

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

**UMA AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA E DOS MECANISMOS DE
TROCA TÉRMICA EM UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL EDUARDO DA CRUZ

Florianópolis, dezembro de 2006.

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

**UMA AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA E DOS MECANISMOS DE
TROCA TÉRMICA EM UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO**

RAFAEL EDUARDO DA CRUZ

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD. - Orientadora

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Presidente

Prof. João Andrade de Carvalho Júnior, Dr.

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

**“One who doesn’t care is one who shouldn’t be,
I’ve tried to hide myself from what is wrong for me.”**

Layne Stanley, Alice in Chains – DIRT

**A Deus,
que se constitui em todas e quaisquer formas de energia,
viabilizando todo e qualquer processo existente.**

**Aos meus Pais,
Gerson e Nelir.**

**À minha princesa dinamarquesa,
minha linda namorada Thais.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus Pais, que me deram todas as condições para que eu conseguisse chegar até aqui.

À minha namorada Thais, sempre um porto seguro que me conforta e faz as coisas valerem a pena. Eu te amo.

À minha orientadora, Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, que acreditou em mim e neste projeto, o meu sincero muito obrigado.

Ao Flávio, técnico bastante competente e amigo do LABSOLAR, que não mediu esforços para me ajudar nos trabalhos de laboratório. Tu sabes o quanto eu sou grato a ti e estendo meus agradecimentos também aos técnicos Charles (Big) e Carlos (Tchaik).

Ao Prof. João Andrade de Carvalho Jr. que me ajudou bastante. Estendo meus agradecimentos também ao Marco Aurélio, Daniel e Ely do INPE em Cachoeira Paulista pela ajuda valiosa em combustão.

Às pessoas no LABSOLAR que me ajudaram e me ensinaram muito como o Milanez, Thomaz, Edevaldo, Walber, Michel, Cristiano, Augusto, Wagner, Vanessa, enfim todos que participaram deste trabalho.

À UFSC e ao LABSOLAR pela estrutura e oportunidade oferecida, estendendo este agradecimento a todas as pessoas que estiveram envolvidas diretamente ou indiretamente neste trabalho.

À CAPES e a PETROBRÁS pelo apoio e incentivo à pesquisa, que viabilizaram este trabalho.

A todas as pessoas que assim como eu acreditam num Brasil melhor e que colocam o ser humano em primeiro lugar.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS.....	iv
SIMBOLOGIA	v
RESUMO.....	vi
ABSTRACT.....	vii
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Contextualização do trabalho de pesquisa.....	1
1.2 Objetivos do trabalho de mestrado.....	3
1.3 Disposição do conteúdo desta dissertação	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 O Gás de trabalho.....	5
2.1.1 Especificações do Gás Liquefeito de Petróleo	6
2.2 O processo de combustão	6
2.2.1 O queimador	9
2.3. Modelos de transferência de calor	11
2.3.1 Emissividade e fator de forma de chama	11
2.3.2 Taxas de transferência de calor em combustão	13
2.3.3 O modelo de Ghojel (1998)	14
2.3.4 O Método de Milanez e Mantelli (2004).....	16
3 A BANCADA DE TESTES	21
3.1 Metodologia de trabalho.....	21
3.2 A bancada experimental	22
3.2.1 Potências de trabalho do experimento	25
3.3 Considerações sobre o procedimento experimental.....	25
3.3.1 As chamas observadas no experimento.....	26
4 DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA NO INTERIOR DA CÂMARA	29
4.1 Planejamento experimental.....	29
4.1.1 Planejamento fatorial completo 2^3	32
4.1.2 Procedimento para cálculo dos resultados.....	34
4.2 Resultados.....	36
4.2.1 Os perfis de temperatura gerados.....	38
4.3 Incertezas experimentais	43
4.3.1 Incertezas experimentais para a vazão de gás	43
4.3.2 Incertezas experimentais para as as distribuições de temperatura	44
5 CONVECÇÃO E RADIAÇÃO NO INTERIOR DA CÂMARA.....	45
5.1 Medidas preliminares das taxas de transferência de calor	45
5.1.1 Adaptação da metodologia de cálculo de h_{global}	47

5.2 Procedimento experimental para medidas de taxas de transferência de calor	48
5.3 Resultados.....	50
5.4 Coeficientes de transferência de calor – Resultados.....	50
5.4.1 Análise matemática dos valores de h_{global}	56
5.6 Incertezas experimentais para os coeficientes globais de transferência de calor	58
6 ANÁLISE DOS GASES DE COMBUSTÃO	60
6.1 O analisador de gases	60
6.2 As medições dos gases de combustão	61
6.3 Apresentação e análise dos resultados das medições dos gases de combustão.....	62
6.4 Incertezas experimentais para a análise dos gases de combustão.....	65
7 CONCLUSÃO	67
7.1 Sugestão para futuros trabalhos	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	71
ANEXO I PROCESSO DE MAPEAMENTO DAS TEMPERATURAS.....	74
ANEXO II VALORES DE h_{global} CONTIDOS NA FIGURA 5.5.....	76

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esboço de um forno assistido por termossifões	3
Figura 2.1 – Esboço em escala do queimador utilizado	11
Figura 2.2 – Esquema do princípio de funcionamento dos dispositivos de medição	17
Figura 3.1 – Esboço em escala do experimento. Unidade: mm.....	23
Figura 3.2 – Foto da chama para a vazão de 1 L/min	27
Figura 3.3 – Foto da chama para a vazão de 2,08 L/min	27
Figura 4.1 – Localização de cada termopar na estrutura que corre ao longo da câmara	30
Figura 4.2 – Foto ilustrando a estrutura que corre ao longo do comprimento da câmara	31
Figura 4.3 – Diagrama para representar os resultados do planejamento fatorial 2^3	37
Figura 4.4 – Esquema das seções de medição de temperatura ilustradas.....	39
Figura 4.5 – Seção 1 do Ensaio 4 da Tab. 4.3	40
Figura 4.6 – Seção 3 do Ensaio 4 da Tab. 4.3	41
Figura 4.7 – Seção 5 do Ensaio 4 da Tab. 4.3	41
Figura 4.8 – Seção 3 do Ensaio 5 da Tab. 4.3	42
Figura 4.9 – Campo de temperatura ao longo do forno.....	43
Figura 5.1 – Desenho esquemático da primeira estrutura para suporte de um bloco	46
Figura 5.2 – Desenho esquemático da pequena folha de alumínio colocada abaixo de um bloco.....	46
Figura 5.3 – Gráfico para um bloco.....	47
Figura 5.4 – Detalhe da montagem dos blocos pretos e polidos	49
Figura 5.5 – Estrutura e numeração dos blocos utilizados nas medidas da taxas de transferência de calor	49
Figura 5.6 – Coeficientes globais de transferência de calor para a Seção 2 do Ensaio 4.....	51
Figura 5.7 – Coeficientes globais de transferência de calor para a Seção 3 do Ensaio 4.....	52
Figura 5.8 – Coeficientes h_{global} para apenas parte do teste da seção 3 do ensaio 4.....	53
Figura 5.9 – Parte do teste da Seção 3 do Ensaio 4. “Zoom” no gráfico da Fig. 5.8.....	53
Figura 5.10 – Valores médios de h_{global} para pretos e polidos ao longo da câmara	55
Figura 5.11 – Valores de h_{global} para cada bloco em toda câmara	57
Figura 7.1 – Disposição do trabalho de pesquisa.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Fatores e respectivos níveis de teste	31
Tabela 4.2 – Matriz do planejamento fatorial 2^3	32
Tabela 4.3 – Temperaturas médias encontradas em cada ensaio	34
Tabela 4.4 – Coeficientes de contraste para cálculo dos efeitos e interações dos fatores ...	35
Tabela 4.5 – Resultados: efeitos dos fatores e das interações entre fatores.....	37
Tabela 4.6 – Manufacturers Risks para análise da relevância dos efeitos calculados.....	38
Tabela 5.1 – Relação entre os coeficientes para as diferentes seções da câmara.....	54
Tabela 5.2 – Proporção entre convecção e radiação em cada seção da câmara.....	56
Tabela 6.1 – Resultados das medições dos gases de combustão	62
Tabela 6.2 – Informações sobre as medições e incertezas fornecidas pelo fabricante	66

SÍMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

A	Área	[m ²]
c _p	Calor específico	[J/kg K]
F	Fator de forma, fator de transferência	
H	Entalpia	[J/kg]
m	Massa	[kg]
P	Perímetro	[m]
q	Energia térmica	[W]
T	Temperatura	[°C]
t	tempo	[s]

Alfabeto Grego:

α	Absortividade, Coeficiente <i>Manufacturers Risk</i>	
Δ	Varição	
ε	Emissividade	
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ	refletividade	
σ	constante de Stefan-Boltzmann	[5,67.10-8 W/m ² K ⁴]

Índices:

BS	base seca
conv	convecção
g	gás
rad	radiação
ref	referência
s	parede da cavidade
sup	superficial
viz	vizinhança

RESUMO

Em processos de troca térmica em câmaras de combustão de fornos, caldeiras e fornalhas de aquecimento, a compreensão das distribuições de temperatura e das taxas de transferência de calor é fundamental, além de como são influenciadas por determinadas variáveis. A presente pesquisa, no nível de mestrado, tem por objetivo desenvolver e aplicar uma metodologia experimental para avaliar qualitativamente a distribuição de convecção e radiação dentro de uma câmara de combustão. Isto é feito mediante metodologia desenvolvida no LABTUCAL – UFSC. As distribuições internas de temperatura também são avaliadas, incluindo fatores e interação entre estes fatores que podem ser relevantes nestas distribuições. Isto é feito através de um planejamento fatorial completo, originando um mapeamento tridimensional da câmara de combustão. Os parâmetros testados são: a vazão de gás, o volume da câmara de combustão e o confinamento do queimador, onde a vazão se mostrou o parâmetro mais ativo no experimento. O aparato experimental consiste em uma câmara de combustão, semelhante àquelas utilizadas em equipamentos que empregam tecnologia de tubos de calor e termossifões. Uma estimativa da qualidade da queima de gás é feita, de maneira a associar o processo de combustão com as distribuições térmicas observadas, tendo esta sido considerada boa por emitir baixos teores de monóxido de carbono. Com os resultados deste estudo, é possível inferir a performance térmica de um queimador de pequeno porte (queimador doméstico), além de sua adaptabilidade ao equipamento a que se destina. Através da investigação de parâmetros importantes relacionados à performance de câmaras de combustão, melhores projetos podem ser feitos de maneira a aprimorar o aproveitamento da energia liberada na queima de gás.

Palavras-chave: Câmara de combustão, distribuição de temperatura, convecção, radiação.

ABSTRACT

It is essential to understand the heat exchange process between flame and chamber, when applied to heating furnaces, boilers and combustion chambers of ovens, besides temperature distributions and how they can be influenced by some parameters. The present research has the objective of developing and applying an experimental methodology able to evaluate qualitatively convection and radiation heat transfer rates inside a combustion chamber. This is done through a proper methodology developed in LABTUCAL – UFSC. Internal temperature distributions are also evaluated, including parameters and interaction among these parameters that may be relevant to these distributions. This is done through a complete factorial design, which enables a three-dimensional mapping of the combustion chamber. The parameters tested include fuel flow, combustion chamber size and burner confinement, being gas flow the most important influence parameter to this experiment. The experimental apparatus consists of a combustion chamber, alike the ones normally used in equipments with thermosyphons and heat pipes technology. The burning process quality is estimated too, in order to link the combustion process with the observed thermal distributions, where the burning process was found to be good as it emits low amount of carbon monoxide. Based on the results of this study, it is possible to infer the thermal performance of a small scale burner (domestic burner), besides its adaptability to the equipment it is projected for. Due to the investigation of important parameters related to combustion chambers performance, a better project can be done in order to improve the use of the energy made available in the gas burning process.

Keywords: Combustion chambers, temperature distributions, convection, radiation.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização do trabalho de pesquisa

A Petrobrás consome cerca de 205.000 bpd de derivados de petróleo (Pereira, 2004) que suprem de energia as atividades operacionais da empresa, nas áreas de produção, refino de petróleo e movimentação de derivados. Deste total, cerca de 67% são consumidos em processos de troca térmica em câmaras de combustão em fornos de processo, caldeiras e fornalhas de aquecimento direto de produtos. Ao longo dos anos, estes processos de transferência de calor têm sido influenciados por uma série de mudanças. Dentre estas, as seguintes podem ser destacadas:

1. Alteração dos combustíveis, em função da descoberta de novas correntes de petróleo no Brasil, o que acarretou na mudança dos tipos de petróleos processados e novos padrões de especificação dos produtos. Conseqüentemente, têm-se diferentes composições e formas físicas ao longo do tempo.
2. Mudanças no processamento dos combustíveis, que têm conduzido também a condições operacionais diferentes das originais de projeto dos equipamentos de troca térmica. Isto obriga a redefinição das orientações de operação dos equipamentos, algumas vezes feita de forma empírica.
3. Como conseqüência dos eventos citados anteriormente, os equipamentos têm sido submetidos a condições de operação mais severas do que as previstas em projeto, acelerando seu desgaste e causando manutenção mais freqüente e de maior custo. Por vezes, são realizadas trocas de materiais e peças, além de alterações na geometria dos equipamentos, que não conduzem aos resultados de operação esperados.

Todos estes aspectos concorrem para alterações no processo de transferência de calor, mudando a proporção entre troca térmica radiante e convectiva nos equipamentos. Tais mudanças normalmente propiciam aumento das ineficiências no aproveitamento da energia liberada pela queima do combustível, além de maiores custos na cadeia produtiva da indústria de petróleo.

Para poder controlar e minimizar este custo adicional energético é fundamental a compreensão da interação chama-fornalha e como é influenciada por variáveis como vazão de gás, volume da câmara de combustão e altura do queimador com relação ao teto da câmara. Portanto, um estudo do processo da queima de gás combustível, levando em conta aspectos de transferência de calor, é essencial para o projeto de equipamentos térmicos que utilizam esta energia. Como exemplos, citam-se os equipamentos de alta eficiência

energética que a Petrobrás tem desenvolvido junto à Universidade Federal de Santa Catarina, utilizando a tecnologia de tubos de calor e termossifões.

Estes equipamentos utilizam normalmente gás como fonte de energia, muitas vezes substituindo a eletricidade. Dentre estes, encontram-se fornos em geral para cocção de pães, pizzas, para secagem de biscoitos, secagem de grãos (arroz, soja, e cereais em geral), fornos domésticos, fornos de aquecedores de tanques de armazenamento de óleos pesados como asfalto, etc.

No caso dos fornos de alimentos, o calor necessário para cocção tem sua origem na queima de gás, realizada em queimadores de pequeno porte (queimadores domésticos) ou até de médio porte. Estes queimadores estão localizados dentro da câmara de combustão. O calor gerado deve ser conduzido à câmara de cocção por meio dos termossifões.

O termossifão se constitui em um tubo metálico vertical oco, evacuado e preenchido com um fluido de trabalho, que para o presente caso é a água. Na região do tubo em contato com a câmara de combustão, ocorre absorção do calor gerado que evapora o fluido de trabalho. O vapor, por diferença de pressão, se encaminha à região superior do tubo, que está externamente em contato com a câmara de cocção. Nesta região, denominada condensador, o termossifão cede calor à câmara de cocção, provocando a condensação do fluido de trabalho.

Por esta razão, o termossifão transfere energia térmica da câmara de combustão para o interior do forno, utilizando o calor latente de vaporização e condensação do fluido de trabalho. Isto ocorre de maneira limpa, sem misturar os gases da combustão com o ar do interior do forno (Mantelli, 2004).

Desta forma, tem-se um processo de aquecimento indireto, que é recomendado quando os produtos da combustão não devem entrar em contato com o material a ser aquecido, de maneira a preservar a qualidade do produto final (Baukal Jr., 2000).

Entretanto, sabe-se que apenas parte da energia liberada é utilizada para o processo de aquecimento aqui desejado. Isto se deve a perdas de calor pelas paredes dos equipamentos, resíduos, radiação através de frestas da câmara, entre outras formas inerentes a cada tipo de equipamento. Ainda, parte da energia liberada se perde na advecção de calor pelo escoamento dos produtos de combustão, que é posteriormente dispersado na atmosfera, consistindo na principal perda de calor em equipamentos de combustão (Branco, 2006).

Um esquema deste tipo de forno, existente nas dependências do Laboratório de Tubos de Calor, LABTUCAL – UFSC, está contido na Fig. 1.1.

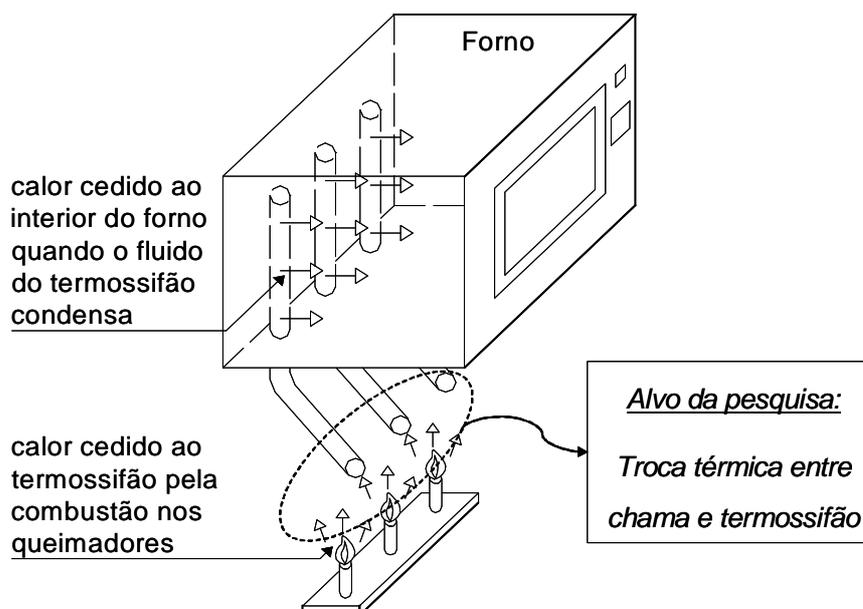


Figura 1.1 - Esboço de um forno assistido por termostatos.

O desafio que se apresenta no momento é o de garantir a maior eficiência térmica possível na troca de calor entre os combustíveis queimados e os evaporadores dos termostatos, os quais se encarregam de transferi-lo para as câmaras aquecidas.

Para que haja um bom aproveitamento da energia térmica liberada na combustão, o gás precisa ser queimado eficientemente. A energia liberada deve ser absorvida também de maneira eficiente na câmara de combustão, através de um trocador / absorvedor de calor especialmente projetado para este fim. Para a execução de um bom projeto de uma câmara de combustão, é importante quantificar as parcelas de troca térmica devido à radiação e convecção, obtidas a partir da queima do gás, além de conhecer a distribuição de temperatura que os queimadores e regiões adjacentes apresentam.

1.2 Objetivos do trabalho de mestrado

A presente pesquisa de mestrado tem por objetivo desenvolver uma metodologia experimental, através da qual seja possível avaliar a proporção de energia transferida por radiação e convecção na queima de gás (Natural, GLP, ou outro gás combustível). Ainda, tem-se o propósito de avaliar distribuições de temperaturas dentro de uma câmara de combustão, bem como fatores e interação entre fatores que são relevantes nestas distribuições.

Assim, a investigação da performance térmica de um queimador de pequeno porte pode ser feita, além da verificação de sua adaptabilidade ao equipamento a que se destina. Com dados desta natureza, é possível desenvolver uma câmara de combustão que proporcione um melhor aproveitamento da energia disponibilizada na queima de gás, para

os evaporadores dos termossifões verticais, os quais são utilizados em fornos de cocção de alimentos.

1.3 Disposição do conteúdo desta dissertação

No Capítulo 1 o leitor é introduzido ao assunto de maneira breve, de forma que possa conhecer o contexto no qual a presente pesquisa está inserida. Posteriormente, os objetivos do trabalho são colocados.

O Capítulo 2 apresenta a referência bibliográfica que deu suporte ao desenvolvimento do presente trabalho. Em princípio, como a metodologia experimental para estimar as taxas convectiva e radiativa de transferência de calor não tem relação direta com a combustão em si, este capítulo é fragmentado em dois assuntos principais, ou seja, combustão e transferência de calor.

A bancada experimental para realização dos testes é apresentada no Capítulo 3, onde alguns aspectos considerados importantes são abordados.

O Capítulo 4 trata das distribuições de temperatura na câmara de combustão. Tanto a metodologia utilizada quanto os resultados são apresentados neste capítulo.

O Capítulo 5 trata da obtenção experimental das taxas de transferência de calor por convecção e radiação, necessários para conhecer a magnitude destes dois processos de transferência de calor dentro da câmara. Tanto a metodologia utilizada quanto os resultados são apresentados neste capítulo.

O Capítulo 6 mostra a análise dos gases de combustão ou fumos, como usualmente chamados, resultantes da queima do gás utilizado como fonte térmica, bem como o procedimento utilizado para esta análise. Desta forma, pode-se associar o processo de combustão com as distribuições térmicas observadas.

Observando os três parágrafos acima, pode-se observar que a disposição do texto faz com que diferentes objetivos experimentais sejam tratados separadamente. Todavia, a ligação entre estes objetivos é devidamente colocada ao longo do texto desta dissertação.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões gerais pertinentes ao experimento, bem como sugestões para trabalhos futuros nesta linha de pesquisa.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste Capítulo apresentam-se os resultados de uma revisão bibliográfica realizada para o presente trabalho. Esta revisão pode ser basicamente dividida nos tópicos: descrição do gás de trabalho, processo de combustão, queimador e mecanismos de transferência de calor encontrados em um processo de queima de gás.

2.1 O Gás de trabalho

Um levantamento dos gases combustíveis produzidos pela Petrobrás, que poderiam ser utilizados nesta pesquisa, levou a duas possibilidades: gás liquefeito de petróleo (GLP) e gás natural. O presente trabalho utilizou GLP por uma questão de viabilidade, uma vez que o mesmo é facilmente encontrado no comércio. Além disto, como o GLP tem amplo uso em fornos domésticos nos dias atuais, os resultados possuem grande aplicação prática.

O GLP é constituído de uma mistura de metano, etano, propano, butano, e hidrocarbonetos pesados, compostos de três e quatro átomos de carbono. A sigla significa gás liquefeito de petróleo, uma vez que ele se liquefaz quando submetido a pressões na faixa de 600 kPa a 1200 kPa (Garcia, 2002). Encontra-se no estado gasoso à pressão atmosférica e temperatura ambiente. Dentro do recipiente, encontra-se nos estados líquido e vapor, sendo que 85% no máximo na fase líquida e 15% no mínimo na fase gasosa, ambos em volume. Isto constitui um espaço de segurança que evita uma pressão elevada dentro do vaso.

O GLP é popularmente conhecido como “gás de cozinha”, devido ao amplo uso como combustível doméstico, sendo normalmente comercializado em botijões de 13 Kg, representando 70% das vendas de GLP no país (Nuernberg, 2005). Por ser asfixiante quando aspirado em altas concentrações, sofre adição de odorificantes a base de enxofre, para que possa ser detectado em caso de vazamento.

A norma NBR 13723-1 (1999) classifica o GLP como sendo da *terceira família* para uso doméstico, com base no seu número de Wobbe que pode ser de 77,0 MJ/m³ a 87,6 MJ/m³, sendo estes valores baseados no poder calorífico superior do gás. O número de Wobbe, ou índice de Wobbe, é uma medida da quantidade de energia disponibilizada em um sistema de combustão através de um orifício injetor (Agência Nacional do Petróleo, 2002).

2.1.1 Especificações do Gás Liquefeito de Petróleo

A Agência Nacional de Petróleo estabelece especificações para a composição do GLP de acordo com a sua procedência, a qual pode ser de unidade de craqueamento catalítico fluido, unidade de coque ou destilação atmosférica de petróleo.

A composição do GLP varia de acordo com as fontes do mesmo. Isto se deve ao fato de que o GLP produzido em uma refinaria é uma mistura de várias correntes de várias unidades de processo, onde se tem C₃ e C₄ em proporções variáveis, o que torna impossível especificar precisamente seu poder calorífico. Entretanto, mesmo com grandes variações na composição química, o poder calorífico do GLP não varia muito (Garcia, 2002).

Segundo Garcia (2002), seguem algumas especificações para o GLP no Brasil:

- Isento de água livre ou dispersa.
- A pressão de vapor (a 37,8 °C) é 1,47 MPa (máximo) .
- O ponto de ebulição de 95% a 101,325 kPa é 2 °C (m áximo).
- Enxofre volátil de 0,36 g/m³ (máximo), constituindo um baixo teor, devido ao tratamento dado para remoção de H₂S e compostos sulfurados.

Através de um levantamento da variação da composição do GLP, disponível na cidade de Florianópolis em três meses, Rangel (1999) comprovou que a relação C₃/C₄ pode variar significativamente de 2 a 12. Foi encontrado até mesmo o valor de 20,4 para a relação C₃/C₄, constituindo uma exceção para o GLP. Estas diferenças podem causar dificuldades no controle do processo de combustão (Rangel, 1999).

Rangel (1999) determinou a composição do GLP por meio de cromatografia gasosa no LABORE I, do Departamento de Engenharia Química, da Universidade Federal de Santa Catarina. Isto possibilitou calcular a densidade do GLP, obtendo o valor de 2,03 kg/m³. Este valor é representativo do GLP utilizado nesta pesquisa, por conseguinte foi empregado no dimensionamento da válvula de vazão e no cálculo da potência entregue pelo queimador. Assim, para aplicações no presente trabalho, tem-se que:

$$\rho_{GLP} = 2,03 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Contudo, estes valores diferem daquele fornecido pela Supergasbras (2006), que corresponde a 2,5 kg/m³, tendo sido este último valor desconsiderado, por se tratar de uma média nacional mais grosseira.

2.2 O processo de combustão

A combustão se constitui em reação química exotérmica entre o combustível e o oxidante, que na maior parte das aplicações de combustão é o ar atmosférico, formando os

produtos da combustão. Estes últimos constituem-se em gases de combustão e cinzas. Diz-se exotérmica devido à liberação de energia decorrente do processo de queima (Carvalho Jr. e McQuay, 2004). Isto se deve ao fato de que a nova matéria formada, decorrente do processo de combustão, tem menor energia que a matéria original da combustão.

Analogamente ao presente experimento, grande parte dos processos de combustão encontrados caracterizam-se pelo fato de ocorrerem a pressões próximas a do ambiente. Portanto, não se tem afastamentos apreciáveis em relação ao comportamento ideal dos gases (Gomide, 1979).

