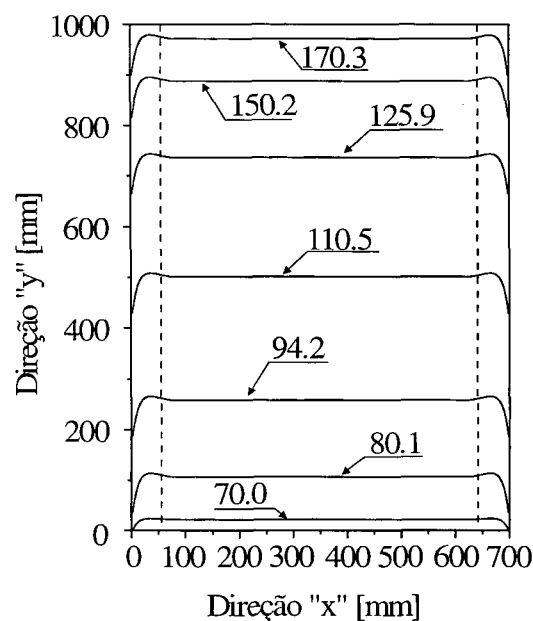


Figura 10 – Distribuição de temperatura no protótipo em [°C], segundo Kimura e Bejan.

4.3 Estudo Teórico do Efeito Acoplado (Convecção Natural + Radiação)

4.3.1 Modelo Analítico de Troca Térmica (Convecção + Radiação)

Até o presente momento, a câmara de cocção foi considerada apenas preenchida por ar, sem a presença da massa de pão. Nesta seção será descrito o modelo matemático desenvolvido para determinar a influência da convecção e da radiação na cocção de pães no interior do

protótipo. O modelo apresentado nesta seção possui algumas hipóteses simplificativas, descritas a seguir:

- Temperatura do ar uniforme no interior do protótipo;
- Temperatura uniforme do pão colocado em seu interior;
- Trocas condutivas entre as paredes e o ar e entre o ar e o pão desprezadas;
- Cada uma das quatro paredes internas do protótipo possui temperatura constante e uniforme;
- O pão foi considerado como um corpo retangular;
- Para $t=0$, o pão está na temperatura ambiente e o protótipo está com sua temperatura final de operação ou em uma condição idealizada;
- As propriedades termofísicas e geométricas do pão e do forno são consideradas invariáveis com a temperatura.

O modelo físico é mostrado na Figura (11):

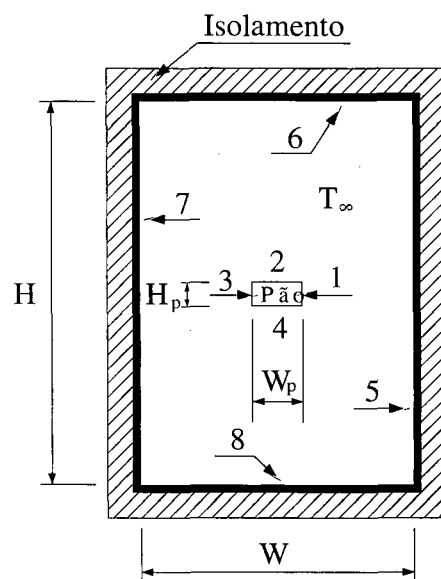


Figura 11 – Modelo físico de troca térmica (radiação + convecção).

Baseado nas hipóteses simplificativas e no modelo físico apresentado na Figura (11), fez-se um balanço térmico do pão colocado no centro do forno. O fluxo líquido total de calor líquido que está sendo absorvido pelo pão irá aumentar sua taxa de energia interna, como mostra a equação (43):

$$\dot{E}_{in} = \frac{dE_{p\tilde{a}o}}{dt} \quad (43)$$

A temperatura das superfícies internas do protótipo e a temperatura do ar interno, T_{∞} , são consideradas constantes, porém a temperatura do pão varia ao longo do tempo devido à energia absorvida nas trocas térmicas. A variação da energia térmica interna acumulada no pão é devida a duas parcelas, uma convectiva e uma radiativa, conforme mostra a equação (44):

$$\rho_p C_p V_p \frac{dT_{p\tilde{a}o}}{dt} = Q_{convecção} + Q_{radiação} \quad (44)$$

Onde ρ_p é a densidade do pão, cp_p é o calor específico e V_p é o volume do pão. Necessita-se portanto, determinar os fluxos líquidos convectivos e radiativos absorvidos pelo pão. Para a determinação dos fluxos líquidos convectivos é necessário conhecimento do coeficientes de transferência de calor entre as quatro superfícies do pão e o ambiente. Como o pão foi considerado uma superfície retangular este é composto por paredes verticais e horizontais, sendo que as correlações para determinação dos coeficientes de transferência de calor estão disponíveis na literatura.

Inicialmente definiremos o número de Rayleigh, Ra , por:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{p\tilde{a}o_i} - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (45)$$

As superfícies 1 e 3 são consideradas paredes verticais, ver Figura (11). Incropera (1992) sugere a correlação desenvolvida por Churchill e Chu, aplicável sobre todo o domínio de Ra_L , para a determinação do coeficiente de troca de calor convectivo entre a parede e o ambiente, dada por:

$$\overline{Nu}_{L1} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (46)$$

A superfície 2 é considerada uma superfície plana horizontal fria voltada para cima e sendo aquecida pelo fluido que a envolve, ver Figura (11). Incropera (1992) sugere a seguinte correlação, válida no domínio compreendido entre $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$:

$$\overline{Nu}_{L2} = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad (47)$$

Já a superfície 4, é comparada à uma placa fria voltada para baixo e sendo aquecida pelo fluido. Incropera (1992) sugere a correlação descrita pela equação (48), válida no domínio $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$.

$$\overline{Nu}_{L4} = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad (48)$$

Sabendo que $\bar{h} = (k/L)\overline{Nu}_L$, pode-se determinar o fluxo convectivo associado ao aumento da energia térmica do pão:

$$Q_{convecçãoTotal} = 2Q_{conv-1} + Q_{conv-2} + Q_{conv-4} \quad (49)$$

Ou ainda, o fluxo de calor total trocador por convecção é:

$$q_{convecçãoTotal} = 2L_1 h_{1i-1} (T_{pão_i} - T_\infty) + L_2 h_{2i-1} (T_{pão_i} - T_\infty) + L_4 h_{4i-1} (T_{pão_i} - T_\infty) \quad (50)$$

onde, L_1 , L_2 e L_4 são os comprimentos das faces laterais, superior e inferior do pão e h_1 , h_2 e h_4 são seus respectivos coeficientes de troca de calor convectivo. T_∞ é a temperatura do ar em torno do pão e $T_{pão_i}$ é a temperatura instantânea do pão. Como o pão foi considerado com temperatura uniforme, as temperaturas das superfícies 1, 2, 3 e 4 podem ser consideradas iguais a $T_{pão_i}$. Para o cálculo convectivo todas as propriedades foram determinadas segundo sua temperatura de filme, assim sendo, $T_{filme_i} = (T_{pão_i} + T_\infty) / 2$.

Para determinação do fluxo líquido radiativo fez-se uso do modelo de Gebhart, conforme descrito por Siegel e Howell (1992). Segundo Gebhart, pode-se criar um coeficiente de rendimento, G_{jk} , sendo este a fração de emissão da superfície A_j que alcança a superfície A_k e é absorvida, incluindo todos os caminhos diretos e indiretos que a radiação pode percorrer, sofrendo assim múltiplas reflexões, até encontrar a superfície A_k . Logo, $A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk}$ é a parcela de energia emitida por A_j e que é absorvida por A_k . Através de um balanço térmico na superfície A_k , tem-se que o fluxo líquido de radiação que deixa a superfície A_k é dado por:

$$Q_{radiação_k} = A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 - (A_1 \epsilon_1 \sigma T_1^4 G_{1k} + A_2 \epsilon_2 \sigma T_2^4 G_{2k} + \dots + A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk} + \dots + A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 G_{kk} + \dots + A_N \epsilon_N \sigma T_N^4 G_{Nk}) \quad (51)$$

Onde A , ε e T , representam a área, a emissividade e a temperatura da superfície em questão.

A energia total emitida por A_j é $A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4$. A porção de energia que é absorvida diretamente por A_k , é $A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-k} \varepsilon_k$. Considerando as superfícies cinzentas, $\varepsilon_k = \alpha_k$. A energia restante que é emitida por A_j , e que é refletida por uma superfície A_n , antes de incidir em A_k é dada por, $A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-n} \rho_n$, onde F é o fator de forma das superfícies em questão e ρ e α , são respectivamente a refletividade e a absorptividade das superfícies. Assim pode-se definir que toda energia proveniente de A_j e que é absorvida por A_k como:

$$\underbrace{A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-k} \varepsilon_k}_{\text{Energia Absorvida diretamente}} + \underbrace{(A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-1} \rho_1 G_{1k} + A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-2} \rho_2 G_{2k} + \dots + A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-k} \rho_k G_{kk} + A_j \varepsilon_j \sigma T_j^4 F_{j-N} \rho_N G_{Nk})}_{\text{Energia Absorvida através de reflexões}} \quad (52)$$

Dividindo esta quantidade de energia pelo total emitido por A_j tem-se a fração desejada:

$$G_{jk} = F_{j-k} \varepsilon_k + F_{j-1} \rho_1 G_{1k} + F_{j-2} \rho_2 G_{2k} + \dots + F_{j-k} \rho_k G_{kk} + \dots + F_{j-N} \rho_N G_{Nk} \quad (53)$$

Esta pode ser escrita da seguinte forma:

$$- F_{j-1} \rho_1 G_{1k} - F_{j-2} \rho_2 G_{2k} - \dots + G_{jk} - \dots - F_{j-N} \rho_N G_{Nk} = F_{j-k} \varepsilon_k \quad (54)$$

Como as incógnitas são os valores de G_{kj} , pode-se montar uma matriz com seus coeficientes variando os valores de j de 1 até N em cada linha da matriz, segundo o lado esquerdo da equação da equação (54):

$$m = \begin{bmatrix} (1-F_{1-1}\rho_1) & F_{1-2}\rho_2 & F_{1-3}\rho_3 & \dots & F_{1-N}\rho_N \\ F_{2-1}\rho_1 & (1-F_{2-2}\rho_2) & F_{2-3}\rho_3 & \dots & F_{2-N}\rho_N \\ F_{3-1}\rho_1 & F_{3-2}\rho_2 & (1-F_{3-3}\rho_3) & \dots & F_{3-N}\rho_N \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ F_{N-1}\rho_1 & F_{N-2}\rho_2 & F_{N-3}\rho_3 & \dots & (1-F_{N-N}\rho_N) \end{bmatrix} \quad (55)$$

Variando os valores de k de 1 até N na mesma linha e os valores de j a cada linha, nos coeficientes do lado direito da equação (54), monta-se uma nova matriz de coeficientes, a matriz f :

$$f = \begin{bmatrix} F_{1-1}\epsilon_1 & F_{1-2}\epsilon_2 & F_{1-3}\epsilon_3 & \dots & F_{1-N}\epsilon_N \\ F_{2-1}\epsilon_1 & F_{2-2}\epsilon_2 & F_{2-3}\epsilon_3 & \dots & F_{2-N}\epsilon_N \\ F_{3-1}\epsilon_1 & F_{3-2}\epsilon_2 & F_{3-3}\epsilon_3 & \dots & F_{3-N}\epsilon_N \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ F_{N-1}\epsilon_1 & F_{N-2}\epsilon_2 & F_{N-3}\epsilon_3 & \dots & F_{N-N}\epsilon_N \end{bmatrix} \quad (56)$$

Então pode-se facilmente calcular os valores de G_{kj} , através de:

$$G_{ij} = m^{-1} f \quad (57)$$

Com os valores de G_{kj} pode-se retornar à equação (51) e determinar os fluxos líquidos radiativos absorvidos pelo pão em suas quatro superfícies:

$$q_{\text{radiação Total}} = \sum_{i=1}^4 q_{\text{radiação } i} \quad (58)$$

Ou ainda, o fluxo total de calor absorvido por radiação pelo pão é:

$$\begin{aligned}
q_{\text{radiação } T_{\text{total}}} = & +L_1\varepsilon_1\sigma T_{\text{pão}_i}^4 - (L_1\varepsilon_1\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{1-1} + L_2\varepsilon_2\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{2-1} + L_3\varepsilon_3\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{3-1} + L_4\varepsilon_4\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{4-} \\
& + L_5\varepsilon_5\sigma T_5^4 G_{5-1} + L_6\varepsilon_6\sigma T_6^4 G_{6-1} + L_7\varepsilon_7\sigma T_7^4 G_{7-1} + L_8\varepsilon_8\sigma T_8^4 G_{8-1}) \\
& + L_2\varepsilon_2\sigma T_{\text{pão}_i}^4 - (L_1\varepsilon_1\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{1-2} + L_2\varepsilon_2\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{2-2} + L_3\varepsilon_3\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{3-2} + L_4\varepsilon_4\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{4-2} \\
& + L_5\varepsilon_5\sigma T_5^4 G_{5-2} + L_6\varepsilon_6\sigma T_6^4 G_{6-2} + L_7\varepsilon_7\sigma T_7^4 G_{7-2} + L_8\varepsilon_8\sigma T_8^4 G_{8-2}) \\
& + L_3\varepsilon_3\sigma T_{\text{pão}_i}^4 - (L_1\varepsilon_1\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{1-3} + L_2\varepsilon_2\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{2-3} + L_3\varepsilon_3\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{3-3} + L_4\varepsilon_4\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{4-3} \\
& + L_5\varepsilon_5\sigma T_5^4 G_{5-3} + L_6\varepsilon_6\sigma T_6^4 G_{6-3} + L_7\varepsilon_7\sigma T_7^4 G_{7-3} + L_8\varepsilon_8\sigma T_8^4 G_{8-3}) \\
& + L_4\varepsilon_4\sigma T_{\text{pão}_i}^4 - (L_1\varepsilon_1\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{1-4} + L_2\varepsilon_2\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{2-4} + L_3\varepsilon_3\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{3-4} + L_4\varepsilon_4\sigma T_{\text{pão}_i}^4 G_{4-4} \\
& + L_5\varepsilon_5\sigma T_5^4 G_{5-4} + L_6\varepsilon_6\sigma T_6^4 G_{6-4} + L_7\varepsilon_7\sigma T_7^4 G_{7-4} + L_8\varepsilon_8\sigma T_8^4 G_{8-4})
\end{aligned} \tag{59}$$

Substituindo o termo convectivo, dado pela equação (50), o termo radiativo, dado pela equação (59), na equação (44), e utilizando diferenças finitas para a solução da variação temporal da temperatura do pão, chega-se numa equação em função da temperatura do pão no instante atual e no instante anterior. Estimando a temperatura no instante anterior esta equação será uma polinômio de quarto grau, em $T_{\text{pão}}$, que pode ser resolvido numericamente, conforme mostra a equação (60).

$$\rho_p C_p H_p W_p \frac{T_{\text{pão}_i} - T_{\text{pão}_{i-1}}}{\delta t} = q_{\text{convecção}_{i-1}} + q_{\text{radiação}_{i-1}} \tag{60}$$

Para isto necessita-se determinar os fatores de forma que surgem nas matrizes das equações (55) e (56). No Apêndice-B encontra-se a metodologia utilizada para determinação dos fatores de forma entre as oito superfícies em questão, ver Figura (11), cujos valores são apresentados na Tabela (5). Para verificação dos resultados do balanço térmico descrito anteriormente, dois conjuntos de parâmetros foram estudadas. O primeiro descreve a condição final de operação do teste experimental, descrito no próximo capítulo, e o segundo descreve uma condição baseada em condições reais de operação. Estes parâmetros são mostrados na Tabela (6).

Tabela 5 – Fatores de forma entre as superfícies do pão e do protótipo, Figura (11).

$F_{1,1}=0$	$F_{1,2}=0$	$F_{1,3}=0$	$F_{1,4}=0$	$F_{1,5}=0,8455$	$F_{1,6}=0,0772$	$F_{1,7}=0$	$F_{1,8}=0,0772$
$F_{2,1}=0$	$F_{2,2}=0$	$F_{2,3}=0$	$F_{2,4}=0$	$F_{2,5}=0,1850$	$F_{2,6}=0,6299$	$F_{2,7}=0,1850$	$F_{2,8}=0$
$F_{3,1}=0$	$F_{3,2}=0$	$F_{3,3}=0$	$F_{3,4}=0$	$F_{3,5}=0$	$F_{3,6}=0,0772$	$F_{3,7}=0,8455$	$F_{3,8}=0,0772$
$F_{4,1}=0$	$F_{4,2}=0$	$F_{4,3}=0$	$F_{4,4}=0$	$F_{4,5}=0,1850$	$F_{4,6}=0$	$F_{4,7}=0,1850$	$F_{4,8}=0,6299$
$F_{5,1}=0,0676$	$F_{5,2}=0,0222$	$F_{5,3}=0$	$F_{5,4}=0,0222$	$F_{5,5}=0$	$F_{5,6}=0,2458$	$F_{5,7}=0,3962$	$F_{5,8}=0,2458$
$F_{6,1}=0,0082$	$F_{6,2}=0,1007$	$F_{6,3}=0,0082$	$F_{6,4}=0$	$F_{6,5}=0,3278$	$F_{6,6}=0$	$F_{6,7}=0,3278$	$F_{6,8}=0,2270$
$F_{7,1}=0$	$F_{7,2}=0,0222$	$F_{7,3}=0,0676$	$F_{7,4}=0,0222$	$F_{7,5}=0,3962$	$F_{7,6}=0,2458$	$F_{7,7}=0$	$F_{7,8}=0,2458$
$F_{8,1}=0,0082$	$F_{8,2}=0$	$F_{8,3}=0,0082$	$F_{8,4}=0,1007$	$F_{8,5}=0,3278$	$F_{8,6}=0,2270$	$F_{8,7}=0,3278$	$F_{8,8}=0$

Considerando $\varepsilon_p = \alpha_p = \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 0,95$, $\tau_p = 0$, $\varepsilon_w = \alpha_w = \varepsilon_5 = \varepsilon_6 = \varepsilon_7 = \varepsilon_8 = 0,22$, os fatores de forma calculados anteriormente e que $\rho = 1 - \alpha$, pode-se determinar as matrizes de m , f e finalmente calcular os valores de G_{kj} , mostrados a seguir. As dimensões do pão são iguais à, $H_p = L_1 = L_3 = 0,08m$, $W_p = L_2 = L_4 = 0,12m$, $H = L_5 = L_7 = 1m$ e $W = L_6 = L_8 = 0,75m$ conforme Figura (11).

$$G_{kj} = \begin{bmatrix} 0,076219 & 0,078645 & 0,043789 & 0,078645 & 0,30299 & 0,12952 & 0,16065 & 0,12952 \\ 0,052433 & 0,10679 & 0,052433 & 0,066743 & 0,18806 & 0,23172 & 0,18806 & 0,11374 \\ 0,043789 & 0,078645 & 0,076219 & 0,078645 & 0,16065 & 0,12952 & 0,30299 & 0,12952 \\ 0,052433 & 0,066743 & 0,052433 & 0,10679 & 0,18806 & 0,11374 & 0,18806 & 0,23172 \\ 0,10466 & 0,097444 & 0,055497 & 0,097444 & 0,14130 & 0,14806 & 0,20752 & 0,14806 \\ 0,059665 & 0,16009 & 0,059665 & 0,078590 & 0,19743 & 0,10259 & 0,19743 & 0,14452 \\ 0,055497 & 0,097444 & 0,10466 & 0,097444 & 0,20752 & 0,14806 & 0,14130 & 0,14806 \\ 0,059665 & 0,078590 & 0,059665 & 0,16009 & 0,19743 & 0,14452 & 0,19743 & 0,10259 \end{bmatrix}$$

Tabela 6 – Parâmetros aplicados ao balanço térmico, item 4.2.3.

	$T_{\text{pão}}(t=0)$	T_5	T_6	T_7	T_8	T_∞
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Parâmetros Aplicados (PA-1)	20	260	120	260	80	120
Parâmetros Aplicados (PA-2)	20	400	250	400	250	250

É importante salientar que na realidade, existem variações de algumas propriedades físicas no modelo descrito acima que não foram consideradas. O volume, o calor específico e a densidade do pão variam à medida que este é aquecido. Segundo Unklesbay et al. (1981) o pão varia sua densidade em cerca de 16% e seu volume em cerca de 11% durante a cocção. Ou seja, as variações dos termos citados são consideráveis, porém tornam-se pouco relevantes quando comparadas aos erros dos cálculos dos coeficientes de transferência de calor convectivos ou mesmo às simplificações adotadas. Os valores utilizados para estas grandezas são apresentados na Tabela (7), estes foram iguais para os dois conjuntos de parâmetros aplicados.

Tabela 7 – Parâmetros de cálculo.

Densidade	Cp	$H_p \times W_p$
[kg/m ³]	[kJ/kg K]	[m ²]
280	2,8 10 ³	0,096

Na Figura (12) é mostrada a parcela de cada mecanismo de transferência de calor na cocção do pão. Uma breve análise mostra a supremacia do efeitos radiativos comparados com os efeitos convectivos, para os dois conjuntos de parâmetros utilizados. Para os parâmetros 1, PA-1 o fluxo radiativo representa aproximadamente 75% do total de energia absorvida pelo pão. Para o parâmetros 2, PA-2, o fluxo radiativo representa 78% do total de energia absorvida pelo pão.

Carvalho e Martins (1992) fizeram uma modelagem numérica de um forno modular, e concluíram que a radiação representa 73% do fluxo total de calor absorvido pelo pão para uma temperatura de cocção de 200°C, confirmando as observações do presente trabalho.

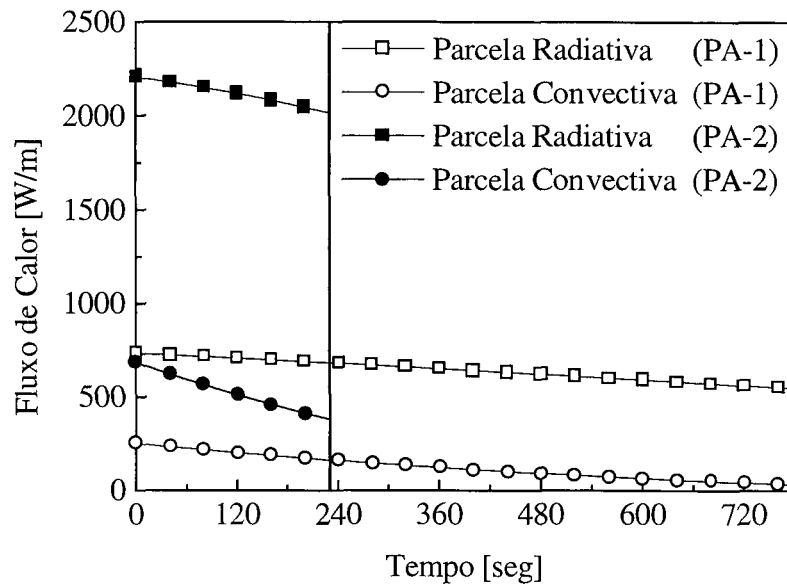


Figura 12 – Contribuição das parcelas convectivas e radiativas no aquecimento da massa de pão.

Na Figura (13) é apresentada a variação da temperatura do pão ao longo do tempo. O tempo gasto para que o pão atinja 100°C para os dois conjuntos de parâmetros analisados, é coerente com o tempo médio de cocção de pães observado nas padarias, ou seja, de 15 a 20 minutos. Numa operação real, vários pães são assados ao mesmo tempo, aumentando consideravelmente a massa do pão em cozimento e conseqüentemente aumentando o tempo final em que o pão atinge 100°C.

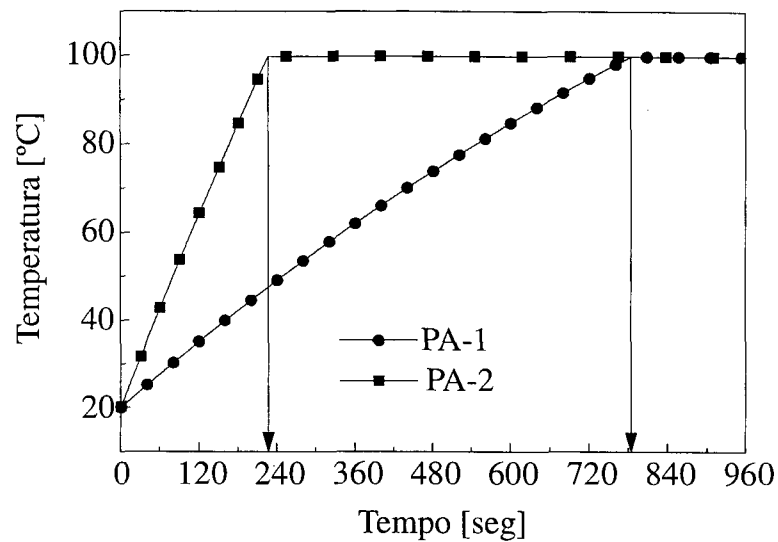


Figura 13 – Variação da temperatura do pão.

Na Figura (14) são mostradas as variações dos coeficientes de transferência de calor, equações (46), (47) e (48) ao longo do tempo. Os maiores valores de coeficientes encontrados são aqueles das superfícies verticais, superfícies 1 e 3, visto a facilidade de escoamento do fluido que está sendo resfriado. O segundo maior coeficiente encontrado é o da superfície 4, maior do que o apresentado pela superfície 2, o que fisicamente é justificável, pois o fluido resfriado é mais pesado que o aquecido, encontrando a superfície horizontal inferior do forno.

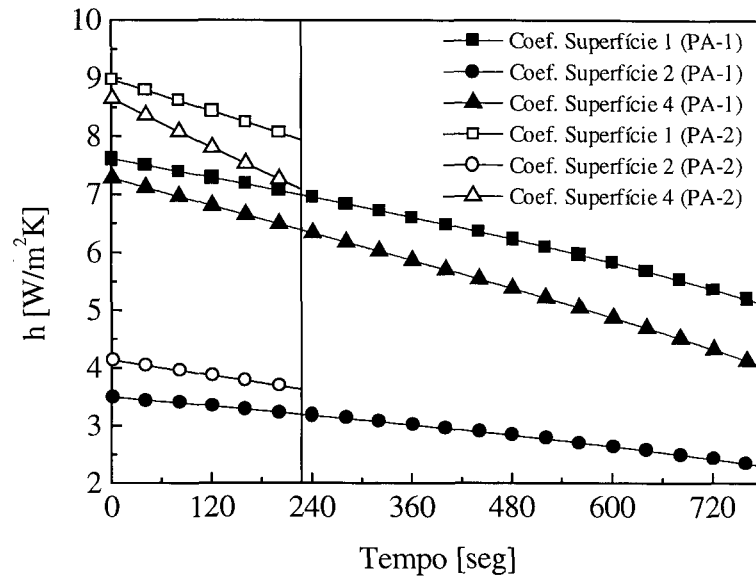


Figura 14 – Variação dos coeficientes convectivos nas superfícies do pão.

4.3.2 Estudo Transiente das Temperaturas Internas do Protótipo

Nesta seção será descrito um modelo matemático desenvolvido para estudar a influência de propriedades radiativas e da potência do ventilador, responsável pela homogeneização das temperaturas internas do protótipo, na variação de suas temperaturas internas. Neste caso, um balanço energético na superfície superior, na superfície inferior e no ar contido no interior do protótipo, conforme mostrado na Figura (15), é realizado, sendo que o pão não é considerado neste estudo. Este balanço considera as trocas convectivas entre o ar interno a cavidade e as paredes, e as trocas radiativas entre as paredes. Para o balanço energético apresentado, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- Temperaturas do ar e das paredes superior e inferior são consideradas uniformes no interior do protótipo;
- O ar é considerado como meio não participante na troca de calor radiativa;
- Desprezam-se as trocas condutivas entre as paredes e o ar;
- As duas paredes verticais 1 e 3, possuem temperaturas constantes e uniformes;
- Para $t=0$, a temperatura do ar e das paredes internas estão em equilíbrio em 20°C ;
- Existem perdas calor para o ambiente através das superfícies 2 e 4;
- As superfícies verticais, 1 e 3, estão isoladas.

Como modelo proposto considera que as paredes verticais internas possuem temperaturas prescritas e uniformes, somente as temperaturas das superfícies 2, 4 e a temperatura do ar interno estão sujeitas a variações. Utilizando-se o método da capacitância global pode-se prever a variação de temperatura ao longo do tempo das três variáveis, T_{ar} , T_2 e T_4 , sendo que as temperaturas T_2 e T_4 variam devido a efeitos radiativos e convectivos e o ar varia sua temperatura somente devido a efeitos convectivos, conforme apresentado nas equações a seguir:

$$\rho_{ar} C_{p_{ar}} V_{ar} \frac{dT_{ar}}{dt} = Q_{convecção_{ar}} \quad (61)$$

$$\rho_2 C_{p_2} V_2 \frac{dT_2}{dt} = Q_{convecção_2} + Q_{radiação_2} \quad (62)$$

$$\rho_4 C_{p_4} V_4 \frac{dT_4}{dt} = Q_{convecção_4} + Q_{radiação_4} \quad (63)$$

O modelo físico é mostrado na Figura (15):

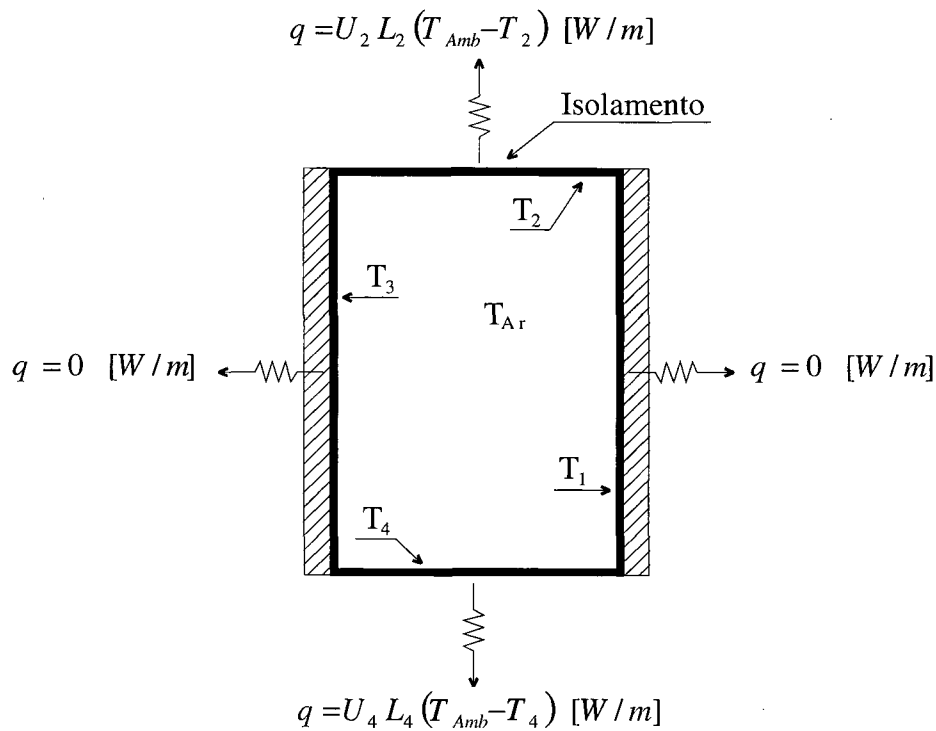


Figura 15 – Modelo físico transiente de variação da temperatura interna do protótipo.

O termo da esquerda da equação (61), representa a variação de energia do ar devido aos efeitos convectivos, e o termo da direita é determinado conforme a equação (64). Sendo que, o primeiro termo à direita da equação (64), representa o ganho energia pelas paredes verticais, o segundo e o terceiro representam o ganho ou a perda de energia associado a convecção entre o ar e as paredes superior e inferior respectivamente.

$$Q_{convecção\ ar} = 2h_1A_1(T_1 - T_{ar}) + h_2A_2(T_2 - T_{ar}) + h_4A_4(T_4 - T_{ar}) \quad (64)$$

Os termos convectivos e radiativos da equação (62) são definidos respectivamente através das equações (65) e (66). O primeiro termo à direita da equação (65), representa o ganho ou a perda convectiva de energia da superfície 2 para o ar, e o segundo termo representa a perda de calor pela parte superior do forno para o ambiente externo. A soma dos quatro termos da direita

da equação (66) representam o ganho líquido de energia da superfície 2. Para a determinação do fluxo líquido o modelo de Gebhart descrito no item anterior, 4.3.1, foi utilizado.

$$q_{convecção_2} = h_2 A_2 (T_{ar} - T_2) - U_2 A_2 (T_{amb} - T_2) \quad (65)$$

$$q_{radiação_2} = A_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-1} (T_1^4 - T_2^4) + A_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-2} (T_2^4 - T_2^4) + A_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-3} (T_3^4 - T_2^4) + A_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-4} (T_4^4 - T_2^4) \quad (66)$$

onde U_2 é definido como um coeficiente global de transferência de calor entre a superfície 2 e o ambiente externo. Este é definido como:

$$U_2 = [2(e_c / k_c) + (e_l / k_l) + (1 / h_{externo})]^{-1} \quad (67)$$

onde e_c representa as espessuras da chapa metálica que reveste interna e externamente a superfície 2 e e_l representa a espessura do isolamento de lã de rocha.

Analogamente à descrição das equações (65-67), os termos à direita da equação (63) também são dados por equações similares, ver equações (68 e 69):

$$q_{convecção_4} = h_4 A_4 (T_{ar} - T_4) - U_4 A_4 (T_{amb} - T_4) \quad (68)$$

$$q_{radiação_4} = A_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-1} (T_1^4 - T_4^4) + A_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-2} (T_2^4 - T_4^4) + A_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-3} (T_3^4 - T_4^4) + A_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-4} (T_4^4 - T_4^4) \quad (69)$$

O primeiro termo à direita da equação (68), representa o ganho ou a perda convectiva de energia da superfície 4 para o ar, e o segundo termo à direita desta equação, representa a perda

de calor pela parte inferior do modelo para o ambiente externo. A soma dos quatro termos da esquerda da equação (69) representam o ganho radiativo líquido de energia da superfície 4.

As equações (61-63) formam um sistema de equações diferenciais não homogêneo e não linear, cujas variáveis são, T_{ar} , T_2 e T_4 . Sendo difícil a obtenção de uma solução analítica, optou-se pelo método de diferenças finitas. As equações diferenciais foram portanto discretizadas no tempo, conforme mostram as equações (70-72). O sistema é resolvido para cada instante de tempo, resultando numa solução transiente.

$$\rho_{ar} C p_{ar} H_{ar} W_{ar} \frac{T_{ar i} - T_{ar i-1}}{\delta t} = 2 h_{1i-1} L_1 (T_1 - T_{ar i}) + h_{2i-1} L_2 (T_{2i} - T_{ar i}) + h_{4i-1} L_4 (T_{4i} - T_{ar i}) \quad (70)$$

$$\rho_2 C p_2 H_2 W_2 \frac{T_{2i} - T_{2i-1}}{\delta t} = h_{2i-1} L_2 (T_{ar i} - T_{2i}) + U_2 L_2 (T_{amb} - T_{2i}) + L_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-1} (T_1^4 - T_{2i}^4) \\ + L_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-2} (T_{2i}^4 - T_{2i}^4) + L_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-3} (T_3^4 - T_{2i}^4) + L_2 \varepsilon_2 \sigma G_{2-4} (T_{4i}^4 - T_{2i}^4) \quad (71)$$

$$\rho_4 C p_4 H_4 W_4 \frac{T_{4i} - T_{4i-1}}{\delta t} = h_{4i-1} L_4 (T_{ar i} - T_{4i}) + U_4 L_4 (T_{amb} - T_{4i}) + L_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-1} (T_1^4 - T_{4i}^4) \\ + L_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-2} (T_{2i}^4 - T_{4i}^4) + L_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-3} (T_3^4 - T_{4i}^4) + L_4 \varepsilon_4 \sigma G_{4-4} (T_{4i}^4 - T_{4i}^4) \quad (72)$$

Os valores dos coeficientes de transferência de calor convectivos, h_1 , h_2 e h_4 , são corrigidos a cada iteração, segundo a equação (73), como descrito a seguir.

Uma das hipóteses considera o ar no interior do protótipo com temperatura uniforme. Na realidade esta hipótese só se verifica se existir um mecanismo que proporcione uma forte mistura do ar aquecido como um ventilador, como ocorre na maioria dos casos práticos. Como os ventiladores provocam uma turbulência, os coeficientes de transferência de calor a serem utilizados devem ser coeficientes mistos, considerando o escoamento forçado pelas paredes planas internas ao protótipo como parte laminar e parte turbulento. Como o coeficiente médio de transferência de calor depende do número de Reynolds, Re_L , e este, por sua vez depende da

velocidade do escoamento sobre as paredes, Bejan (1995), sugere a seguinte correlação para o coeficiente de convecção forçada misto:

$$\overline{Nu}_L = 0,037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (73)$$

onde Pr é o número de Prandtl, definido como, $Pr = \nu/\alpha$. Desta forma todos os parâmetros necessários às equações do sistema de equações (70-72), estão determinados. Os fatores de forma utilizados na determinação dos coeficientes G_{ij} são dados na Tabela (8), e foram determinados conforme descrição do Apêndice-C.

Tabela 8 – Fatores de forma entre as superfícies do modelo físico, Figura (15).

$F_{1-1}=0$	$F_{1-2}=0,25$	$F_{1-3}=0,5$	$F_{1-4}=0,25$
$F_{2-1}=0,333$	$F_{2-2}=0$	$F_{2-3}=0,333$	$F_{2-4}=0,333$
$F_{3-1}=0,5$	$F_{3-2}=0,25$	$F_{3-3}=0$	$F_{3-4}=0,25$
$F_{4-1}=0,333$	$F_{4-2}=0,333$	$F_{4-3}=0,333$	$F_{4-4}=0$

Os coeficientes G_{jk} foram determinados da mesma forma que no item anterior, 4.3.1. Utilizando o modelo descrito neste item, foram estudados alguns casos que consideram variações nas propriedades radiativas das superfícies 1,2,3 e 4, bem como variações na velocidade do ar, imposta pelo ventilador. Estas variações nas propriedades radiativas acarretam variações na matriz dos coeficientes de G_{ij} . Os parâmetros utilizados neste estudo estão descritos na Tabela (9).

Tabela 9 – Parâmetros aplicados ao balanço térmico, item 4.2.4.

		$T_1=T_3$	T_{amb}	U_2	U_4	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4
		[°C]	[°C]	[W/m ² K]	[W/m ² K]				
u=0.5 [m/s]	PA-1	260	20	1,7	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9
	PA -2	260	20	1,7	1,0	0,1	0,1	0,1	0,1
	PA -3	260	20	1,7	1,0	0,9	0,1	0,9	0,1
	PA -4	260	20	1,7	1,0	0,1	0,9	0,1	0,9
u=1 [m/s]	PA -1	260	20	1,7	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9
	PA -2	260	20	1,7	1,0	0,1	0,1	0,1	0,1
	PA -3	260	20	1,7	1,0	0,9	0,1	0,9	0,1
	PA -4	260	20	1,7	1,0	0,1	0,9	0,1	0,9

Os resultados são mostrados na Tabela (10). A matriz do item a) da Tabela (10), foi calculada de modo que todas as quatro superfícies internas do modelo tivessem um alto valor de emissividade, porém como as superfícies da cavidade são consideradas cinzentas, $\varepsilon=\alpha$. Assim, pode-se concluir que apenas uma pequena parcela da energia emitida por uma superfície sofrerá reflexões e então será absorvida por esta novamente. Este é o caso do coeficiente G_{J-J} , em azul, presente na matriz do item a). Como as condições geométricas neste caso são favoráveis à superfície 3, como mostra o parâmetro G_{J-3} em amarelo deste mesmo item, esta irá absorver grande parte da radiação emitida pela superfície 1. Já para a matriz do item b) da Tabela (10), onde os valores de emissividade ou absorvidade são baixos, os coeficientes possuem valores mais próximos uns dos outros. Isto ocorre devido às inúmeras reflexões que a energia radiativa sofre antes de ser absorvida por uma superfície. Neste caso, a própria superfície emissora, G_{J-J} , em laranja, absorve mais energia radiativa que as superfícies 2 e 4, em azul, e quase a mesma quantidade que a superfície 3, em amarelo. Esta análise pode ser estendida para as demais matrizes

Tabela 10 – Matrizes dos coeficientes G_{ij} .

$G_{ij} =$	$\begin{bmatrix} 0,03981 & 0,24590 & 0,46838 & 0,24590 \\ 0,32783 & 0,02696 & 0,32783 & 0,31726 \\ 0,46838 & 0,24590 & 0,03981 & 0,24590 \\ 0,32783 & 0,31726 & 0,32783 & 0,02696 \end{bmatrix}$	$G_{ij} =$	$\begin{bmatrix} 0,26525 & 0,21730 & 0,29973 & 0,21730 \\ 0,28971 & 0,19722 & 0,28971 & 0,22286 \\ 0,29973 & 0,21730 & 0,26525 & 0,21730 \\ 0,28971 & 0,22286 & 0,28971 & 0,19722 \end{bmatrix}$
	a) Coeficientes para PA-1.		b) Coeficientes para PA-2.
$G_{ij} =$	$\begin{bmatrix} 0,24631 & 0,03936 & 0,67488 & 0,03936 \\ 0,47237 & 0,01473 & 0,47237 & 0,04037 \\ 0,67488 & 0,03936 & 0,24631 & 0,03936 \\ 0,47237 & 0,04037 & 0,47237 & 0,01473 \end{bmatrix}$	$G_{ij} =$	$\begin{bmatrix} 0,03425 & 0,44850 & 0,06873 & 0,44850 \\ 0,06643 & 0,28836 & 0,06643 & 0,57865 \\ 0,06873 & 0,44850 & 0,03425 & 0,44850 \\ 0,06643 & 0,57865 & 0,06643 & 0,28836 \end{bmatrix}$
	c) Coeficientes para PA-3.		d) Coeficientes para PA-4.

A Figura (16) apresenta o fluxograma de cálculos utilizado neste balanço. O intervalo de tempo adotado foi de 1 segundo entre as iterações.

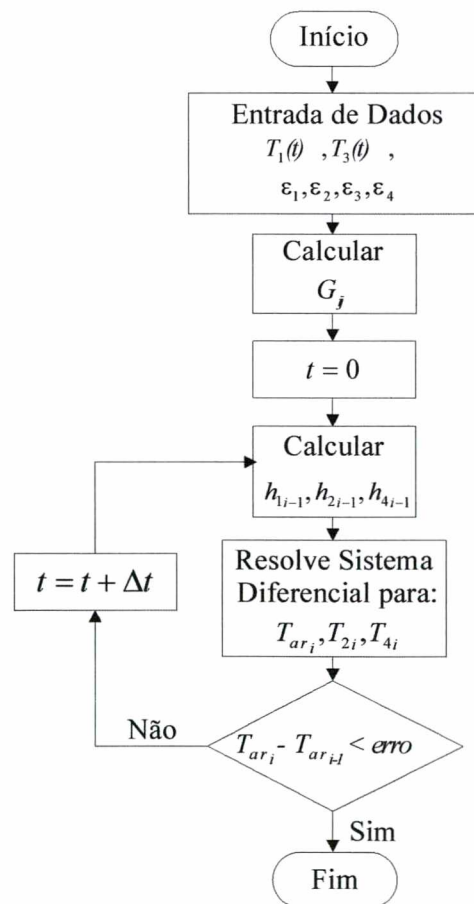


Figura 16 – Fluxograma para o cálculo transiente das temperatura internas do protótipo.

Para a obtenção dos gráficos apresentados nas Figuras (17-20), os parâmetros dados na Tabela (9) foram utilizados. Na Tabela (11) são mostrados os valores das propriedades termofísicas utilizadas.