Pela 1ª lei da termodinâmica, a lei da conservação da energia, pode-se inferir que a diferença entre as entalpias de formação dos reagentes (combustível + oxidante) e dos produtos é a entalpia ou calor de combustão, sendo normalmente representado na literatura por ΔH_c . Também é chamada de poder calorífico do combustível. A partir daí, pode ser calculada a energia liberada no processo de combustão, conforme detalhado por Carvalho Jr. e McQuay (2004).

Esta energia liberada pela queima do gás se dá na forma de luz e calor (Kuo, 1986). Combustíveis sólidos e líquidos tendem a gerar chamas mais luminosas do que combustíveis gasosos, devido a partículas na chama dos primeiros que emitem radiação como corpos cinza (Baukal Jr., 2000).

Chamas luminosas podem ser entendidas como chamas amareladas, nas quais o gás aquecido dentro da chama sem contato com o ar forma partículas de carbono. Estas partículas incandescentes emitem radiação ao passarem para frente de chama, causando a coloração amarelada (American Gas Association Laboratories, 1996).

A frente de chama consiste na região de reação química, onde rápidas reações ocorrem. De uma maneira geral, existem dois tipos de chama (Kuo, 1986):

- Chama pré-misturada, onde os reagentes se misturam antes da reação química.
- Chama de difusão ou chama difusiva, onde os reagentes se difundem durante a reação química.

De forma abrangente, as chamas de difusão são aquelas onde o combustível e o oxidante encontram-se inicialmente separados. As chamas obtidas neste trabalho são de difusão. Mais especificamente, podem ser entendidas como chamas não pré-misturadas, quase isobáricas, na qual a maioria das reações químicas ocorre em uma região que pode ser aproximada como sendo uma superfície (Kuo, 1986). Isto se deve ao fato de que pouca quantidade de oxigênio e combustível penetra através da fronteira que emite luz da chama, mostrando que as reações químicas se dão em uma estreita região, acima denominada superfície.

Temperatura de chama adiabática é um conceito muito pertinente às câmaras de combustão e representa o maior valor que se pode obter para os produtos de combustão (Carvalho Jr., 2004). Para calculá-la, se faz necessário conhecer o calor específico à pressão constante do gás produto da combustão, o número de mols de cada componente e a temperatura inicial ou de referência dos reagentes. O procedimento para cálculo é detalhado no trabalho de Carvalho Jr. (2004), fazendo uso do valor da variação da entalpia entre produtos e reagentes, $\Delta H = H_{\text{produtos}} - H_{\text{reagentes}}$, que é tabelada. A temperatura de chama adiabática constitui importante parâmetro no projeto de câmaras de combustão.

Conforme descrito por Baukal Jr. (2000), a temperatura de chama adiabática pode ser aumentada pelo pré-aquecimento do combustível, o que também influencia nas parcelas radiativa e convectiva da taxa de transferência de calor. A radiação geralmente aumenta com o aumento da temperatura do gás. Como as propriedades de transporte mudam com a composição e temperatura dos gases, o coeficiente de troca de calor por convecção também é influenciado, geralmente sendo incrementado. Conforme a temperatura aumenta, ocorre maior expansão do gás e conseqüentemente aumento da velocidade, o que favorece a convecção.

Contudo, a determinação da temperatura de chama adiabática não é alvo da presente pesquisa, sendo que para sua determinação uma bancada experimental própria para este fim se faz necessária.

Por sua vez, a 2ª lei da termodinâmica refere-se ao estado de equilíbrio que é atingido pelo sistema, com a entropia do sistema atingindo um valor máximo. Segundo Carvalho Jr. (2004), o sistema pode ser dito em equilíbrio termodinâmico quando sua temperatura não variar mais com o tempo. Ainda, pode-se inferir sobre o equilíbrio mecânico quando a pressão permanecer constante. Ambos são atingidos no experimento descrito no presente trabalho, uma vez que a condição de operação é de regime permanente e à pressão atmosférica.

No equilíbrio químico, não ocorrem variações da composição química dos gases de combustão com o tempo. Isto pode ser atingido aumentando-se o tempo de residência dos gases dentro da câmara de combustão, até um valor superior àquele necessário para as reações ocorrerem. Em outras palavras, os gases têm tempo suficiente para reagirem quimicamente, não mudando mais de composição.

Como o presente estudo só envolve gases, considerando o combustível gasoso e o produto de combustão como sendo uma mistura gasosa, o equilíbrio de fases não é pertinente.

2.2.1 O queimador

Queimador é o equipamento que processa a queima do combustível sólido, líquido ou gasoso em uma fornalha. Para o presente caso, tem-se combustível gasoso, que apresenta a vantagem de prover uma queima mais limpa e normalmente ausente de material particulado (Baukal Jr., 2000).

O projeto do queimador tem uma grande influência em como se dá a chama e também a maneira pela qual calor é transferido a partir da chama para a câmara. Uma das tendências desta última década para o desenvolvimento de queimadores consiste no projeto de queimadores de chama plana, conforme descrito por Baukal Jr. (2000). Nestes queimadores, a área resultante de uma chama retangular é muito maior do que a de uma chama arredondada tradicional, permitindo obter uma maior emissão de radiação. Esta técnica tem sido aplicada principalmente nas indústrias de vidro e alumínio. Entretanto verifica-se a tendência de se utilizar este tipo de chama em outros processos industriais de aquecimento e fundição.

Para a seleção de um queimador, se faz necessária à análise de alguns parâmetros como excesso de ar para a combustão, liberação de calor do queimador e pressão disponível de gás combustível (Garcia, 2002). A principal função do queimador é promover uma mistura eficiente entre o ar e o combustível, para a chama ser estável e bem conformada. Conforme a norma NBR 13723-1 (1999), uma chama é estável quando não apresenta os fenômenos de retorno e também de deslocamento.

Seguem algumas definições importantes segundo Garcia (2002), as quais são utilizadas ao longo do texto:

- Ar primário: é o ar que entra misturando diretamente com o gás combustível.
- Ar secundário: é o ar que entra no queimador pela sua periferia.
- Excesso de ar: é a quantidade de ar adicionado, além do volume estequiométrico, para que todo combustível seja queimado, de maneira a se ter teores de monóxido de carbono (CO) desprezíveis nos produtos da combustão, o que é desejável.
- Razão de redução de queima (ou *Turn-Down Ratio*): é uma medida da flexibilidade de variação de potências do queimador, definindo-se como a razão entre a liberação máxima e mínima de calor.
- Retorno de chama: é o fenômeno que ocorre quando a velocidade de propagação da chama é maior do que a velocidade de saída da mistura ar primário e combustível, fazendo com que a chama venha a ocorrer dentro do queimador.

- Deslocamento de chama ou *Lift-Off* (Ghosal e Vervisch, 2001): é o contrário do retorno, isto é, ocorre quando a velocidade da mistura combustível e ar é muito maior do que a de propagação da chama, assim a chama ocorre a uma distância grande do queimador.

Segundo Garcia (2002), queimadores convencionais demandam normalmente de 15% a 20% de excesso de ar para uma eficiente queima de gás combustível. A distribuição homogênea do ar em volta do queimador também é fundamental para se evitar má queima. Para isto, devem-se usar baixas velocidades de escoamento de ar na entrada do queimador.

Por outro lado, na saída onde a chama ocorre, deve-se ter alta turbulência, para misturar eficientemente ar e o combustível (Garcia, 2002). Isto minimiza a exigência de excesso de ar e possibilita a queima com chama mais curta. Entretanto, a turbulência na saída do queimador não deve ser excessiva, pois pode haver instabilidades ou apagamento da chama.

A partir destas informações, pode-se concluir que o ideal é que se tenha turbulência na área de mistura e não junto à chama. No entanto, conforme descrito por Tewarson (1995), o processo de combustão é sempre incompleto, ou seja, os resultados da queima apresentam monóxido de carbono (CO), sendo o índice de liberação de CO uma medida da eficiência da queima do gás.

Para o GLP, a relação AR/COMBUSTÍVEL estequiométrica é de 15,5 (Branco, 2006). Esta relação corresponde à massa de ar dividida pela massa de combustível, ambas envolvidas na queima. Ar em demasia desperdiça energia térmica da queima, entretanto ar insuficiente desperdiça combustível, o qual mal queimado causa poluição. Em resumo, a melhor faixa operacional é obtida com baixos excessos de ar e baixo teor de CO nos produtos da combustão.

Os queimadores de gases combustíveis podem ser divididos em aspirantes e de queima direta (Garcia, 2002). No presente trabalho, tem-se queimador aspirante, onde parte do ar de combustão é aspirada pela queda de pressão na expansão do gás combustível dentro do venturi, o que promove a mistura do gás combustível com o ar.

Estes queimadores aspirantes são de chama curta, baixa capacidade e baixa razão de redução de queima (Garcia, 2002). A norma NBR 13723-1 (1999) classifica estes queimadores como sendo *queimadores aerados*.

Por sua vez, Baukal Jr. (2000) faz divisão entre queimadores de chama aberta e queimadores radiantes. Queimadores de chama aberta são aqueles que não apresentam a chama confinada, como em tubos radiantes, nem a chama primariamente presa a uma superfície, como queimadores porosos. Desta forma, o calor por radiação proveniente da

chama destes queimadores atinge diretamente seu alvo, constituindo o mecanismo presente na câmara de combustão em estudo.

Por outro lado, queimadores radiantes são aqueles que aquecem uma superfície sólida a qual emite radiação infravermelha para seu alvo. Estes últimos queimadores têm o propósito de gerar uma fonte de calor através de uma superfície de temperatura uniforme, para aquecimento e fundição de uma variedade de materiais.

A Fig. 2.1 mostra um croqui em escala para ilustrar o queimador utilizado na bancada experimental. Este queimador é encontrado em fogões da marca BRASTEMP, e trabalha com vazão de GLP de 1 L/min até 2,3 L/min (Oliveira, 2005). Estas foram as duas vazões empregadas nos testes experimentais.

Ainda, o bico injetor utilizado foi de 1,10 mm de diâmetro, adquirido por recomendação na loja de assistência técnica autorizada em Florianópolis, visto que não se vendia aquele de 1,05 mm de diâmetro, o qual é recomendado pelo fabricante (Oliveira, 2005).

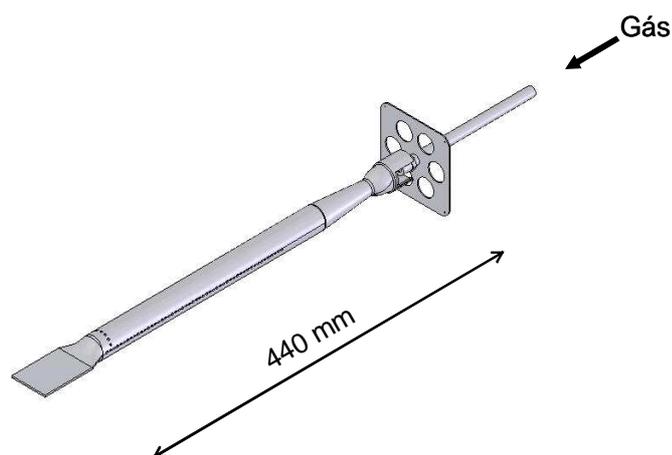


Figura 2.1 - Esboço em escala do queimador utilizado.

2.3 Modelos de transferência de calor

2.3.1 Emissividade e fator de forma de chama

O tratamento dado a problemas de transferência de calor por radiação em câmaras de combustão pode ser bastante complexo, quando incluem gradientes de temperatura no gás e nas paredes da câmara. Entretanto, uma formulação menos rigorosa satisfaz muitos problemas. Perry (1997) faz divisão entre dois tipos de formulação.

O primeiro consiste em assumir que a câmara é grande e a temperatura do gás varia apenas na direção de seu fluxo. O segundo faz uso da hipótese de que a temperatura

radiante do gás ou da chama é conhecida, ou ao menos se pode atribuir um valor médio para cálculo da emissão de calor.

Conforme observado por Perry (1997), para calcular a emissividade da chama ou dos gases de combustão, faz-se necessário o conhecimento da temperatura do gás e/ou da chama que emite radiação. Ainda, para estimar a troca radiativa, a temperatura da parede deve ser conhecida. A radiação proveniente da chama se dá pela queima de partículas microscópicas e submicroscópicas, além do vapor de água e dióxido de carbono, sendo que estes dois últimos emitem em bandas espectrais no infravermelho.

A dependência espectral de absortividade e emissividade das espécies presentes nos gases de combustão, bem como a não homogeneidade de suas temperaturas e concentrações, deveriam ser consideradas nos cálculos de radiação em cavidades. Todavia, a complexidade desta modelagem torna qualquer análise exata impraticável em aplicações de engenharia. Em seu estudo a respeito da queima de madeira em uma câmara, Ghojel (1998) assumiu a chama como sendo um objeto cinza e de emissividade constante, além de uniformidade na temperatura do gás e paredes da câmara.

Outro conceito bastante pertinente aos cálculos de troca radiante é o de fator de forma. Siegel and Howell (1992) define-o como sendo a fração de energia radiante que deixa uma superfície e atinge outra, denominando-o *fator de configuração*. Matematicamente, a estimativa do fator de forma requer a operação de integração sobre as áreas de troca radiante envolvidas, o que não é uma tarefa simples para chamas de combustão.

Para uma aplicação diferente daquela do presente estudo, Leung et al. (2003) assumem uma localização específica para a chama, atribuindo características geométricas como sua superfície. O fator de forma é então calculado considerando-se esta superfície. Os autores citam uma outra forma de determinar o fator de forma, onde é assumido que a radiação da chama é emitida inteiramente pela superfície superior da chama, o que fornece também estimativa de uma área (Qian, 1990 apud Leung et al., 2003).

A metodologia adotada neste trabalho, para a estimativa das trocas radiativas e convectivas, compara a absorção de calor de blocos de pequena dimensão de baixa emissividade com outros de alta emissividade, sem utilizar o calor total gerado pela chama, conforme será melhor explicado adiante. Assim, esta metodologia desenvolvida no LABTUCAL – UFSC, não requer a determinação da emissividade da chama, o que certamente representa uma grande vantagem. A técnica aqui empregada, onde as superfícies da câmara de combustão são isoladas termicamente, permite que se observe a distribuição da temperatura e as taxas de energia fornecidas pelo queimador de maneira qualitativa, conforme será abordado a seguir.

2.3.2. Taxas de transferência de calor em combustão

A taxa de liberação de energia térmica em processos de combustão consiste na taxa de geração de energia das reações químicas de combustão do gás combustível com o oxigênio do ar, que constitui o oxidante. Esta taxa é conhecida como “taxa química de liberação de calor” (Tewarson, 1995 apud Tewarson, 1988), e se divide em taxa radiativa e taxa convectiva, tendo, portanto, dois componentes.

O processo de convecção encontrado na câmara de combustão do presente experimento é o de convecção natural a partir da chama, devido à baixa velocidade de escoamento do gás e à distância existente entre a chama e demais componentes da bancada. Consequentemente, um alto gradiente térmico se forma entre a chama e regiões adjacentes a ela.

Combustíveis gasosos apresentam perdas se comparados aos líquidos e sólidos, quando relacionados à radiação proveniente da chama. Isto se deve ao fato de que a chama gerada tem menor luminosidade, além da radiação se dar apenas em uma faixa estreita de comprimentos de onda (Baukal Jr., 2000). Projetos de novos queimadores visam diminuir esta perda, através de combustão estagiada, injeção de partículas ou óleo na chama, pré-aquecimento do combustível e/ou oxidante, entre outros. Contudo, queimadores continuam a ser uma importante área de pesquisa em combustão.

Segundo Baukal Jr. (2000), dois tipos de medição de radiação têm sido feitos em estudos de combustão, considerando radiação total e espectral. No presente trabalho, mediu-se radiação total, através de um *detector* (blocos de alumínio) medindo toda a radiação absorvida, independentemente do comprimento de onda.

Por outro lado, para efetuar a medida da taxa de transferência de calor por radiação em invólucros como uma câmara de combustão, deve-se conhecer as temperaturas de todas as superfícies e utilizar os modelos de troca radiante disponíveis na literatura. Estes modelos embora precisos, podem ser em muitos casos difíceis de serem implementados.

Por outro lado, correlações podem ser usadas para a determinação da taxa de troca de calor por convecção, a partir de medidas de velocidades do ar na cavidade. Note-se que uma modelagem matemática precisa, específica para cavidades do tipo de um forno, é difícil de ser desenvolvida. Além disto, a precisão dos cálculos de trocas térmica através de correlações pode ser comprometida, já que estas são desenvolvidas para casos bastante específicos, muitas vezes diferentes das condições reais de funcionamento de um forno.

Os dois métodos acima citados são métodos diretos, onde a partir do conhecimento do nível de temperatura e de potências transferidas pelas superfícies da cavidade é possível estimar as taxas de troca de calor por radiação e por convecção.

Como se verá a seguir neste texto, o método utilizado no presente trabalho para estimar o coeficiente de troca térmica por convecção na câmara é direto, utilizando a temperatura do ar nas vizinhanças do bloco, conforme descrito adiante na seção 5.1.1. deste texto. Por sua vez, para as medidas de radiação, o método é indireto. Isto porque ao invés de determinar todas as parcelas de trocas radiantes provenientes da parede da câmara e da chama do queimador, mede-se a radiação através da taxa de aquecimento de pequenos blocos que absorvem energia por radiação.

Como já observado, a vantagem deste método consiste na facilidade de obtenção de dados experimentais uma vez que não é mais necessário determinar a emissividade e a temperatura de chama, dados difíceis de serem obtidos. Entretanto, a metodologia pode apresentar incerteza considerável, sendo aplicável para uma determinação qualitativa entre os processos de troca térmica por convecção e radiação, conforme abordado no Capítulo 5.

2.3.3. O modelo de Ghojel (1998)

Ghojel (1998) apresenta um modelo de aquecimento de uma barra de ferro na posição horizontal e vertical, a partir de radiação e convecção gerada da queima de madeira em uma câmara de combustão.

Neste trabalho, as hipóteses assumidas são as seguintes:

- A temperatura do gás produto da combustão é uniforme.
- A soma dos fatores de forma dos elementos que trocam calor no interior da câmara é 1.
- Os produtos da combustão tem composição conhecida (10% CO₂, 10% H₂O e 80% N₂) e tanto absorvem quanto emitem radiação.
- A dependência espectral das propriedades radiativas não são consideradas. Assim, a radiação total é considerada.
- A convecção se deve pelo escoamento de ar no interior da câmara proveniente da região da chama, de onde partem os produtos da combustão e ar puro.
- Os elementos que recebem energia térmica dentro da câmara são aquecidos uniformemente não apresentando gradientes internos de temperatura.

Este modelo se baseia em um modelo prévio, publicado por estes mesmos autores. A principal diferença entre estes modelos está no fato de que, no modelo anterior, os gases da combustão são considerados transparentes, enquanto que, no presente modelo, são considerados meios participantes da troca térmica.

Este autor obteve o seguinte balanço de energia para um objeto localizado sobre ou perto das paredes da cavidade:

$$q_{conv} + q_{rad} = \frac{c_p \cdot \rho}{P/A} \frac{dT}{dt}, \quad (2.1)$$

onde:

- q_{rad} representa a quantidade de calor absorvida por radiação em [W].
- q_{conv} representa a quantidade de calor absorvida por convecção em [W].
- c_p representa o calor específico do alumínio em [J/kg K].
- P representa o perímetro do elemento exposto à chama em [m]
- $\frac{dT}{dt}$ é a taxa de variação da temperatura no tempo do absorvedor de calor.

Este modelo é semelhante ao modelo adotado no presente trabalho.

Para várias superfícies no interior da cavidade, como é o caso do presente experimento, a troca térmica radiativa se torna complexa. O modelo apresentado por Mills (1992), apud Ghojel (1998), foi simplificado, assumindo as temperaturas da parede da cavidade T_s e do gás T_g como sendo uniformes, onde a componente radiativa de transferência de calor é calculada por:

$$q_{rad} = F_g \cdot \sigma \cdot T_g^4 - F_s \cdot \sigma \cdot T_s^4, \quad (2.2)$$

onde F representa *fatores de transferência*, o índice g se refere a gás, o índice s se refere à superfície da cavidade e σ é a constante de Stefan-Boltzmann, igual a $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$. O cálculo dos fatores de transferência é feito pelas seguintes equações, conforme pormenorizado no trabalho de Edwards and Matavosian (1984) apud Ghojel (1998), assumindo apenas uma reflexão no interior da câmara e a reflexividade ρ_s como sendo igual a $1 - \varepsilon_s$:

$$F_g = \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{g1}}{1 - (1 - \varepsilon_s)[(\varepsilon_{g2} - \varepsilon_{g1}) / \varepsilon_{g1}]}, \quad (2.3)$$

$$F_s = \frac{\varepsilon_s \cdot \alpha_{g1}}{1 - (1 - \varepsilon_s)[(\alpha_{g2} - \alpha_{g1}) / \alpha_{g1}]}, \quad (2.4)$$

onde ε_s representa a emissividade da superfície.

Nestas equações, o índice 1 representa propriedades para o *comprimento médio do feixe de radiação* na câmara e o índice 2 representa os dois comprimentos médios que incluem o efeito de uma reflexão. Estas hipóteses apresentam um erro de 4% com relação a um modelo com infinitas reflexões (Edwards and Matavosian, 1984, apud Ghojel, 1998).

De forma semelhante a metodologia apresentada no presente trabalho, assume-se a emissividade de corpo negro ($\varepsilon = 1$) para simplificar o modelo. A troca térmica por radiação entre o queimador e a cavidade é dada pela equação:

$$q_{rad} = \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot \sigma \cdot T_s^4, \quad (2.5)$$

onde ε é a emissividade total do gás a T_g e α a absorptividade total de radiação do gás a T_g , proveniente de uma superfície negra a T_s . Ambos os valores são obtidos a partir da literatura.

Por sua vez, o modelo para a transferência de calor por convecção é também simplificado, sendo expresso por:

$$q_{convc} = h_{convc} (T_g - T_s), \quad (2.6)$$

onde h_{convc} é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Os cálculos para os componentes convectivos e radiativos na troca térmica no interior da câmara foram feitos utilizando dados existentes na literatura (Smith and Stirland, 1983, and Latham et al., 1987, apud Ghojel, 1998), sendo $h_{convc} = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. É interessante observar que os resultados apresentados por este autor para modelos considerando meios participantes ou não são bem semelhantes, mostrando que a hipótese de que os gases de combustão formam um meio transparente é bastante razoável.

2.3.4. O Método de Milanez e Mantelli (2004)

Milanez e Mantelli (2004) desenvolveram um método qualitativo para a determinação experimental das taxas de transferência de calor convectiva e radiativa, baseado no *método da capacitância global*, descrito por Incropera e de Witt (1998). Neste método, considera-se que a resistência térmica condutiva interna de um sólido de pequenas dimensões é muito inferior à convectiva e radiativa externa ao sólido e assume-se que os gradientes internos de temperatura no sólido são desprezíveis, ou seja $T(x,y,z,t) \approx T(t)$.

Pequenos blocos cúbicos (15 mm x 15 mm x 15 mm) de alumínio são utilizados, uns com superfície polida e outros com superfície preta. A temperatura de cada um é monitorada por um termopar localizado em seu centro geométrico, através de um furo de 7,5 mm de profundidade com broca de 1 mm de diâmetro. Devido à baixa absorptividade do corpo polido, este é sujeito praticamente apenas à transferência de calor por convecção. Por outro lado, a energia total absorvida pelo bloco preto provém das trocas por radiação e convecção juntas. A Fig. 2.2 apresenta um esquema do princípio de funcionamento dos blocos para medição das taxas de transferência de calor.

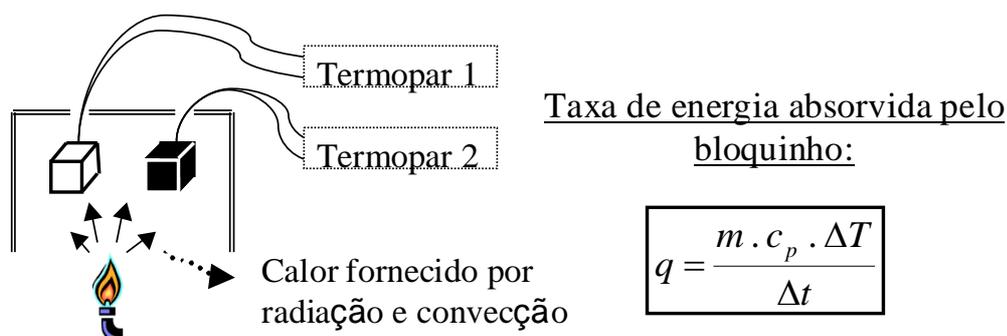


Figura 2.2 – Esquema do princípio de funcionamento dos dispositivos de medição.

Em diversas aplicações, tais como em fornos de cocção, quando a performance térmica destes é melhor avaliada verificando as taxas de trocas de calor por radiação e convecção que atingem, por exemplo, um alimento, o método dos blocos pode ser bastante conveniente. Neste caso, medem-se as taxas de calor por convecção e radiação disponibilizadas para o alimento e não a quantidade de calor que deixa todas as superfícies do forno.

O método com os blocos foi empregado com sucesso para avaliar o comportamento térmico de um forno de cocção doméstico (Milanez e Mantelli, 2004). Para um ponto no volume de uma cavidade já aquecida, onde se deseja obter as taxas de troca de calor por radiação e convecção, medem-se as taxas de aquecimento de um bloco preto e de um bloco polido, ambos frios. Assumindo que a emissividade térmica do bloco preto é um e a do polido é zero, o bloco preto será então aquecido tanto pela ação da radiação térmica (trocas de calor com todas as superfícies da cavidade e chama), quanto pela ação da convecção (com o ar quente que o circunda). As hipóteses adotadas para a realização do modelo de Milanez e Mantelli (2004), que também são empregadas no presente trabalho, são:

- Os blocos têm massa e dimensões que não influenciam na circulação do ar no interior da câmara.
- A emissividade dos blocos pretos é assumida como sendo igual a 1.
- A emissividade dos blocos polidos é assumida como sendo igual a zero.
- O fator de forma do queimador para qualquer um bloco é zero. Isto se deve ao fato do ângulo sólido (Incropera e de Witt, 1998) de emissão radiante da chama para o bloco ser pequeno. Desta forma, toda energia radiante que chega ao bloco se dá pela emissão e reflexão interna da câmara.
- O fator de forma dos blocos para a câmara é 1, ou seja, os blocos recebem energia por radiação de toda a parede da câmara.

- Um bloco não bloqueia as trocas radiativas de outro bloco vizinho, uma vez que as suas dimensões são pequenas, quando comparadas às da câmara. Em outras palavras, os fatores de forma entre blocos são considerados zero.
- Os testes se dão em regime transiente, uma vez que o cálculo dos coeficientes se dá pelo aquecimento dos blocos, conforme será abordado no Capítulo 5.

Desta forma, a diferença entre as taxas de aquecimento de blocos pretos e polidos em uma única posição, representa a quantidade de radiação que os atinge. Portanto, pode-se escrever:

$$q_{rad} = m \cdot c_p \cdot \frac{dT_{bloco\ preto}}{dt} - m \cdot c_p \cdot \frac{dT_{bloco\ polido}}{dt}, \quad (2.7)$$

onde m representa a massa de cada bloco.

Incropera e de Witt (1998) sugerem uma modelagem simples para um corpo, na temperatura T_{sup} , de área superficial pequena, que troca calor com uma superfície isotérmica muito maior, a qual engloba completamente a superfície menor. Este corpo maior poderia, por exemplo, ser representado por uma fornalha (câmara de combustão), cuja temperatura T_{viz} é diferente da temperatura da pequena superfície. Nesta condição, a irradiação desta vizinhança pode ser aproximada pela emissão de um corpo negro nesta temperatura. Se a superfície for difusa e cinza, a radiação líquida, recebida em sua área é dada por:

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma (T_{viz}^4 - T_{sup}^4), \quad (2.8)$$

onde:

- T_{sup} representa a temperatura superficial do bloco, que é uniforme em todo seu volume.
- T_{viz} representa a temperatura da vizinhança.

Estes mesmos autores afirmam que, em diversas aplicações é conveniente expressar a troca líquida de radiação na forma de uma equação semelhante à equação de troca de calor convectiva, desde que:

$$q_{rad} = h_{rad} \cdot A \cdot (T_{viz} - T_{sup}), \quad (2.9)$$

onde:

- h_{rad} representa o coeficiente de transferência de calor por radiação.
- A é a área superficial do bloco.

Milanez e Mantelli (2004) propõem uma técnica de medição qualitativa das parcelas de troca de calor radiativa e convectiva em uma cavidade, onde o coeficiente de

transferência de calor por radiação é definido a partir da Eq. (2.7), que pode ser combinada com a Eq. (2.9), resultando em

$$h_{rad} = \frac{m \cdot c_p \cdot \frac{dT_{bloco\ preto}}{dt} - m \cdot c_p \cdot \frac{dT_{bloco\ polido}}{dt}}{A \cdot (T_{viz} - T_{sup})} \quad (2.10)$$

Note-se que, através deste procedimento, compara-se o comportamento térmico dos blocos para se ter uma estimativa de um *coeficiente de troca térmica radiativa*. No presente trabalho, o cálculo de um coeficiente global de transferência de calor, incluindo tanto a radiação quanto a convecção, foi feito através de um balanço de energia. A soma das parcelas convectivas e radiativas de transferência de calor a partir da chama, que atingem a superfície dos blocos, correspondem à energia total absorvida. Ghojel (1998) também calcula esta energia total com base no aumento de temperatura sensível em um absorvedor de calor (barra metálica).

Assim, a energia total absorvida por cada bloco pode ser expressa pela seguinte equação:

$$q_{total} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta t}, \quad (2.11)$$

onde:

- q_{total} representa a energia total absorvida pelo bloco.
- ΔT representa a variação de temperatura no bloco.
- Δt representa o intervalo de tempo.

A presente metodologia assume que os processos de troca térmica radiante e convectiva podem ser somados, obtendo-se um coeficiente global, que inclui ambos os processos, definido por:

$$h_{global} = h_{convc} + h_{rad} \quad (2.12)$$

Um balanço de energia pode ser feito na superfície de um bloco, obtendo-se a expressão:

$$h_{global} \cdot A \cdot (T_{ref} - T_{sup}) = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta t}, \quad (2.13)$$

onde T_{ref} representa a temperatura do ambiente próximo ao bloco, assumindo-se a hipótese de que esta é próxima da temperatura das paredes da câmara e da temperatura T_{∞} , usada para cálculo na convecção.

A nomenclatura h_{global} foi aqui adotada para ressaltar que o cálculo dos coeficientes de transferência de calor é obtido a partir de um balanço de energia incluindo convecção e

radiação. Entretanto, para os blocos polidos, esta última parcela pode ser desprezível, visto que a emissividade de superfícies de alumínio polidas é bastante pequena. Portanto, para diferenciar os coeficientes medidos a partir dos dois tipos de blocos, denota-se h_{pretos} para os blocos pretos e $h_{polidos}$ para os blocos polidos.

Sabendo que na Eq. (2.13) $\Delta T = T_{final} - T_{inicial}$, para um determinado intervalo de tempo, fazendo $T_{sup} = T_{bloco}$ e isolando-se h_{global} , pode-se desenvolver a seguinte expressão para avaliar h_{global} :

$$h_{global} = \frac{m \cdot c_p}{\Delta t \cdot A} \frac{(T_{final} - T_{inicial})}{(T_{ref} - T_{bloco})} \quad (2.14)$$

É importante lembrar que o cálculo do calor absorvido pelos blocos por métodos diretos envolve o conhecimento das temperaturas das paredes da câmara de combustão, assim como da temperatura da chama.

Entretanto, aqui se faz uso de uma abordagem indireta, conforme detalhado no trabalho de Milanez e Mantelli (2004). Assim, assumindo-se as superfícies do bloco e das paredes da câmara como sendo cinzas e o bloco como muito menor do que a câmara, justifica-se o uso da metodologia descrita.

CAPÍTULO 3

A BANCADA DE TESTES

Neste Capítulo a bancada de testes utilizada no presente estudo, cuja abordagem é basicamente experimental, é descrita em detalhes. Os equipamentos e instrumentação utilizados, assim como os procedimentos experimentais adotados, são também descritos.

3.1 Metodologia de trabalho

O engenheiro tem, fundamentalmente, três ferramentas a sua disposição para resolver um determinado problema: métodos analíticos, métodos numéricos ou experimentação em laboratório.

Segundo Perry (1950), é possível avaliar e conhecer o desempenho térmico de uma câmara de combustão teoricamente, onde todos os fatores agem combinados, de acordo com os princípios e equações pertinentes aos fenômenos físico-químicos existentes. Isto exige modelagem matemática do problema, podendo dar origem a métodos analíticos bastante fiéis ao problema real, porém demasiado complexos para serem resolvidos.

A simulação numérica, que é uma ferramenta poderosa para avaliar e resolver problemas na área de ciências térmicas, também pode ser empregada. Para o presente caso pode ser estudado, por exemplo, o efeito da geometria do queimador e da câmara de combustão no desempenho térmico destes.

O pesquisador deve ter bastante tempo e experiência para poder lidar com erros inerentes ao processo de simulação numérica, provenientes de: discretização das equações de Navier-Stokes, erros de truncamento numérico, tamanho da malha, erros de ordem temporal, difusão numérica, simplificações bidimensionais ou unidimensionais, etc. Porém, a simulação numérica é essencial quando não é viável analisar o problema real no laboratório.

Existem atualmente no LABTUCAL – UFSC pesquisas envolvendo simulação numérica correlatas ao presente trabalho de mestrado. O software ANSYS CFX tem sido considerado como uma ferramenta para agregar conhecimento aos estudos de câmaras de combustão. Entretanto, as citadas complexidades inerentes ao procedimento numérico inviabilizou que estas atividades fossem concluídas juntamente com o presente experimento.

De uma forma geral, métodos analíticos e numéricos têm seus erros oriundos das aproximações e simplificações feitas do problema físico real. Por sua vez, a experimentação em laboratório tem seus erros oriundos das incertezas de medições. Portanto é interessante manter, dentro do possível, a semelhança entre a bancada experimental e as aplicações práticas de engenharia.

As atividades em fornos e queimadores no LABTUCAL – UFSC são baseadas em considerações empíricas e na experimentação em operação. Trabalhos anteriores de

pesquisa na área de cocção mostraram que o processo de troca térmica entre o calor disponibilizado pelos queimadores e os evaporadores dos termossifões apresentam grande sensibilidade a diversos parâmetros. O ajuste empírico destes parâmetros pode não levar à melhor configuração em termos de aproveitamento da energia liberada. Por esta razão, há a necessidade de uma bancada experimental que seja capaz de testar e investigar este tipo de sistema de aquecimento, onde diversos parâmetros de relevância sejam levados em consideração.

O alvo do presente trabalho é avaliar experimentalmente a proporção da taxa de energia liberada por radiação e convecção por queimadores em uma câmara de combustão, além de avaliar distribuições de temperatura na câmara de combustão e fatores relevantes encontrados nestas distribuições. Desta forma, pode-se ter dados para serem comparados com resultados empíricos obtidos a partir dos equipamentos já existentes e que permitam um melhor projeto da câmara de combustão em projetos futuros. Para tal, foram desenvolvidas metodologias para a determinação das distribuições de temperatura ou dos coeficientes de troca térmica.

Um planejamento experimental completo 2³ foi utilizado para avaliação das distribuições de temperatura em uma câmara de combustão sujeita à ação de diversos parâmetros. Esta abordagem é detalhada no Capítulo 4. Por sua vez, a metodologia utilizada na determinação das trocas térmicas, desenvolvida no LABTUCAL – UFSC anteriormente ao presente trabalho de mestrado, foi adaptada e os resultados obtidos estão apresentados no Capítulo 5.

Estas metodologias serão empregadas, num futuro próximo, para a avaliação térmica de queimadores desenvolvidos no LABTUCAL – UFSC.

3.2 A bancada experimental

A escolha da câmara de combustão depende de qual seja a sua aplicação específica, do tipo de combustível a ser utilizado, da geometria, dos níveis de temperatura requeridos, do tipo do processo de aquecimento (indireto ou direto), do meio de transporte do calor (Baukal Jr., 2000), entre outros parâmetros. Segundo Branco (2006), a geometria da câmara influencia inclusive na estabilidade de chama.

Para avaliar o desempenho térmico de uma câmara de combustão a ser aplicada em fornos de cocção de alimentos de médio porte, um aparato experimental foi projetado, construído e instrumentado especialmente para este fim. Neste aparato, parâmetros considerados relevantes foram pesquisados. Conforme descrito por Perry (1950), é possível mostrar como dados obtidos a partir de uma câmara de combustão podem ser aplicados a uma outra câmara de combustão semelhante.

A Fig. 3.1, apresenta um desenho em escala da bancada experimental utilizada no presente trabalho. Para uma melhor ilustração do experimento, as tampas frontal e traseira não estão sendo mostradas, nem os dispositivos e sensores usados nas medições de taxas de transferência de calor e de nível de temperatura.

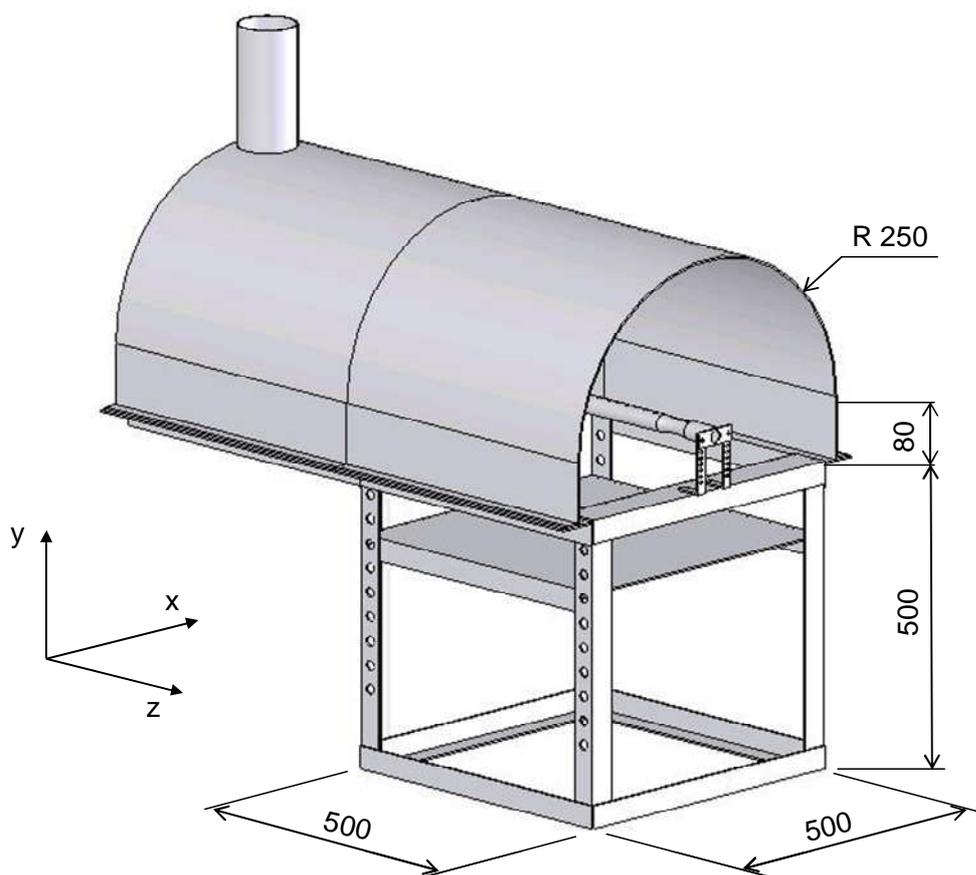


Figura 3.1 - Esboço em escala do experimento. Unidade: mm.

O aparato consiste basicamente em uma região preenchida com ar, confinada em torno de um queimador, do qual se deseja obter informações, tais como as parcelas da taxa de troca térmica por radiação e convecção e os níveis de temperatura de regiões adjacentes a ele. A geometria foi escolhida de forma a se poder no futuro simular um evaporador de um termossifão em uma câmara de combustão. Adotou-se uma região semicilíndrica, feita de chapa de aço calandrada, instalada em torno do queimador. Esta geometria foi escolhida para evitar que as paredes da câmara afetassem significativamente o comportamento térmico observado em torno do queimador.

O queimador escolhido para os testes neste trabalho foi, como já observado, o mesmo utilizado em fornos da Multibrás S. A. Eletrodomésticos, linha Brastemp. Uma base móvel foi instalada onde os blocos são apoiados. Conforme será explicado adiante neste trabalho, para cada medição das taxas de transferência de calor, é necessário que os blocos, estando

na temperatura ambiente, sejam rapidamente colocados na região já previamente aquecida em torno dos queimadores. O ar necessário à chama, tanto primário quanto secundário, é obtido a partir da base da câmara, pois, mesmo quando a base é levantada, deixa-se uma fresta entre a base e o queimador.

A câmara de combustão também apresenta uma chaminé na extremidade posterior ao queimador, fazendo com que os gases resultantes da queima percorram toda a extensão da câmara antes de serem liberados para a atmosfera.

A superfície externa da câmara é cuidadosamente isolada, tanto por convecção quanto por radiação, utilizando uma manta de lã de vidro, recoberta com uma camada de filme de alumínio, para garantir a baixa emissividade externa da câmara. As paredes também foram recobertas interiormente por filmes de alumínio para promover um melhor confinamento do calor gerado que aquece o ar em torno do queimador, evitando fugas de calor para o ambiente através das paredes da câmara.

Por sua vez, a distribuição de temperatura no interior da câmara, bem como nas paredes internas à mesma, é obtida com o uso de termopares, conforme se verá no próximo capítulo.

Note-se que a forma final da bancada experimental ficou um pouco diferente do projeto inicialmente proposto, uma vez que a bancada foi sendo aprimorada de acordo com resultados de testes preliminares. No início, as dimensões da câmara foram superdimensionadas, apresentando um volume cerca de 40% maior daquele que foi finalmente adotado. Na verdade, um volume maior da câmara gerava gradientes térmicos internos demasiadamente elevados, indesejados ao presente estudo. Além disto, decorrente da ausência de isolamento nos testes preliminares, as temperaturas na câmara atingiam níveis da ordem de 100 °C, enquanto que as temperaturas dos blocos ficavam em torno de 80 °C. Estas condições não representavam as normalmente encontradas na operação deste tipo de equipamento, não permitindo a comparação dos dados obtidos com dados reais observados na região dos evaporadores dos termosifões verticais, utilizados nos fornos de cocção de alimentos. Por estas razões, o volume da câmara de combustão foi reduzido.

Ainda foi observado em testes preliminares que, para condição de regime permanente no interior da câmara, devido à capacidade que os blocos pretos têm de trocar calor por radiação, estes se estabilizavam em temperaturas abaixo das temperaturas do ar na câmara, pois estes trocavam calor com as paredes da câmara, que estavam mais frias. Por sua vez, os blocos polidos se estabilizavam em temperaturas da mesma ordem de grandeza daquelas encontradas ao longo da câmara de combustão, uma vez que a troca calor por radiação, neste caso, é desprezível. Por esta razão, a câmara de combustão e a plataforma de suporte dos blocos foram revestidas com fita e papel alumínio, conforme já observado, a fim de manter o calor gerado no interior da câmara de combustão, evitando a troca de calor

por radiação com as paredes das câmaras, visto que a emissividade das fitas e folhas de alumínio é pequena (Incropera e de Witt, 1998).

3.2.1 Potências de trabalho do experimento

Conforme descrito por Carvalho Jr. (2004), a energia liberada no processo de combustão, também entendida como potência do queimador, pode ser obtida através da multiplicação da vazão do gás, \dot{m}_{GLP} , pelo seu poder calorífico, em concordância com aquilo descrito por Baukal Jr. (2000). Por conseguinte, tem-se que:

$$\text{Potência do queimador} = \dot{m}_{GLP} \cdot PCI_{GLP} \quad (3.1)$$

Analogamente ao presente experimento, em processos de combustão comumente encontrados, existe água no estado gasoso nos produtos da combustão. Isto determina a utilização do poder calorífico inferior (PCI) nos cálculos da energia liberada pela queima do gás, de acordo com a norma NBR 13723-1 (1999), ao invés do poder calorífico superior. Isto se deve ao fato de que o PCI inclui o calor gasto para vaporizar a água, representando uma energia que não é aproveitada pela câmara.

Rangel (1999) calculou o PCI do GLP como sendo 10.976 kcal/kg , constituindo-se no valor utilizado neste trabalho. Em concordância, Branco (2006) afirma que o PCI do GLP pode variar entre 10.990 a 11.820 kcal/kg . Assim, para as duas vazões máxima e mínima utilizadas no queimador (seção 2.2.2) e pela Eq. (3.1), tem-se as duas respectivas potências térmicas aplicadas à câmara de combustão.

$$\text{Vazão}_{\min} \text{ do queimador} = 1 \frac{l}{\min} \times 2,032 \frac{kg}{m^3} = 0,034 \text{ g/s} = 0,122 \text{ kg/h}$$

$$\text{Potência}_{\min} \text{ do queimador} = 0,122 \frac{kg}{h} \times 10.976 \frac{kcal}{kg} = 1.339,072 \frac{kcal}{h} = 1,56 \text{ kW}$$

$$\text{Vazão}_{\max} \text{ do queimador} = 2,08 \frac{l}{\min} \times 2,032 \frac{kg}{m^3} = 0,070 \text{ g/s} = 0,252 \text{ kg/h}$$

$$\text{Potência}_{\max} \text{ do queimador} = 0,252 \frac{kg}{h} \times 10.976 \frac{kcal}{kg} = 2.765,952 \frac{kcal}{h} = 3,21 \text{ kW}$$

3.3 Considerações sobre o procedimento experimental

Antes da realização dos testes, a horizontalidade do queimador foi sempre verificada mediante aparelho de nível. Duas medições horizontais e perpendiculares foram feitas, o que garantiu que o queimador estivesse no plano horizontal.

O controle de vazão de GLP foi feito através de uma válvula de controle e medição de vazão de gás, marca OMEGA, modelo FMA-A2415. Este controle foi feito através de um

sistema de aquisição de dados, composto por um micro-computador, um Datalogger HP34970A e o software HP Bench Link Datalogger Application. Medidas de milivoltagem são utilizadas neste controle.

Observou-se uma diferença entre a vazão ajustada com relação àquela que de fato atravessa a válvula, ou seja, a medida. Assim, foram feitos testes preliminares para ajustar o sinal enviado à válvula, de maneira a se obter a vazão desejada. Por exemplo, foi ajustado 0,290 V no sistema de comando para se ter 0,260 V de sinal na válvula, que é aquele que produz vazão próxima à máxima de trabalho do queimador, por volta de 2,08 L/min.

De maneira a verificar a eficiência da chaminé, foram medidas algumas temperaturas dos gases escoando na parte superior da câmara no sentido da chaminé, bem como nas regiões logo abaixo destas. A temperatura na parte superior mostrou-se de aproximadamente 250 °C e, logo 50 mm abaixo, de 140 °C. Ainda mais abaixo, porém dentro da câmara, foi encontrado o valor de 40 °C. Esta estratificação de temperatura sugere que não há recirculação dos gases, uma vez que o empuxo requerido para esses gases mais frios é suficientemente alto. Desta forma, a região dos gases acima e a jusante do queimador não é perturbada, uma vez que não existe recirculação e o escoamento se dá de forma laminar na direção da chaminé.

A eficiência da chaminé foi comprovada também mediante a observação do comportamento da fumaça de cigarros no interior da câmara, que é de fácil visualização. Desta forma, também se assume que não havia parcela de ar que não participasse do processo de combustão, denominado comumente por ar falso, nas tomadas de gases de combustão para análise, as quais estão descritas no Capítulo 7 deste trabalho.

3.3.1 As chamas observadas no experimento

A Fig. 3.2 apresenta uma foto da condição real de teste para a vazão mínima de aproximadamente 1 L/min. A chama é azul, pequena, bastante estável e bem ancorada no queimador, conforme ilustra a figura. Decorrente dos orifícios na parte posterior superior do queimador (ver Fig. 2.1), observa-se nesta região uma chama mais alta e amarelada. A cor amarelada, conforme abordado na revisão bibliográfica (seção 2.2), se deve a emissão de radiação por partículas de carbono incandescentes quando passam à frente de chama.

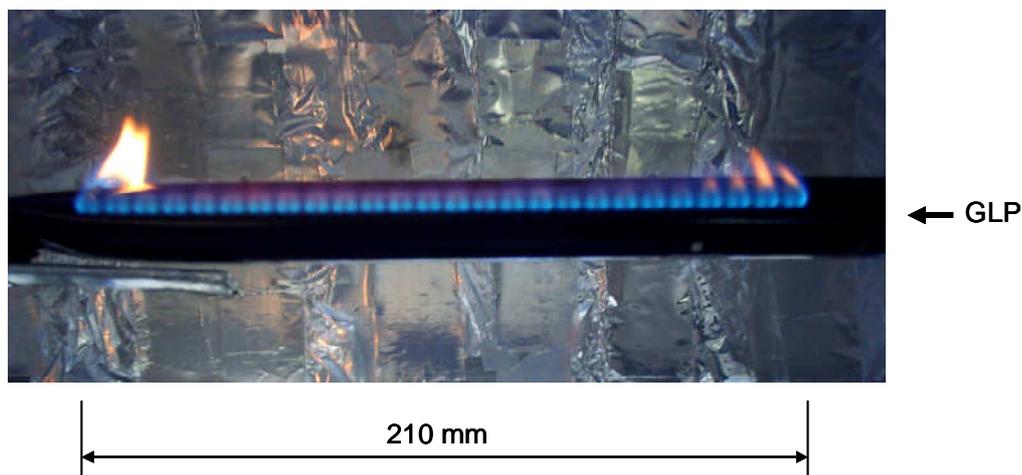


Figura 3.2 – Foto da chama para a vazão de 1 L/min.

Com a vazão máxima de aproximadamente 2,08 L/min, a chama fica maior, mais amarelada e mais oscilante em comprimento, ilustrada na Fig. 3.3. Esta chama não varia tanto em cor, ao longo do comprimento, ficando mais amarelada constantemente.

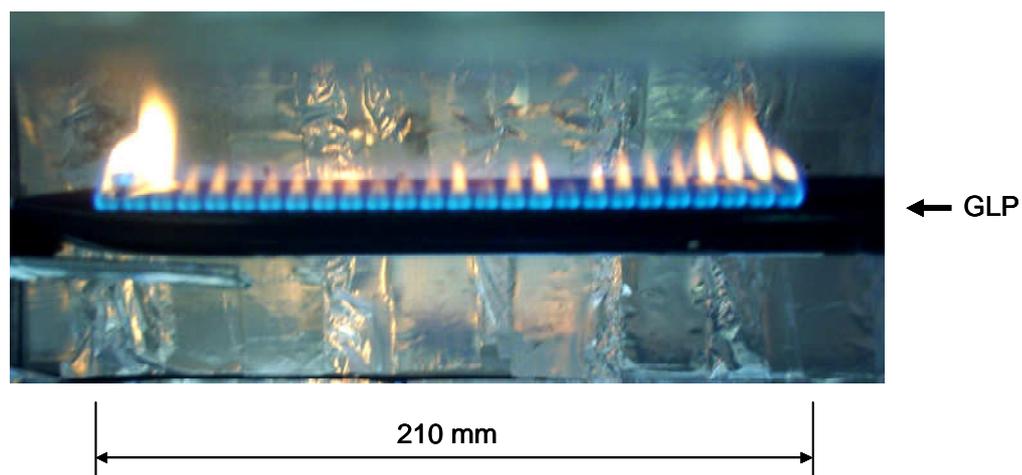


Figura 3.3 – Foto da chama para a vazão de 2,08 L/min.

Segundo Clifford (1969), a cor amarelada da chama é uma indicação de que não há ar primário suficiente para produzir uma chama azul, visto que a aparência amarelada é dada por partículas de carbono incandescentes não queimadas. Estas chamas não são desejáveis em aplicações comerciais e domésticas, uma vez que geralmente geram fuligem quando tocam superfícies mais frias como panelas, frigideiras, etc. Um aspecto importante no projeto de câmaras de combustão é viabilizar a oxidação da fuligem antes que esta saia da câmara para a atmosfera, reduzindo a poluição ambiental (Al-Omari, 2004).

O bico injetor utilizado difere em 0,05 mm em diâmetro com relação ao recomendado pelo fabricante dos fornos, conforme abordado na seção 2.2.2. Um orifício maior impõe uma velocidade de GLP menor e conseqüentemente um arrasto menor de ar primário, o que

pode acarretar numa chama amarela, conforme amplamente discutido no trabalho de Clifford (1969). Assim, é possível que a coloração mais amarelada da chama seja consequência do bico injetor utilizado.