Tabela 11 – Valores utilizados na solução das equações (70-72).

Cp_{ar}	1000 [J/kg K]
$Cp_1 = Cp_2 = Cp_3 = Cp_4$	440 [J/kg K]
ρ_{ar}	1 [kg/m ³]
$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 =$	7850 [kg/m ³]

Nas Figuras (17) e (18) são mostradas as variações teóricas de temperatura do ar interno ao protótipo para duas velocidades de escoamentos do ar sobre as paredes internas, e para os diferentes parâmetros. Para as duas velocidades estudadas, os parâmetros PA-1 foram os que apresentaram melhor resultado, aumentando de maneira mais rápida a temperatura do ar, em cerca de 4.5 minutos. Tal resultado deve-se à grande absorvidade imposta às superfícies 2 e 4. O segundo melhor “desempenho” térmico ocorre na quarta configuração radiativa, PA-4. Este resultado também é devido as altas absorvidades das superfícies 2 e 4, pois as superfícies 1 e 3 são aquecedores ativos e desta forma transferem uma razoável parcela convectiva de calor para o ar, enquanto que as superfícies 2 e 4 primeiramente devem ser aquecidas por radiação, justificando a importância da alta absorvidade, para iniciar o aquecimento convectivo do ar. Os piores resultados encontrados foram para os parâmetros 2, PA-2, por causa da baixa absorvidade das superfícies aquecedoras passivas, superfícies 2 e 4.

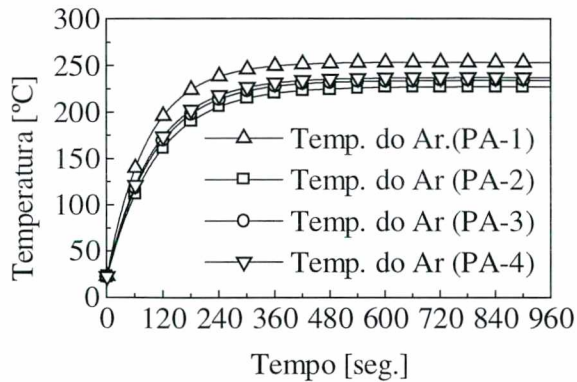


Figura 17 – Variação da temperatura do ar, $v=0,5$ [m/s].

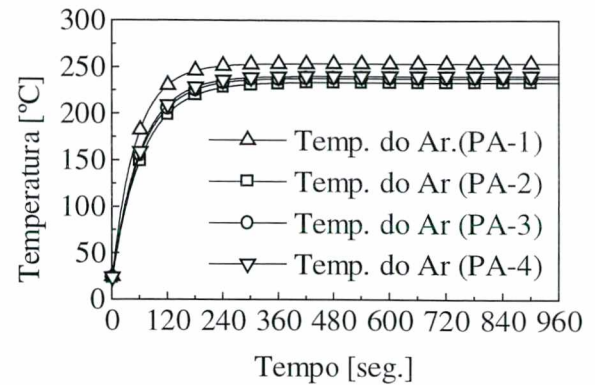


Figura 18 – Variação da temperatura do ar, $v=1$ [m/s].

As Figuras (19) e (20), que mostram as variações de temperatura nas superfícies internas do forno, confirmam os resultados das duas figuras anteriores. Nestas pode-se perceber a influência positiva das altas absorvidades superficiais, correspondente aos parâmetros PA-1. Como as temperaturas se elevam de forma mais significativa, cerca de 25°C quando comparadas com as outras configurações, estas podem transferir mais calor na forma convectiva para o ar. Um bom resultado também é encontrado para a PA-4.

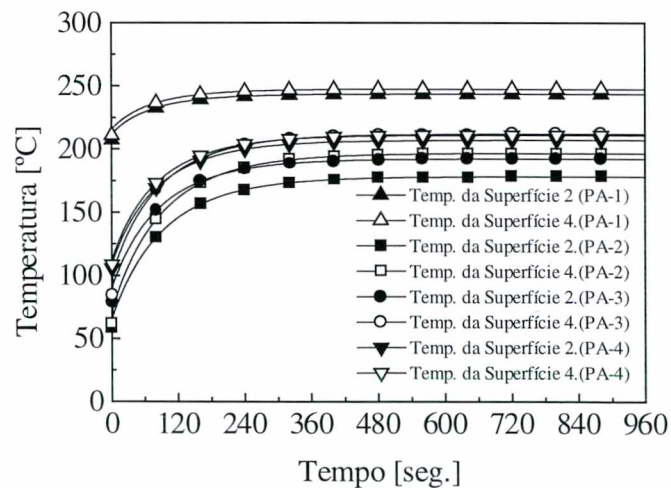


Figura 19 – Variação da temperatura das superfícies no interior do protótipo, $v=0,5$ [m/s].

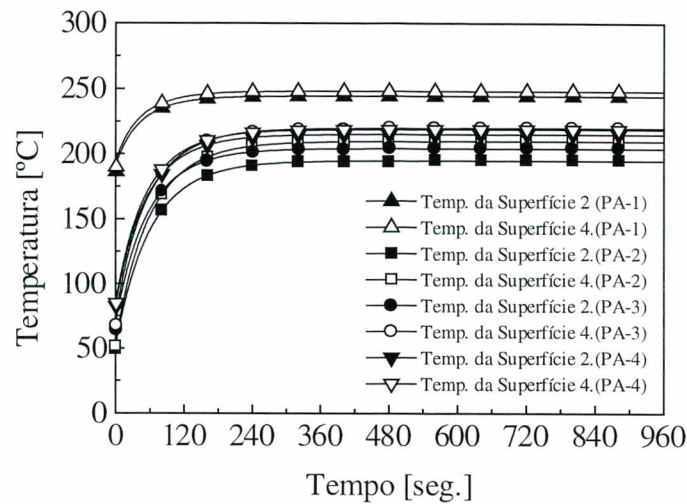


Figura 20 – Variação da temperatura das superfícies no interior do protótipo, $v=1,0$ [m/s].

Nas Figuras (21-24) são mostrados os coeficientes de transferência de calor para cada uma das quatro superfícies, e para cada um dos quatro conjuntos de parâmetros. Os coeficientes são calculados através da equação (73), sendo que a cada instante de tempo, as propriedades termofísicas do ar são atualizadas. Os maiores valores de coeficientes de transferência de calor são aqueles relacionados à maior diferença de temperatura entre a superfície e o fluido em questão. Assim, os maiores coeficientes são encontrados nas superfícies que apresentam maior dificuldade em se aquecer. Para as Figuras (21) e (23) os maiores coeficientes são os das superfícies 2 e 4 para PA-2, condição esta de baixa absorvidade. Da mesma forma, na Figura (22) e (24) os maiores coeficientes encontrados também são os da superfície 2, devido sua alta refletividade, o que impede seu aquecimento, elevando seu coeficiente convectivo de transferência de calor.

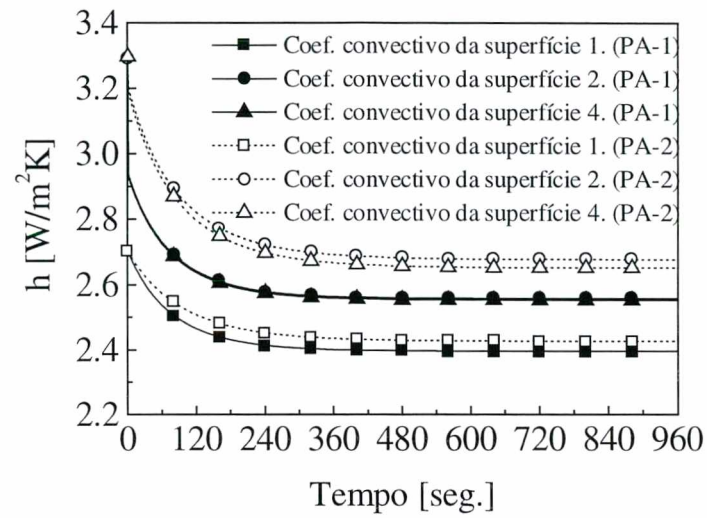


Figura 21 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=0,5$ [m/s].

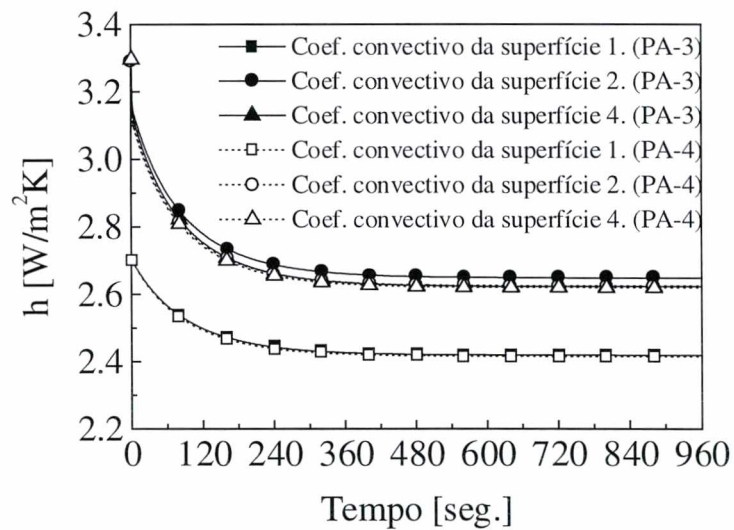


Figura 22 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=0,5$ [m/s].

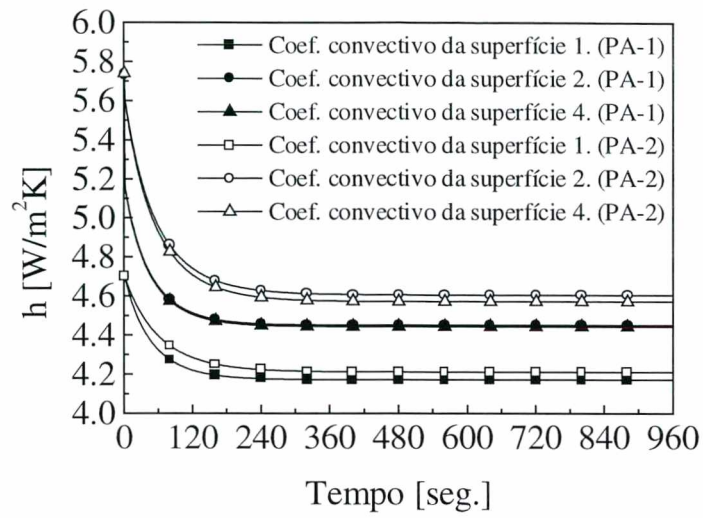


Figura 23 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=1,0$ [m/s].

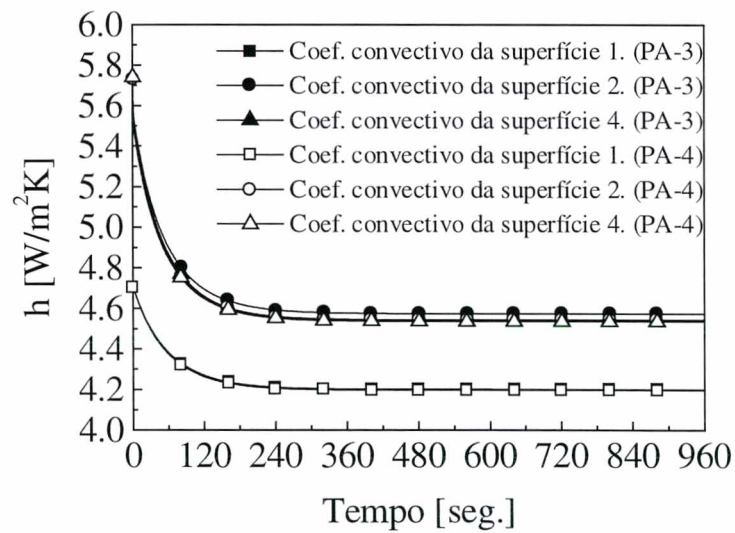


Figura 24 – Variação do coeficiente de transferência de calor, $v=1,0$ [m/s].

5 ESTUDO EXPERIMENTAL

5.1 Introdução

Nesta seção será descrito o protótipo experimental desenvolvido para a validação dos modelos teóricos apresentados anteriormente. O protótipo experimental simula uma seção interna de um forno comercial. Neste protótipo faz-se algumas variações construtivas onde o desempenho dos termossifões é avaliado. Todo o protótipo está sujeito ao monitoramento de um sistema de aquisição, donde as medições de temperatura são coletadas a cada segundo. Detalhes construtivos e os erros experimentais são apresentadas.

5.2 Bancada Experimental

Para a realização dos testes experimentais, um protótipo simulando a seção adiabática interna de um forno comercial foi construído. Neste, quatro termossifões foram instalados verticalmente em suas paredes laterais. Para poder dimensionar o protótipo, foi feito um breve estudo das dimensões de fornos comerciais. Assim pôde-se construir termossifões que se adaptassem às dimensões dos fornos encontrados no comércio, conforme estabelecem Mantelli et al. (1999). As dimensões da área útil frontal do protótipo, ou seja, da câmara de cocção, são de 1000mm de altura e 750mm de largura. Um desenho esquemático da bancada de testes é mostrado na Figura (25). A estrutura do protótipo é toda feita com cantoneiras de 1 polegada, sendo esta também a espessura do isolamento utilizado nas paredes. O protótipo é todo revestido

com chapas de aço AISI 1010 galvanizada, de 2mm de espessura. Lã de rocha foi utilizada como isolante térmico nas paredes do protótipo.

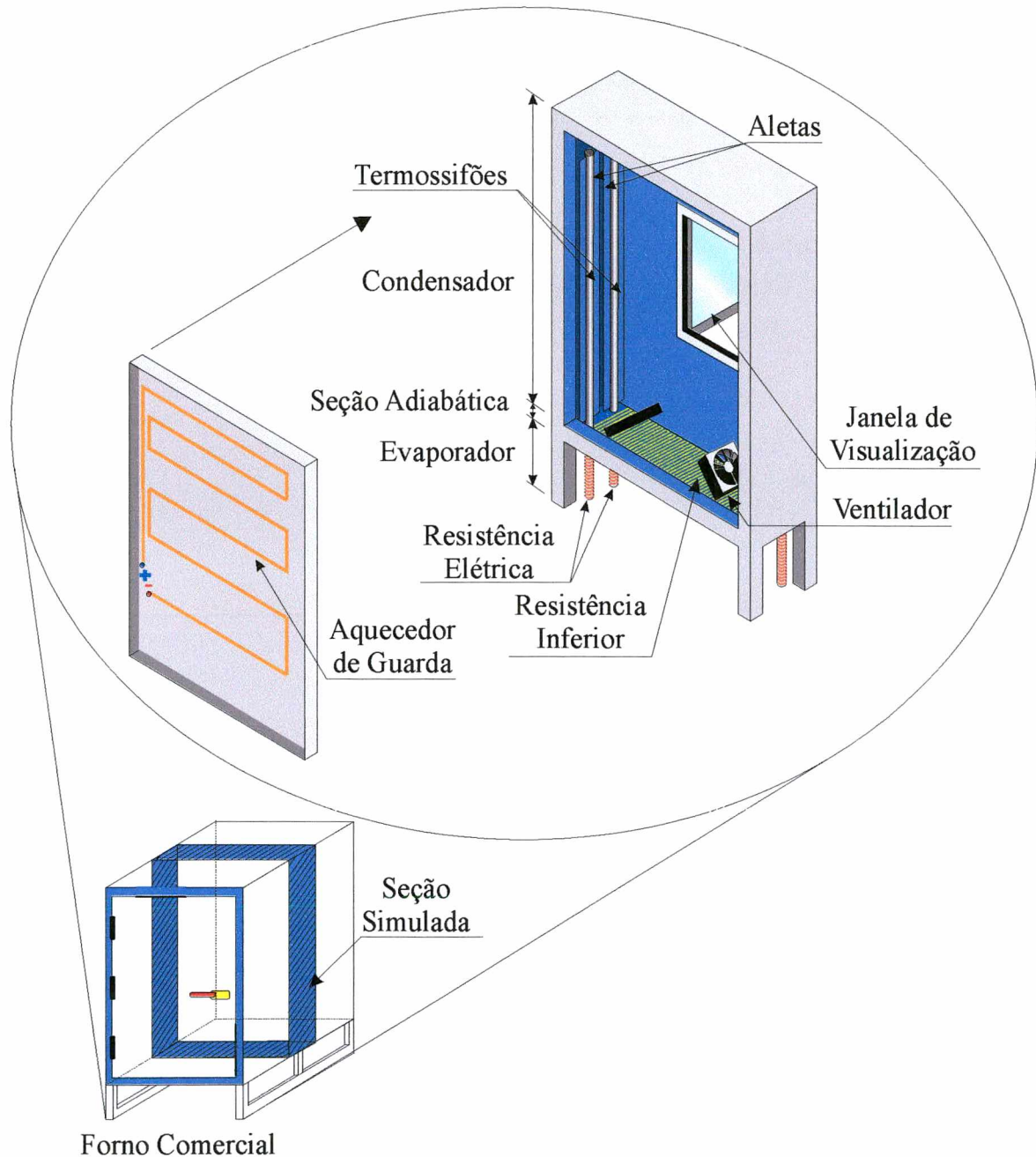


Figura 25 – Desenho esquemático do protótipo experimental.

O protótipo foi montado visando à obtenção de dados experimentais que pudessem ser comparados com dados teóricos. Assim, aletas foram instaladas nos condensadores dos

termossifões, assim como uma nova resistência inferior e quatro ventiladores para provocar ventilação forçada, objetivando homogeneizar a temperatura interna do protótipo, conforme mostra a Figura (25). As aletas visam aumentar a área de troca térmica entre as superfícies internas do protótipo. A colocação de uma resistência elétrica inferior, visa simular a câmara de combustão que fica sob a câmara de cocção, já que esta deve ser separada fisicamente da câmara de cocção para impedir o contato entre os gases de combustão e o alimento a ser assado. Não existe a separação térmica entre as câmaras, sendo que o calor gerado pela combustão de GLP ou gás natural é transportado pelos termossifões, aquecendo as laterais verticais do forno.

Como o protótipo simula uma seção interna de um forno, não podem ocorrer perdas axiais de calor, somente podem ocorrer perdas pelas paredes laterais, superior e inferior. Assim, para garantir a condição adiabática mencionada anteriormente, fez-se necessário a construção de uma barreira térmica eficiente, já que esta condição não foi alcançada somente com o uso de isolamento. Logo, foi acoplado às paredes frontal e posterior externas do protótipo um aquecedor de guarda, Figura (26a) e (26b). Este dispositivo pode ser descrito como uma resistência externa colada à superfície externa das paredes em questão, e visa manter, através do aquecimento induzido, a mesma temperatura entre as superfícies interior e exterior da parede frontal e da parede posterior. Havendo a isothermalidade entre estas superfícies, pode-se garantir que não existe fluxo de calor no sentido axial do protótipo, caracterizando desta forma uma seção axialmente adiabática. Para colocação do aquecedor de guarda, as duas superfícies externas do protótipo foram limpas e desengorduradas, assim pôde-se garantir um boa adesão entre a fita *Kapton* e as superfícies. A fita serve de isolante elétrico, impedindo que a resistência elétrica tenha contato com a superfície metálica externa do protótipo. Sob a fita de *Kapton* foi colocado a resistência elétrica e por cima desta outra camada de fita de *Kapton*, Figura (26c). Para melhorar a adesão entre o sanduíche formado pelas duas camadas de *Kapton* e a resistência elétrica, foram colocadas algumas tiras de fita aluminizada.

Além do aquecedor de guarda, uma barreira convectiva-radiativa foi montada junto ao protótipo, visando minimizar o desperdício de energia e garantir o conforto térmico do laboratório. Devido a baixa absorptividade radiativa do revestimento da barreira, $0.15 < \alpha < 0.2$, esta também irá refletir a radiação emitida pelo aquecedor de guarda novamente para a parede externa do protótipo, poupando energia e preservando o equipamento, Figura (27).

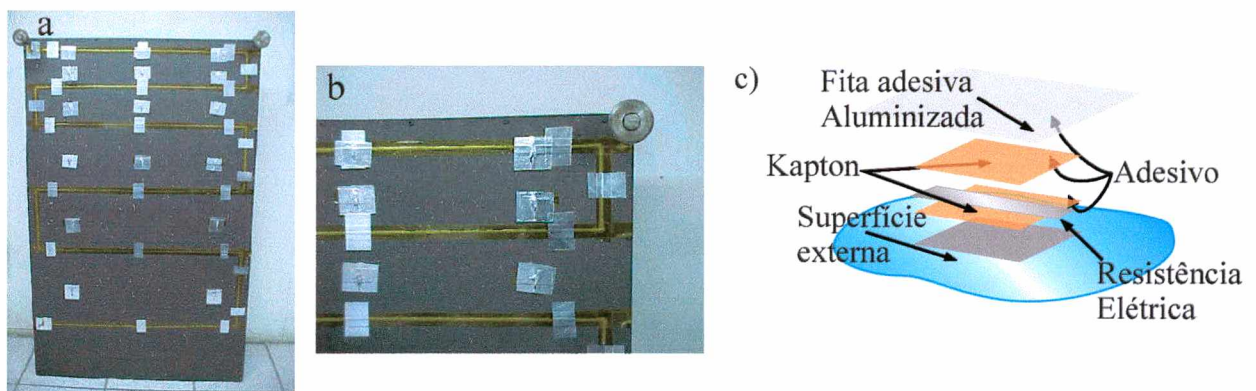


Figura 26 – a) Aquecedor de guarda montado sobre a tampa posterior do protótipo; b) Detalhe do aquecedor de guarda; c) Esquema de montagem do aquecedor de guarda.