Mesmo variando a vazão de gás significativamente, o regime permanente no interior da câmara é sempre atingido em, no máximo, aproximados 30 minutos. Todavia, a temperatura que caracteriza o regime permanente é diferente para cada vazão de gás imposta.

Conhecer o regime transiente não é alvo do presente trabalho, uma vez que os testes são conduzidos em regime permanente. No entanto, pode-se inferir mediante testes preliminares que o processo de aquecimento da chapa de aço calandrada que constitui a câmara de combustão é contínuo, sem oscilações relevantes, quando comparadas às oscilações de temperatura do ar presente no interior da câmara, apresentando curvas de aquecimento semelhantes àquelas observadas no ar.

O comportamento térmico do ar no interior da câmara em regime permanente é bastante oscilante. Por exemplo, pode-se observar variação de quase ± 20 °C para um mesmo termopar logo acima do queimador, para condições de teste onde maiores níveis de temperatura são atingidos. Por sua vez, o gradiente térmico no interior da câmara de combustão é bastante elevado, mesmo quando operando em regime permanente, podendo chegar a 200 °C. Isto direcionou a presente pesquisa a no sentido de mapear termicamente a câmara, o que possibilita conhecer melhor o experimento e inferir aspectos sobre a distribuição de temperatura em câmaras de combustão.

CAPÍTULO 4

DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA NO INTERIOR DA CÂMARA

Neste capítulo é apresentada a metodologia aplicada para a determinação das distribuições de temperatura no interior da câmara de combustão. Técnicas de planejamento experimental foram adotadas para o estudo dos diversos parâmetros considerados relevantes. Os resultados são apresentados em forma de mapas térmicos obtidos a partir do tratamento dos dados experimentais em softwares gráficos. Os mapas apresentados representam uma ferramenta auxiliar a ser disponibilizada para o projeto térmico de equipamentos, pois permite ao projetista localizar a distribuição de temperatura em uma câmara de combustão.

4.1 Planejamento experimental

Como já observado no capítulo anterior, previamente aos testes validados, foram realizados testes preliminares com a finalidade de conhecer melhor o aparato experimental e entender o seu comportamento durante os procedimentos experimentais. Assim, foi possível aperfeiçoar a bancada experimental, mesmo depois de fabricada, ao mesmo tempo em que se determinava quais os parâmetros mais relevantes para o presente desenvolvimento. A partir desta análise preliminar, foi possível desenvolver uma metodologia experimental para realização dos ensaios.

Desta forma, inicialmente foram selecionados quais os fatores de relevância que seriam testados. Os ensaios, ou testes experimentais, foram então realizados sob o princípio da aleatorização. Este procedimento consiste em realizá-los em ordem aleatória, impedindo que fatores indesejáveis e de não conhecimento do pesquisador contaminem os resultados. Assim, quando a ordem com que os ensaios são feitos é sorteada, a probabilidade de influência dos fatores não controlados, tais como o horário de testes, condições climáticas, desvios nas medições devido a variação no equipamento, etc, é igual em todos os testes realizados (Barros Neto et al., 2002).

Ainda, o procedimento blocagem foi adotado na realização dos testes. A blocagem consiste em impedir que fatores indesejáveis, porém conhecidos pelo pesquisador, contaminem os resultados (Barros Neto et al., 2002). Tais fatores puderam ser detectados mediante análise de alguns testes preliminares cujos resultados não são mostrados neste trabalho. Estes fatores foram então controlados, ou seja, mantidos em níveis pré-determinados. São estes:

- O condicionador de ar foi mantido desligado, uma vez que tem influência direta na temperatura do ar primário e secundário e na taxa de troca térmica para o exterior da câmara.

- As portas do laboratório foram mantidas fechadas e os exaustores desligados, impedindo que correntes repentinas de ar, ou bolsões de ar frio, entrassem na câmara pela área de entrada de ar secundário.
- Foi utilizado isolamento térmico com lã de vidro na carcaça externa da câmara, impedindo fuga de calor oscilante para o exterior da câmara, possibilitando a ocorrência de um regime permanente estável.

A condução de testes experimentais mediante planejamento fatorial fornece dados apropriadamente organizados, possibilitando melhor conhecimento da distribuição de temperatura dentro da câmara de combustão. Outrossim, facilita a compreensão de como fatores e interação entre fatores, em determinados níveis, influenciam as temperaturas e respectivas distribuições, para diferentes configurações de operação da câmara.

A distribuição interna de temperatura na câmara é obtida através de termopares instalados sobre a parede interna da câmara e em pontos de um plano interno à câmara, conforme ilustrado nas Fig. 4.1 e Fig. 4.2.

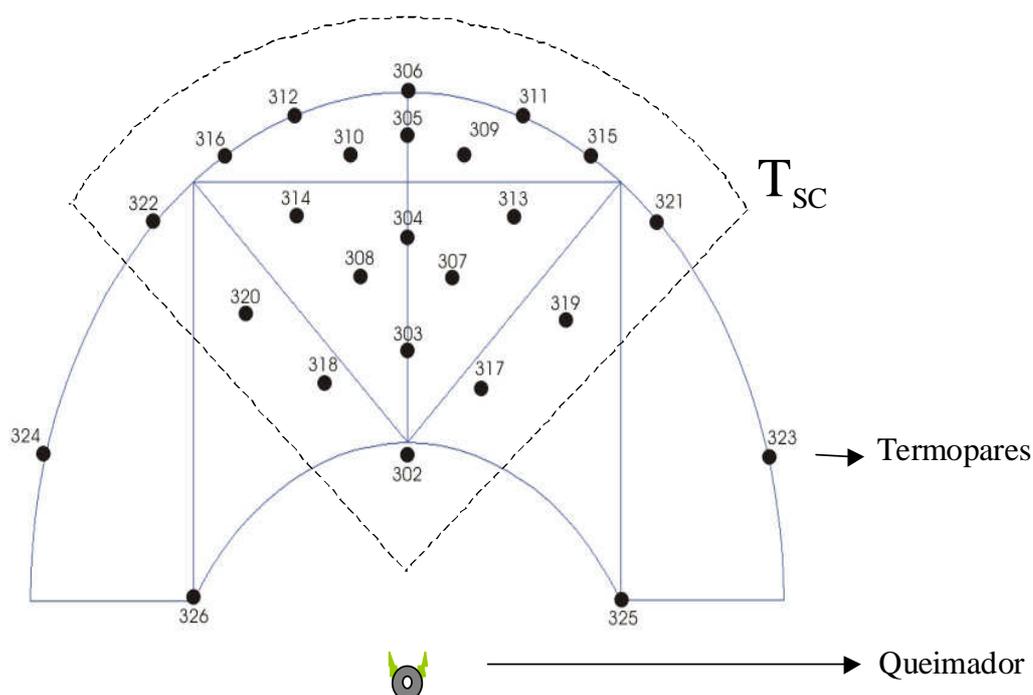


Figura 4.1 - Localização de cada termopar na estrutura que corre ao longo da câmara.



Figura 4.2 - Foto ilustrando a estrutura que corre ao longo do comprimento da câmara.

Três parâmetros, considerados como importantes para o projeto de uma câmara de combustão conforme observado na literatura, foram testados. Quando 3 variáveis são estudadas, o procedimento de análise deve considerar não somente a interação das variáveis duas a duas, mas também a interação tripla (Calegare, 2001). Como já observado, estas variáveis, doravante denominadas fatores, foram testadas em dois níveis.

Experimentos com apenas dois níveis são muito úteis em investigações preliminares, quando se deseja saber se alguns fatores têm ou não influência significativa sobre a resposta do sistema (Barros Neto et al., 2002 apud Box et al., 1978). Desta forma, utilizando 2 níveis extremos, grandes influências por parte de determinados fatores e respectivos níveis podem ser detectadas. Posteriormente, tais influências podem ser melhor conhecidas, através de novos ensaios em torno da região de resposta destes fatores e níveis. Analogamente, influências insignificantes podem ser logo descartadas não atrasando o trabalho de pesquisa, sendo assim denominadas de influências relativas a variáveis inertes (Barros Neto et al., 2002).

A Tab. 4.1 contém os fatores e os respectivos níveis nos quais foram testados.

Tabela 4.1 - fatores e respectivos níveis de teste.

Fatores		Níveis	
		(-)	(+)
1	Distância queimador - teto	350 mm	290 mm
2	Vazão de GLP	1 L/min	2,08 L/min
3	Volume da Câmara	0,0445 m ³	0,089 m ³

Para a altura do queimador, o nível (-) corresponde à sua posição inferior. Neste caso o queimador se localiza na região de entrada de ar secundário, a uma distância vertical de 350 mm em relação ao teto da câmara. O nível (+) corresponde à posição superior do queimador na câmara, quando esta distância é de 290 mm.

Para o volume da câmara, o nível (-) é conseguido mediante o deslocamento da chapa vertical posterior, a qual é colocada internamente à câmara, exatamente na posição onde os dois semi-cilindros se encontram, conforme mostra a Fig. 3.1. Esta chapa possui na parte superior uma abertura de área igual à área da seção transversal da chaminé, para permitir o escoamento dos gases da combustão. O nível (+) corresponde ao volume dos dois domos ilustrados na Fig. 3.1.

4.1.1 O planejamento fatorial 2^3

O planejamento fatorial é uma técnica experimental apropriada quando dois ou mais fatores estão sendo investigados, tanto em dois quanto em mais níveis, onde a interação entre os fatores pode ser importante (Calegare, 2001). A Tab. 4.2 apresenta um planejamento fatorial completo 2^3 , ou seja, dois níveis para três fatores, conforme pormenorizado por Barros Neto et al. (2002). Os ensaios estão dispostos em uma ordem padrão para visualização, não representando a seqüência em que foram realizados. Pelo procedimento padrão de confecção desta matriz de planejamento, as colunas devem começar com o nível (-) e se alternam um a um na primeira coluna, dois a dois na segunda coluna e quatro a quatro na terceira coluna.

A matriz de planejamento da Tab. 4.2 é preparada antes dos ensaios e, além dos níveis de cada fator com que os ensaios são executados, contém espaços para anotação das temperaturas médias observadas. Exemplificando, o ensaio 3 deve ser realizado com o queimador na posição inferior, a vazão máxima de trabalho e o volume da câmara de combustão reduzido pela metade.

Tabela 4.2 - Matriz do planejamento fatorial 2^3 .

PLANEJAMENTO FATORIAL 2^3										
Ensaio	fator 1 altura	fator 2 vazão	fator 3 volume	Resultados [°C]						
				T1 _m	T2 _m	T3 _m	T4 _m	T5 _m	T _m	T _{sc}
1	-	-	-							
2	+	-	-							
3	-	+	-							
4	+	+	-							
5	-	-	+							
6	+	-	+							
7	-	+	+							
8	+	+	+							

A Fig. 4.1 apresenta um desenho ilustrativo e fora de escala, mostrando, em vista frontal, os 26 termopares fixados em uma estrutura de arame, que os mantém em pontos onde as temperaturas do ar foram medidas. A Fig. 4.2 mostra uma foto da estrutura que contém os termopares. Como pode ser observado, os termopares são instalados todos em apenas um plano perpendicular ao queimador, através de uma estrutura montada em arame, a qual desliza em um eixo fixado no teto da câmara, varrendo seu interior na direção z da Fig. 3.1. Os termopares são presos à estrutura por fita alumínio e arames finos que resistem às temperaturas de trabalho do experimento.

Durante o teste, a estrutura de arame é deslocada, o que possibilita a medição de 5 planos de temperaturas, verticais e ortogonais ao eixo do queimador, paralelos ao plano xy da Fig. 3.1. O primeiro e segundo planos cortam o queimador em uma região onde não há combustão.

O início das medições assim como o deslocamento do plano de termopares só ocorre quando o sistema atingiu regime permanente, ou seja, quando os níveis de temperatura apresentam apenas variações aleatórias em torno de um valor médio, de forma que medidas que não foram feitas no mesmo instante podem ser consideradas instantâneas. Este procedimento gera um conjunto de temperaturas que permite obter distribuições tridimensionais da temperatura.

Na Tab. 4.2, $T1_m$ representa a média simples das 26 temperaturas lidas no primeiro plano vertical, a 90 mm a partir da tampa frontal, onde ocorre a entrada de gás. Esta seção não está localizada acima da chama do queimador. Da mesma forma, $T2_m$ representa a média simples das 26 temperaturas lidas no segundo plano vertical, a 170 mm a partir da tampa frontal. Este segundo plano também não está localizado sobre a chama do queimador. Da mesma forma, seguem as temperaturas médias $T3_m$, $T4_m$ e $T5_m$, espaçadas 80 mm umas das outras.

Para cada plano de medições de temperaturas, sete termopares foram posicionados na parede da câmara, ao longo da chapa calandrada. Tais termopares constituem as condições de contorno observadas para as distribuições internas de temperatura.

Por sua vez, T_m representa a temperatura média das médias nas seções medidas, porém apenas no ar aquecido desconsiderando-se as temperaturas da parede da câmara, calculada através da equação:

$$T_m = \frac{T1_m + T2_m + T3_m + T4_m + T5_m}{5}. \quad (4.1)$$

Desta forma, T_m fornece o nível médio de temperatura no interior da câmara. Esta temperatura representa o dado de saída ou a resposta do sistema, com relação à variação dos fatores e níveis contidos na Tab. 4.1.

Por sua vez, T_{SC} representa a média das temperaturas médias em cada seção, porém desconsiderando-se os termopares 323, 324, 325 e 326, ilustrados na Fig. 4.1. Portanto, tem-se uma região em forma de um setor de círculo. Desta forma, o subscrito SC representa as palavras setor e círculo. Na realidade, esta região é a de interesse do presente trabalho, uma vez que, nas aplicações desenvolvidas no LABTUCAL, é nesta região que se localizam os evaporadores dos termossifões, que devem absorver a energia proveniente da queima do combustível. Por esta razão, doravante, os resultados são todos apresentados em termos desta temperatura T_{SC} , que, de forma semelhante à T_m , representa o nível de energia que é disponibilizada no interior da câmara. Da mesma forma, constitui o dado de saída para análise.

4.1.2 Procedimento para cálculo dos resultados

Após a realização dos testes, a Tab. 4.2 pôde ser preenchida com os resultados encontrados, originando a Tab. 4.3, que contém as temperaturas médias em cada seção dos ensaios, bem como as temperaturas médias globais obtidas em cada ensaio.

Tabela 4.3 - Temperaturas médias encontradas em cada ensaio.

PLANEJAMENTO FATORIAL 2 ³										
Ensaio	altura	vazão	volume	Resultados [°C]						
				T1 _m	T2 _m	T3 _m	T4 _m	T5 _m	T _m	T _{SC}
1	-	-	-	167,0	164,0	168,8	165,0	165,4	166,0	169,1
2	+	-	-	171,7	175,4	177,9	171,8	185,7	176,5	185,3
3	-	+	-	259,1	258,9	277,5	265,7	265,8	265,4	271,7
4	+	+	-	244,0	247,7	271,8	264,9	273,2	260,3	275,0
5	-	-	+	151,4	155,1	161,5	155,8	155,5	155,9	160,6
6	+	-	+	153,3	157,6	161,8	154,7	151,7	155,8	159,9
7	-	+	+	216,2	218,7	229,4	221,1	225,7	222,2	229,7
8	+	+	+	220,2	224,5	255,6	235,7	233,3	233,9	248,4

As variações na resposta do sistema, ou seja, nos valores de T_{SC} , são conhecidos como efeitos. Os efeitos resultantes da variação dos níveis de cada fator são conhecidos como efeitos principais. Portanto, têm-se três efeitos principais:

- Efeito 1 causado pela variação da altura do queimador com relação ao teto da câmara.
- Efeito 2 causado pela variação da vazão de gás GLP no queimador.
- Efeito 3 causado pela variação do volume da câmara de combustão.

Ainda, tem-se os efeitos causados pelas interações entre fatores, considerando simultânea a variação dos níveis dos fatores. Os efeitos secundários são:

- Efeito 12 causado pela variação simultânea da altura e da vazão de GLP no queimador.
- Efeito 13 causado pela variação simultânea da altura do queimador e do volume da câmara.
- Efeito 23 causado pela variação simultânea da vazão de GLP no queimador e do volume da câmara.

Quando os três fatores são variados simultaneamente, ocorre a interação tripla, constituindo o efeito 123.

No planejamento fatorial completo 2^3 , cada efeito é uma combinação linear das oito respostas do sistema, ou graus de liberdade, com coeficientes $+1/4$ ou $-1/4$. Estes efeitos são então considerados independentes, decorrente da blocagem e aleatorização nos testes. Como 1 grau de liberdade é gasto no cálculo da média, têm-se os restantes 7 graus de liberdade, suficientes para calcular os sete efeitos procurados. Desta forma, num planejamento fatorial completo 2^3 os efeitos não se misturam entre si, ou não há confundimentos entre os efeitos como ocorre em um planejamento fatorial fracionário (Barros Neto et al., 2002).

Para cálculo dos efeitos são necessários os coeficientes de contraste, os quais são constituídos pela unidade acrescida do sinal correspondente ao nível de teste. Para as interações entre fatores, estes coeficientes são obtidos pela multiplicação dos coeficientes de contraste dos fatores envolvidos. A Tab. 4.4 apresenta os coeficientes de contraste utilizados no cálculo dos resultados.

Tabela 4.4 - Coeficientes de contraste para cálculo dos efeitos e interações dos fatores.

COEFICIENTES DE CONTRASTE PARA CÁLCULO DOS EFEITOS							
Ensaio	fator 1 altura	fator 2 vazão	fator 3 volume	interação 12	interação 13	interação 23	interação 123
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

Para cálculo dos efeitos, tanto de cada fator quanto das interações entre os fatores, deve-se multiplicar cada coeficiente de contraste da coluna pertinente, mostrados na Tab. 4.2, pelos respectivos valores de T_{SC} , mostrados na Tab. 4.3. Posteriormente, todos estes termos devem ser somados e divididos por quatro, conforme explicado por Barros Neto et al. (2002).

Exemplificando, é mostrado abaixo, em forma matricial, como foi calculado o efeito decorrente do aumento da vazão:

$$Efeito da Vazão = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -1 & -1 & +1 & +1 & -1 & -1 & +1 & +1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 169,1 \\ 185,3 \\ 271,7 \\ 275,0 \\ 160,6 \\ 159,9 \\ 229,7 \\ 248,4 \end{bmatrix} = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

4.2 Resultados

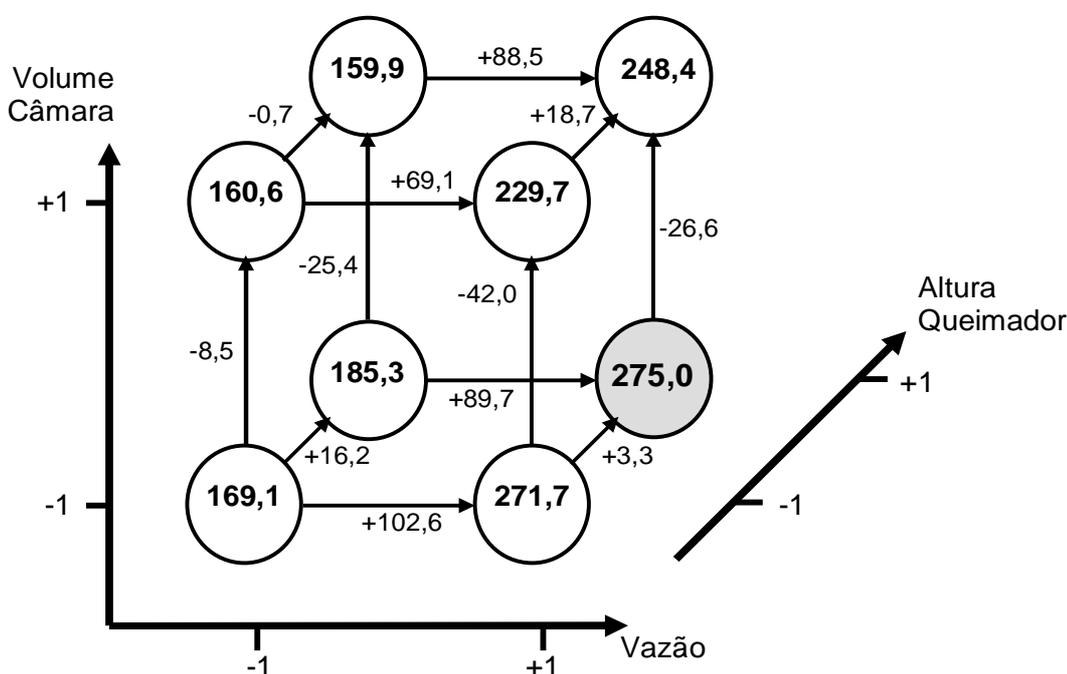
Os resultados obtidos estão mostrados na Tab. 4.5. Os cálculos foram feitos em planilhas do software EXCEL. É importante ressaltar que todos estes resultados são valores médios obtidos para a faixa experimental investigada.

Analisando a Tab. 4.5, observa-se que a vazão de gás é o parâmetro mais influente no experimento, uma vez que o aumento da vazão de, em média, 1 para 2 L/min, aumentou T_{SC} em 87,5 °C. Quando o volume da câmara e a altura do queimador estão no nível (-), a temperatura média teve seu aumento mais acentuado, sendo de aproximados 102 °C.

Por sua vez, o aumento do volume da câmara causa uma redução de T_{SC} em torno de 25 °C. Este valor de 25 °C é, de fato, resultado da média das variações encontradas nas arestas verticais do cubo da Fig. 4.3. Esta figura contém uma representação gráfica para melhor ilustrar os efeitos encontrados. Os vértices do cubo trazem os oito ensaios realizados. Nesta figura, a configuração do experimento que proporciona o maior nível de temperatura, o qual é de 275,0 °C, está em destaque. Todos os valores nesta representação estão em graus Celsius, com exceção dos eixos coordenados que contém os níveis de variação dos fatores.

Tabela 4.5 – Resultados: efeitos dos fatores e das interações entre fatores.

	RESULTADOS [°C]	
	T _m	T _{sc}
efeito do fator 1 (altura do queimador) =	+ 4,2	+ 9,4
efeito do fator 2 (vazão de gás) =	+ 81,9	+ 87,5
efeito do fator 3 (volume da câmara) =	- 25,1	- 25,6
efeito da interação 12 =	- 1,0	+ 1,6
efeito da interação 13 =	+ 1,6	- 0,4
efeito da interação 23 =	- 9,7	- 8,7
efeito da interação 123 =	+ 6,8	+ 8,1

Figura 4.3 - Diagrama para representar os resultados do planejamento fatorial 2^3 .

A Fig. 4.3 mostra que os efeitos calculados neste planejamento fatorial 2^3 podem ser interpretados como contrastes geométricos. Os efeitos principais são contrastes entre faces opostas do cubo e perpendiculares ao eixo da variável em análise.

Os resultados deste experimento foram também analisados através do software JMP, versão 5.1, 2003. Este fornece, além dos efeitos principais e das interações entre fatores, uma estimativa de quais fatores e interações entre fatores são mais significativos, através do coeficiente *Manufacturers Risk* ou *alfa-risk*. Este coeficiente, representado no software por α , representa o risco existente em se considerar um fator significativo quando na verdade ele não é significativo para a resposta do sistema. É utilizado na indústria para avaliar o risco em se considerar um fator significativo para as condições de operação do produto no

mercado ou quando submetido a testes em laboratório. O padrão freqüentemente utilizado para análise dos efeitos dos fatores e das interações entre fatores é $\alpha < 0,2$ (Senger, 2006).

A Tab. 4.6 fornece os valores de α para os efeitos calculados no valor de T_{SC} . Considerar, por exemplo, a interação 13 na Tab. 4.6 como significativa, representa risco alto de 97,7% em considerar esta hipótese válida. Em outras palavras, esta é a probabilidade desta interação não ser significativa. Isto pode ser visto no efeito calculado para esta interação de - 0,4 °C, que se constitui em um valor muito baixo, conforme ilustra a Tab. 4.5.

Tabela 4.6 – Manufacturers Risks para análise da relevância dos efeitos calculados.

Efeito:	α
fator 1 altura =	0,4798
fator 2 vazão =	0,0002
fator 3 volume =	0,0807
interação 12 =	0,9007
interação 13 =	0,9770
interação 23 =	0,5121
interação 123 =	0,5408

Utilizando o critério de $\alpha < 0,2$ pode-se concluir que, na faixa experimental investigada no presente trabalho, os fatores ativos na resposta T_{SC} são a vazão de gás e o volume da câmara. Entretanto, novos testes se fazem necessários para afirmar que, de fato, os outros efeitos não são significativos para a resposta térmica de câmaras de combustão. Na verdade, um engenheiro facilmente intui que a interação da vazão de gás e do volume da câmara deve ser significativa.

Contudo, pode-se concluir que a vazão de gás e o volume da câmara são os fatores ativos nesta bancada experimental, tendo maior influência na temperatura média da região localizada acima do queimador. Por fim, a vazão de gás é o fator mais ativo no experimento, por apresentar um efeito médio de + 87,5 °C na região de interesse desta pesquisa.

4.2.1 Os perfis de temperatura gerados

De posse dos valores das temperaturas nos planos de medição, foram gerados perfis de temperatura para cada seção medida, utilizando o Software Surface Mapping System, versão 8.00, 2002. O processo de mapeamento está pormenorizado no Anexo I, que apresenta o mapa representativo da estrutura contida na Fig. 4.2. Funções em coordenadas polares, que são consistentes com a geometria da câmara, foram utilizadas na interpolação das temperaturas medidas a fim de gerar os perfis de temperatura. A malha utilizada pelo

software é de 100 linhas por 83 colunas. Foram gerados perfis de temperatura para os 8 ensaios realizados, sendo 5 seções por ensaio, o que totaliza 40 perfis em planos ortogonais ao eixo do queimador.

Conforme observado na seção anterior, o Ensaio 4 da Tab. 4.2 apresenta o maior nível de temperatura no interior da câmara de combustão, o que é desejável para os absorvedores de calor, ou seja, os evaporadores dos termosifões verticais. Desta forma, os resultados são focados nesta configuração de operação.

Assim, são mostrados 3 perfis de temperatura gerados, de maneira que diferentes distribuições de temperatura ao longo da câmara possam ser discutidas. As seções onde estão contidos estes 3 perfis estão representadas esquematicamente na Fig. 4.4, na qual a câmara de combustão está simplificada com relação a Fig. 3.1.