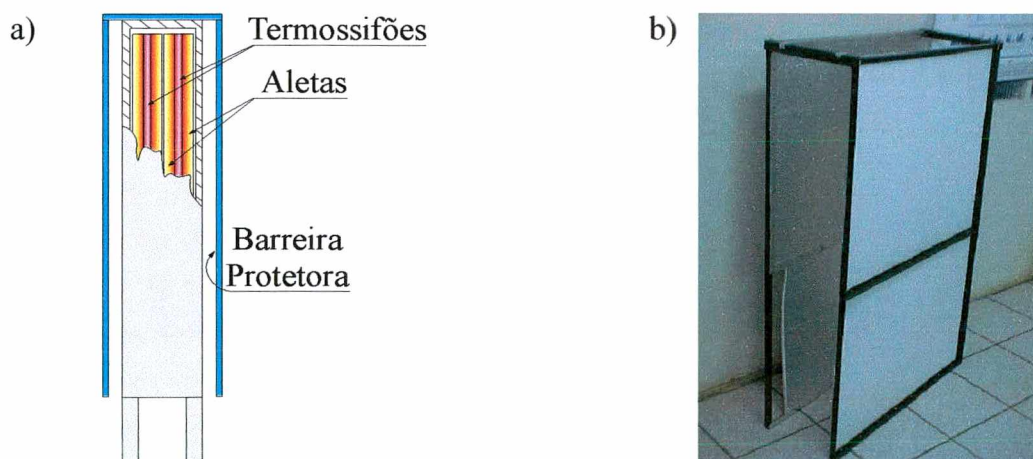


Figura 27 – a) Desenho esquemático de montagem da barreira protetora; b) Barreira térmica.

5.2.1 Escolha da Configuração e Fabricação dos Termossifões

Como foi dito anteriormente, a escolha das características dimensionais dos termossifões foi baseada em um estudo das dimensões de fornos comerciais, de forma que os termossifões projetados podem facilmente ser adaptados à fornos encontrados no comércio. A configuração escolhida para os termossifões foi aço inox/água, devido a robustez e durabilidade do aço inox, já que os tubos serão expostos a altas pressões, aliado ao fato de que este material é adequado a indústria alimentícia. A água foi escolhida como fluido de trabalho por ser barata, segura e apresentar um bom comportamento em termos de capacidade de transferência de calor para a temperatura de trabalho imposta, de 200 a 300 °C, como mostra Peterson (1994).

Os termossifões tem um comprimento total de 1220mm, onde 1000mm corresponde ao condensador, alojado na câmara de cocção, 200mm correspondem ao evaporador, localizado na câmara de combustão, e os 20mm restantes são da seção adiabática, dimensão esta responsável pela separação física entre as câmaras de combustão e cocção. O calor fornecido aos evaporadores dos termossifões é proveniente de resistências elétricas montadas nos evaporadores. O aquecedor de guarda também é aquecido de maneira similar. O diâmetro externo do tubo do termossifão é de 19,05mm e o interno é 16,05mm. A razão de enchimento foi de 60% do volume do evaporador, cerca de 27ml de água, como indicam El-Genk e Saber, (1998). Esta configuração água/aço inox não é recomendada segundo Dunn e Reay (1994). Gerrals e Larson, conforme relata Dunn e Reay (1994), verificaram uma grande formação de hidrogênio em tubos de calor água/aço inox 316, para testes a 150°C durante 750 h. Porém tal configuração é alvo de muitas discussões e controvérsias. Por outro lado, estes mesmos autores testaram por mais de 3000 horas tubos de calor água/aço inox 347, sem detectar nenhum tipo de degradação. Já Hughes, conforme descrito por Dunn e Reay (1994), testou um tubo de calor de aço inox 347 com estrutura capilar de cobre operando com água a 165°C, e este não apresentou

nenhum traço da geração de gás não condensável. O mesmo teste foi conduzido por Hughes com outro tubo de calor, sendo que este possuía a estrutura capilar também fabricada em aço inox 347, havendo neste caso, uma rápida formação de gases não condensáveis.

Os quatro termossifões utilizados no protótipo foram construídos no NCTS. As etapas do processo de fabricação dos termossifões são descritas abaixo e são detalhadas no Apêndice-D:

- Usinagem das peças, do tubo (termossifão, $\phi=19.05\text{mm}$), dos tampões (tampas das extremidades do termossifão) e do tubo de carregamento ($\phi=6.355\text{mm}$), conforme detalhado no apêndice D;
- Limpeza das peças fabricadas por usinagem, bem como das válvulas e conexões especiais para vácuo, em banho ultra-sônico com ácido nítrico a 40°C , durante 30 minutos;
- Soldagem das peças;
- Limpeza dos termossifões, em banho ultra-sônico com ácido nítrico a 40°C , durante 60 minutos;
- Verificação de vazamento utilizando um *Leak Detector-Spectron 5000* da marca Edwards e gás hélio;
- Limpeza dos termossifões em banho ultra-sônico com ácido nítrico a 40°C , durante 60 minutos;
- Produção de vácuo no termossifão;
- Carregamento dos termossifões com o fluido de trabalho;
- Retirada da válvula de carregamento e posterior fechamento do termossifão através da soldagem do tudo de carregamento.

5.2.2 Instrumentação do Protótipo e Sistemas de Medição

O protótipo experimental foi instrumentado com 48 termopares do tipo *K*, da marca *OMEGA* modelo GG-K-24, distribuídos entre os evaporadores, condensadores, paredes externas e internas e no próprio ambiente interno do protótipo. Tais termopares foram conectados a um sistema de aquisição de sinais *Hewlett Packard-34970A* onde os dados eram coletados e armazenados a cada segundo, Figura (28a). A Figura (28b) apresenta uma visão geral da montagem experimental. Para colocação dos termopares ao protótipo fez-se o mesmo procedimento adotado para a montagem do aquecedor de guarda, conforme mostra a Figura (28c).

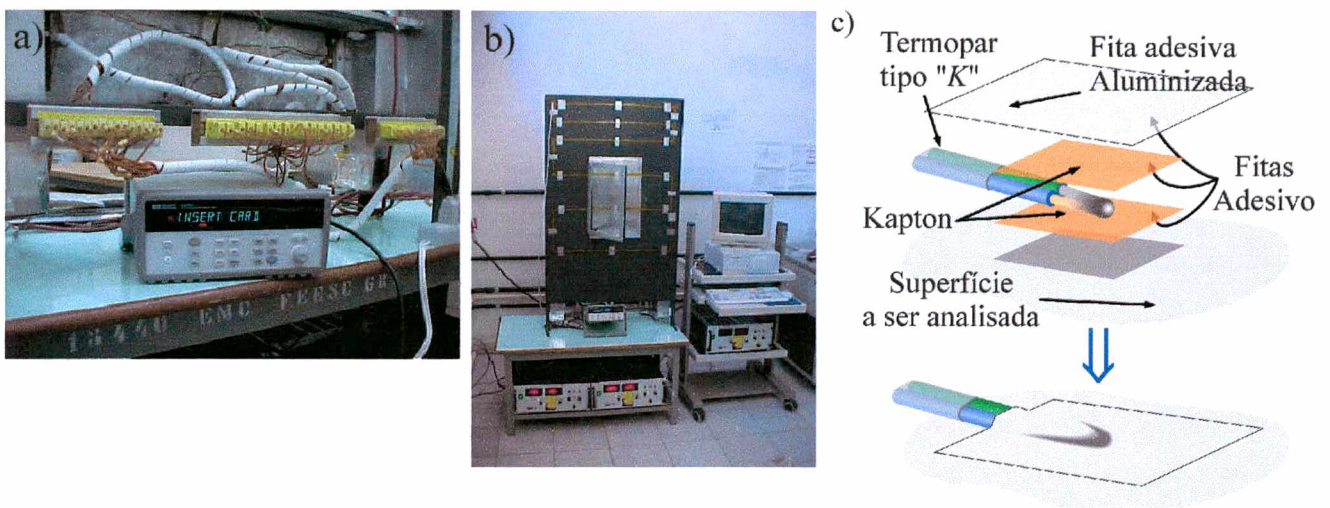


Figura 28 – a) Sistema de aquisição *Hewlett-Packard*; b) Vista frontal de todo protótipo e do sistema completo de aquisição de dados; c) Esquema de colocação dos termopares.

5.2.3 Procedimento Experimental

Os testes foram programados de forma a se estudar diferentes configurações construtivas do forno de cocção. Uma das limitações da bancada experimental é o sistema de aquecimento

dos evaporadores, visto que a fita de *Kapton* utilizada tem um limite operacional de 270°C. Tomou-se como parâmetro final de operação do experimento, a temperatura de 260°C em pelo menos um dos evaporadores. Outro procedimento adotado para a preservação do protótipo, é o modo de aquecimento. Quando se inicia um dos testes experimentais a potência é aplicada em degraus de 50W por termossifão, todos ao mesmo tempo, sendo aumentada a cada 30 minutos. Desta forma evita-se o superaquecimento dos evaporados. Assim, pode-se descrever o seguinte procedimento experimental para operação do protótipo:

- Definição da configuração a ser estudada experimentalmente.
- Montagem do protótipo segundo a configuração escolhida.
- Instrumentação do protótipo.
- Fechamento do protótipo e colocação do aquecedor de guarda.
- Início das medições.
- Aplicação de 50W em cada termossifão, e constante verificação das temperaturas internas e externas da parede frontal.
- Após 30 minutos, aplicação de mais 50W em cada termossifão e verificação das temperaturas internas e externas da parede frontal. Este item é repetido até que a temperatura de 260°C seja alcançada em um dos evaporadores.

Quatro testes foram feitos, partindo da temperatura ambiente e terminando quando as condições críticas de temperatura em um dos evaporadores era atingida. A duração e a descrição de cada teste é apresentada na Figura (29) e na Tabela (12).

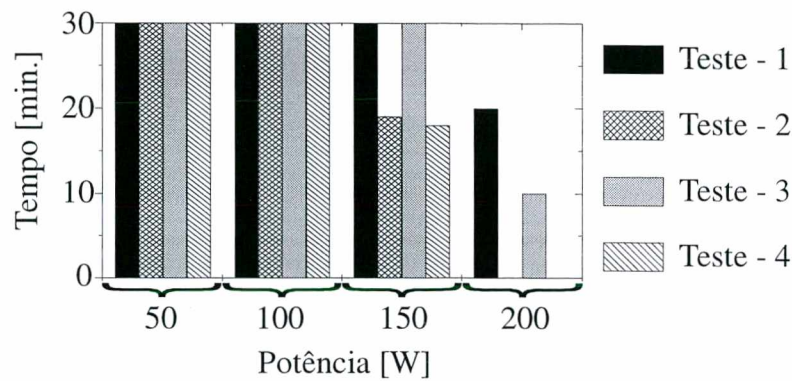


Figura 29 – Duração de cada teste em função da potência aplicada em cada evaporador.

Tabela 12 - Descrição dos testes.

	Duração [minutos]	Descrição do Teste
1º Teste	110	Protótipo sem resistência inferior e com 4 ventiladores (Convecção Forçada).
2º Teste	80	Protótipo sem resistência inferior e sem ventiladores (Convecção Natural).
3º Teste	100	Protótipo com resistência inferior e com 4 ventiladores (Convecção Forçada).
4º Teste	78	Protótipo com resistência inferior e sem ventiladores (Convecção Natural).

O teste 2 será comparado com os modelos de convecção natural desenvolvidos por Gill (1966) e o por Kimura e Bejan (1984), descritos nos itens 4.2.1 e 4.2.2 respectivamente. O teste 1 será comparado com o modelo mostrado no item 4.3.2, desenvolvido para a predição da variação da temperatura do ar e das paredes no interior do protótipo. O modelo desenvolvido no item 4.3.1 será comparado com os dados experimentais obtidos por Hasatani et al. (1992). Os demais testes mostrarão a influência das configurações, mostradas na Tabela (12), na homogeneização da temperatura interna do protótipo.

5.2.4 Análise de Erros Experimentais

Os termopares foram calibrados a 0°C utilizando água destilada. Todos os resultados da calibração apresentaram um erro sistemático menor do que o erro indicado pelo fabricante do termopar, que é de $\pm 2.2^{\circ}\text{C}$. Desta forma, conservativamente, assumiu-se este valor como sendo o erro de medição experimental.

Para a determinação da potência aplicada nos evaporadores e na resistência inferior, multiplicou-se a corrente e a tensão indicadas pela fonte de potência utilizada, $Q=VxI$, onde I é a corrente e V a tensão. O método de propagação de erros descrito por Holman (1994) foi adotado neste trabalho. Os limites extremos de corrente e tensão da fonte utilizada e suas respectivas incertezas são iguais a, $I=10\pm 0.01$ e $V=100\pm 0.1$, que também representam os limites máximos utilizados no experimento. Assim, conservativamente, o erro da corrente e voltagem adotados foram os máximos, equivalendo a um erro de $\pm 1.41\text{W}$.

5.2.5 Resultados Experimentais

Baseado nas temperaturas registradas pelo sistema de aquisição, pode-se verificar as hipóteses assumidas anteriormente. A Figura (30a-d) mostra gráficos que comparam as temperaturas interna e externa da parede frontal do protótipo ao longo de cada teste. Para que a hipótese de seção adiabática feita inicialmente seja comprovada, é necessário uma boa concordância entre estas temperaturas. A Figura (30a-d) comprova a eficiência do aquecedor de guarda construído, pois em cada um dos testes foi verificada ótima concordância entre as temperaturas, podendo então o protótipo ser considerado uma seção axialmente adiabática de um forno de cocção. Nos itens a) e c) da Figura (30), é mostrado uma divergência entre as

temperaturas das paredes internas e externas para o 1º e 3º Teste, respectivamente. Como ambos os testes utilizaram convecção forçada, uma maior homogeneização das temperaturas internas do ar e das paredes foi obtida. Assim sendo, a fonte utilizada não teve potência suficiente para promover o aquecimento da parede externa.

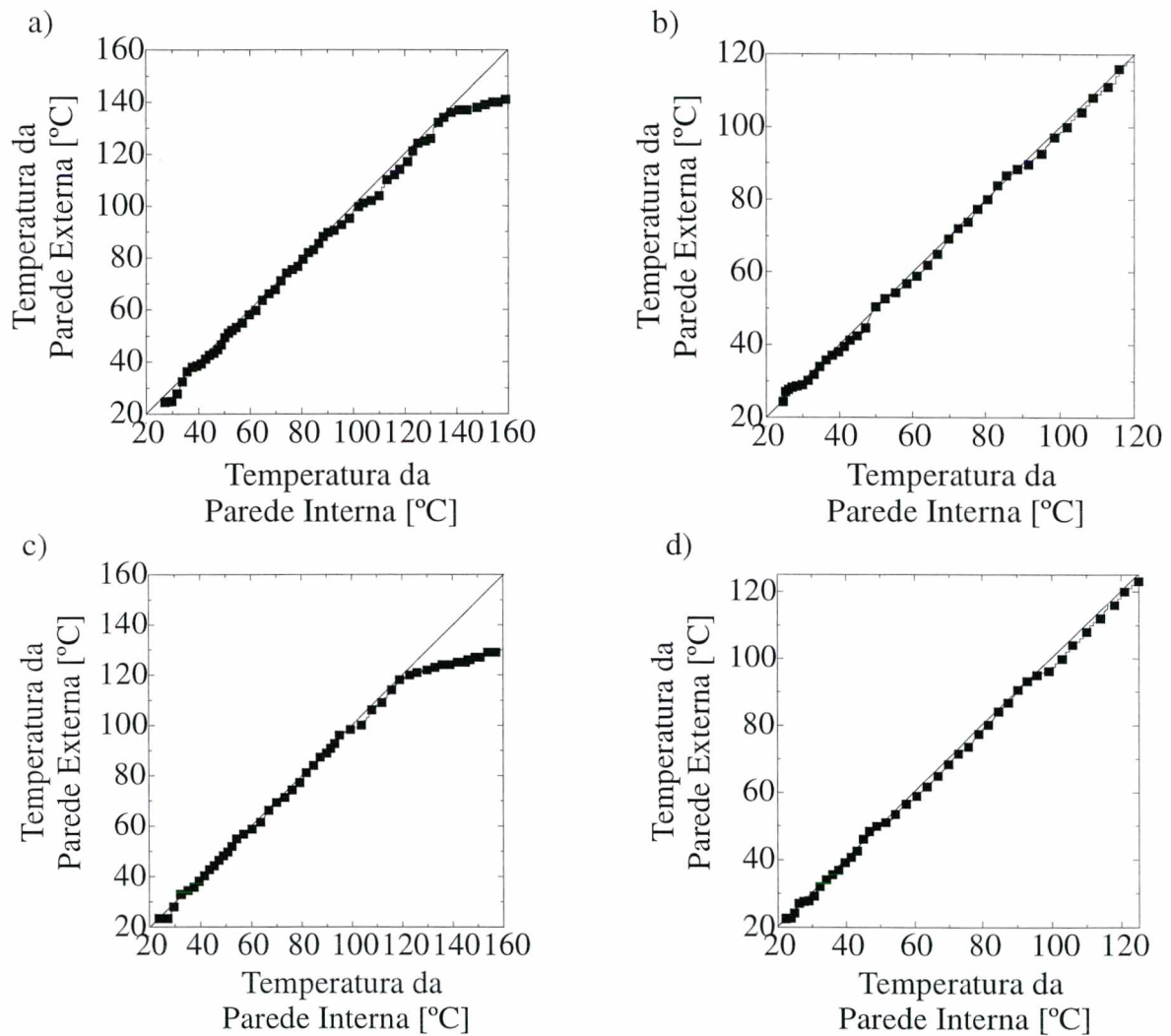


Figura 30 – Comparação entre as temperaturas das superfícies frontais internas e externas do protótipo. a) Teste – 1 b) Teste – 2 c) Teste – 3 d) Teste – 4

Na Figura (31-34) são mostradas as distribuições de temperatura no interior do protótipo para cada um dos testes. Estas figuras mostram a importância da convecção forçada na homogeneização das temperaturas internas do protótipo.

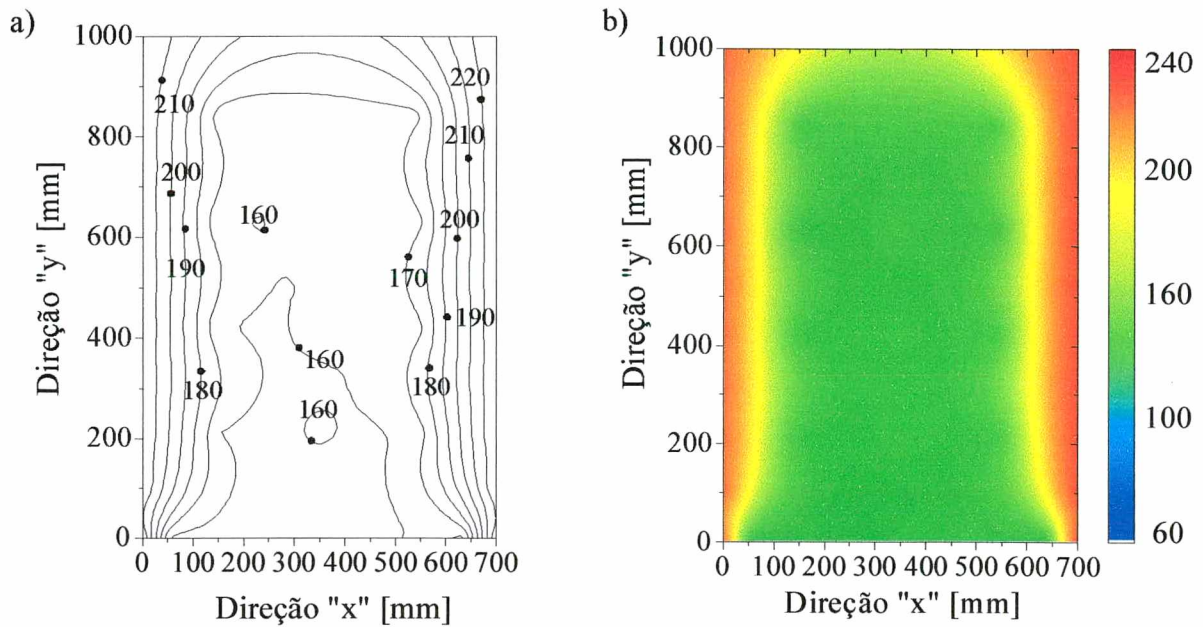


Figura 31 – Distribuição final de temperatura, teste – 1

a) Isotermas b) Mapa de temperatura.

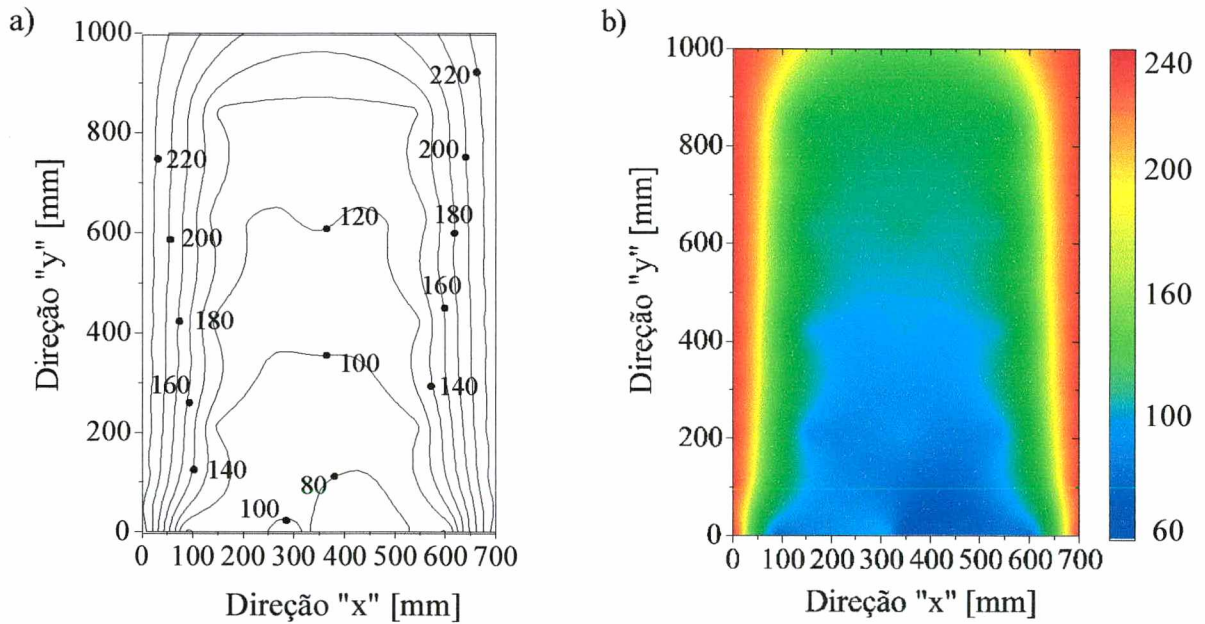


Figura 32 – Distribuição final de temperatura, teste – 2

a) Isotermas b) Mapa de temperatura.

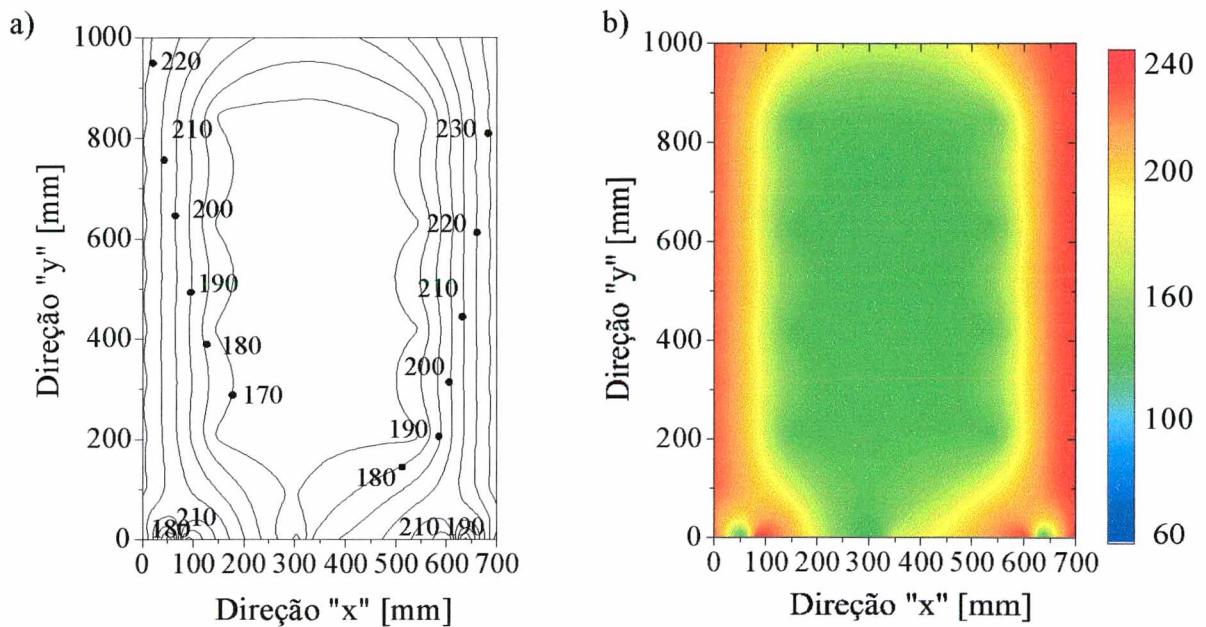


Figura 33 – Distribuição final de temperatura, teste – 3

a) Isotermas b) Mapa de temperatura.

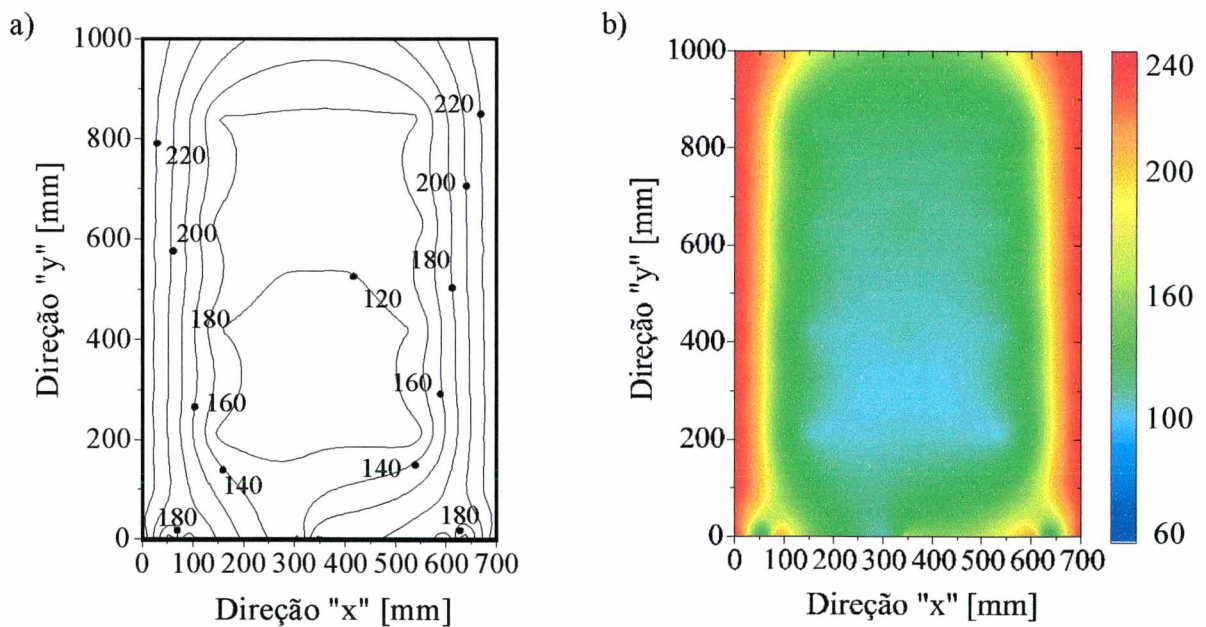


Figura 34 – Distribuição final de temperatura, teste – 4

a) Isotermas b) Mapa de temperatura.

A Figura (29) fornece o fluxo total de calor aplicado em cada termossifão ao longo dos quatro testes feitos. Porém, perdas ocorrem através do isolamento do evaporador, e estas devem ser computadas. Para a determinação do fluxo de calor através do isolamento dos evaporadores

utilizou-se a temperatura média dos evaporadores e a temperatura média externa do isolamento, desta forma o fluxo de calor perdido pode ser determinado pela equação (74).

$$q_{\text{Perdido}} = \frac{\bar{T}_{\text{Evaporador}_i} - \bar{T}_{\text{Isolamento}_i}}{R} \quad (74)$$

onde R é dado pela equação (75):

$$R = \frac{L}{k_{\text{Isolamento}} A_{\text{Isolamento}}} \quad (75)$$

Os valores para o cálculo da resistência térmica imposta pelo isolamento estão descritos na Tabela (13).

Tabela 13 – Valores utilizados p/ cálculo da resistência térmica do isolamento.

L	0.05 [m]
$k_{\text{Isolamento}}$	0.04 [W/m K]
$A_{\text{Isolamento}}$	0.070 [m ²]

Na Figura (35a-d) é mostrado o fluxo total de calor e o fluxo líquido de calor imposto em cada evaporador para cada teste. Vê-se que existe uma perda de até 15W pelo isolamento de cada evaporador, representando cerca de 8% da potência fornecida. A potência consumida pelos ventiladores utilizados para provocar a convecção forçada no 1º e 3º teste foi desprezada, visto que os ventiladores utilizados são provenientes de computadores e assim de baixa potência. A mesma hipótese não pode ser feita para os fornos comerciais, já que estes utilizam grandes motores elétricos acoplados a turbinas feitas de ferro fundido com diâmetros de cerca de 0.4 m.

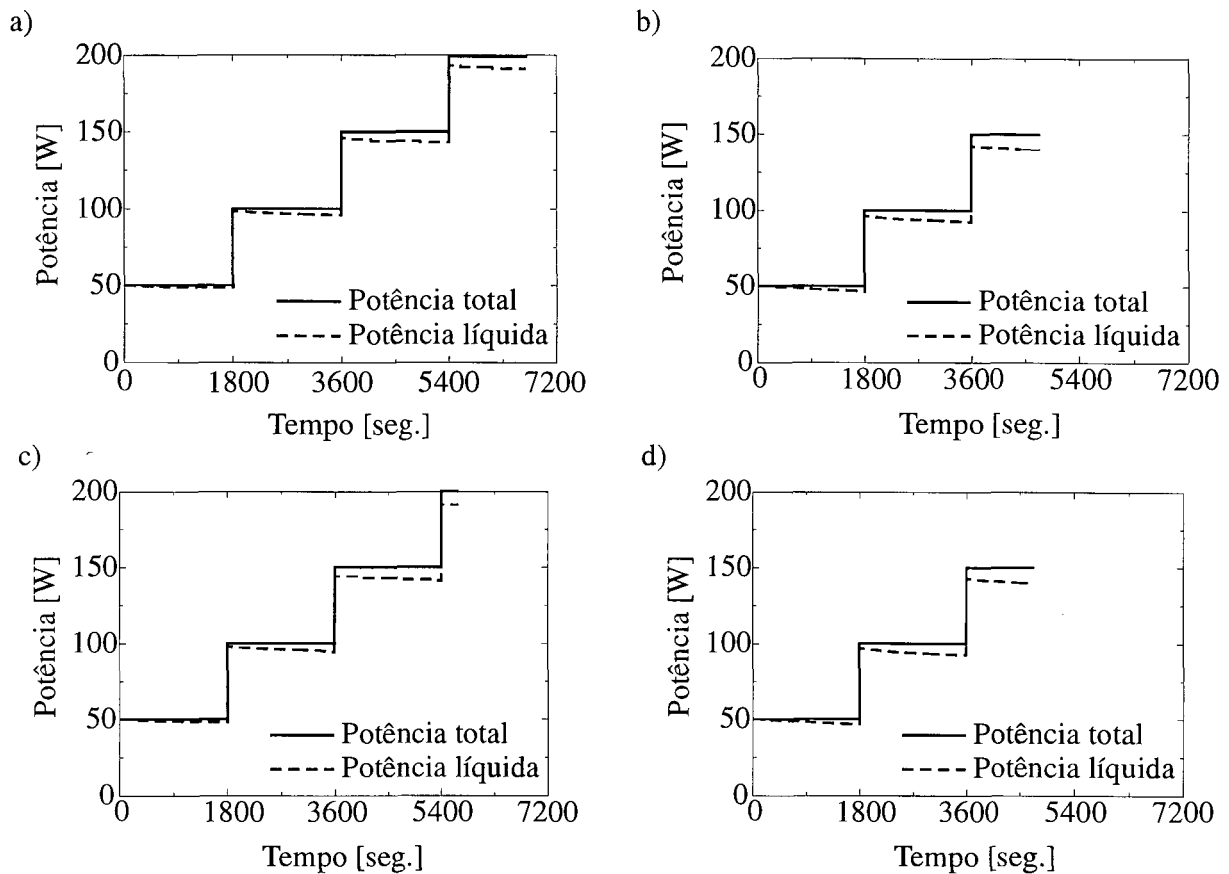


Figura 35 – Comparação entre a potência total e a potência líquida aplicada aos evaporadores
 a) Teste – 1 b) Teste – 2 c) Teste – 3 d) Teste – 4

5.2.6 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado o protótipo desenvolvido no NCTS para a avaliação experimental do comportamento de termossifões aplicados a fornos de cocção de pães. Além de detalhes construtivos como a colocação de termopares e a montagem do aquecedor de guarda. Também foi apresentado a metodologia utilizada na realização dos testes experimentais. Mostrou-se também que o aquecedor de guarda instalado cumpriu o seu papel e que convecção forçada deve ser utilizada, pois proporciona um aumento médio na temperatura do ar interior do protótipo de cerca de 40°C, além de garantir melhor homogeneização. Mostrou-se também o valor das perdas de calor pelo isolamento dos evaporadores, podendo estas representar até 8% do calor injetado.

6 RESULTADOS

6.1 Introdução

Nesta seção serão mostradas as comparações entre os resultados teóricos e experimentais, com o objetivo de validar os modelos teóricos. Também será descrito o procedimento adotado para a comparação dos dados experimentais de potência utilizados no protótipo, com as informações técnicas obtidas sobre fornos comerciais, a partir de uma visita realizada à Indústria e Comércio de Máquinas Perfecta Curitiba Ltda. Tal comparação fornecerá uma estimativa de economia energética associada ao uso de termossifões.

6.2 Comparação Entres os Dados Experimentais e os Modelos de Convecção Natural

6.2.1 Comparação Entre o Modelo Gill e os Resultados Experimentais

No item 4.2.1 foi apresentado o modelo de Gill (1966), para convecção natural em cavidades retangulares fechadas, cujas paredes verticais são mantidas a temperaturas constantes, sendo o resultado apresentado na Figura (8). Na Figura (36) as distribuições teórica e experimental são sobrepostas. Nesta pode-se perceber uma boa concordância entre as várias isothermas traçadas. Porém, existe uma razoável diferença entre as espessuras de camada limite. A camada limite teórica é bem mais estreita que a camada limite experimental. Isto deve-se

possivelmente às diferenças entre os modelos físicos teórico e experimental. No modelo físico teórico não existe perda de calor pelas paredes superior e inferior, já no protótipo experimental estas perdas de calor existem e causam uma distorção nas isotermas.

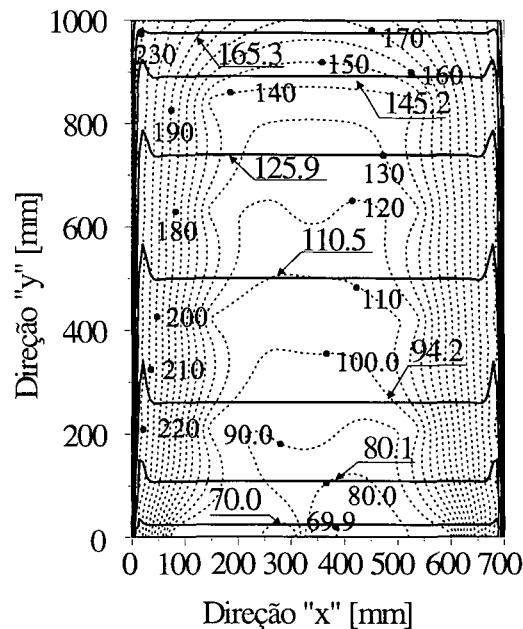


Figura 36 – Comparação entre os Modelo de Gill e os dados experimentais.

Na Figura (37) é mostrado em detalhe a diferença entre as espessuras das camadas limite. Para tal, optou-se por uma isoterma central a cavidade, onde fez-se uma ampliação das curvas teórica e experimental. Este resultado não é surpreendente já que no modelo teórico de Gill existe um fluxo de calor principal movido pelas forças de empuxo formando uma única célula de recirculação, e um fluxo vertical de calor secundário das camadas superiores, mais quentes, para as inferiores, mais frias. Já o protótipo experimental, perde calor nas paredes superior e inferior, ocorrendo duas células de recirculação já que ambas as paredes verticais são aquecidas.

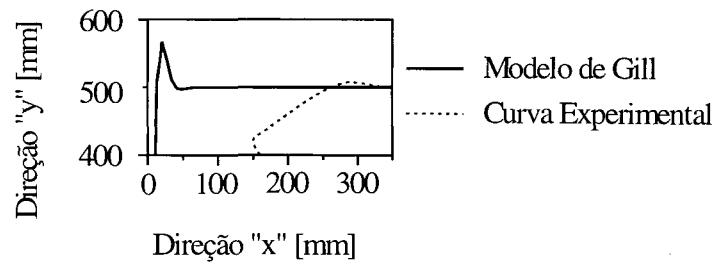


Figura 37 – Comparação da espessura das camadas entre o modelo de Gill

e o protótipo experimental.

6.2.2 Comparação Entre o Modelo de Kimura e Bejan e os Resultados Experimentais

Objetivando a predição da distribuição de temperatura no interior do protótipo, foi utilizado também o modelo de Kimura e Bejan (1984) aplicado às condições experimentais, conforme descrito no item 4.2.2. Na Figura (38) os modelos teórico e experimental são confrontados. Da mesma forma que na comparação feita com o modelo de Gill, neste caso existe uma boa concordância entre as várias isotermas traçadas. Contudo, a diferença entre as espessuras de camada limite ainda existe, visto que a única diferença entre os modelos físicos de Gill e de Kimura e Bejan são as condições de contorno das paredes verticais, ou seja de temperatura prescrita ou de fluxo de calor prescrita, respectivamente. Analogamente à comparação anterior, a camada limite teórica é bem mais estreita que a camada limite experimental, tal resultado também deve-se às diferenças entre o modelo físico teórico e experimental. Como já visto, o modelo físico teórico não prevê perdas de calor pelas paredes superior e inferior, já no protótipo experimental estas perdas de calor existem.

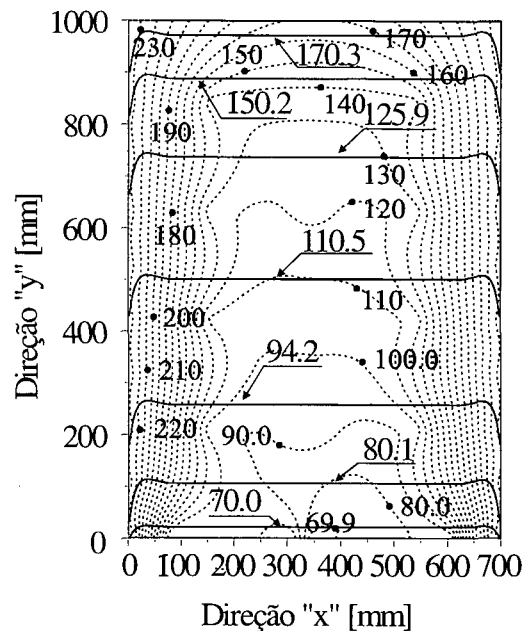


Figura 38 - Comparação entre os Modelo de Kimura e Bejan e os dados experimentais.

Analogamente à Figura (37), na Figura (39) também é mostrado em detalhe a diferença entre as espessuras das camadas limite. A espessura da camada limite encontrada através do presente modelo é similar àquela obtida com o modelo de Gill. Ambas representam bem os níveis de temperatura, mas não a espessura da camada limite. Da mesma forma que no modelo de Gill, o modelo de Kimura e Bejan apresenta um fluxo de calor principal movido pelas forças de empuxo formando uma única célula de recirculação, e um fluxo vertical de calor secundário, enquanto que no protótipo experimental, ocorrem perdas de calor nas paredes superior e inferior, e duas células de recirculação.

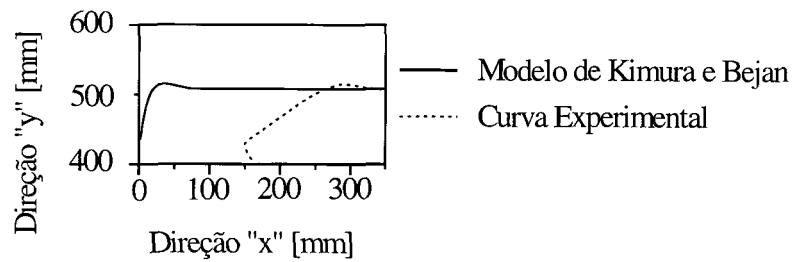


Figura 39 – Comparação da espessura das camadas entre o modelo de Kimura e Bejan e o protótipo experimental.

6.2.3 Comparação Entre o Modelo de Troca Térmica e os Resultados Experimentais

No item 4.3.1 foram mostrados os resultados teóricos do modelo de troca térmica desenvolvido para a avaliação dos principais mecanismos de troca de calor responsáveis pela cocção de um pão no interior de um protótipo. Para os parâmetros, PA-1, apresentados na Tabela (6), o fluxo radiativo representa aproximadamente 75% do total de energia absorvida pelo pão, já para os parâmetros, PA-2, também apresentada na Tabela (6), o fluxo radiativo representa 78% o total de energia absorvida pelo pão, visto as altas temperaturas impostas à paredes 5 e 7 do presente modelo. Tais resultados apresentaram uma concordância na ordem de grandeza com os resultados numéricos de Carvalho e Martins (1992), que afirmam que a radiação representa no mínimo 60% do fluxo total de calor absorvido pelo pão, para um forno modular.

O modelo teórico desenvolvido neste trabalho será utilizado para a predição da variação da temperatura do pão baseado nas condições experimentais de Hasatani et al. (1992). Assim sendo, analisando a concordância entre o modelo teórico presente e o resultados de Hasatani et al. (1991) será possível a validação dos resultados apresentados no item 4.3.1.

Hasatani et al. (1992) conduziram uma análise experimental para avaliar os efeitos da secagem, difusão de vapor d'água, do centro para ambiente externo de um pão, durante seu processo de cocção em um forno elétrico. Hasatani et al. (1992) utilizaram um forno elétrico, com aquecedores colocados nas paredes superior e inferior, conforme mostra a Figura (40). Placas metálicas isolavam a radiação direta das resistências para o pão. As dimensões internas do forno são: 880mm de comprimento, 1140mm de largura e 200mm de altura. Os testes foram realizados com duas massas de pão compostas pelos mesmos ingredientes mas com pesos diferentes, 1560g e 50g, porém somente a maior será comparada com o modelo teórico presente. As massas foram colocadas em dois tipos de moldes de aço, sendo que o maior tem as seguintes dimensões: 370mm de comprimento por 120mm de largura. A base de uma balança eletrônica foi colocada dentro do forno, e os moldes sob a balança. Um sistema de aquisição foi utilizado para a leitura das temperaturas de 14 termopares instalados no experimento, divididos entre a massa de pão, o molde e o ambiente interno do forno, conforme mostra a Figura (40). Assim, foi possível monitorar a variação da temperatura do pão bem como sua perda de vapor d'água para o ambiente.