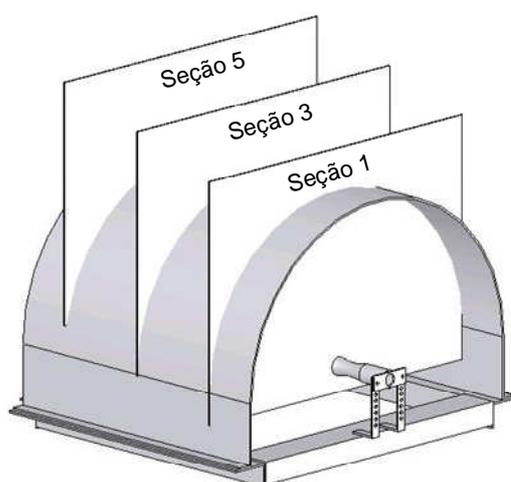


Figura 4.4 – Esquema das seções de medição de temperatura ilustradas.

O perfil de temperatura da primeira seção do Ensaio 4 da Tab. 4.3 está representado na Fig. 4.5. Nesta primeira parte da câmara não há combustão no queimador e a distribuição de temperatura é bastante uniforme. Entretanto, a ordem de grandeza das temperaturas é inferior às seções seguintes na câmara.

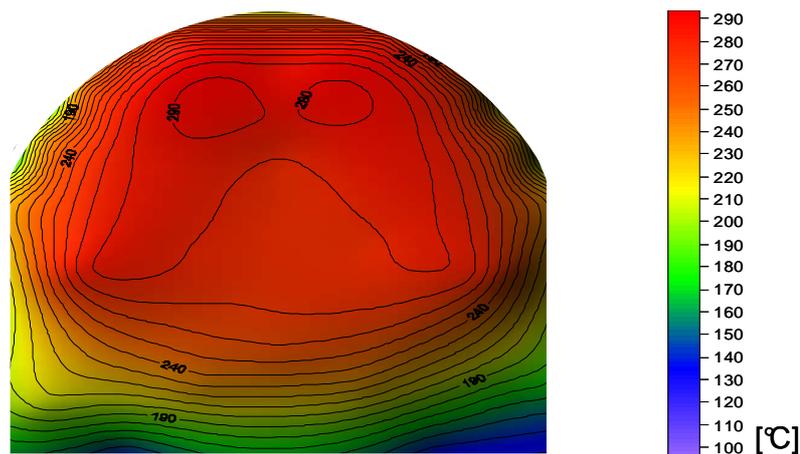


Figura 4.5 – Seção 1 do Ensaio 4 da Tab. 4.3.

A Fig. 4.6 apresenta o campo de temperaturas da Seção 3 também do Ensaio 4, localizada no centro da câmara de combustão. Esta figura mostra que a distribuição de temperatura nesta região é também bastante uniforme. É possível visualizar que a entrada de ar secundário diminui as temperaturas adjacentes ao queimador, sendo estas regiões mais frias do que o ar no interior da câmara, estando representadas pela cor azul na figura. Todavia, a ordem de grandeza destas temperaturas é bastante superior a do ambiente. Naturalmente, a concentração maior de energia se dá ao redor do queimador, onde ocorre a liberação do calor na queima, o qual se transmite para a câmara. Note-se que a relação entre cores e temperaturas varia para cada gráfico mostrado.

A Fig. 4.6 confirma, juntamente com outros campos de temperatura determinados, a hipótese de que a região em forma de setor de círculo acima do queimador é aquela de maior nível de temperatura. Portanto, esta é a região de interesse da presente pesquisa, na qual reside a maior parte da energia disponível liberada pelo processo de combustão.

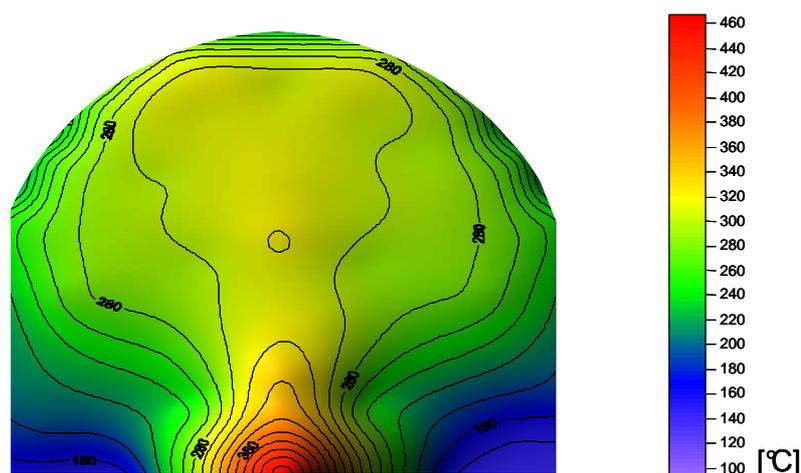


Figura 4.6 – Seção 3 do Ensaio 4 da Tab. 4.3.

Na medida em que a varredura no interior da câmara é feita, ou que a estrutura de medição das temperaturas se dirige para o final da câmara, a ordem de grandeza das temperaturas aumenta. Isto vem ao encontro do esperado, uma vez que este é o caminho preferencial da energia dentro da câmara, a qual flui junto com os gases de combustão.

A Fig. 4.7 mostra o perfil de temperatura na última seção da câmara, ilustrando que o perfil de temperatura no final da câmara já não é tão uniforme quanto no meio desta. Observa-se que no final da câmara existe um bolsão de ar mais aquecido na parte superior, uma vez que todo gás escoar ali em direção a chaminé. O escoamento do gás ascendente mais frio, especialmente pelas laterais da câmara onde entra ar secundário, mantém a região central um pouco menos aquecida.

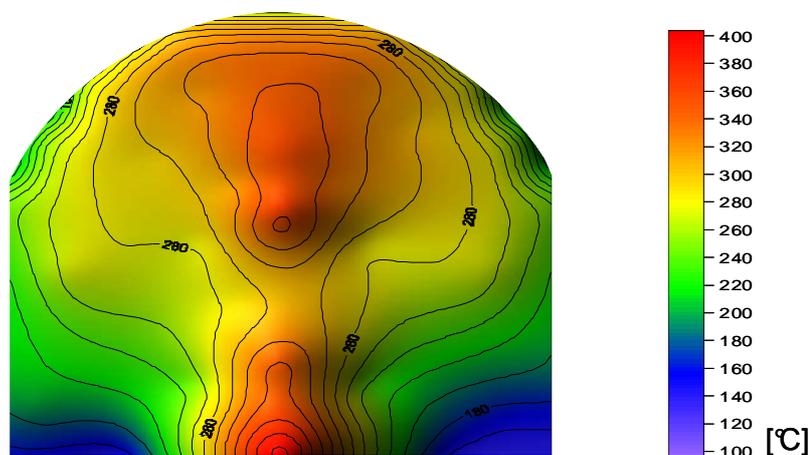


Figura 4.7 – Seção 5 do Ensaio 4 da Tab. 4.3.

Para ilustrar um perfil de temperatura bastante heterogêneo, tem-se a Seção 3 do Ensaio 5 descrito na Tab. 4.3, ilustrado na Fig. 4.8. Este ensaio faz uso da menor vazão de gás e altura do queimador. Por outro lado, o volume da câmara é o de maior nível, fazendo com que a distribuição de temperatura fique bastante vulnerável à entrada de ar secundário, às oscilações na vazão de gás e na tiragem, entre outros fatores.

As Fig. 4.7 e 4.8 são perfis obtidos por dados medidos na mesma posição na câmara, porém operando sob condições opostas, uma vez que todos os níveis na Tab. 4.3 para estes ensaios são exatamente opostos. A comparação visual de ambas é interessante. A Fig. 4.8 mostra que para esta configuração a distribuição de temperatura é mais heterogênea, haja vista a maior quantidade de isoterma no mapa.

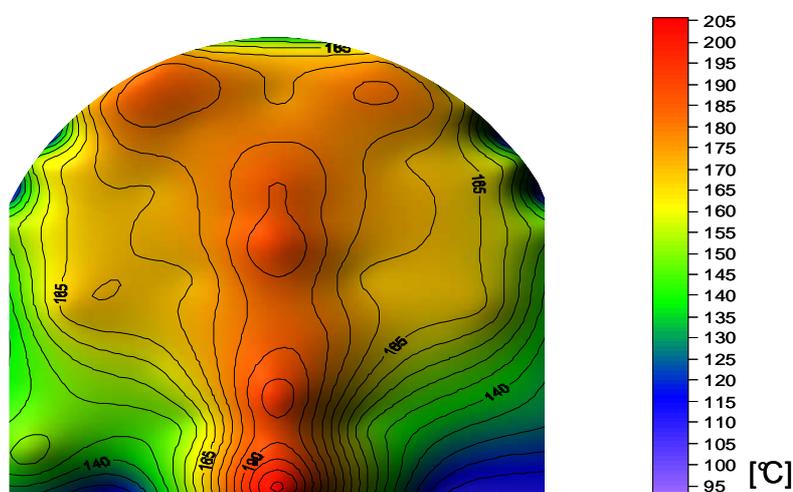


Figura 4.8 – Seção 3 do Ensaio 5 da Tab. 4.3.

Desta forma, verifica-se, ao longo do comprimento da câmara de combustão, a presença de uma massa gasosa quente que escoar na parte superior. Por outro lado, outra região de grande concentração de energia é aquela próxima ao queimador.

As distribuições de temperatura obtidas nos planos perpendiculares ao queimador foram combinadas de forma a se obter uma distribuição tridimensional de temperaturas. Para que a resolução das distribuições fosse de melhor qualidade, foram medidos perfis para as 5 seções já citadas. Para cada uma das seções foram aproveitadas apenas as medidas dos termopares 302 a 306 (ver Fig. 4.1) que se situam em um plano vertical que passa pelo eixo do queimador. Com as 25 temperaturas obtidas desta forma, ou seja, 5 temperaturas para cada uma das 5 seções, foi construído o gráfico da Fig. 4.9, que representa a distribuição de temperatura num plano vertical central ao longo câmara de combustão.

A análise desta figura permite verificar o caminho percorrido pelos gases da combustão, do queimador na região inferior da câmara até a chaminé na região posterior superior.

Verifica-se também uma região central logo acima do queimador onde a temperatura é mais elevada, superando os 500° C. Já a região posterior ao queimador é bastante fria, uma vez que não recebe o fluxo dos gases quentes.

Foram gerados e analisados 48 perfis de temperaturas neste trabalho, sendo 6 perfis para cada ensaio, porém nem todos são apresentados aqui. Como conclusão geral da análise destes gráficos pode-se afirmar que a parte central da câmara é aquela de maior nível de temperatura. Isto se deve ao fato de que na parte inicial não ocorre combustão e também parte do calor se perde para o exterior da câmara na parte frontal. A visualização deste fato é feita pela cor azul no mapa térmico. Além disto, na parte final da câmara também ocorre perda de calor para o exterior, decorrente da ausência de isolamento térmico na chapa colocada entre os domos para redução do volume.

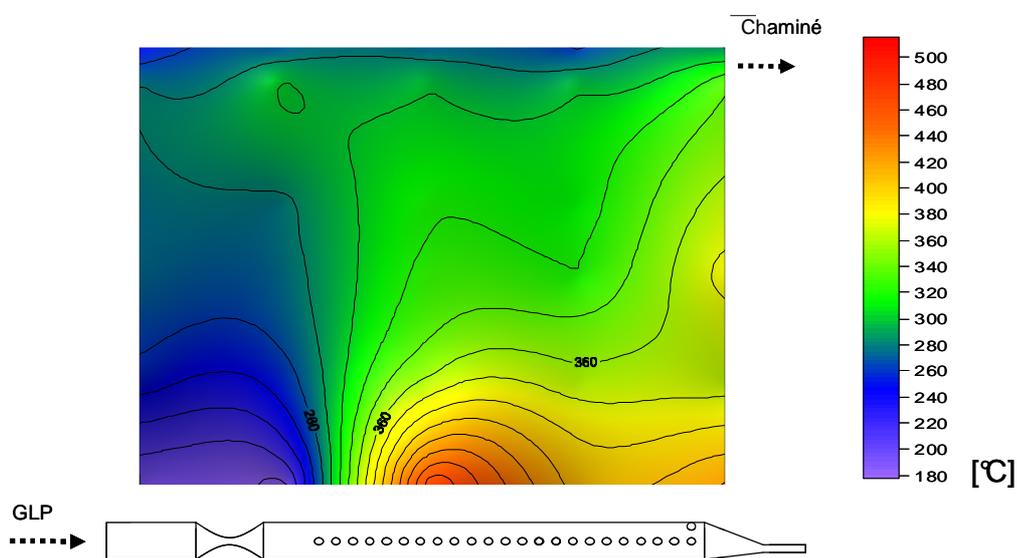


Figura 4.9 - Campo de temperatura ao longo do forno.

4.3 Incertezas experimentais

Nesta seção serão apresentados procedimentos de determinação das incertezas experimentais observadas, assim como os seus valores.

4.3.1 Incertezas experimentais para a vazão de gás

A válvula utilizada nos testes para medição e controle da vazão de gás é do fabricante OMEGA, modelo FMA-A2415. A vazão foi medida durante os testes, a cada 5 segundos. O controle foi feito através do ajuste de micro-voltagens no sistema de aquisição de dados, ou sistema de comando, composto por um micro-computador, um Datalogger HP34970A e o software HP Bench Link Datalogger Application.

Isto possibilitou conhecer a variação da vazão com o tempo durante os testes experimentais. O erro sistemático da válvula não foi considerado. Como o essencial era impor a mesma vazão em ensaios diferentes, assumiu-se uma distribuição retangular para estimativa do erro, de forma conservadora. Assim, apenas o valor aleatório observado foi determinado como sendo de $\pm 0,13$ L/min.

4.3.2 Incertezas experimentais para as distribuições de temperatura

Os termopares utilizados na estrutura de termopares são da marca Omega, tipo K (Cromel – Alumel), com especificação TT-K-36-SLE. Estes termopares são próprios para as altas temperaturas observadas no interior da câmara de combustão.

Um calibrador de termopares modelo Omega CL351A, que oferece uma incerteza de ± 1 °C foi utilizado na calibração do conjunto constituído pelos termopares utilizados e o sistema de aquisição de dados. O resultado desta calibração foi de ± 5 °C de incerteza para um termopar. Como as temperaturas variaram de 25 °C até quase 600 °C, o valor de ± 5 °C representa um erro máximo percentual de 3,4%.

Os ensaios não foram repetidos. O erro resultante do cálculo das médias de temperaturas, a partir de temperaturas obtidas independentemente entre si, foi calculado segunda a metodologia descrita por Holman (1994), resultando num valor de ± 1 °C.

CAPÍTULO 5

CONVECÇÃO E RADIAÇÃO NO INTERIOR DA CÂMARA

Neste capítulo serão descritos os procedimentos experimentais adotados para a determinação das taxas de transferência de calor por convecção e radiação no interior da câmara de combustão. Estes dados são de grande importância para o projetista térmico de equipamentos, cuja fonte térmica seja a queima de gases. Conforme o equipamento em desenvolvimento, pode haver maior interesse na absorção de energia por radiação ou por convecção, ou mesmo o interesse pode ser apenas na absorção da energia total disponibilizada ou ainda em um determinado nível de temperatura que deve ser alcançado. Os resultados obtidos são apresentados em forma de gráficos.

5.1 Medidas preliminares das taxas de transferência de calor

A metodologia empregada para a determinação das parcelas radiativa e convectiva das taxas de transferência de calor ao longo da câmara de combustão estudada foi apresentada na Seção 2.3.4. Nesta metodologia, blocos metálicos de pequenas dimensões, alguns pintados de preto e outros de superfície polida, são colocados frios no ambiente aquecido que se deseja estudar. Devido ao fato de que os blocos pretos trocam calor tanto por convecção quanto por radiação, estes devem apresentar uma taxa de aquecimento superior àquela observada nos blocos polidos.

A Eq. (2.14), aqui reproduzida:

$$h_{global} = \frac{m \cdot c_p}{\Delta t \cdot A} \frac{(T_{final} - T_{inicial})}{(T_{ref} - T_{bloquinho})},$$

utilizada no cálculo dos coeficientes de transferência de calor para os blocos, presume que, na medida em que o tempo passa, a temperatura dos blocos deve tender ao nível de temperatura observada na sua vizinhança. No presente trabalho, a maior dificuldade encontrada em utilizar este método para cálculo dos valores de h reside no fato de que a temperatura dos blocos não tende exatamente ao valor da temperatura do ar na sua proximidade. Esta temperatura é monitorada por um termopar colocado adjacente a cada bloco, conforme ilustra a Fig. 5.1.

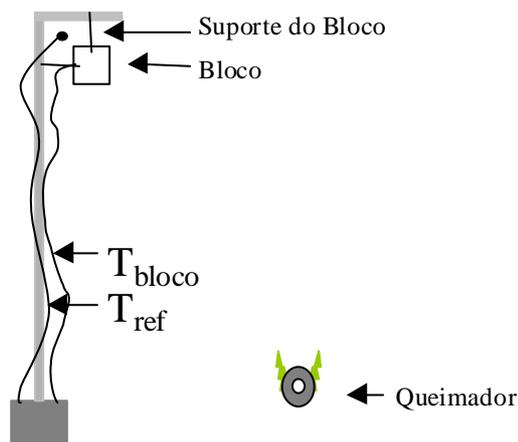


Figura 5.1 - Desenho esquemático da primeira estrutura para suporte de um bloco.

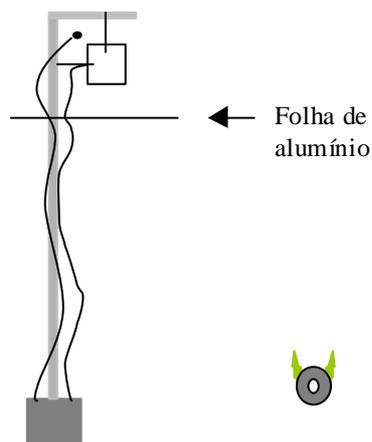


Figura 5.2 - Desenho esquemático da pequena folha de alumínio colocada abaixo de um bloco.

Esta metodologia já havia sido usada anteriormente com sucesso no laboratório para uma câmara de cocção de um forno assistido por termossifões, onde os blocos realmente tenderam as temperaturas medidas por seus termopares adjacentes. Neste tipo de forno, descrito na introdução deste trabalho, os queimadores ficam em outra câmara diferente da câmara de combustão, conforme ilustra a Fig. 1.1. Na ausência de combustão e mediante ajuda de um ventilador interno, a distribuição de temperatura na câmara de cocção é bem mais homogênea.

Em princípio, acreditava-se que o escoamento ascendente dos gases de combustão contornaria as superfícies do bloco de maneira homogênea, de forma que a temperatura lida no termopar adjacente seria representativa do ar existente ao redor do bloco. Entretanto, isto não ocorreu, uma vez que testes mostraram a existência de um gradiente térmico de aproximadamente 20 °C ao redor do bloco, o que inviabilizou o uso da metodologia adotada para outro projeto acima citado.

Com a finalidade de investigar a possibilidade ou não de se ter uma temperatura homogênea em volta do bloco, uma folha de alumínio foi colocada logo abaixo dos blocos, conforme ilustra a Fig. 5.2. Nesta configuração, novos testes foram feitos e as temperaturas dos blocos convergiram para a sua temperatura adjacente, demonstrando a homogeneização do ar ao seu redor. Entretanto, esta configuração não é representativa de absorvedores de calor e, portanto, não pôde ser adotada.

É pertinente ressaltar que os termopares que determinam T_{ref} são revestidos por uma fita de alumínio, uma vez que a solda dos termopares oxida, ficando de cor escura, o que favorece a absorção de calor por radiação.

5.1.1 Adaptação da metodologia de cálculo de h_{global} para o presente experimento

Na Fig. 5.3 estão apresentados apenas dados de um teste para apenas um bloco preto, para ilustrar a sistemática de testes empregada. Temperaturas no ar e nas paredes da câmara também foram lidas, porém omitidas no gráfico para facilitar a visualização. O comportamento das temperaturas dos blocos, tanto pretos quanto polidos, é bastante semelhante àquele apresentado no gráfico, para todas as configurações de operação do experimento. A diferença se dá apenas na magnitude de temperaturas atingidas.

Ao entrar frio na câmara de combustão, o bloco absorve calor da vizinhança até que sua temperatura permaneça constante, conforme ilustra a Fig. 5.3. Como a medida de T_{ref} não apresentou a precisão necessária no presente caso, adotou-se como T_{ref} a temperatura para a qual o bloco tende durante o teste, ao tender ao equilíbrio térmico com o meio. Assim, o valor a ser substituído na Eq. 2.14 para determinação de h é o valor da temperatura obtido por extrapolação da curva de aquecimento do bloco, conforme mostra a Fig. 5.3, onde a curva de aquecimento de um dos blocos é mostrada.

Em termos práticos, a temperatura final do bloco pode ser estimada tomando-se uma média dos últimos valores de temperatura medidos. O método da capacitância global assume o bloco como um sólido mergulhado em um fluido de temperatura T_{∞} , que são os gases da combustão. Assim, na medida em que o tempo tende ao infinito, o bloco tende à temperatura do fluido T_{∞} , representativa das trocas de calor por convecção e radiação.

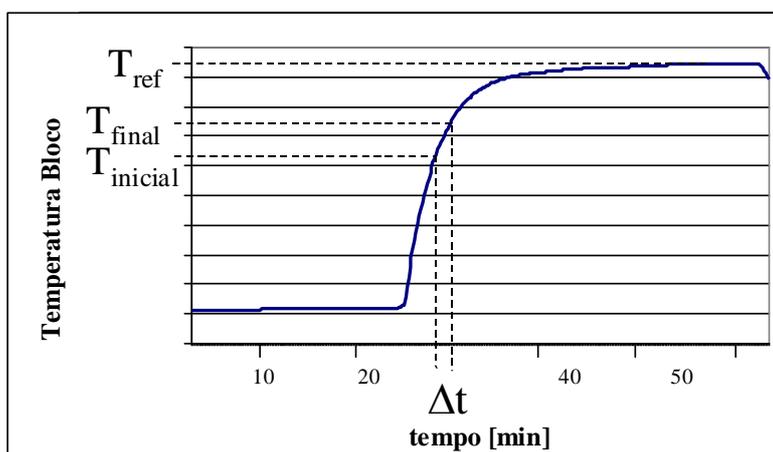


Figura 5.3 - Gráfico para um bloco.

A nomenclatura h_{global} foi aqui adotada para lembrar que o cálculo dos coeficientes de transferência de calor é obtido a partir de um balanço de energia (Eq. 2.13), o qual inclui convecção e radiação, apesar de que, para os blocos polidos, esta última parcela pode ser desprezível. Segundo Incropera e de Witt (1998), a emissividade de superfícies de alumínio polidas é bastante pequena ($\epsilon = 0,06$). Conforme já mencionado, para diferenciar os

coeficientes medidos a partir dos dois tipos de blocos, adota-se h_{pretos} para os blocos pretos e $h_{polidos}$ para os blocos polidos.

5.2 Procedimento experimental para medidas de taxas de transferência de calor

A distribuição de taxas de transferência de calor por radiação e convecção é obtida colocando-se quatro blocos pretos e quatro blocos polidos, todos à temperatura ambiente dentro da câmara de combustão. O seguinte procedimento foi adotado: os blocos, que são montados em grupos de quatro sobre uma base revestida de alumínio, conforme ilustra a Fig. 5.4, repousam à temperatura ambiente fora da câmara de combustão. O queimador situado no centro da câmara de combustão é então aceso, e as temperaturas internas da câmara são monitoradas até atingirem o regime permanente, o que leva em média cerca de 30 minutos. Os blocos são então colocados sobre a chapa da base móvel da bancada experimental (ver Fig. 3.1), sendo esta rapidamente levantada. As temperaturas dos blocos, monitoradas por termopares instalados no interior central destes, são lidas a cada cinco segundos até atingirem regime permanente. Como no caso das medidas de temperatura para a determinação da distribuição, diversos testes foram executados onde os blocos se situavam em posições que varrem a extensão da câmara de combustão. As posições de medição com os blocos coincidem propositadamente com aquelas para as distribuições de temperatura. Em outras palavras, a estrutura contendo os blocos foi posicionada nas mesmas seções da câmara onde foi posicionada a estrutura dos termopares.

Detalhes da estrutura que sustenta os blocos são mostrados na Fig. 5.5. Esta consiste de duas hastes independentes, marcadas com D para a direita e E para a esquerda do queimador. Os blocos têm furos superficiais laterais, feitos com broca de 0,7 mm de diâmetro, onde cliques fixam-nos às hastes. São enumerados conforme o canal com que são monitorados pelo sistema de aquisição de dados. Convencionou-se que os pretos receberiam números pares e os polidos números ímpares.

Note-se que os suportes são revestidos por alumínio para diminuir a sua influência nas trocas térmica da câmara de combustão. Os blocos são dispostos de forma a evitar o bloqueio da troca térmica entre o bloco adjacente e a chama. Além disto, os blocos são distribuídos de forma a monitorar uma região de geometria aproximada de um setor circular centrado no queimador. A configuração de testes, ou seja, o nível para teste de cada fator, está de acordo com o Ensaio 4 do planejamento fatorial completo 2^3 .

Na Fig. 5.4 observa-se que nas duas hastes existem dois termopares que foram utilizados apenas para fornecer uma idéia da temperatura do ar e dos gases da combustão em cada teste. Desta forma, pôde-se confirmar que os testes para os blocos foram de mesmo nível de temperatura do Ensaio 4, conforme esperado.

Como as temperaturas são lidas a cada 5 segundos, o valor de h_{global} também é determinado neste intervalo de tempo. O software EXCEL foi utilizado para calcular os valores de h_{global} e plotar os gráficos resultantes da variação de h_{global} com o tempo.