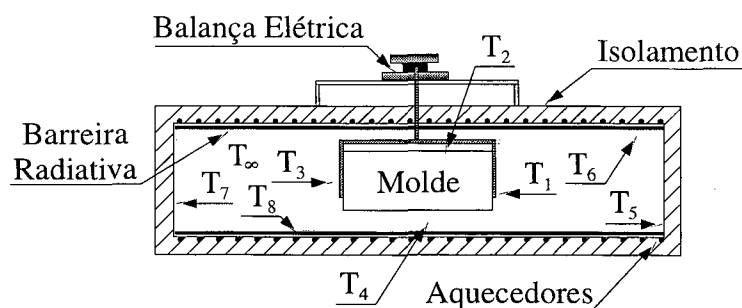


Figura 40 – Protótipo experimental de Hasatani et al. (1992).

Hasatani et al. (1992) realizaram seus testes para três temperaturas de cocção, 150°C, 200°C e 250°C, representadas pela média de três temperaturas internas do forno. Para a

comparação com o modelo teórico presente, as temperaturas das paredes internas do protótipo foram consideradas em equilíbrio com o ambiente, de acordo com os parâmetros, para cada temperatura de cocção, mostradas na Tabela (14).

Tabela 14 – Parâmetros utilizadas no modelo teórico para comparação.

	$T_{p\tilde{a}o} (t=0)$	T_5	T_6	T_7	T_8	T_∞
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Parâmetros Aplicados (PA_{Hasatani-1})	27,5	150	150	150	150	150
Parâmetros Aplicados (PA_{Hasatani-2})	27,5	200	200	200	200	200
Parâmetros Aplicados (PA_{Hasatani-3})	27,5	250	250	250	250	250

Baseado na geometria do problema pode-se determinar os fatores de forma envolvidos, Tabela (15), bem como os coeficientes G_{ij} , Tabela (16). O procedimento adotado para o cálculo destas grandezas está apresentado no Apêndice-B.

Tabela 15 – Fatores de forma para o experimento de Hasatani et al. (1991), Figura (40).

$F_{1-1}=0$	$F_{1-2}=0$	$F_{1-3}=0$	$F_{1-4}=0$	$F_{1-5}=0,2487$	$F_{1-6}=0,3756$	$F_{1-7}=0$	$F_{1-8}=0,3756$
$F_{2-1}=0$	$F_{2-2}=0$	$F_{2-3}=0$	$F_{2-4}=0$	$F_{2-5}=0,015$	$F_{2-6}=0,97$	$F_{2-7}=0,015$	$F_{2-8}=0$
$F_{3-1}=0$	$F_{3-2}=0$	$F_{3-3}=0$	$F_{3-4}=0$	$F_{3-5}=0$	$F_{3-6}=0,3756$	$F_{3-7}=0,2487$	$F_{3-8}=0,3756$
$F_{4-1}=0$	$F_{4-2}=0$	$F_{4-3}=0$	$F_{4-4}=0$	$F_{4-5}=0,015$	$F_{4-6}=0$	$F_{4-7}=0,015$	$F_{4-8}=0,97$
$F_{5-1}=0,15$	$F_{5-2}=0,023$	$F_{5-3}=0$	$F_{5-4}=0,023$	$F_{5-5}=0$	$F_{5-6}=0,4$	$F_{5-7}=0,004$	$F_{5-8}=0,4$
$F_{6-1}=0,039$	$F_{6-2}=0,3236$	$F_{6-3}=0,039$	$F_{6-4}=0$	$F_{6-5}=0,0733$	$F_{6-6}=0$	$F_{6-7}=0,0733$	$F_{6-8}=0,4507$
$F_{7-1}=0$	$F_{7-2}=0,023$	$F_{7-3}=0,15$	$F_{7-4}=0,023$	$F_{7-5}=0,004$	$F_{7-6}=0,4$	$F_{7-7}=0$	$F_{7-8}=0,4$
$F_{8-1}=0,039$	$F_{8-2}=0$	$F_{8-3}=0,039$	$F_{8-4}=0,3236$	$F_{8-5}=0,0733$	$F_{8-6}=0,4507$	$F_{8-7}=0,0733$	$F_{8-8}=0$

Tabela 16 – Coeficientes G_{ij} para o experimento de Hasatani et al. (1991), Figura (40).
$$G_{kj} = \begin{bmatrix} 0,02537 & 0,28444 & 0,019279 & 0,06960 & 0,08412 & 0,22297 & 0,03333 & 0,26053 \\ 0,01919 & 0,37006 & 0,019199 & 0,04725 & 0,03532 & 0,29592 & 0,03532 & 0,17751 \\ 0,01927 & 0,28444 & 0,025374 & 0,06960 & 0,03333 & 0,22297 & 0,08412 & 0,26053 \\ 0,02231 & 0,22445 & 0,022317 & 0,09823 & 0,04105 & 0,17669 & 0,04105 & 0,37362 \\ 0,04997 & 0,30071 & 0,019340 & 0,07358 & 0,03929 & 0,22156 & 0,03401 & 0,26128 \\ 0,02366 & 0,46758 & 0,023669 & 0,05861 & 0,04051 & 0,12449 & 0,04051 & 0,22066 \\ 0,01934 & 0,30071 & 0,049973 & 0,07358 & 0,03401 & 0,22156 & 0,03929 & 0,26128 \\ 0,02768 & 0,27994 & 0,027687 & 0,12431 & 0,04790 & 0,22084 & 0,04790 & 0,22339 \end{bmatrix}$$

Na Tabela (17) são mostrados os valores das propriedades físicas e geométricas utilizadas para o cálculo dos coeficientes G_{ij} . Supõe-se que o interior do forno era metálico, possuindo uma emissividade igual a 0,2. A emissividade do pão, é considerada ser igual a 0,95, porém este valor foi atribuído apenas à superfície 2, por ser a única superfície exposta diretamente ao interior do forno, conforme mostra a Figura (40). As superfícies 1, 3 e 4 receberam um valor de emissividade igual à das paredes do forno, 0,2, já que a massa de pão foi colocado dentro de uma forma metálica.

Tabela 17 – Parâmetros de cálculo.

Densidade	Cp	$H_p \times W_p$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \varepsilon_5 =$	ε_2
[kg/m ³]	[kJ/kg K]	[m ²]	$\varepsilon_6 = \varepsilon_7 = \varepsilon_8$	
230	2,8 10 ³	0,0444	0,2	0,95

Nas Figuras (42-44) são mostradas comparações da variação de temperatura experimental de Hasatani et al. (1991) e do modelo aqui proposto, para três conjuntos de parâmetros, dados na Tabela (14). As medições experimentais de temperatura feitas por Hasatani et al. (1991), são mostradas em quatro pontos diferentes da massa de pão, onde P-1 representa a posição 1, P-2 representa a posição 2 e P-3 e P-4 representam as posições 3 e 4 respectivamente. P-1 é localizado no centro da massa, P-2, P-3 e P-4 estão horizontalmente dispostos, com uma separação de 15mm entre si, partindo de P-1. Assim percebe-se que P-1 é a medida mais interna e P-4 a medida mais próxima do molde, conforme mostra a Figura (41).

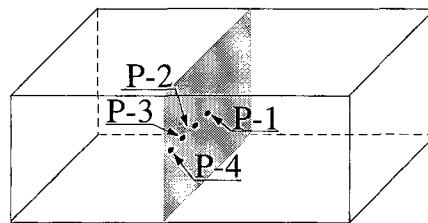


Figura 41 – Distribuição dos termopares no interior da massa de pão.

Na Figura (42) faz-se a comparação entre o modelo e os resultados experimentais de Hasatani para uma temperatura de cocção de 150°C. Existe uma boa concordância entre os resultados, principalmente com a medida mais externa, P-4. A curva teórica não representa com muita fidelidade as tendências experimentais apresentadas pelas temperaturas tomadas nas posições P-1, P-2 e P-3, mostrando que o modelo teórico desenvolvido não é capaz de detectar as variações de temperatura que ocorrem devido ao aquecimento condutivo que ocorre na massa do pão. Porém, isto já era esperado visto que o modelo desconsiderou a existência de gradientes de temperatura no pão.

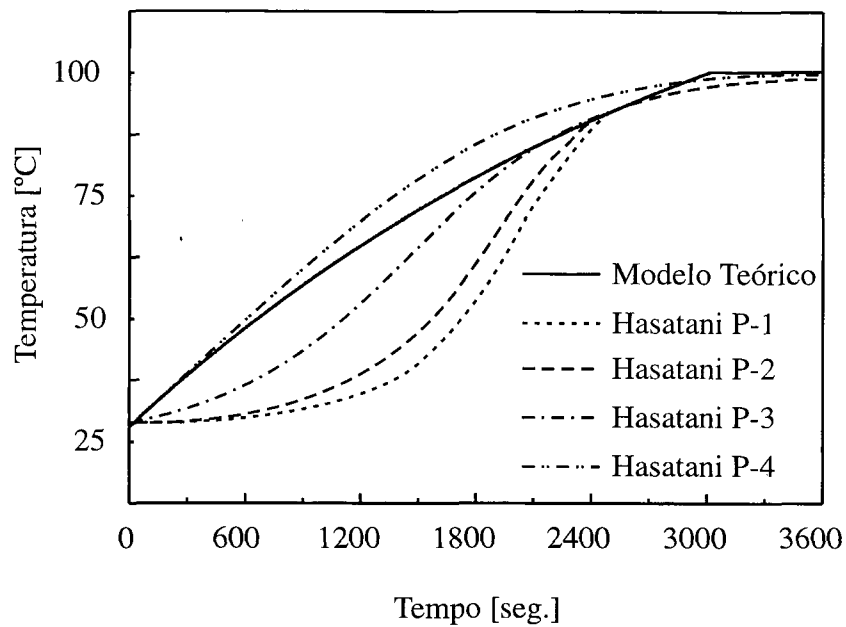


Figura 42 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al.

(1992), $T_{\text{cocção}}=150^{\circ}\text{C}$.

Na Figura (43) é feita a comparação do modelo teórico com os resultados de Hasatani et al. (1991) para uma temperatura de cocção de 200°C . Novamente a medida mais externa apresenta uma maior concordância com o modelo de Hasatani et al. (1992). Esta diferença encontrada entre as predições teórica e experimental se reflete diretamente no tempo de aquecimento da massa de pão.

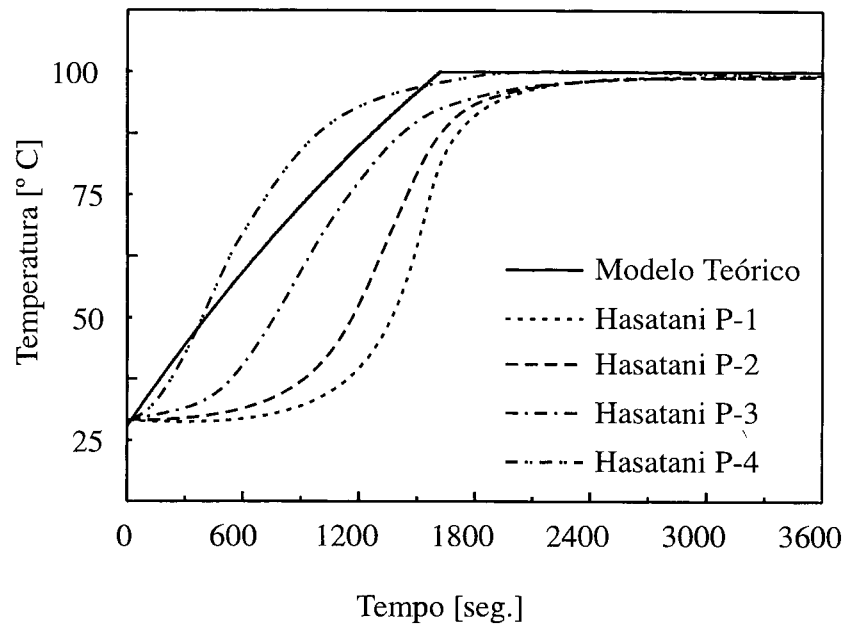


Figura 43 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al. (1992), $T_{cocção}=200^{\circ}\text{C}$.

Na Figura (44), uma comparação semelhante é apresentada para uma temperatura de cocção de 250°C . Verifica-se que, à medida em que a temperatura de cocção aumenta, também aumenta a diferença entre os resultados do presente modelo e de Hasatani et al. (1992). Isto ocorre porque, a medida em que se aumenta a temperatura de cocção, o tempo de aquecimento da massa é reduzido, e desta forma a relação entre a energia conduzida para dentro do pão e a energia que é absorvida pelo pão, na forma de convecção mais radiação, também é reduzida. Assim sendo, com o aumento da temperatura de cocção a hipótese de temperatura uniforme ao longo do volume da massa, se torna mais fraca. Logo, o modelo apresenta melhores resultados para uma baixa temperatura de cocção, uma vez que, nesses casos, o calor possui tempo suficiente para migrar da periferia para o centro da massa de pão.

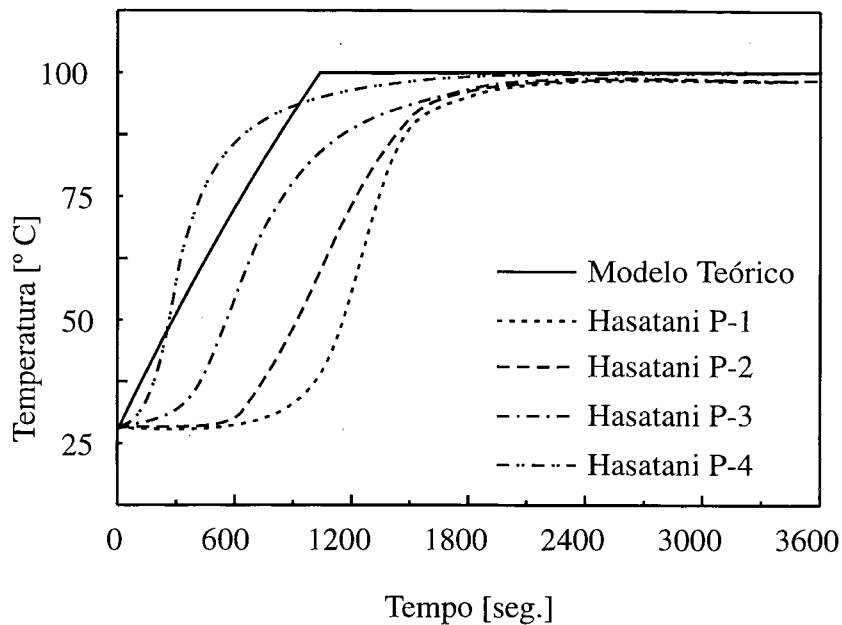


Figura 44 – Comparação entre as temperaturas do modelo teórico e os dados de Hasatani et al. (1992), $T_{cocção}=250^{\circ}\text{C}$.

Na Figura (45) são comparados os fluxos radiativo e convectivo absorvido pela massa de pão para as três condições térmicas estudadas por Hasatani et al. (1992)., onde T_c representa a temperatura de cocção. Para as três condições mostradas, o fluxo convectivo supera o fluxo radiativo. Isto deve-se as propriedades radiativas imposta às superfícies 1, 3 e 4 da massa de pão. Conforme mostra a Figura (40), como a massa foi colocada dentro de um molde metálico, foram atribuídos às superfícies 1, 3 e 4 pequenos valores de emissividade, 0,2, conforme mostra a Tabela (17). Devido à baixa emissividade destas superfícies o fluxo de calor radiativo foi reduzido sendo superado pelo convectivo.

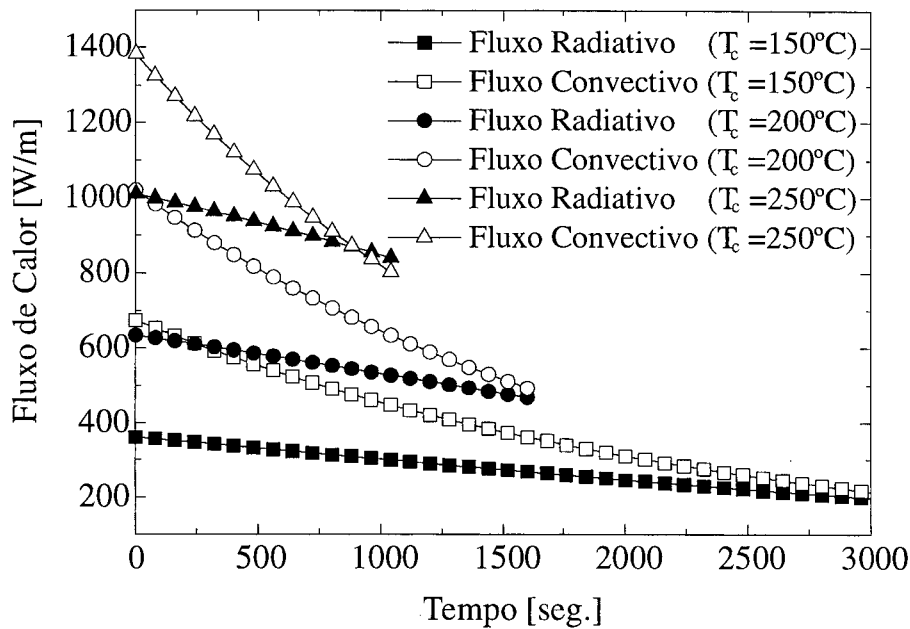


Figura 45 – Comparação entre aos fluxos convectivos e radiativos, utilizando as condições de cocção de Hasatani et al. (1992).

6.2.4 Comparação Entre o Modelo Transiente das Temperaturas Internas da Câmara de Cocção e os Resultados Experimentais

Na seção 4.3.2 foi descrito o modelo matemático desenvolvido para a predição das temperaturas transientes internas do protótipo experimental. Neste item os dados obtidos experimentalmente serão sobrepostos aos dados teóricos fornecidos pelo modelo. Na seção 4.3.2 foi feita uma análise paramétrica simplificada das propriedades radiativas das superfícies internas do protótipo, onde verificou-se que, quando todas as superfícies da cavidade possuem alta emissividade, as taxas de absorção das superfícies dependem fortemente de fatores geométricos. Já cavidades com superfícies internas que possuem emissividades baixas, tendem a absorver energia uniformemente, retardando o tempo de uniformização de suas temperaturas. Nesta seção, porém, as temperaturas das paredes verticais, T_1 e T_3 , não apresentam temperaturas

constantes, mais sim, variáveis em função do tempo, ou seja, $T_1 = T_1(t)$ e $T_3 = T_3(t)$. As funções que representam as temperaturas $T_1(t)$ e $T_3(t)$, foram obtidas de um ajuste da curva da média das temperaturas lidas simultaneamente nos quatro condensadores do protótipo, em função do tempo, como mostra a Figura (46).

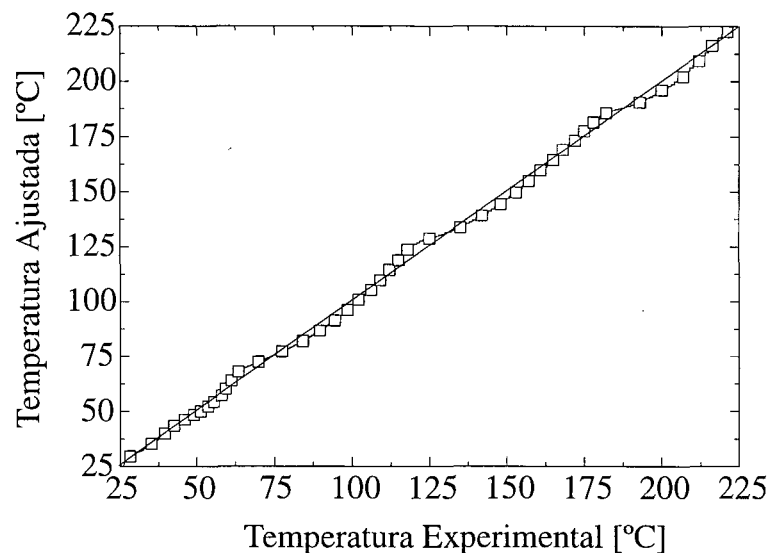


Figura 46 – Comparação entre temperatura experimental dos condensadores e as temperaturas da curva ajustada.

$T_1(t)$ e $T_3(t)$ foram então introduzidas na rotina de cálculo das temperaturas internas do protótipo, apresentado no fluxograma da Figura (16). Utilizando a condição inicial experimental ($t=0$) das temperaturas internas no protótipo, pode-se comparar os dados teóricos transientes com os experimentais. A comparação será feita para três velocidades de escoamento do ar sob as paredes internas do protótipo, 0,5, 1,0 e 2,0 m/s.

Na Figura (47) é mostrada a comparação da variação ao longo do tempo da temperatura média experimental do ar com as previsões obtidas a partir do modelo matemático descrito.

Observa-se que o modelo superestima em cerca de 15°C a temperatura do ar, para um tempo de pouco maior que 1.5 horas.

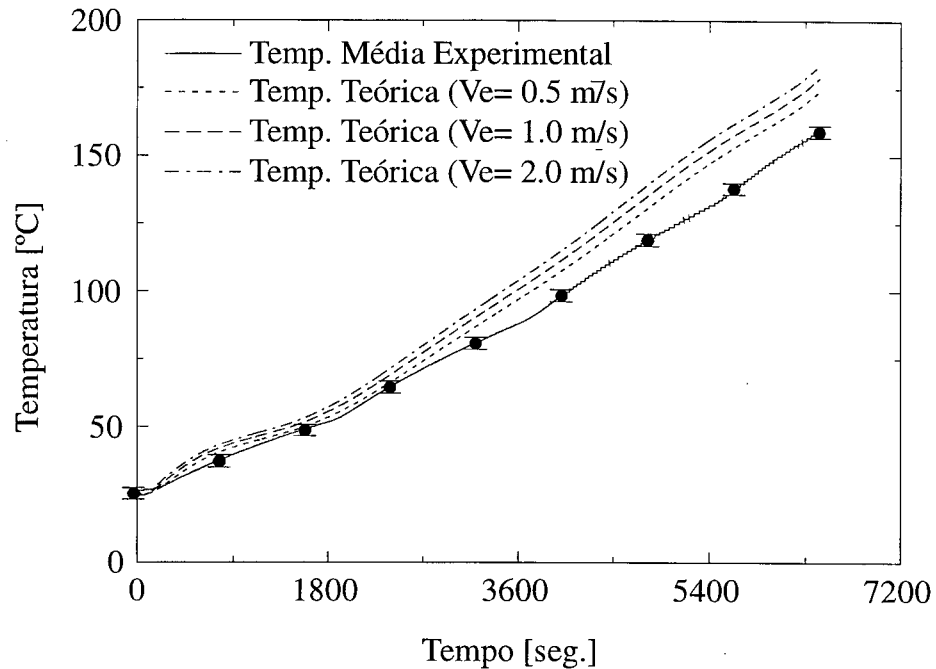


Figura 47 – Comparação entre temperatura média experimental do ar e o modelo teórico.

Na Figura (48) é feita a comparação entre a variação da temperatura experimental média da superfície superior do protótipo com os dados teóricos (ver item 4.3.2). Percebe-se uma ótima concordância entre os dados experimentais e o dados teóricos, principalmente para uma velocidade de 1.0m/s. Na Figura (49) é mostrado a comparação entre as temperaturas teóricas e experimentais da superfície inferior. A concordância entre os resultados é boa, sendo que a melhor comparação se dá para uma velocidade de escoamento de 0.5m/s.

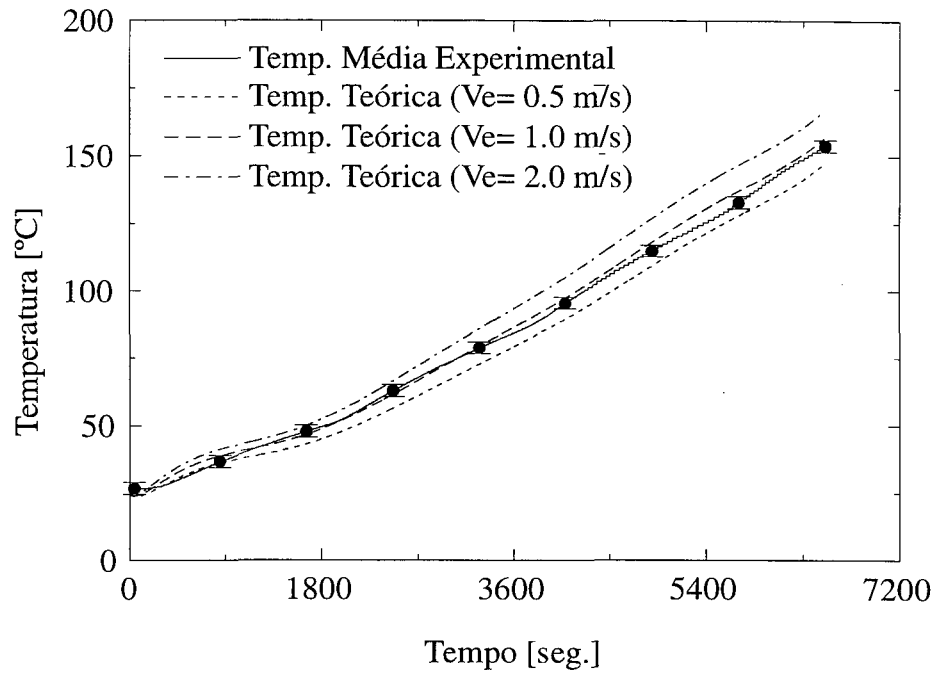


Figura 48 – Comparação entre temperatura média experimental da superfície superior e o modelo teórico.

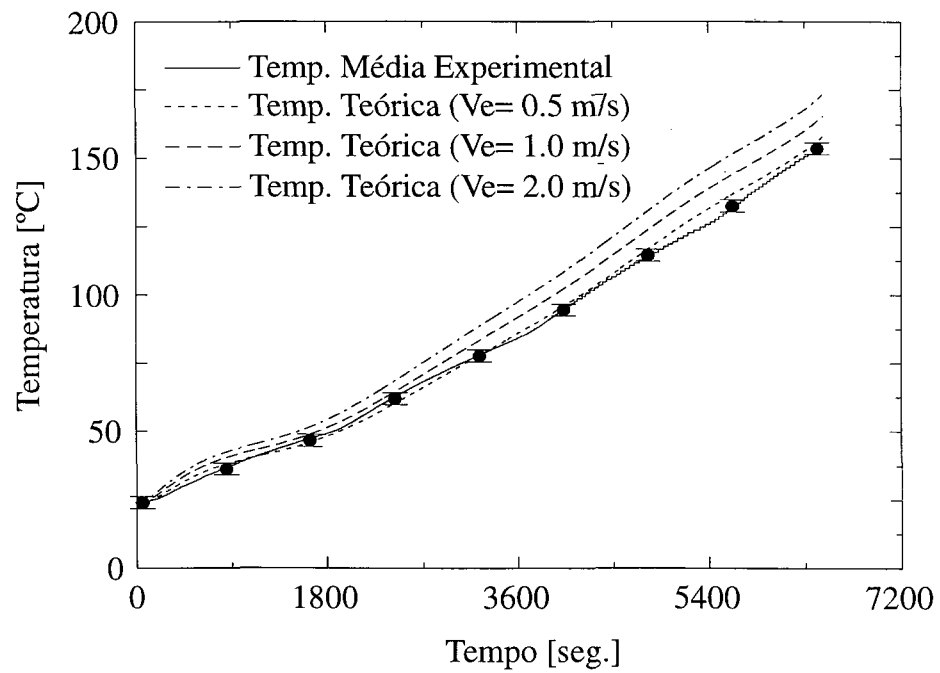


Figura 49 – Comparação entre temperatura média experimental da superfície inferior e o modelo teórico.

As diferenças entre os resultados teóricos e experimentais mostrados nas Figuras (47-49) devem-se principalmente à incerteza no cálculo dos coeficientes de transferência de calor convectivo. Como dito anteriormente, no item 4.3.2, o modelo considera coeficientes turbulentos de transferência de calor, dados pela equação (73). Como o ar é considerado aquecido somente através de convecção forçada com as paredes, o erro cometido no cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo se reflete diretamente nas temperaturas teóricas. Já para o cálculo da variação da temperatura média das superfícies inferior e superior, as trocas radiativas são consideradas. Desta forma, a convecção forçada entre o ar e estas superfícies, representa apenas uma pequena parcela do fluxo energético total absorvido pelas superfícies, proporcionando desta forma, uma melhor concordância entre os resultados experimentais e teóricos.

Na Tabela (18) são mostradas as diferenças entre as temperaturas teórica e experimental para os resultados das Figuras (47-49), expressas em termos do Desvio Padrão (σ_{DP}) e do Desvio Médio (σ_{DM}). A comparação é feita sempre com a curva teórica de melhor concordância. Assim, para a Figura (46), a comparação da temperatura experimental do ar é feita com o modelo teórico supondo uma velocidade de escoamento de 0.5m/s. Na Figura (48) os dados experimentais da variação da temperatura da superfície superior são comparados com o modelo teórico para uma velocidade de escoamento igual à 1m/s, e na Figura (49) os resultados experimentais são comparados com o modelo para uma velocidade de 0.5m/s. As equações utilizadas para os cálculos dos desvios entre o resultados experimentais e teóricos são dadas abaixo:

$$\sigma_{DP} = \sqrt{\frac{\sum (T_{Experimental} - T_{Teórico})^2}{n}} \quad (76)$$

$$\sigma_{DM} = \frac{\sum (T_{Experimental} - T_{Teórico})}{n} \quad (77)$$

Onde $T_{Teórico}$ representam as temperaturas calculadas através do modelo teórico descrito no item 4.3.2, e $T_{Experimental}$ representam as temperaturas medidas experimentalmente.

Tabela 18 – Desvio médio quadrático e diferença média relativa.

	σ_{DP}	σ_{DM}
Temperatura do ar Figura (47)	9,25	7,55
Temperatura da Superfície Superior Figura (48)	2,60	1,13
Temperatura da Superfície Inferior Figura (49)	3,19	1,56

Os valores indicados na Tabela (18) confirmam os resultados apresentados anteriormente, ou seja, os desvios na determinação da variação da temperatura do ar interno ao protótipo são maiores do que os desvios das superfícies superior e inferior. Isto deve-se ao erro associado no cálculo do coeficiente de transferência de calor convectiva.

O desvio padrão para a temperatura do ar medida em graus Celsius e em valores percentuais representam uma diferença de até 6% dos valores medidos, podendo mesmo assim serem considerados bons. Já os o desvio padrão da temperatura das superfícies superior e inferior são bem menores, entre 1% e 2%, comprovando a ótima concordância destes resultados.

6.3 Estimativa de Economia Energética

6.3.1 Metodologia de Comparação

Considerando o forno elétrico Perfecta, modelo *Vipão*, com as dimensões internas úteis de cocção iguais à, $L = 0,8m$, $H = 0,8m$ e $W = 0,95m$, tem-se um volume interno útil de cocção igual à $V_{Vipão} = 0,61m^3$. Sendo 18.000W a potência mínima necessária para o cozimento dos pães no tempo previsto, seu consumo específico pode ser dado pela equação abaixo:

$$Q_{Perfecta / Volume} = \frac{Q_{Elétrico}}{V_{Vipão}} = \frac{18.000}{0,61} = 29.500 [W / m^3] \quad (78)$$

Para que a comparação seja coerente, faremos uma extrapolação dos dados obtidos experimentalmente, cuja temperatura média variou de 0 a 165°C, até a temperatura ideal de operação do forno, 250°C. Esta extrapolação torna-se bastante aceitável quando se analisa a variação da temperatura média do ar no interior do forno para o teste 01, onde percebe-se um comportamento quase linear, conforme mostra a Figura (47). Na Figura (50), é mostrado a variação da temperatura média do ar no interior do protótipo, bem como uma curva ajustada.

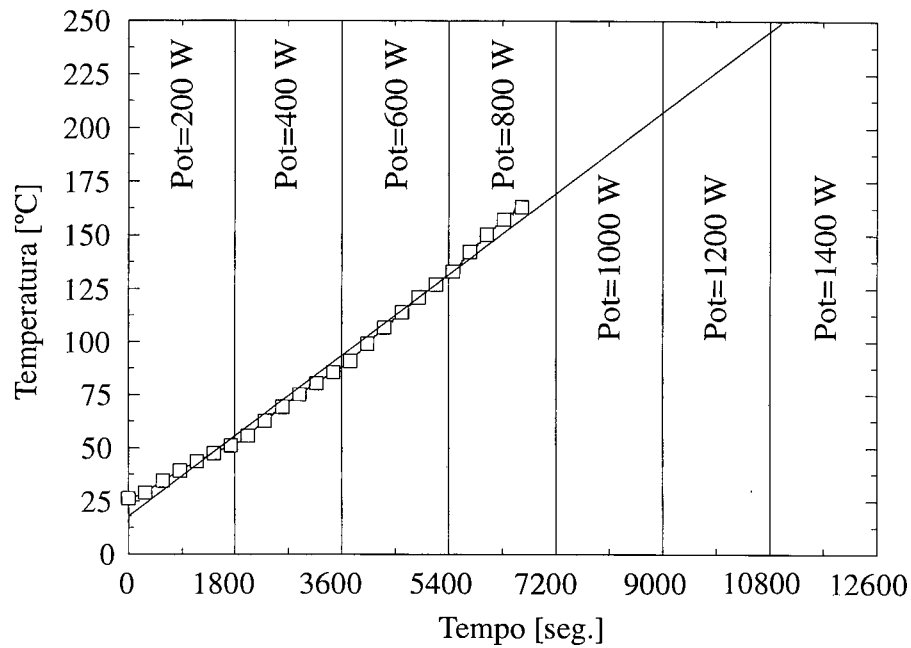


Figura 50 - Extrapolação da temperatura experimental interna do ar, 1º Teste.

Analisando a Figura (50), percebe-se que, a temperatura interna do ar de 250°C é obtida a partir de uma potência total de aproximadamente 1.400W aplicada nos evaporadores dos termosifões. Considerando o protótipo com as dimensões internas iguais à, $L = 0,68m$, $H = 1m$ e $W = 0,22m$, tem-se um volume útil de cocção igual à $V_{NCTS} = 0,15m^3$. Assim, o consumo de potência específica é dado por:

$$Q_{NCTS / volume} = \frac{Q_{NCTS}}{V_{NCTS}} = \frac{1.400}{0,15} = 9.500 [W / m^3] \quad (79)$$

Comparando os valores calculados anteriormente, equações (78) e (79), pode-se estimar o potencial de economia de energia entre o forno elétrico Perfecta e o protótipo LABSOLAR/NCTS, conforme mostra a equação (80):

$$E_{NCTS / Elétrico} = \left(1 - \frac{Q_{NCTS / Volume}}{Q_{Elétrico / volume}} \right) \times 100 = \left(1 - \frac{9.500}{29.500} \right) \times 100 \cong 68 \% \quad (80)$$

Note-se que, nestes cálculos, a potência elétrica empregada nos ventiladores tanto do modelo Perfecta, quanto no protótipo, não foi considerada. Como o ventilador do modelo industrial é de grande potência, os cálculos apresentados são conservativos.

Este resultado preliminar mostra claramente o grande potencial de economia de energia que a tecnologia de termossifões pode efetivamente apresentar, sem representar grandes modificações em termos de geometria dos fornos comercializados e portanto altos custos de produção. Outra possibilidade é quanto a utilização de termossifões acoplados a um forno a gás. Neste caso, a economia de gás também seria significativa, visto que uma redução no tamanho da câmara de cocção poderia ser feita em relação ao forno industrial, o que aumentaria o rendimento global térmico do equipamento. Os fornos comerciais a gás, não possuem nenhum tipo de otimização térmica, visto a temperatura de saída dos gases de combustão, de aproximadamente 500°C.

6.4 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado a comparação entre os resultados experimentais e teóricos obtidos a partir dos vários modelos matemáticos descritos neste trabalho. Quatro foram os testes experimentais feitos, dois os modelos teóricos de convecção natural em cavidade implementados. Seus resultados foram comparados com os resultados experimentais obtidos para o protótipo sem resistência inferior e sem ventiladores, ou seja, convecção natural. Tais

comparações apresentaram uma razoável concordância em termos de nível de temperatura, porém grandes diferenças em termos de espessura de camada limite.

Outros dois modelos teóricos foram desenvolvidos. O modelo do item 4.3.1 objetiva prever a variação da temperatura do pão durante seu pré aquecimento, ou seja $T_{Pão} < 100^{\circ}\text{C}$. Os resultados teóricos foram comparados com os resultados experimentais de Hasatani et al. (1991), onde uma boa concordância foi observada. Este modelo também estabelece uma relação quantitativa entre os dois principais mecanismos de troca de calor responsáveis pela cocção do pão.

O último modelo estudado, descrito no item 4.3.2, visa prever a variação da temperatura do ar e das superfícies superior e inferior sujeitos à convecção forçada. Os dados teóricos foram comparados com os dados experimentais gerados pelo protótipo. A comparação revelou que este modelo, bastante simplificado, é válido para a previsão destas temperaturas. Também foi feita uma análise paramétrica das trocas térmicas de calor convectivas e radiativas utilizando-se este modelo. Tal análise revelou a extrema importância das propriedades radiativas das superfícies internas do protótipo para a rápida homogeneização da temperatura do ar interno.

No item 6.3 foi apresentada uma estimativa da economia energética associada ao uso de termossifões em fornos de cocção. Esta análise mostrou um potencial de 68% de economia sem grandes modificações construtivas nos fornos já existentes.

7 CONCLUSÕES

7.1 O Presente Estudo

Neste trabalho foi mostrado o desempenho de termossifões bifásicos aplicados a fornos de cocção de pães.

Inicialmente foi dado um panorama sobre a situação energética nacional, justificando a realização deste trabalho, bem como foram apresentadas as principais linhas de pesquisa do LABSOLAR/NCTS.

Na revisão bibliográfica apresentada, fez-se um levantamento histórico dos fornos Perkins, uma revisão de várias aplicações atuais de termossifões, assim como uma descrição das características dos fornos de cocção atuais, mostrando suas principais características térmicas. Uma revisão bibliográfica sobre o estudo da convecção natural em cavidades foi apresentada, bem como uma revisão da troca de calor conjugada em cavidades, acoplando convecção e radiação.

Fez-se também o cálculo dos limites operacionais dos termossifões do protótipo. Os resultados teóricos obtidos mostraram que as condições experimentalmente impostas aos termossifões, estão muito aquém dos limites operacionais teóricos calculados, representando desta forma uma grande margem de segurança.

Foram implementados dois modelos analíticos de convecção natural encontrados na literatura para a determinação da distribuição de temperatura no interior do protótipo. Ambos apresentam uma boa concordância em termos de distribuição vertical da temperatura. Outros dois modelos teóricos foram desenvolvidos para a quantificação dos fluxos de calor envolvidos no processo de pré aquecimento do pão, bem como o estudo transiente das temperaturas internas

do protótipo. Ambos os modelos apresentaram bons resultados quando comparados com dados experimentais.

O desenvolvimento do protótipo experimental foi feito no NCTS com o apoio de outros laboratórios do Departamento de Engenharia Mecânica/UFSC. Os testes foram realizados com sucesso apesar das limitações operacionais do protótipo experimental. Uma das configurações testadas alcançou uma temperatura média do ar na câmara de cocção, de aproximadamente 165°C, utilizando apenas 800W de potência bruta, e ventiladores projetados para de refrigeração de computadores. Estes valores são muito animadores quando comparados com os valores de potência utilizados pelos fornos comerciais.

7.2 Projetos Futuros

Embora este trabalho tenha trazido um melhor entendimento do processo térmico de cocção de pães, assim como uma estimativa do potencial de economia de energia elétrica, gás natural ou GLP, outros estudos se fazem necessários.

Uma pesquisa está em andamento no LABSOLAR/NCTS visando determinar o comportamento de termossifões com o condensador vertical e o evaporador inclinado. Baseado nestes resultados, será possível uma redução substancial no tamanho da câmara de cocção, melhorando a troca de calor entre gás natural ou GLP e os evaporadores.

Os modelos aqui apresentados podem ser utilizados para investigar o número de termossifões necessários para a formação de uma parede aquecedora. O correto espaçamento dos termossifões proporcionará uma redução no custo final do equipamento. Um estudo das ligas metálicas que possuem um melhor comportamento térmico e que podem ser utilizadas na indústria alimentícia, também deve ser efetuado.

A carência técnica significativa no setor da indústria alimentícia relacionada à fornos de cocção, permite afirmar que o tema deste estudo é de fundamental relevância tanto para o governo, como gerador de recursos energéticos, quanto para as indústrias nacionais, pelo seu atraso tecnológico. Certamente os usuários dos fornos e os donos de padarias se beneficiariam dos resultados desta pesquisa, uma vez que sofrem com mau funcionamento dos fornos atuais. Finalmente, talvez os maiores beneficiados seriam os consumidores dos produtos finais, que sentem o peso dos fatores mencionados anteriormente no preço e na qualidade dos produtos consumidos.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abreu, S., “*Exame de Qualificação*”, 2000, EMC,UFSC.
- Aydin, O., Ünal, A., and Ayhan, T., 1999, “*Natural Convection in Rectangular Enclosure Heated from one side and Cooled from the Ceiling*”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, pp. 2345-2355.
- Bejan, A., 1995, “**Convection Heat Transfer**”, Jonh Willey & Sons, INC., New York.
- Bejan, A., Al-Homoud, A., and Imberger, J., 1981, “*Experimental Study of high-Rayleigh-number Convection in a Horizontal Cavity with Different end Temperatures*”, *J. Fluid Mech.*, Vol. 109, pp. 283-299.
- Brost, O., 1996, “*Closed Two-Phase Thermosyphons*”, Class Notes, IKE, University of Stuttgart, Germany.
- Busse, C. A., “*Theory of Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes*”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.16, pp-169-186, 1973.
- Carvalho, M. G., and Martins, N., 1992, “*Heat e Mass Transfer in a Electrically Heated Natural Convection Bakery Oven*”, First European Thermal Science & Third U.K. National Heat Transfer Conference, University of Birmingham, United Kingdom, Vol. 1, N° 129 pp. 699-708.
- Chang, Y. P. and Tsai, R., 1997, “*Natural Convection in a Enclosure with a cold Source*”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, n° 7, pp. 1019-1027.
- Dunn, P. D. and Reay, D. A., “**Heat Pipes**”, 4th ed, Pergamon, 1994.
- El-Genk, M. S., and Saber, H. H., 1998, “*Thermal Conductance of the Evaporator Section of Closed Two-phase Thermosyphons (CTPT's)*”, AIAA/ASME Joint Thermophysic and Heat Transfer Conference, vol. 3, pp. 99-106.

- Faghri, A., 1995, "**Heat Pipe Science and Technology**", Taylor and Francis, Washington.
- Ganzarolli, M. M. and Milanez, L. F., 1995, "*Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Symmetrically Cooled from the Sides*", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N° 6, pp. 1063-1073.
- Gill, A. E., 1966, "*The Boundary-Layer Regime for Convection in a Rectangular Enclosure*", J. Fluid Mech., Vol. 26, part-3, pp.515-536.
- Hasatani, M., Arai, N., Harui, H., and Itaya, Y., 1992, "*Effect of the Drying on Heat Transfer of Bread During Baking in Oven*", Drying Technology, Vol. 10, n° 3, pp. 623-639.
- Hasatani, M., Arai, N., Katsuyama, H., Harui, H., Itaya, Y., Fushida, N., and Tatsukawa, N., 1991, "*Heat and Mass Transfers in Bread During Baking in an Electric Oven*", IDS'91, pp. 385-393.
- Haynes, F. D., Zarling, J. P., and Gooch, G. E., 1992, "*Performance of a Thermosyphons with a 37-meter-longer, horizontal Evaporator*", Cold Regions Science and Technology, pp. 261-269, June, 1992.
- Holman, J. P., 1994, "**Experimental Methods for Engineers**", 6^a Edição, Ed. McGraw-Hill, Cingapura.
- Hsieh, S. S. and Yang, S. S., 1996, "*Transient Three-Dimensional Natural Convection in a Rectangular Enclosure*", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 39,n° 1, pp. 13-26.
- Incropera, F.P., and De Witt, D. P., 1996, "**Fundamentals of Heat and Mass Transfer**", John Willey & Sons, New York, 4th edition.
- Kaminaga, F., Hashimoto, H., Feroz M.D.C., Goto, K., and Matsumura, K., 1992, "*Heat Transfer Characteristics of Evaporation and Condensation in Two-Phase Closed Thermosyphons*", 8th IHPC, Beijing, China.