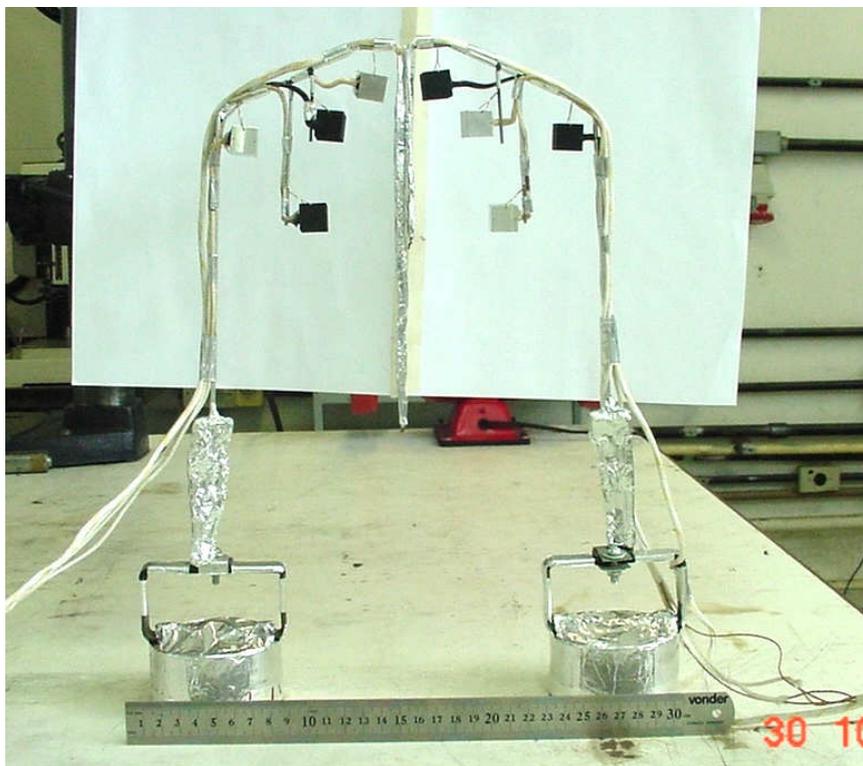


Figura 5.4 - Detalhe da montagem dos blocos pretos e polidos.

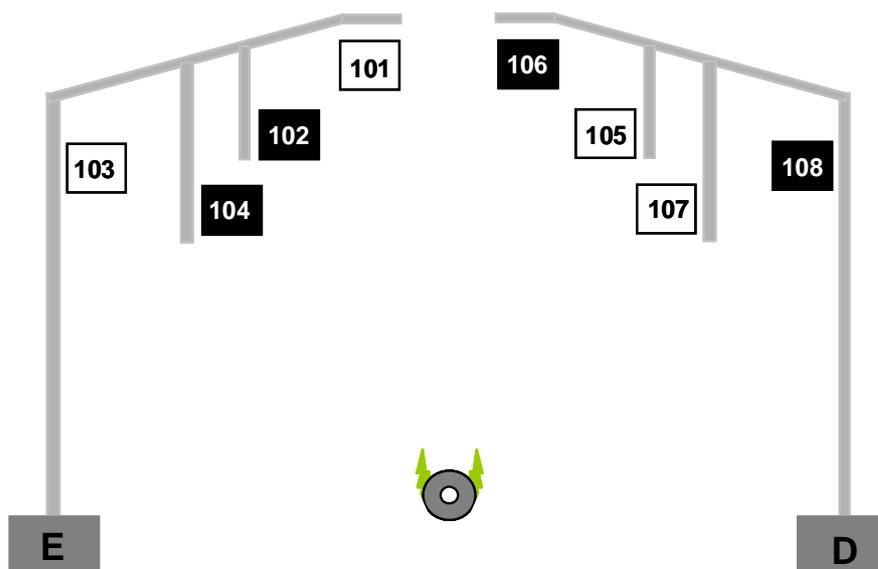


Figura 5.5 - Estrutura e numeração dos blocos utilizados nas medidas da taxas de transferência de calor.

5.3 Resultados

A Eq. (2.13) representa um balanço de energia na superfície do bloco. No lado esquerdo da igualdade, tem-se a convecção e radiação que chegam ao bloco. No lado direito da igualdade, tem-se o ganho de calor sensível no interior do bloco.

Assim, para um intervalo de tempo, o ganho de energia pelo bloco resulta no aumento da sua temperatura, enquanto que a troca térmica externa é calculada no instante de tempo final.

O erro existente nesta formulação é minimizado fazendo-se o intervalo de tempo tender a zero. O teste dos blocos dura em média 8 minutos e as temperaturas são lidas a cada 5 segundos. Desta forma, Δt representa 0,9% do tempo total de teste, o que sugere que a discretização do tempo adotada é boa.

Para a determinação dos coeficientes de troca térmica, além das temperaturas, os seguintes parâmetros são necessários:

- massa de cada bloco, $m = 0,009 \text{ kg}$.
- calor específico do alumínio, $c_p = 1033 \text{ J/kgK}$ (Incropera e de Witt, 1998).
- intervalo de tempo de cálculo para cada h , $\Delta t = 5$ segundos.
- área superficial total do bloco, $A = 0,001125 \text{ m}^2$.

5.4 Coeficientes de transferência de calor – Resultados

A Fig. 5.6 ilustra os coeficientes h_{global} na Seção 2 do forno para o Ensaio 4, a qual não está acima da chama do queimador, conforme mencionado na Seção 4.1.1. A numeração apresentada na legenda deste gráfico corresponde àquela mostrada na Fig. 5.5. Assim, as quatro curvas mais altas representam os valores obtidos para os blocos pretos, enquanto as quatro curvas mais baixas representam os coeficientes obtidos com os blocos polidos. Após os blocos serem erguidos para dentro da câmara de combustão previamente aquecida, conforme a sistemática de teste explicada anteriormente, estes atingiram regime permanente em aproximadamente 10 minutos. O final das curvas na Fig. 5.6 apresenta um declive acentuado devido à interrupção da vazão de gás para o queimador.

A Fig. 5.6 também mostra que, durante os testes, existiram oscilações como aquela observada para o instante de 3,6 minutos, aproximadamente. Estas oscilações são inerentes ao processo experimental, visto que ocorrem, por vezes, correntes de ar e de gases de combustão não uniformes na câmara. Estas correntes fazem com que as diferenças de temperatura na Eq. (2.14) evoluam de forma desproporcional, gerando flutuações momentâneas no valor de h . Contudo, pode-se inferir, através de uma aproximação razoável, que flutuações no valor de h se dão em torno de um valor médio, para regiões da câmara que não estão acima da chama.

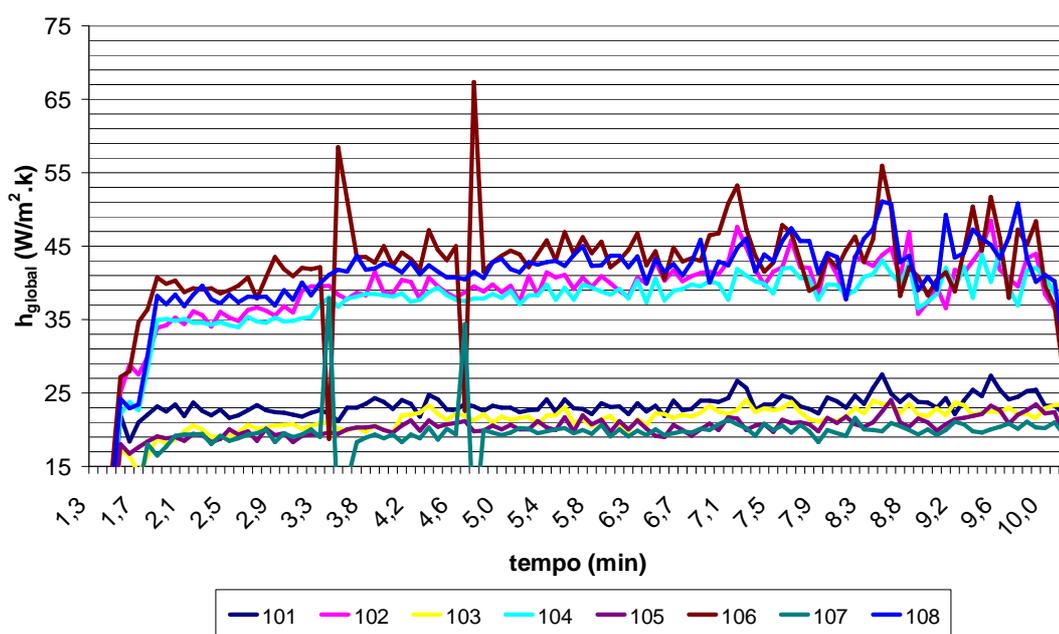


Figura 5.6 - Coeficientes globais de transferência de calor para a Seção 2 do Ensaio 4.

A Fig. 5.7 ilustra os coeficientes h_{global} na Seção 3 do forno para o Ensaio 4, a qual está acima da chama do queimador. Com o objetivo de ilustração do procedimento adotado, todos os valores apresentados neste gráfico estão também apresentados no Anexo II em forma de uma tabela.

Para as Seções 3, 4 e 5 do Ensaio 4, onde os blocos ficam acima da chama, observa-se que os valores de h_{global} para os blocos pretos (números 102, 104, 106 e 108), que incluem a radiação, tendem a aumentar com o tempo. Como na região acima da chama o bloco absorve radiação direta da chama, a taxa na qual o bloco tende a sua temperatura final é maior do que a taxa na qual a temperatura do bloco aumenta. Em outras palavras, o valor do denominador na Eq. (2.14) diminui mais acentuadamente do que o valor do numerador, acarretando no aumento do valor de h_{global} com o tempo.

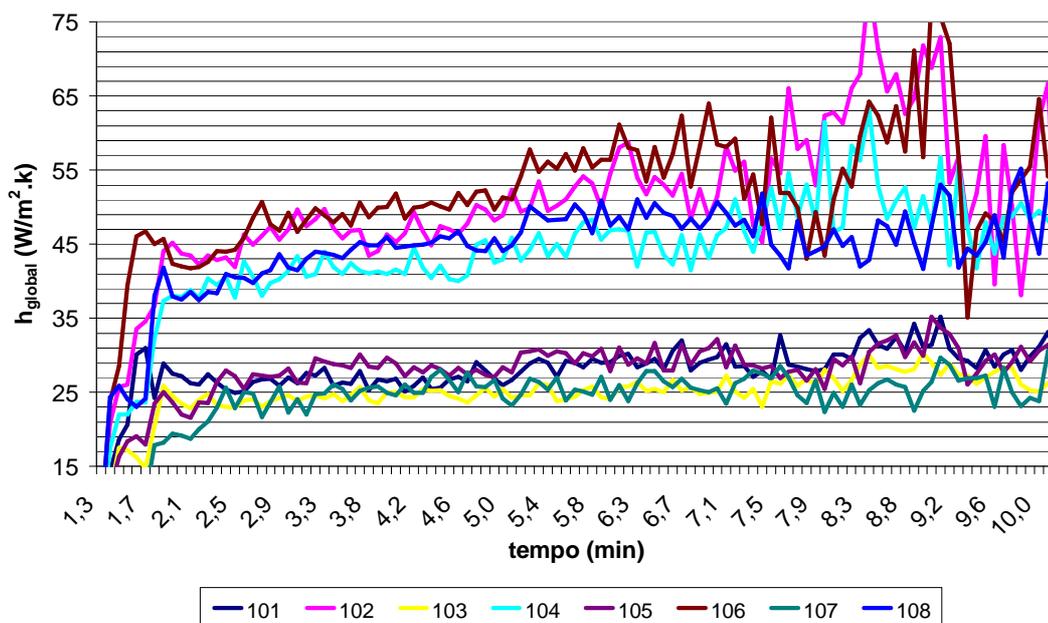


Figura 5.7 - Coeficientes globais de transferência de calor para a Seção 3 do Ensaio 4.

Depois de aproximados 8 minutos de teste, as temperaturas dos blocos pretos já são muito próximas das observadas para o regime permanente, não ocorrendo mais trocas significativas de calor. Todavia, as temperaturas dos blocos continuam a subir, o que novamente gera desproporcionalidade entre as taxas de variação das diferenças de temperatura na Eq. (2.14). Por esta razão, grandes oscilações podem ser observadas. Ainda em relação a Fig. 5.7, verifica-se que, decorridos 3 minutos do início dos testes, os blocos se estabilizam, uma vez que a razão $(T_{final} - T_{inicial}) / (T_{ref} - T_{bloco})$ da Eq. (2.14) apresenta pequena flutuação e fica em torno de um valor médio, conforme observado para todos os testes. Esta estabilização dura em torno de 1 a 3 minutos, quando novamente flutuações no valor de h_{global} são observadas. Na realidade, mediante a análise de todos os gráficos, concluiu-se que os pontos experimentais localizados na região central dos gráficos são os mais adequados para efeito de comparação dos resultados obtidos. Os dados restantes apresentam grandes oscilações.

Por esta razão a análise se dá na região estável dos gráficos. Conforme já citado neste texto, apenas os resultados referentes ao ensaio 4 são apresentados, por se tratar da configuração de interesse para operação da câmara de combustão.

A Fig. 5.8 ilustra o intervalo de tempo, de 3 minutos, para a Seção 3 do Ensaio 4, como se fosse um “zoom” na Fig. 5.7, inclusive com relação à escala no valor de h_{global} . É possível visualizar na magnitude de h_{global} a diferença entre a absorção de calor por convecção e radiação combinadas, daquela absorção de calor que se dá praticamente apenas por convecção.

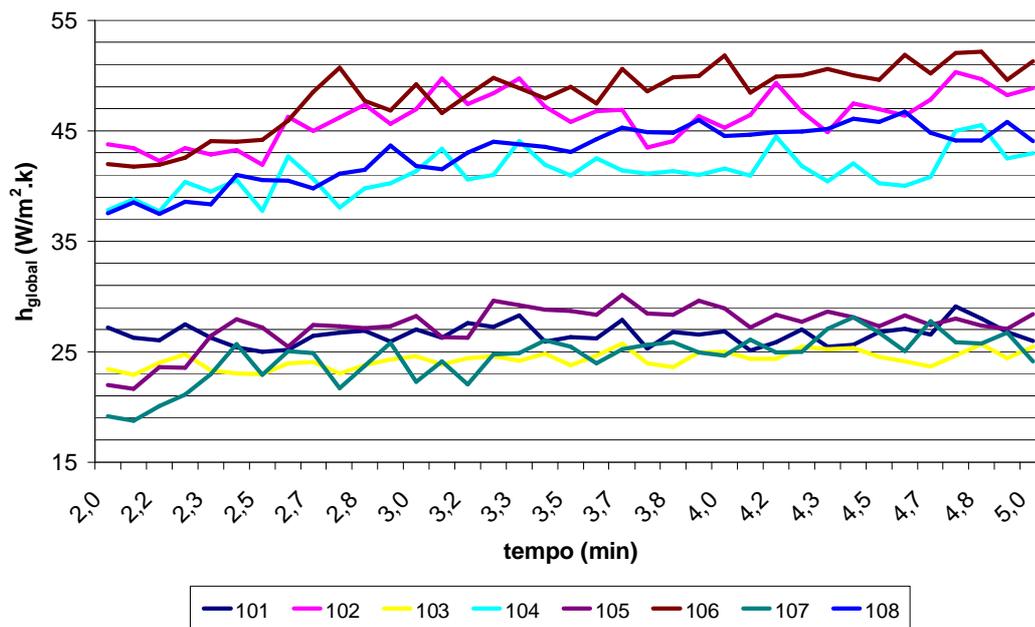


Figura 5.8 - Coeficientes h_{global} para apenas parte do teste da seção 3 do ensaio 4.

Comparando todos os gráficos obtidos, verifica-se que o intervalo de aproximadamente 1 minuto, compreendido entre o tempo de 3,8 a 4,8 minutos, apresenta estabilidade que permite uma comparação para todos os casos. Na Fig. 5.9 está apresentado um gráfico que representa um “zoom” do gráfico da Fig. 5.8.

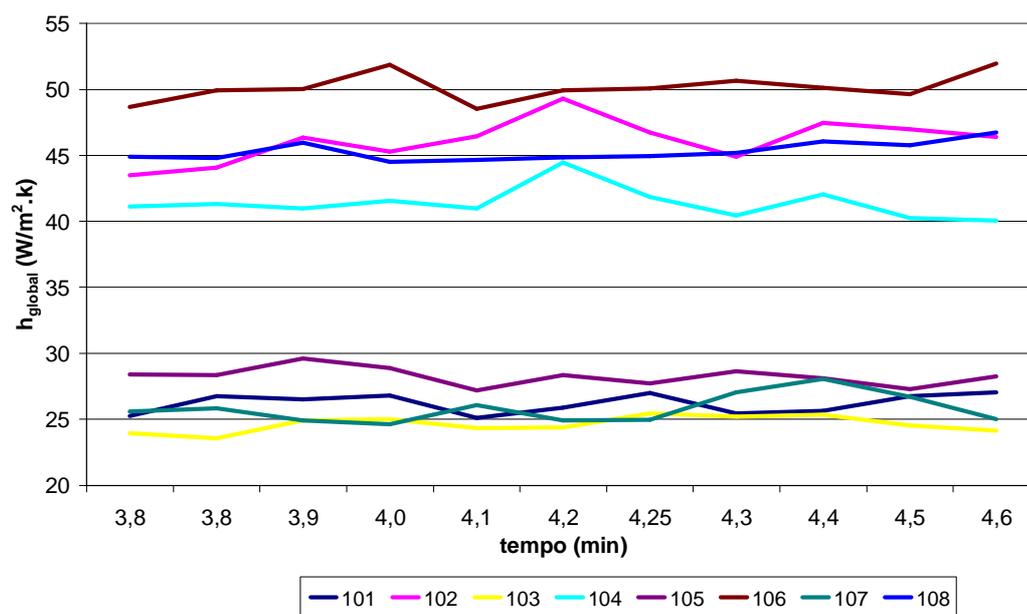


Figura 5.9 - Parte do teste da Seção 3 do Ensaio 4. “Zoom” no gráfico da Fig. 5.8.

De posse dos valores de h_{global} obtidos no intervalo mencionado em todos os testes, uma média destes valores pôde ser obtida para cada seção. Assim, qualitativamente, a distribuição de convecção e radiação no interior da câmara, para o Ensaio 4, é apresentada na Tab. 5.1, através da relação entre os coeficientes.

Tabela 5.1 – Relação entre os coeficientes para as diferentes seções da câmara.

	seção 1	seção 2	seção 3	seção 4	seção 5
h médio pretos [W/m²K] =	42	41	46	52	52
h médio polidos [W/m²K] =	22	21	26	27	26
$\frac{\text{h médio pretos}}{\text{h médio polidos}}$ =	1,90	1,93	1,74	1,90	1,98

A razão entre os coeficientes na terceira linha da Tab. 5.1 sugere que a convecção é o processo de troca térmica dominante. Isto por que o valor de h_{pretos} que inclui a convecção e a radiação não chega a ser o dobro daquele valor para apenas a convecção. Uma análise matemática destes valores é feita na seção 5.4.1, de maneira análoga àquela feita por Milanez e Mantelli (2004). Esta proporção é oposta àquela encontrada na literatura, quando se trata, por exemplo, de caldeiras, onde a radiação é o fenômeno dominante devido à alta temperatura dos gases (BAUKAL Jr., 2000).

Na câmara de combustão utilizada neste trabalho, a troca térmica se dá majoritariamente por convecção, devido à alta advecção existente em seu interior, ou seja, ao transporte de energia pelos gases de combustão. Este transporte de energia é elevado quando comparado à emissão de energia radiante, uma vez que as temperaturas observadas são relativamente baixas.

Os valores calculados pela Eq. 2.14 e contidos nas duas primeiras linhas da Tab. 5.1 representam a média simples para os quatro blocos pretos e os quatro blocos polidos em cada seção. Deste modo, tem-se uma estimativa da média destes coeficientes na região T_{SC} , discutida na Seção 4.1.1. Além disto, esta média fornece a ordem de grandeza dos processos de troca térmica nesta região, onde normalmente se localizam os absorvedores de calor em equipamentos assistidos por termossifões.

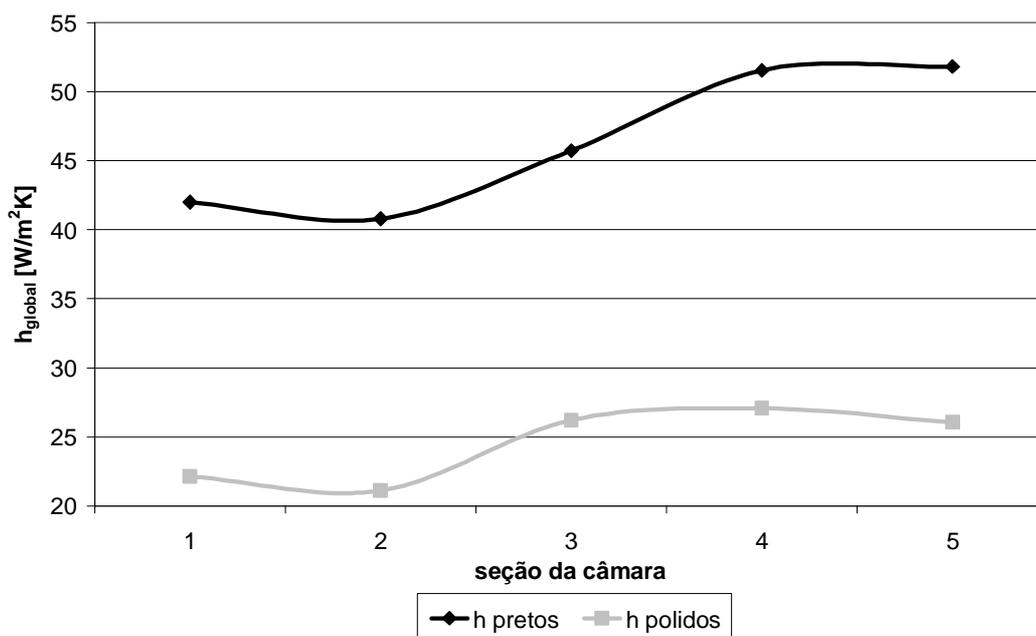


Figura 5.10 – Valores médios de h_{global} para pretos e polidos ao longo da câmara.

O gráfico apresentado na Fig. 5.10 relaciona o coeficiente global de transferência de calor com a seção onde esse valor é obtido, ou seja, contém os dados da primeira linha da Tab. 5.1. Esta figura mostra que, a rigor, tanto os coeficientes de troca térmica devido a radiação quanto à convecção não são uniformes ao longo da câmara. Na realidade, o coeficiente de convecção é incrementado quando há correntes de gases de combustão ascendentes a partir do queimador escoando pelos blocos, o que é observado no comportamento da curva da Seção 2 para a Seção 3. O aumento do coeficiente de convecção que se observa da Seção 2 para a Seção 5, ou seja, da Seção 2 até o final da câmara, é de aproximados 24 %. Contudo, o aumento do coeficiente de convecção é inferior ao de radiação, apesar de que na parte final da câmara, o volume dos gases em escoamento é maior, pois todo o escoamento interno se dá no sentido da chaminé.

Por sua vez, as trocas térmicas por radiação sofrem aumentos mais significativos quando os blocos entram na região acima da chama do queimador, o que ocorre nas Seções 3, 4 e 5 da câmara. O aumento do coeficiente de radiação da Seção 2 para a Seção 5 é de aproximados 27 %.

O aumento dos coeficientes de radiação e de convecção, em porcentagem, é da mesma ordem de grandeza para todas as seções, conforme pode ser observado na terceira linha da Tab. 5.1. Assim, verifica-se que a Seção 4 é aquela que apresenta maiores coeficientes de transferência de calor. Desta forma, absorvedores de calor devem estar localizados acima do queimador na região do setor de círculo, acima da chama, confirmando as observações já feitas anteriormente para a distribuição de temperaturas.

5.4.1 Análise matemática dos valores de h_{global}

A presente metodologia apresenta uma maneira qualitativa de comparar a absorção de calor que se dá por convecção e por radiação. Entretanto, Milanez e Mantelli (2004) apresentam um tratamento matemático que pode ser dado aos coeficientes h_{global} , de maneira que sejam separados os coeficientes de radiação dos coeficientes de convecção.

Através da Eq. (2.9) e assumindo que h_{pretos} inclui os processos de convecção e radiação, enquanto que $h_{polidos}$ inclui apenas o processo de convecção, pode-se escrever:

$$h_{rad} \equiv h_{conv+radiação} - h_{conv} = h_{pretos} - h_{polidos} \quad (5.1)$$

Conforme a Fig. 5.5 ilustra, cada bloco preto tem seu respectivo par polido, simétrico em relação ao queimador, uma vez assumida a simetria de troca térmica no interior da câmara. Estes pares podem ser utilizados segundo a equação acima para se fazer distinção entre os coeficientes de radiação e convecção. Os pares são: 101 ↔ 106, 102 ↔ 105, 103 ↔ 108, 104 ↔ 107.

A Tab. 5.2 ilustra as taxas de troca térmica por radiação e convecção, dadas a partir de “coeficientes” de troca térmica e da proporção em que estas ocorrem. Em outras palavras, a proporção entre convecção e radiação é explicitada, assumindo que $h_{convecção} = h_{polidos}$ e que $h_{radiação}$ é calculado pela Eq. (5.1), para cada par de blocos.

Tabela 5.2 – Proporção entre convecção e radiação em cada seção da câmara.

seção	h médio pretos [W/m ² K]	h médio polidos [W/m ² K]	h radiação [W/m ² K]	% radiação	% convecção
1	42	22	20	47	53
2	41	21	20	48	52
3	46	26	20	43	57
4	52	27	24	47	53
5	52	26	26	50	50

Por fim, o mapa com os valores pontuais dos coeficientes de transferência de calor para cada bloco pode ser feito, como mostrado na Fig. 5.11, representando a disponibilidade de calor por radiação e convecção resultante dos processos de transferência de calor no interior da câmara, a partir da queima de gás GLP. Este mapa apresenta valores bastante coerentes com as distribuições de temperaturas encontradas, conforme já apresentado neste trabalho.

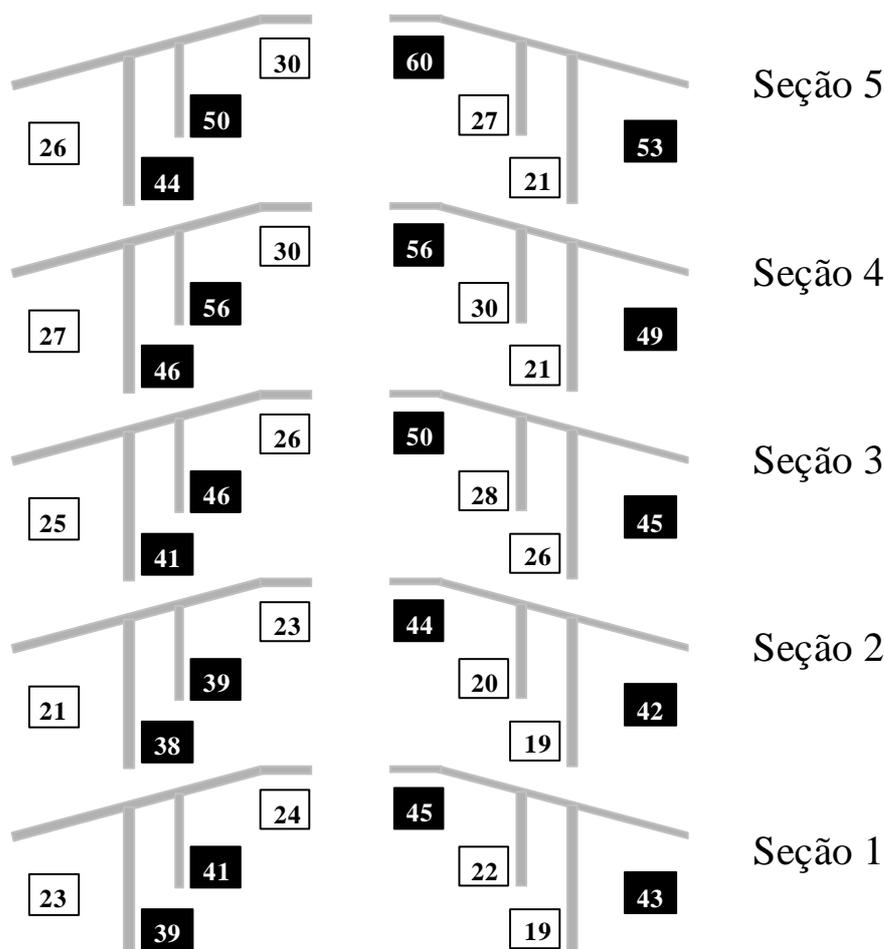


Figura 5.11 – Valores de h_{global} para cada bloco em toda câmara.

A hipótese de que não há gradientes de temperatura interno aos blocos pode ser validada mediante a comparação entre a resistência térmica de convecção externa ao bloco com a resistência térmica de condução interna no bloco. O parâmetro adimensional que estabelece esta comparação é o número de Biot, ou Bi , que se constitui na razão entre a resistência térmica de condução pela de convecção (Incropera e de Witt, 1998). Sendo l a aresta do bloco, matematicamente pode-se escrever:

$$Bi = \frac{R_{condução}}{R_{convecção}} = \frac{l/k_{alumínio} \cdot A}{1/h_{global} \cdot A} = \frac{h_{global} \cdot l}{k_{alumínio}} \quad (5.2)$$

Uma análise da equação acima sugere que, para números de Biot muito baixos, a resistência térmica condutiva no interior do sólido é muito menor do que resistência térmica convectiva externa ao sólido. Assim, a hipótese da existência de uma distribuição uniforme de temperatura, conforme descrito na Seção 2.3.1, é razoável.

Segundo Incropera e de Witt (1998), a seguinte equação deve ser satisfeita para validação do método da capacitância global:

$$Bi = \frac{h_{global} \cdot l}{k_{alumínio}} < 0,1 \quad (5.3)$$

De maneira conservadora, se o maior valor de h_{global} for utilizado no cálculo de Bi e a Eq. (5.3) for satisfeita, então os demais resultados são validados. De acordo com a Fig. 5.7, pode-se ter $h_{global} = 63 \text{ W/m}^2\text{K}$. Os valores gerados a partir de dados que apresentaram grande oscilações não são considerados. A aresta do bloco é de 0,015 m e a condutividade do alumínio é $k = 240 \text{ W/mK}$ (Incropera e de Witt, 1998). Assim,

$$Bi = \frac{63 \cdot 0,015}{240} = 0,004,$$

e a Eq. (5.3) é satisfeita, validando o método da capacitância global utilizado.

Ainda, deve-se ressaltar que os blocos não funcionam como aletas, uma vez que são fixados à estrutura de suporte por cliques extremamente finos. A pequena seção transversal do clipe impõe uma resistência à condução de calor muito maior do que àquela a convecção externa com os gases quentes.

5.6 Incertezas experimentais para os coeficientes globais de transferência de calor

Os termopares utilizados nos blocos são da marca OMEGA, tipo K, com especificação TT-K-36-SLE. Para a medida da temperatura de referência, foi utilizado um termopar dentro de uma garrafa térmica com termômetro, onde a temperatura é conhecida. Entre os termopares na câmara de combustão e a aquisição de dados, existe uma caixa isotérmica que minimiza os erros de medição, normalmente observados quando estes são conectados diretamente no sistema de aquisição de dados.

A caixa isotérmica consiste em um cilindro de cobre dentro de uma caixa de isopor. Ali ocorre a junção entre os cabos de cobre que saem da aquisição, constituindo cabos de extensão, e os termopares para medição, estando junção e cabos fixados no cilindro. A função do cilindro é homogeneizar todos os canais da aquisição, por dissipação do calor contido nos cabos e termopares. Isto se deve ao fato de que, no interior da aquisição, podem ocorrer interferências devido a seu próprio aquecimento e fontes de calor próximas. A elevação da temperatura nos termopares e conexões altera a corrente nos mesmos e, conseqüentemente, o sinal em micro-Volts [μV]. Desta forma, a aquisição lê os sinais a partir do cilindro, que fornece a mesma referência para todos os termopares, e não em seus canais de entrada.

Toda a calibração da caixa isotérmica, e conseqüentemente dos termopares, foi realizada no LABTUCAL – UFSC em trabalhos de iniciação científica. Ao final da calibração, pôde-se concluir que a caixa isotérmica contribui significativamente para a diminuição da

diferença de medição dos termopares, conforme atestado nos relatórios de iniciação científica.

Para cálculo dos valores de h_{global} pela Eq. (2.14), um mesmo termopar é utilizado para medir a evolução da temperatura no bloco, bem como sua temperatura final. Como se tratam de diferenças de temperatura, o erro sistemático é eliminado. O erro aleatório para um mesmo termopar é de 0,06 °C, conforme dados das calibrações realizadas em trabalhos de iniciação científica para este trabalho de mestrado.

Por sua vez, a medição da massa dos blocos foi feita através da balança de precisão MARTE, modelo AS 5500 C, a qual tem um erro total de 1%. Portanto, este erro é de $\pm 0,00009$ kg.

Segundo Holman (1994), a incerteza no valor de h_{global} pode ser calculada de forma combinada, através da Eq. (7.1).

$$Incerteza = \left[\left(\frac{\partial h_{global}}{\partial x_1} \times w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{global}}{\partial x_2} \times w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial h_{global}}{\partial x_n} \times w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.1)$$

Na Eq. (7.1), h_{global} é a função para cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor, representada pela Eq. (2.14). A letra x representa cada variável envolvida no cálculo de h_{global} , sendo w o valor da incerteza associada a cada uma destas variáveis. Como as incertezas para c_p , Δt e A podem ser desprezadas, utilizando a Eq. (7.1) tem-se que:

$$Incerteza_h = \left[\left(\frac{\partial h_{global}}{\partial m} \times w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{global}}{\partial T_1} \times w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{global}}{\partial T_2} \times w_{T_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{global}}{\partial T_\infty} \times w_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$Incerteza_h = \left[(5576,53 \times 0,00009)^2 + (18,6 \times 0,06)^2 + (-18,05 \times 0,06)^2 + (-0,548 \times 0,06)^2 \right]^{1/2} = 1,63$$

Assim, a incerteza associada ao valor de h_{global} é de $\pm 1,63$ W/m²K, representando um erro percentual de 3,26 % para o valor de $h_{global} = 50$ W/m²K.

Entretanto, face a presente metodologia apresentar elevadas flutuações de temperatura resultando em flutuações nos valores de h_{global} , a incerteza está certamente subestimada ao se aplicar este cálculo.

CAPÍTULO 6

ANÁLISE DOS GASES DE COMBUSTÃO

Neste capítulo é apresentada uma análise experimental dos gases resultantes da combustão do gás na câmara.

Existe uma grande preocupação em promover uma queima eficiente do combustível, com o aproveitamento máximo de seu poder calorífico, obtendo baixas emissões para atender aos padrões dos órgãos ambientais, além de promover trocas de calor otimizadas entre chama e absorvedores de calor.

A natureza do combustível também deve ser considerada quando se pretende analisar as condições de operação de um queimador. Quando este é projetado para operar com um fluxo satisfatório de combustível, podem ocorrer problemas caso o fluxo ou a composição do gás variar. Pode haver comprometimento do equipamento e provavelmente uma maior emissão de gases poluentes, além de perdas significativas de energia no processo (Rangel, 1999).

Portanto, uma vez conhecidas a distribuição de temperatura e as parcelas radiativas e convectivas de troca térmica, no interior da câmara de combustão, faz-se necessária uma estimativa da qualidade da queima de gás. Esta é feita para a configuração de maior nível de temperatura da câmara, visto que é a de interesse neste trabalho e gerou as informações sobre convecção e radiação.

Mais especificamente, tem-se o objetivo de quantificar as emissões de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de nitrogênio (NO), dióxido de nitrogênio (NO₂) e dióxido de enxofre (SO₂). Além disso, é importante conhecer o excesso de ar existente no processo de combustão e a temperatura de saída dos gases na chaminé.

Desta forma, não só as características térmicas do experimento podem ser estimadas, mas também o processo de combustão pode ser melhor conhecido.

6.1 O analisador de gases

Uma análise dos gases de combustão foi realizada utilizando-se um analisador de gases da marca Confor Instrumentos de Medição Ltda., modelo Tempest 100. Este analisador mede os teores de O₂, CO, NO e SO₂ e a temperatura, além de calcular o teores de CO₂ e NO_x e o excesso de ar, uma vez que o combustível sendo utilizado é informado ao analisador. Os resultados medidos para os gases são dados em base seca, mediante a hipótese de que toda a umidade da amostra foi retirada nos filtros e condensadores do analisador. O aparelho é provido de sonda para efetuar a coleta por sucção dos gases de

combustão no duto de saída da câmara, mediante pequena bomba elétrica interna ao aparelho.

Os sensores para análise dos gases de combustão são eletroquímicos, que em operação, reagem com o gás a ser detectado, produzindo um sinal elétrico. Por sua vez, este é proporcional à concentração do gás, o que possibilita a medição. Como os sensores reagem, um número finito de medições pode ser realizado até a troca dos mesmos. As coletas de gás foram feitas dentro do período de tempo válido pela calibração do analisador, vinda de fábrica.

6.2 As medições nos gases de combustão

Foram realizadas sete tomadas de gás para análise de sua composição, de maneira que um valor médio fosse calculado, uma vez que as medições foram realizadas quando a câmara operava em regime permanente. A variáveis monitoradas na amostra dos gases, contidas na Tab. 6.1, são:

- T ambiente, que representa a temperatura na sala onde os testes foram feitos.
- T saída, que representa a temperatura de saída dos gases na parte final da chaminé, exatamente onde a tomada do gás foi realizada.
- CO, que representa a medida de monóxido de carbono obtida pelo analisador em partes por milhão [ppm].
- CO₂, que representa a porcentagem de dióxido de carbono em volume calculada pelo analisador, sendo esta com relação ao volume total de gás que escoar pela chaminé.
- RAZÃO CO/CO₂, que é calculada pelo analisador e fornece a relação entre as quantidades volumétricas de CO e CO₂ encontrada nos gases de combustão.
- O₂, que representa a porcentagem de oxigênio em volume medida pelo analisador, sendo esta com relação ao volume total de gás que escoar pela chaminé.
- EXCESSO DE AR, que representa a porcentagem de excesso de ar em porcentagem encontrada neste processo de combustão.
- NO, que representa o teor de monóxido de nitrogênio medida pelo analisador em partes por milhão [ppm].
- NO_x, que representa a soma dos teores dos componentes NO e NO₂ calculada pelo analisador em partes por milhão [ppm].

- SO₂, que representa a medida de dióxido de enxofre obtida pelo analisador em partes por milhão [ppm].
- REFERÊNCIA DE O₂, a qual representa a normalização geralmente feita para as medições realizadas de CO, CO₂, etc., corrigidas para 3% de O₂, padronizando os valores de emissão para a mesma base. Isto permite comparações para o caso de fontes diferentes de emissão.

6.3 Apresentação e análise dos resultados das medições dos gases de combustão

A Tab. 6.1 contém os valores médios das sete leituras realizadas sob as mesmas condições, que são: vazão de gás GLP de 2,08 L/min, queimador na altura 1, volume da câmara igual a 0,0445 m³ e condição de operação regime permanente. Esta é a configuração do experimento utilizada no Ensaio 4 do planejamento fatorial completo 2³, que constitui a configuração de interesse na pesquisa, conforme já mencionado.

Tabela 6.1 – Resultados das medições dos gases de combustão.

Parâmetros	Unid.	média
T ambiente	°C	24,9
T saída dos gases	°C	205,6
CO	ppm	2,8
CO ₂	%	1,6
RAZÃO (CO/CO ₂)		0,000114
O ₂	%	18,5
EXCESSO DE AR	%	774
NO	ppm	0
NO _x	ppm	0
SO ₂	ppm	0
O ₂ DE REFERÊNCIA	%	3

O excesso de ar é calculado pelo analisador com base no valor padrão de O₂ encontrado na atmosfera, 20,9%, e aquele medido pelos sensores. O valor encontrado na saída da chaminé foi de 774 %, sendo este valor bastante elevado, quando comparado aos valores citados na revisão bibliográfica.

Isto mostra que a presente câmara de combustão é bastante aberta e propicia a entrada de grande volume de ar secundário. Um motivo para tal índice pode ser atribuído à tiragem excessiva na chaminé, a qual favorece a entrada de um grande volume de ar na câmara. O ar então em excesso não participa diretamente da combustão, saindo do processo junto com os produtos da combustão.

O projeto da bancada experimental visou, em primeiro lugar, os mecanismos empregados nas medições de temperatura e de coeficientes transferência de calor. Outrossim, o queimador opera em condições muito próximas às aplicações do LABTUCAL – UFSC e também de fornos domésticos, onde o excesso de ar é alto e pouco controlado. Um melhor aproveitamento da potência do queimador se dá através da redução das áreas de entrada de ar, reduzindo o excesso de ar, o que aumenta a temperatura no interior da câmara (Branco, 2006).

Para minimização das perdas de energia, a menor temperatura de saída dos gases é desejável, a fim de melhor aproveitar o calor sensível contido nos gases. Para controlar a temperatura de saída, deve-se levar em consideração a troca de calor dos gases com os termossifões ou, de uma maneira geral, com o material a ser aquecido. A outra variável é o excesso de ar, que deve ser próximo do limite onde ocorre combustão incompleta (Branco, 2006).

NO_x é o termo usualmente empregado para designar a soma dos componentes NO e NO_2 , que podem ser encontrados em processos de combustão. Na chama, o nitrogênio do ar pode ser dissociado e recombinado com o oxigênio formando o óxido nítrico, que por sua vez originará o dióxido de nitrogênio ao ser oxidado (Branco, 2006).

Todavia, não foram acusados teores de NO_x nos gases de combustão, constituindo característica positiva para o processo de combustão em questão, haja vista a deterioração que este causa no meio ambiente. Condições para formação deste composto como alta temperatura na câmara de combustão e presença de N_2 no gás combustível não eram favoráveis (Carvalho Jr., 2003). Desta forma, admite-se que o N_2 presente no ar não participa das reações, e sai do processo de queima não modificado.

Não foi acusada a presença de SO_2 nos fumos, o que é igualmente positivo para as emissões do presente experimento. Isto era esperado, uma vez que o GLP não possui enxofre na sua composição.

O dióxido de carbono (CO_2), originado a partir da oxidação do CO em CO_2 , é inevitável em processos de combustão envolvendo combustíveis denominados orgânicos, que tem carbono em sua composição. Uma mistura eficiente dos reagentes e a presença de O_2 na região de reação química são importantes para o processo de oxidação do CO (Carvalho Jr., 2003), entre outros fatores.

O teor de CO_2 contido nos fumos pode ser utilizado para encontrar um valor ótimo para o excesso de ar, de maneira a se ter combustão completa, minimizando os teores de CO nos gases. O analisador calcula a porcentagem de dióxido de carbono com base no CO_2 estequiométrico máximo, no valor padrão de O_2 encontrado na atmosfera e no O_2 medido, conforme detalhado na apostila fornecida pelo fabricante.

O teor estequiométrico máximo de CO_2 é de 14% para o GLP, em média (Branco, 2006). Para o presente caso, o valor médio de 1,6 % deve ser corrigido. O fabricante do analisador sugere a seguinte correção para o valor de CO_2 , para 3% de O_2 :

$$[\text{CO}_2]_{\text{corrigida}, 3\% \text{O}_2} = \frac{20,9 - \text{O}_{2\text{referência}}}{20,9 - \text{O}_{2\text{medido}}} \times [\text{CO}_2]_{\text{medido}} = \frac{20,9 - 3}{20,9 - 18,5} \times 1,6 = 11,9\%$$

Assim, para uma referência de 3% de O_2 , obteve-se na amostra 11,9 % CO_2 em base volumétrica, com relação ao volume total de gases de combustão. Entretanto, o valor utilizado pela norma NBR 13723-1 (1999) para avaliar a qualidade da queima é o de CO, discutido a seguir.

O monóxido de carbono (CO), que também contribui para a poluição atmosférica, representa uma perda de energia, sendo também um índice da eficiência da queima do gás. Isto é afirmado por que, para se ter combustão completa, todo CO deve ser oxidado formando dióxido de carbono (CO_2). Segundo Pera (1968), como ordem de grandeza, pode-se estimar que 1% de CO presente nos gases de combustão significa 3% de energia térmica perdida.

Em seu estudo sobre a variação da emissão de CO com relação à composição do GLP, Rangel (1999) concluiu que há uma redução de 40% na emissão de CO na queima dos GLPs mais leves, com maior razão C_3/C_4 , ou seja, maiores quantidades de propanos e propenos. Este autor ainda afirma que as emissões de CO para misturas com excesso de ar são desprezíveis, tendo obtido valores da ordem de 2 a 8 ppm de CO nos gases de combustão. Estes valores estão de acordo com o valor contido na Tab. 6.1.

A concentração ppm em volume é geralmente utilizada quando os componentes de interesse estão muito diluídos e no estado gasoso, indicando o volume de soluto, em mL, existente em 1 m^3 de solução (Vogel, 1992). A concentração em volume fornecida pelo analisador foi de 3 ppm de CO nos fumos, o que representa 3 partes de CO em 1 milhão de partes de gás. Assim, 1 m^3 dos gases de combustão contem 3 mL de CO, que corresponde a $3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ de CO.

A concentração de CO em base seca corrigida para 3% de O_2 , representada por $[\text{CO}]_{\text{BS}}$, é calculada pela divisão do volume de CO medido pelo total dos gases. Desta forma, tem-se que:

$$[\text{CO}]_{\text{BS}, 3\% \text{O}_2} = \frac{3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ de CO}}{1 \text{ m}^3 \text{ de gás}} = 0,0003\%$$

A norma NBR 13723-1 (1999) estabelece o limite de 0,20 % de CO em volume nos produtos de combustão do GLP, para queimadores domésticos semelhantes àquele utilizado no presente trabalho. O índice acima calculado é bem inferior àquele estabelecido

pela norma, o que permite considerar a combustão presente no experimento como sendo de boa qualidade.

A relação CO/CO_2 possibilita inferir se a relação ar/combustível é apropriada para realização de uma boa queima, na qual se tem o máximo teor de CO_2 e a mínima liberação de CO para o ambiente. Para tal, na prática, esta relação deve tender a zero. Dados fornecidos pelo fabricante do analisador indicam 0,0005 como sendo um valor máximo para um bom índice CO/CO_2 , onde o teor de CO deve estar abaixo de 30 ppm.

O Conselho Britânico de Padrões de Emissão estabelece que a relação CO/CO_2 deve ser menor do que 0,02, para qualquer processo de combustão (Dec e Keller, 1989 apud Rangel, 1999).

Deste modo, a baixa relação CO/CO_2 encontrada, a qual está de acordo com os baixos níveis de CO encontrados, permite a conclusão de que a queima se realiza de maneira a oxidar a grande maioria de CO formado. Consequentemente, pode-se inferir sobre a boa qualidade da queima encontrada no presente experimento.

Posteriormente, a vazão de gás foi reduzida à metade, a fim de testar e conhecer melhor o experimento. Mudando a configuração do experimento, dados apresentaram alteração, podendo-se citar:

- A temperatura de saída dos gases na chaminé diminuiu, em virtude da redução da potência fornecida pelo queimador ao interior da câmara.
- A relação CO/CO_2 aumentou para 0,0012. Baixas velocidades de entrada de gás no queimador propiciam uma pior mistura de ar e combustível, além de que o arrasto de ar secundário e principalmente primário fica comprometido. Isto acarreta em uma mistura mais pobre, por se ter menor quantidade de oxidante. Ambos os fatores favorecem uma queima mais incompleta, originando maior quantidade de CO. Para tal vazão, um bico injetor de menor diâmetro deve ser utilizado, de maneira a aumentar a velocidade do gás na entrada do queimador, o que aumenta o arrasto de ar primário, melhorando o processo de queima através de uma melhor mistura de combustível e ar.

6.4 Incertezas experimentais para a análise dos gases de combustão

A Tab. 6.2, fornecida pelo fabricante no manual do analisador de gases, disponibiliza informações acerca dos dados fornecidos pelo aparelho. As seguintes características são utilizadas na análise dos gases:

- *Range*, que consiste na faixa de operação do aparelho para cada variável.
- *Resolução*, que consiste na menor diferença entre duas indicações que pode ser significativamente percebida, conforme o VIM (1995).

- *Precisão* é um termo que não deve ser utilizado, segundo o VIM (1995). Esta característica do aparelho será doravante entendida e chamada de incerteza de medição, ou simplesmente incerteza, constituindo a dispersão dos valores que podem ser fundamentadamente atribuídos a variável medida.

Tabela 6.2 – Informações sobre as medições e incertezas fornecidas pelo fabricante.

Parâmetros	Range	Resolução	Precisão
T ambiente	-40 a 60 °C	1 °C	+/- 0,3 %
T saída dos gases	-40 a 800 °C	1 °C	+/- 0,3 %
CO	0 - 10.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm
CO ₂	0 - 99,9 %	0,1 %	+/- 0,2 %
RAZÃO (CO/CO ₂)	1 - 0,9999	-	-
O ₂	0 - 25 %	0,1 %	+/- 0,2 %
EXCESSO DE AR	0 - 2.000 %	-	-
NO	0 - 1.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm
NO ₂	0 - 200 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm
SO ₂	0 - 2.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm

As temperaturas não são o alvo desta análise. Os valores medidos são satisfatórios frente à pequena incerteza percentual que apresentam.

O teor de CO medido é bem pequeno conforme citado anteriormente, sendo inclusive inferior a incerteza de medição do aparelho.

O valor médio de CO₂ encontrado é de 1,6 % ± 0,2 %. Contudo, o valor estequiométrico máximo para o CO₂, utilizado na medição dos gases, pode variar em função dos constituintes do combustível, o que gera erro na medição.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO

Um mapeamento das temperaturas internas da câmara de combustão nas três direções ortogonais foi realizado, possibilitando conhecer tridimensionalmente as distribuições de temperatura, para 8 configurações de operação da câmara distintas.

Três parâmetros foram testados na câmara de combustão: a altura do queimador com relação ao teto da câmara, a vazão de gás GLP no queimador e o volume interno da câmara de combustão. Não somente foram determinadas as distribuições de temperatura, mas também a influência dos parâmetros nestas distribuições puderam ser avaliadas.

A Fig. 4.2 confirma a hipótese de que a região em forma de setor de círculo acima do queimador é realmente aquela de maior nível de temperatura. É nesta região que estão localizados os evaporadores dos termossifões verticais em fornos assistidos por esta tecnologia, que devem absorver de forma eficiente a energia disponível liberada pelo processo de combustão. Por esta razão, em princípio, câmaras de combustão devem operar com a vazão máxima de trabalho de seus queimadores, estando estes confinados, através da redução de volume da câmara e os absorvedores de calor próximos ao queimador.

Segundo mostra a Tab. 4.3, a temperatura média T_m do Ensaio 3 é mais alta do que aquela observada no Ensaio 4, dito de maior nível de temperatura. Entretanto, como no Ensaio 3 o queimador está localizado mais abaixo, ele consegue atingir mais eficientemente os termopares 323, 324, 325 e 326 que estão também mais abaixo, aumentando o valor médio da temperatura na câmara. Entretanto, quando o queimador opera numa altura maior, ele não atinge eficientemente estes termopares, que fazem com que o valor médio para T_m seja mais baixo. Como estes termopares estão fora da região de interesse da presente pesquisa, eles foram desconsiderados no cálculo da temperatura média de um setor circular centrado no queimador, T_{SC} , que constitui a resposta analisada do experimento.

Os efeitos térmicos causados pelas interações entre os fatores investigados não foram significativos quando comparados aos efeitos principais da vazão de gás e do volume da câmara, ao menos na faixa experimental empregada.

A variação da altura máxima de teste para o queimador, por questões mecânicas foi limitada. Assim, ao contrário da vazão, a altura do queimador teve menor influência na temperatura da câmara, para a variação de altura relativamente pequena testada. Todavia, espera-se que, caso sejam testadas faixas maiores de alturas, este efeito possa ser mais significativo sobre as distribuições de temperatura encontradas.

O software utilizados representou uma boa ferramenta ilustrativa do comportamento térmico interior da câmara, possibilitando uma boa visualização dos campos de temperatura e também do escoamento dos gases, conforme mostram as Fig. 4.5 à Fig. 4.9.

Por sua vez, as razões entre as trocas térmicas por radiação e convecção puderam ser avaliadas ao longo do comprimento da câmara, para a configuração de operação do experimento correspondente àquela do Ensaio 4 da Tab 4.2. Porém, as instabilidades encontradas nas medidas dos coeficientes de troca térmica mostram que o método dos blocos não é adequado para câmaras onde haja a presença física do queimador. Esta conclusão difere da literatura, onde resultados muito bons foram obtidos para câmaras aquecidas, mas sem a presença do queimador. O método empregado é válido para se estimar quantidades de calor disponibilizadas pela queima de gás em uma câmara de combustão. Não foi objetivo desta dissertação determinar a troca efetiva de calor entre a câmara de combustão e o evaporador dos tubos termossifões. Porém, o aparato experimental está pronto e testado, apresentando resultados confiáveis. Será efetuada a simulação experimental do evaporador em breve. Certamente os resultados alcançados neste trabalho permitem determinar a melhor localização do evaporador na câmara de combustão.

Outra grande vantagem da metodologia desenvolvida é a possibilidade de comparar performances térmicas de diversas configurações de operação que podem ser utilizadas em um determinado equipamento, os quais seriam testados em condições semelhantes. Este estudo também deverá ser conduzido no laboratório em breve.