- Kimura, S. and Bejan, A., 1984, "*The Boundary Layer Natural Convection Regime in a Rectangular Cavity with Uniform Heat Flux from the Side*", J. Heat Transfer, ASME, Vol. 106, pp.98-103.
- Larson, D. W., and Viskanta, R., 1976, "*Transient Combined Laminar Free Convection and Radiation in a Rectangular Enclosure*", J. Fluid Mech., Vol. 78, part-1, pp. 65-85.
- Lemembre, A., and Petit, J. P., 1998, "*Laminar Natural Convection in a Laterally Heated and upper Cooled Vertical Cylindrical Enclosure*", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 2437-2454.
- Lukitobudi, A. R., Akbarzadeh, A., Johnson, P. W., and Hendy, P., 1994, "*Design, Construction Testing of a Thermosyphon Heat Exchange for Medium Temperature Heat Recovery in Bakeries*", Heat Recovery Systems & CHP, vol.15, n. 5, pp. 481-491.
- Mantelli, M. B. H., Colle, S., Moraes, D. U. C., and Carvalho, R. D. M., 1999, "*Study of Two-Phase Closed Thermosyphons for Bakeries Oven Applications*", 33rd National Heat Transfer Conference, Albuquerque, New Mexico, EUA.
- Petterson, J. C. and Imberger, J., 1980, "*Unsteady Natural Convection in a Rectangular Cavity*", J. Fluid Mech., 100, pp. 65-86.
- Ramesh. N., and Venkateshan, S. P., 1999, "*Effect of Surface Radiation on Natural Convection in a Square Enclosure*", Vol. 13, n° 3, pp.299-301.
- Siegel, R., and Howell, D., 1992, "**Thermal Radiation Heat Transfer**", Taylor & Francis, Washington.
- Yerkes, K. L., 1990, "*Technology Review: Utilizing Rotational Thermosyphons in Aircraft Thermal Management and Control*", Proc. SAE – Aircraft Technology Conference and Exposition, Long Beach, EUA.
- Yewell, R., Poulikakos, D., and Bejan, A., 1982, "*Transient Natural Convection Experiments in a Shallow Enclosure*", J. Heat Transfer, 104, pp. 533-538.

Zhong, Z. Y., Yang, K. T., and Lloyd, J. R., 1985, "*Variable Property Effects in Laminar Natural Convection in a Square Enclosure*", J. Heat Transfer, Vol. 107, pp.133-138.

APÊNDICES

APÊNDICE A - PARÂMETROS DE PROJETO UTILIZADOS	116
APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNAS DA CAVIDADE E O PÃO	117
APÊNDICE C - DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNAS DA CAVIDADE.....	120
APÊNDICE D - FAFRICAÇÃO DO TERMOSSIFÃO	121

APÊNDICE A - PARÂMETROS DE PROJETO UTILIZADOS

H	Altura útil da cavidade [m]	1
W	Largura útil da cavidade [m]	0.75
F	Razão de enchimento do termossifão	0.6
D_o	Diâmetro externo do termossifão [m]	0.01905
D_i	Diâmetro interno do termossifão [m]	0.01605
L_e	Comprimento do evaporador [m]	0.2
L_c	Comprimento do condensador [m]	1
L_a	Comprimento da seção adiabática [m]	0.02
T_{hot}	Temperatura final do evaporador [°C]	260
T_{Amb}	Temperatura do ambiente externo à cavidade [°C]	20
$\rho_{pão}$	Densidade do pão [kg/m ³]	280
$\varepsilon_{pão}$	Emissividade do pão	0.95
$\alpha_{pão}$	Absortividade do pão	0.95
$Cp_{pão}$	Calor específico do pão [J/kg K]	2.8 10 ³
U_2	Coef. global de transferência de calor na superfície superior do protótipo [W/m ² K]	1.7
U_4	Coef. global de transferência de calor na superfície inferior do protótipo [W/m ² K]	1.0
Cp_6	Calor específico da superfície superior interna do forno [J/kg K]	440
Cp_8	Calor específico da superfície inferior interna do forno [J/kg K]	440
L_1	Comprimento da superfície 1 do pão [m]	0.08
L_2	Comprimento da superfície 2 do pão [m]	0.12
L_3	Comprimento da superfície 3 do pão [m]	0.08
L_4	Comprimento da superfície 4 do pão [m]	0.12
L_5	Comprimento da superfície 5 do protótipo [m]	1
L_6	Comprimento da superfície 6 do protótipo [m]	0.75
L_7	Comprimento da superfície 7 do protótipo [m]	1
L_8	Comprimento da superfície 8 do protótipo [m]	0.75

APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNAS DA CAVIDADE E O PÃO

Nesta seção será apresentado a metodologia utilizada para a determinação dos fatores de forma presentes no balanço térmico do item 4.3.1, equações (55) e (56). Para tal são utilizadas corrélações bidimensional presentes na literatura, Incropera e De Witt (1990) e Siegel e Howell (1992).

Assim sendo, consideremos novamente o modelo físico descrito no item 4.3.1, conforme mostra a Figura (11). São 64 os fatores de forma necessários para a determinação dos coeficientes G_{ij} , a numeração das superfícies é feitas de 1 à 8 conforme a Figura (11). Logo, definindo o fator de forma F_{ij} como sendo a fração de radiação que sai da superfícies i e é interceptada pela superfície j , tem-se que, $F_{11}, F_{12}, F_{13}, F_{14}, F_{17}, F_{21}, F_{22}, F_{23}, F_{24}, F_{28}, F_{31}, F_{32}, F_{33}, F_{34}, F_{35}, F_{41}, F_{42}, F_{43}, F_{44}, F_{46}, F_{53}, F_{55}, F_{64}, F_{66}, F_{71}, F_{77}, F_{82}$ e F_{88} são todos iguais a zero, restando 36 fatores para serem determinados.

Para a determinação do fator de forma entre a superfície 1 e a superfície 5, por exemplo, segundo a bibliografia indicada, utiliza-se o modelo físico mostrado na figura abaixo, fazendo-se $i=1$ e $j=5$, tem-se que:

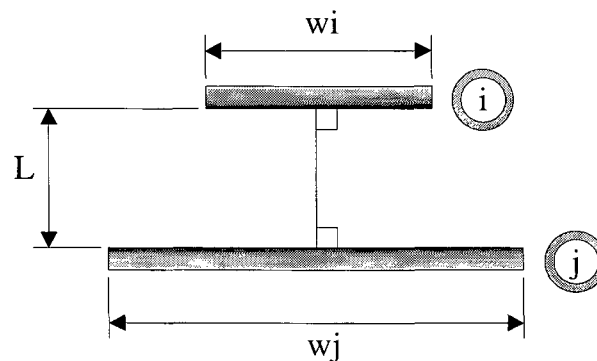


Figura B1 – Fator de forma entre placas paralelas simétricas em relação ao plano mediano normal.

Assim sendo:

$$F_{15} = \frac{\sqrt{(W_1 + W_5) + 4} - \sqrt{(W_5 - W_1) + 4}}{2W_1} \quad (\text{B-1})$$

Onde:

$$W_1 = \frac{w_1}{L} \quad \text{e} \quad W_5 = \frac{w_5}{L} \quad (\text{B-2})$$

Tendo determinado F_{15} e utilizando a conhecida relação da reciprocidade, pode-se determinar o fator de forma da superfície 5 para a superfície 1:

$$F_{ji} = \frac{A_i}{A_j} F_{ij} \quad \text{ou} \quad F_{51} = \frac{A_1}{A_5} F_{15} \quad (\text{B-3})$$

Analogamente os fatores de forma calculados entre as superfícies 1 e 5, pode-se determinar os fatores de forma entre F_{26} , F_{62} , F_{37} , F_{73} , F_{48} , F_{84} . Restam agora 28 fatores para serem determinados.

Como estamos tratando de uma cavidade fechada, a regra da soma também é válida.

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (\text{B-4})$$

Assim para a superfície 1, tem-se que:

$$\overset{0}{\nearrow} F_{11} + \overset{0}{\nearrow} F_{12} + \overset{0}{\nearrow} F_{13} + \overset{0}{\nearrow} F_{14} + F_{15} + F_{16} + \overset{0}{\nearrow} F_{17} + F_{18} = 1 \quad (\text{B-5})$$

Como F_{15} já foi determinado anteriormente e devido a geometria do problema $F_{16} = F_{18}$, pode-se resolver a equação (B-4) e determinar F_{16} e F_{18} . Para a determinação de F_{61} ou F_{81} utiliza-se novamente a relação da reciprocidade, equação (B-3). Aplicando o mesmo procedimento descrito para a superfície 1 para as superfícies 2, 3 e 4, pode-se determinar os seguintes fatores de forma, $F_{25}, F_{27}, F_{36}, F_{38}, F_{45}, F_{47}, F_{52}, F_{54}, F_{63}, F_{72}, F_{74}, F_{83}$.

Resta-nos determinar 12 fatores de forma, $F_{56}, F_{57}, F_{58}, F_{65}, F_{67}, F_{68}, F_{75}, F_{76}, F_{78}, F_{85}, F_{86}, F_{87}$. Utilizando o método das cordas cruzadas detalhado em Siegel e Howell (1992), pode-se determinar os fatores de forma entre as superfícies 5 e 7, F_{57} , e como existe há uma simetria entre as superfícies 5 e 6, e entre as superfícies 5 e 8, sabe-se que, $F_{56} = F_{58}$. Acoplando a solução das cordas cruzadas com a relação de reciprocidade e a regra da soma, todos os fatores de forma que envolvem a superfície 5 foram determinados. Utilizando as mesmas relações descritas no parágrafo anterior, pode-se determinar inicialmente o fator de forma entre as superfícies 6 e 8 através do método das cordas cruzadas. Com isso os demais fatores são facilmente encontrados.

APÊNDICE C - DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE FORMA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNAS DA CAVIDADE

Analogamente ao apêndice anterior, nesta seção é apresentado a metodologia utilizada para a determinação dos fatores de forma presentes no balanço térmico do item 4.3.2, e da mesma forma que no Apêndice-B, são utilizadas as correlações bidimensionais presentes na literatura, Incropera e De Witt (1990) e Siegel e Howell (1992), porém devido a inexistência do pão no interior da cavidade, estes são de fácil determinação.

Considerando o modelo físico descrito no item 4.3.2., Figura (15), percebe-se a necessidade de 16 fatores de forma. Da definição de fator de forma tem-se que, F_{11} , F_{22} , F_{33} , F_{44} , são todos iguais a zero.

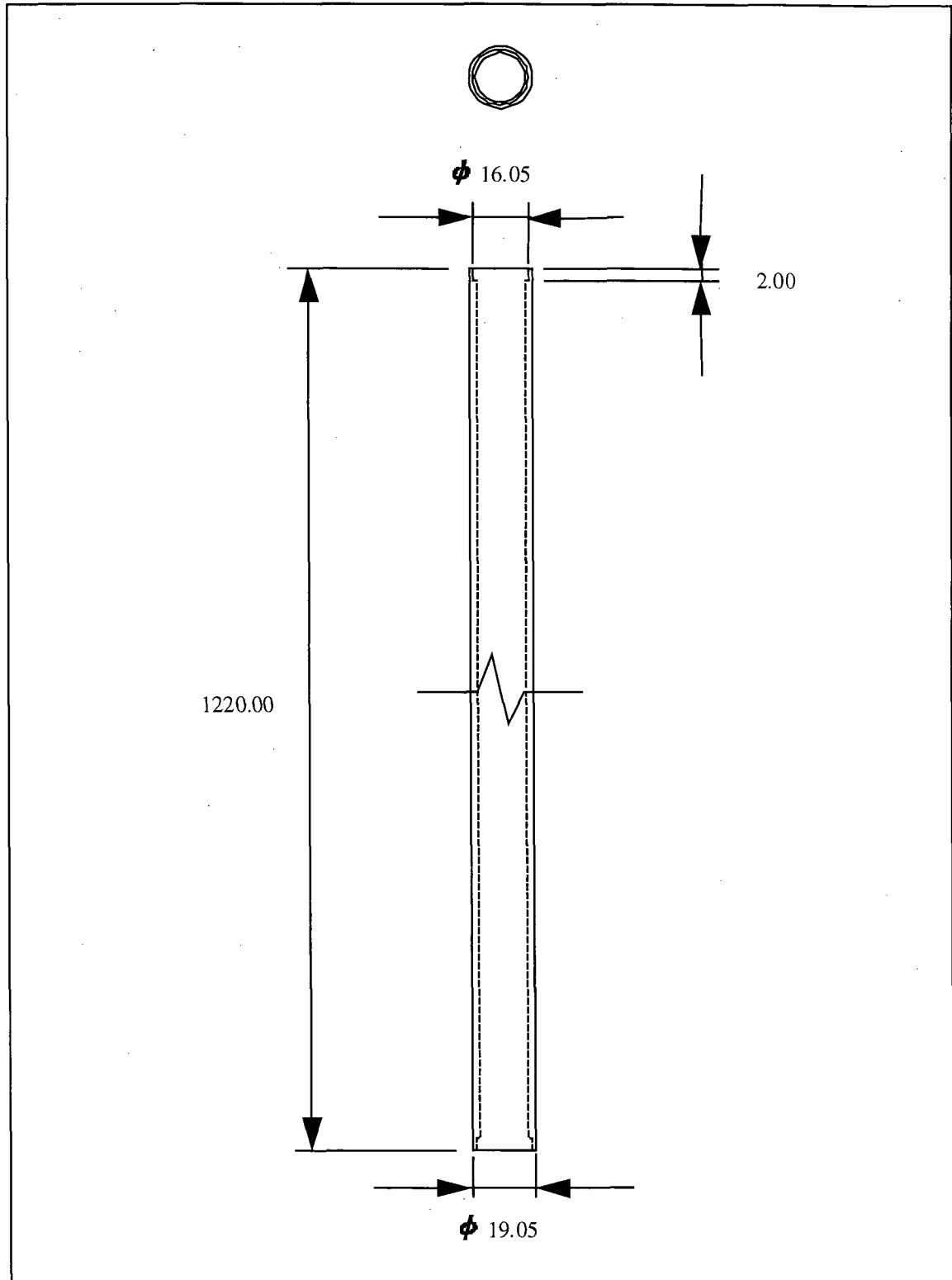
Dos 12 fatores de forma restantes, pode-se determinar F_{13} , F_{24} , F_{31} e F_{42} através das equações (B-1) e (B-2). Os 8 últimos fatores de forma, são determinados utilizando-se a regra da soma aliada a simetria da cavidade. Assim sendo, após a determinação do fator de forma F_{13} , por exemplo, pode-se utilizar a regra da soma e a simetria da cavidade onde, $F_{12} = F_{14}$, e determinar um destes dois fatores, conforme mostra a equação (C-1).

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14} = 1 \quad (C-1)$$

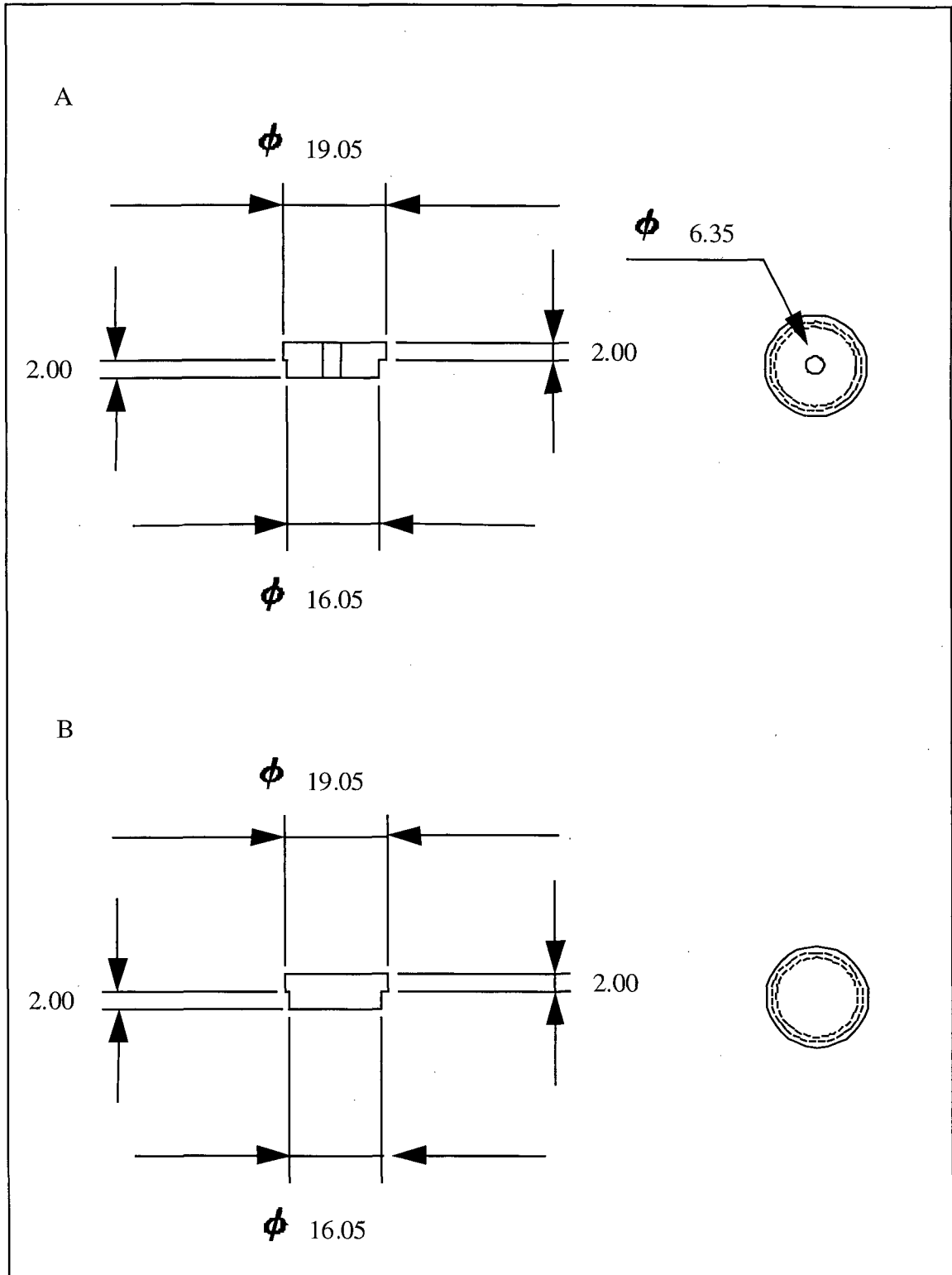
Assim, todos fatores de forma referentes a superfície 1 foram determinados. Os demais fatores de forma referente às superfícies 2, 3 e 4, podem ser determinados da mesma forma descrita anteriormente.

APÊNDICE D - FABRICAÇÃO DO TERMOSSIFÃO

D 1 - PAREDE DO TERMOSSIFÃO.....	122
D 2 - TAMPÕES DO TERMOSSIFÃO.....	123
D 3 - TUBOS DE CARREGAMENTO.....	124

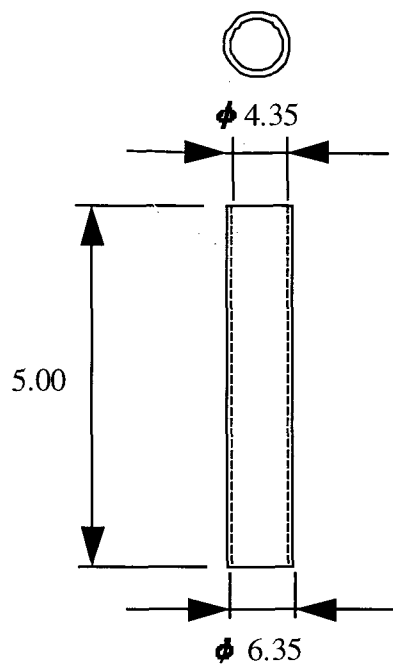


Peça: Parede do Termossifão		Data: 09/1999
Material: Aço Inox 301		LABSOLAR/NCTS
Escala:	Qtde: 4	Projetista: Alexandre Kupka da Silva

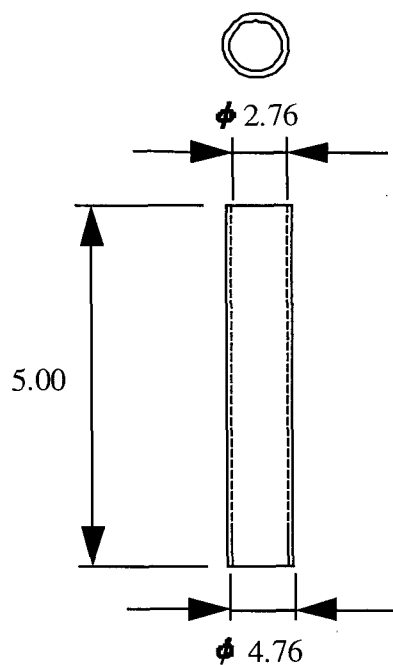


Peça A: Tampão Superior		Data: 09/1999
Peça B: Tampão Inferior		
Material: Aço Inox 301		LABSOLAR/NCTS
Escala:	Qtde A: 4	Projetista: Alexandre Kupka da Silva
	Qtde B: 4	

A



B



Peça A: Tubo p/ carregamento (1/4")

Peça B: Tubo p/ fechamento (3/16")

Data: 09/1999

Material: Aço Inox 301

LABSOLAR/NCTS

Escala:

Qtde: 4

Projetista: Alexandre Kupka da Silva