Ghojel (1998) recomenda o valor de $25 \text{ W/m}^2\text{K}$ para o coeficiente de transferência de calor por convecção em um compartimento de fogo a lenha. Este valor é semelhante àquele calculado para a convecção em algumas configurações do presente experimento, conforme mostra a Fig. 5.7. Isto mostra proximidade dos valores obtidos com valores recomendados para problemas reais de combustão.

Mediante análise da Tab. 5.1 e gráfico correlato, pôde-se inferir que a distribuição dos coeficientes de troca de calor por radiação e convecção não é uniforme ao longo da câmaras duas primeiras seções da câmara, que não sofrem ação direta da chama, possuem proporções semelhantes entre os coeficientes de transferência de calor, assim como as duas seções finais. Isto pode ser atribuído à reflexão da radiação interna na câmara, devido ao “espelhamento” obtido nas paredes da câmara, pela instalação de folhas e fitas de alumínio, as quais mantêm e refletem a radiação para o interior da câmara. Isto demonstra que é termicamente interessante manter a radiação dentro das paredes da câmara, o que uniformiza a relação entre os processos de troca térmica ao longo do seu comprimento.

Contudo, além da troca de calor por convecção dominar o mecanismo de radiação, a convecção é ainda mais forte no meio da câmara, ou seja, na Seção 3. Esta região é mais distante das duas paredes da câmara, conseqüentemente sendo mais influenciada pelas correntes ascendentes dos gases de combustão, do que pelas emissões de radiação a partir da chama.

7.1 Sugestão para futuros trabalhos

O presente trabalho inicia uma linha de pesquisa dentro do LABTUCAL – UFSC. Na medida em que as pesquisas nesta área avançarem, os trabalhos envolvendo cocção aqui realizados, cuja fonte de calor seja a queima de gás, serão melhor entendidos e desenvolvidos.

A Fig. 7.1 sugere o desenvolvimento desta linha de pesquisa. Nesta figura, a evolução dos trabalhos se dá da esquerda para a direita, onde testes preliminares se transformam em uma experimentação mais aprofundada. As áreas que contém as atividades aumentam de tamanho na medida em que aumenta a complexidade das tarefas de pesquisa.

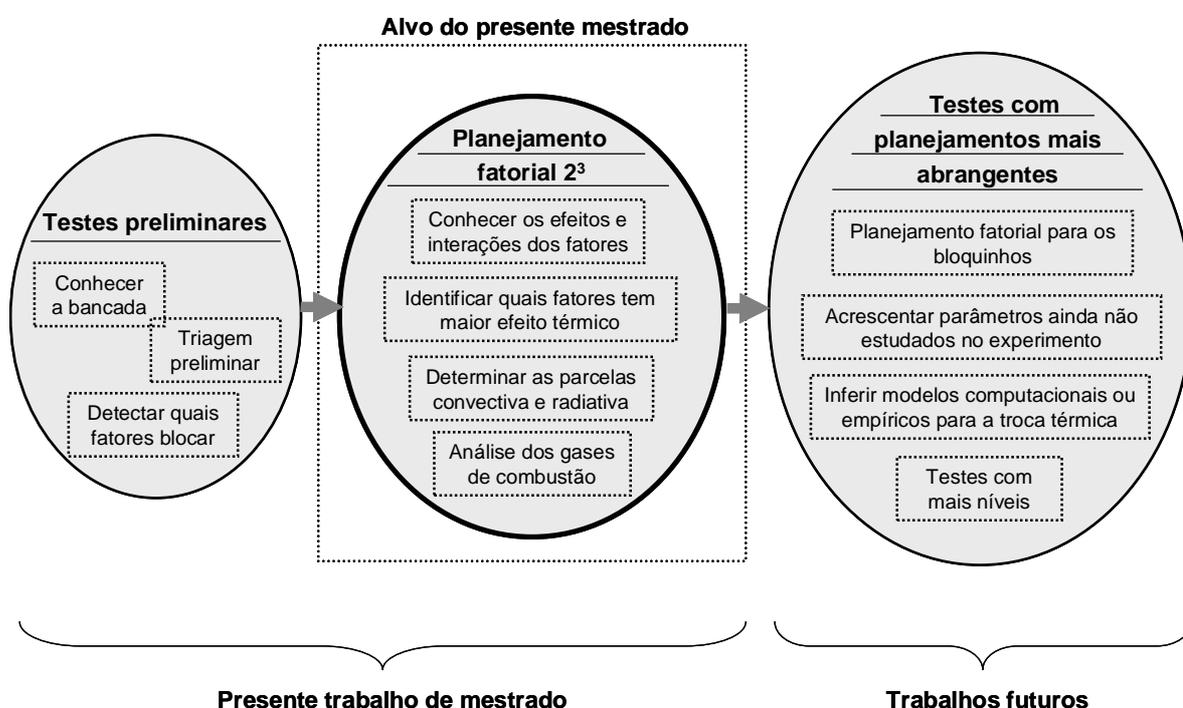


Figura 7.1 – Disposição do trabalho de pesquisa.

Planejamentos de dois níveis constituem apenas uma etapa inicial na maioria das investigações científicas. Para conhecer melhor a superfície de resposta, que é a função que descreve a influência dos fatores no experimento, é preciso realizar experimentos com um maior número de níveis (Barros Neto et al., 2002). Por esta razão, para a confecção de um modelo empírico da câmara de combustão, os testes experimentais deveriam ter seqüência em planejamentos mais abrangentes.

Outrossim, de posse da bancada experimental e da estrutura dos blocos, esta metodologia pode ser utilizada também para outros estudos, mediante um planejamento fatorial completo ou até fracionário. Isto forneceria fatores e interação entre fatores que

afetam a proporção existente entre as parcelas convectiva e radiativa de transferência de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. Portaria n° 104. Rio de Janeiro, 8 julho de 2002.

AL-OMARI, S. –A. B. Experimental study on heat transfer to furnace walls in a small LPG-Fueled furnace. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 2004; Vol. 31 No 6; 869 – 877.

AMERICAN GAS ASSOCIATION LABORATORIES, *Fundamentals of Gas Combustion*. ed rev. Virginia, 1996.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 13723-1: Aparelho doméstico de cocção a gás. Parte 1: Desempenho e segurança. Rio de Janeiro, 1999.

BARROS NETO, Benicio; SCARMINIO, Ieda Spacino; BRUNS, Roy Edward. *Como fazer experimentos*. 2. ed. Campinas: Ed. da UNICAMP, 2002.

BAUKAL Jr., Charles E. *Heat Transfer in Industrial Combustion*. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2000.

BRANCO, Wagner. *Controle da eficiência da combustão – apostila*. São Paulo: Confor Instrumentos de Medição Ltda, 2006.

CALEGARE, Álvaro José de Almeida. *Introdução ao delineamento de experimentos*. 1ª ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 2001.

CARVALHO Jr., João Andrade de; LACAVA, Pedro Teixeira. *Emissões em processos de combustão*. São Paulo: Editora UNESP, 2003.

CARVALHO Jr., João Andrade de; McQUAY, Mardson Queiroz. *Princípios da Combustão*. Departamento de Energia – UNESP/Campus Guaratinguetá, 2004.

CLIFFORD, Earle A. *LP-Gas Service & Installation Handbook: Practical guide to LP-Gas utilization*. 4th ed. Duluth, Minnesota: Harbrace Publications, Inc, 1969.

GARCIA, Roberto. *Combustíveis e combustão industrial*. Rio de Janeiro: Editora Interciência Ltda., 2002.

GHOJEL, J. I. A new approach to modeling heat transfer in compartment fires. *Fire Safety Journal*, 1998; 31; 227 – 237.

GHOSAL, S.; VERVISCH, L. Stability diagram for Lift-Off and Blowout of a round jet laminar diffusion flame. *Combustion and Flame*, 2001; 123; 646 – 655.

GOMIDE, Reynaldo. *Estequiometria industrial*. 2 ed. São Paulo: Câmara Brasileira do Livro, SP, 1979.

HOLMAN, Jack Philip. Experimental methods for engineers. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1994.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 4. ed. São Paulo: LTC, 1998.

INMETRO. Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia – VIM. Portaria nº 029 de 1995. 3 ed. Rio de Janeiro, 2003.

KUO, Kenneth Kuan-Yun. Principles of combustion. New York: J.Wiley, 1986.

LEUNG, C. W.; CHOW, W. K.; YUEN, W. W. A practical Model on Flame Spreading over Materials. Proceeding of the 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, 2003. TED-AJ03-128.

MANTELLI, Márcia Barbosa Henriques (coordenadora). Application of thermosyphon technology to domestic ovens - Final Report. Florianópolis: LABSOLAR/NCTS – UFSC, 2004.

Milanez, F. H.; Mantelli, M. B. H. A. A new methodology for measuring heat transfer coefficients – Application to thermosyphon heated enclosures. 13th International Heat Pipe Conference, 2004.

NUERNBERG, Gustavo George Verdieri; CRUZ, Rafael Eduardo da; MANTELLI, Márcia Barbosa Henriques. Relatório do projeto PETROBRÁS/CENPES: 0050 0010014 05 4: Estudo da interação térmica chama-formalha na queima de combustíveis e seus impactos na eficiência energética. Florianópolis: LABTUCAL – UFSC, 2005.

Oliveira, Alexandre C. Engenheiro Multibrás S.A. Eletrodomésticos. Consulta pessoal. 2005.

PERA, Hildo. Geradores de vapor de água (caldeiras). São Paulo: Escola Politécnica da USP, 1968.

PEREIRA, Carlos Augusto Arentz, Engenheiro Petrobrás. Consulta pessoal. 2004.

PERRY, John H. (editor). Chemical engineers' handbook. 3th. ed. EUA: McGraw-Hill Book Company, Inc. 1950.

PERRY, Robert H.; GREEN, Don W. Perry's chemical engineers' handbook. 7th. ed. EUA: McGraw-Hill, 1997.

RANGEL, Leonardo Paes. Influência da composição do gás liquefeito de petróleo sobre as emissões gasosas de um queimador de fonte fixa. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

SIEGEL, Robert; HOWELL, John R. Thermal radiation heat transfer. 3rd ed. Washington, D.C.: Hemisphere Publishing Corporation, 1992.

SENGER, Fernando C. Engenheiro Black Belt Whirpool. Consulta pessoal. 2006.

SUPERGASBRAS DISTRIBUIDORA DE GÁS S.A. (Brasil). Disponível em: <http://www.supergasbras.com.br/g_cara.asp>. Acesso em: 15 ago. 2006.

TEWARSON, A. Heat release rate in diffusion flames. *Thermochimica Acta*, 1996; 278; 19 – 37.

VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, Claus. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 4. ed. São Paulo: E. Blucher, 1995.

VOGEL, Arthur Israel. *Análise química quantitativa*. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1992.

ANEXO I

PROCESSO DE MAPEAMENTO DAS TEMPERATURAS

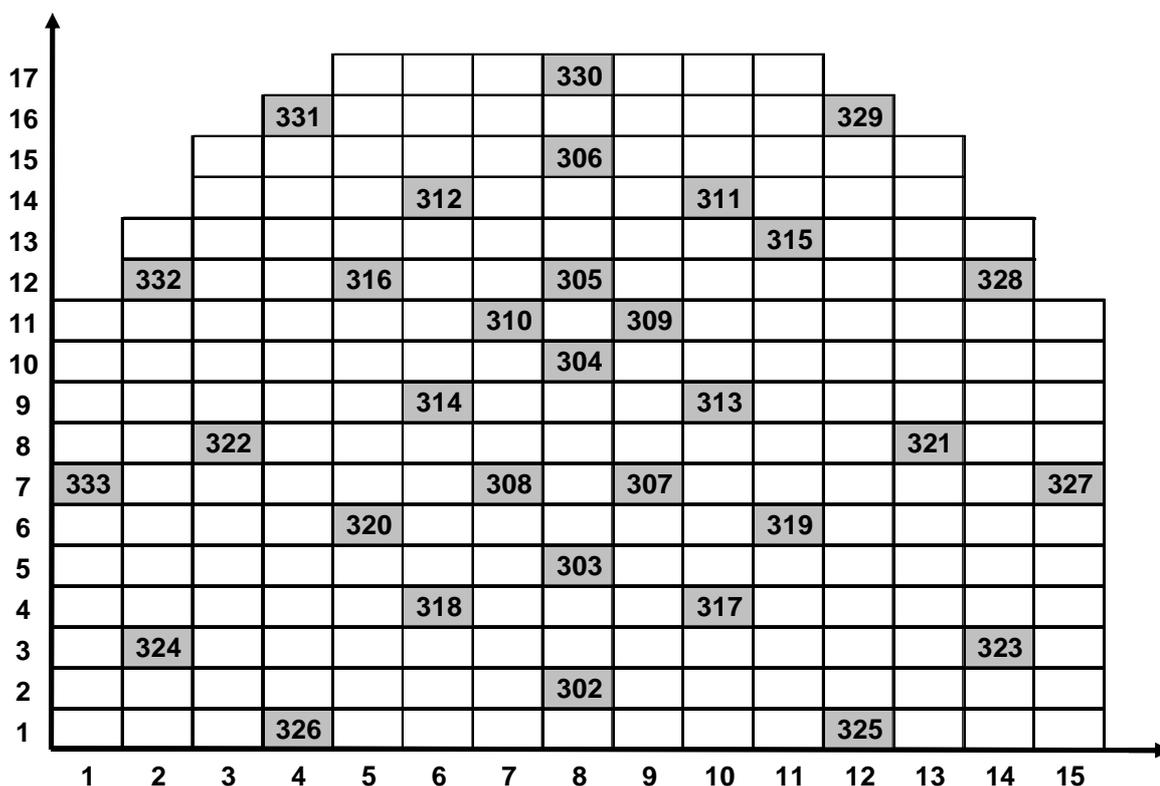
A Fig. 4.1 está fora de escala. A distribuição física real dos termopares no plano de medição, contida na Fig. 4.2, foi melhor representada fazendo uso do software EXCEL e está mostrada na figura abaixo. Este mapa em EXCEL é lido pelo software que interpola as temperaturas e gera o campo de temperatura, de maneira a confeccionar o mapa térmico da seção da câmara de combustão.

Para que o software pudesse ler a localização real dos termopares, o mapa abaixo foi confeccionado sobrepondo-o a Fig. 4.1 e marcando a localização de cada termopar. O mapa de termopares foi então determinado numa área com sistema cartesiano de coordenadas, afim de que o software pudesse reconhecer os pontos de medição e fazer a interpretação.

O cuidado na reprodução mais fiel possível da estrutura dos termopares pode ser percebida na assimetria entre os termopares 315 e 316. Entretanto, acredita-se que os erros associados a esta assimetria, bem como à discretização feita, são pequenos, haja vista a grande quantidade de termopares utilizada no mapeamento.

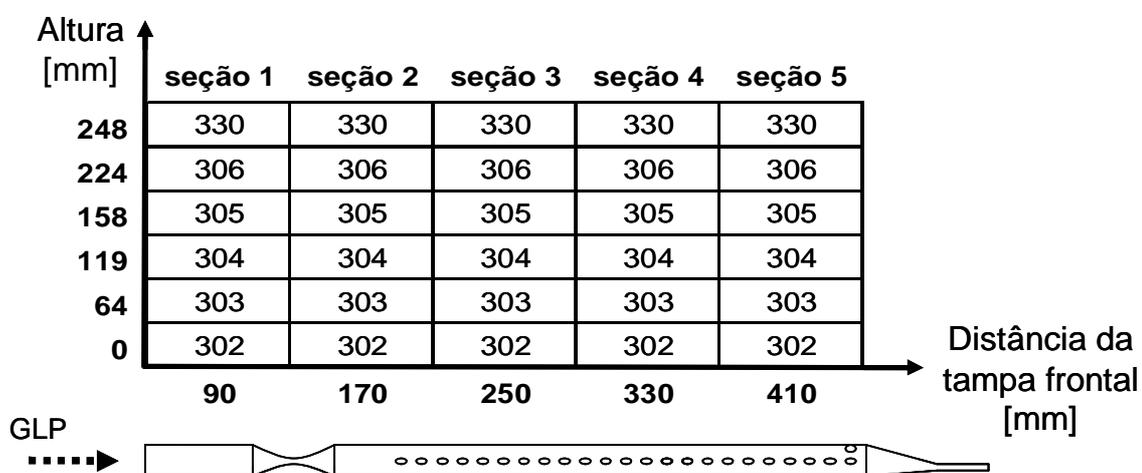
Os termopares 327, 328, 329, 330, 331, 332 e 333 lêem temperaturas da parede interna da câmara, constituindo condições de contorno para o mapeamento. A região em forma de setor de círculo para avaliação de T_{SC} é então formada pelos termopares na linha 302 – 317 – 319 – 321 – 315 – 311 – 306 – 312 – 316 – 322 – 320 – 318 – 302 e aqueles dentro da área formada por esta linha.

Para cálculo de T_{SC} , não foram considerados os termopares 323, 324, 325 e 326, bem como aqueles na parede da câmara por não estarem na região onde se localizam os absorvedores de calor.



A posição destes termopares no mapa acima é fornecida ao software Surface Mapping System em forma de tabelas com as coordenadas cartesianas de cada termopar. As tabelas são fornecidas ao Surface Mapping System em EXCEL.

O procedimento para a distribuição de temperatura ao longo do comprimento da câmara, conforme ilustrado na Fig. 4.8, é análogo àquele acima descrito e está ilustrado na figura abaixo. Assim, os termopares contidos na coluna central da figura acima são aqueles contidos para cada seção de medição da figura abaixo.



ANEXO II
VALORES DE h_{global} CONTIDOS NA FIGURA 5.6

A tabela abaixo trás os valores utilizados para confecção do gráfico da figura 5.5.

t (min)	h 101	h 102	h 103	h 104	h 105	h 106	h 107	h 108
1,3	1,48	8,72	1,69	6,72	1,04	6,77	0,75	6,11
1,3	14,30	20,78	11,55	17,42	11,86	23,70	8,95	24,31
1,4	18,69	25,72	17,56	22,01	16,34	28,57	11,64	25,89
1,5	20,67	26,08	17,20	22,01	18,37	39,41	12,54	24,04
1,6	30,14	33,56	16,22	23,71	19,14	46,04	11,72	23,01
1,7	30,97	34,59	14,79	23,63	17,99	46,76	10,97	24,18
1,8	24,28	36,63	20,38	32,26	23,46	45,04	17,90	38,09
1,8	28,91	44,04	25,86	37,32	25,01	45,69	18,22	41,83
1,9	27,49	45,18	24,56	38,04	23,65	42,38	19,45	37,92
2,0	27,19	43,75	23,43	37,84	21,99	42,02	19,17	37,53
2,1	26,24	43,45	22,91	38,81	21,62	41,79	18,73	38,52
2,2	26,03	42,25	23,98	37,69	23,60	41,92	20,03	37,44
2,3	27,46	43,44	24,75	40,39	23,55	42,59	21,11	38,59
2,3	26,28	42,87	23,28	39,50	26,41	44,06	22,97	38,36
2,4	25,39	43,25	23,04	40,54	27,95	44,01	25,66	40,99
2,5	24,96	41,94	22,94	37,78	27,21	44,23	22,92	40,55
2,6	25,16	46,28	23,95	42,70	25,46	45,94	25,03	40,46
2,7	26,41	44,96	24,05	40,65	27,43	48,56	24,89	39,78
2,8	26,74	46,17	23,05	38,05	27,28	50,75	21,68	41,09
2,8	26,87	47,38	23,77	39,78	27,11	47,75	23,69	41,47
2,9	25,88	45,64	24,27	40,26	27,31	46,88	25,82	43,69
3,0	26,99	46,96	24,60	41,38	28,25	49,23	22,28	41,82
3,1	26,24	49,70	23,83	43,38	26,34	46,63	24,12	41,51
3,2	27,58	47,40	24,44	40,62	26,25	48,29	22,01	43,02
3,3	27,23	48,40	24,58	41,01	29,58	49,85	24,77	43,99
3,3	28,29	49,74	24,16	44,03	29,20	48,89	24,89	43,79
3,4	25,89	47,19	24,78	41,90	28,81	47,97	26,05	43,54
3,5	26,32	45,81	23,77	40,96	28,67	49,04	25,47	43,10
3,6	26,18	46,80	24,62	42,47	28,35	47,55	23,94	44,26
3,7	27,87	46,91	25,73	41,40	30,13	50,66	25,23	45,29
3,8	25,25	43,49	23,94	41,11	28,43	48,65	25,61	44,87
3,8	26,77	44,05	23,56	41,34	28,34	49,91	25,83	44,81
3,9	26,52	46,34	24,90	40,97	29,63	50,02	24,94	45,96
4,0	26,81	45,30	25,00	41,55	28,90	51,85	24,63	44,49
4,1	25,12	46,45	24,36	40,96	27,19	48,49	26,06	44,66
4,2	25,86	49,31	24,37	44,48	28,36	49,93	24,93	44,86
4,3	26,98	46,75	25,46	41,83	27,71	50,08	24,96	44,92
4,3	25,43	44,88	25,21	40,44	28,65	50,65	27,06	45,18
4,4	25,63	47,46	25,34	42,06	28,11	50,10	28,08	46,07
4,5	26,78	46,97	24,53	40,26	27,28	49,64	26,71	45,79
4,6	27,06	46,40	24,15	40,03	28,27	51,96	25,02	46,75
4,7	26,52	47,82	23,67	40,81	27,43	50,26	27,75	44,80
4,8	29,07	50,30	24,63	44,97	27,99	52,14	25,84	44,16
4,8	27,98	49,67	25,67	45,53	27,36	52,22	25,75	44,10
4,9	26,79	48,25	24,43	42,50	27,08	49,65	26,70	45,82

5,0	25,97	48,87	25,44	42,96	28,36	51,35	24,15	44,06
5,1	26,68	52,33	24,26	45,89	27,72	51,06	23,25	44,84
5,2	27,80	49,42	24,59	42,79	30,40	54,15	24,69	46,56
5,3	28,88	49,85	24,61	44,24	30,57	57,77	26,84	50,10
5,3	29,53	53,47	26,21	46,54	30,82	54,73	26,41	49,18
5,4	28,99	49,56	25,97	43,42	29,92	56,11	25,37	48,21
5,5	27,07	50,17	23,81	45,00	30,57	55,18	27,00	48,30
5,6	29,25	51,07	24,12	43,29	30,27	57,16	23,88	48,35
5,7	28,96	52,78	24,40	46,42	28,94	54,94	25,37	50,35
5,8	28,36	54,21	25,28	47,94	30,29	57,91	25,08	49,14
5,8	29,48	53,23	25,78	48,29	29,87	55,33	24,72	46,53
5,9	29,00	49,96	24,33	45,65	30,85	56,40	27,10	50,92
6,0	29,08	54,48	24,04	46,95	27,84	56,43	23,97	47,57
6,1	29,95	58,03	25,75	47,04	31,04	61,17	25,97	48,76
6,2	30,20	58,70	25,83	46,80	28,75	58,01	23,78	47,02
6,3	28,41	53,98	26,40	42,06	29,62	57,67	26,26	51,03
6,3	28,91	51,75	25,22	46,55	28,90	53,48	27,87	48,55
6,4	29,48	54,05	25,46	46,69	31,65	58,11	27,86	50,59
6,5	28,14	53,05	24,98	43,54	27,98	53,97	26,52	49,28
6,6	30,64	51,61	26,65	42,31	27,96	57,15	25,72	48,79
6,7	32,01	54,53	25,31	46,24	31,40	62,35	26,86	47,07
6,8	27,93	48,30	25,66	41,50	28,69	52,75	25,66	48,44
6,8	29,00	52,45	24,79	46,29	30,53	58,19	25,31	47,05
6,9	29,45	48,54	24,94	43,14	31,03	63,99	24,99	48,56
7,0	29,79	51,44	25,16	46,25	32,22	58,47	25,55	50,73
7,1	31,45	58,21	27,24	47,17	28,37	58,14	23,51	49,22
7,2	28,50	54,98	25,15	51,05	31,28	59,26	26,21	47,53
7,3	28,54	56,14	24,23	46,78	28,70	51,15	26,81	48,30
7,3	27,14	47,49	25,50	44,02	28,68	54,42	27,97	46,05
7,4	27,85	45,33	23,06	48,23	28,19	47,71	27,54	51,81
7,5	26,77	56,62	26,52	52,63	28,60	62,13	26,90	44,97
7,6	32,69	54,60	26,12	47,10	26,93	51,91	28,59	43,44
7,7	28,71	66,02	27,25	54,61	27,78	51,93	27,00	41,75
7,8	28,50	57,89	25,87	48,74	28,03	49,96	24,60	48,13
7,8	28,12	59,08	26,88	53,03	26,59	43,07	23,54	43,53
7,9	27,86	52,94	25,96	48,04	28,16	49,30	26,59	44,12
8,0	28,18	62,31	28,03	61,50	25,49	43,46	22,38	44,72
8,1	30,10	62,73	26,96	46,71	29,52	51,09	24,93	46,97
8,2	30,11	61,32	25,20	47,26	28,68	55,21	23,03	44,77
8,3	29,47	66,07	26,67	58,30	29,87	52,77	26,02	46,00
8,3	32,40	67,96	28,72	56,35	26,25	59,58	23,29	42,02
8,4	33,36	80,24	30,05	63,20	30,48	64,28	25,28	42,88
8,5	31,44	71,34	28,31	52,83	31,61	62,32	26,26	48,19
8,6	30,93	65,61	28,56	48,45	32,04	58,71	26,75	47,47
8,7	32,46	67,97	28,11	50,87	32,66	63,63	26,05	44,93
8,8	30,53	62,61	27,79	52,72	29,77	57,52	25,76	49,46

8,8	34,24	64,70	28,10	47,25	31,79	71,17	22,50	45,24
8,9	31,18	71,78	30,32	51,53	29,99	56,79	25,18	41,71
9,0	31,40	68,80	29,02	47,19	35,17	78,24	26,44	47,43
9,1	35,23	72,98	27,38	56,71	33,77	75,66	29,65	53,06
9,2	30,92	53,29	28,88	42,21	32,85	72,12	28,77	51,59
9,3	29,62	56,76	27,44	55,76	30,99	56,93	26,55	41,84
9,3	29,25	47,73	27,26	47,24	26,10	35,15	26,89	44,45
9,4	28,34	51,86	26,16	41,72	27,49	46,80	26,90	43,46
9,5	30,69	59,64	27,04	47,94	29,26	49,14	27,24	45,28
9,6	28,51	39,62	27,76	43,73	30,08	48,11	23,01	48,87
9,7	30,07	58,38	28,42	48,65	27,70	45,38	28,26	43,17
9,8	30,72	50,21	28,32	48,71	29,12	52,01	25,03	52,40
9,8	28,07	38,14	26,03	50,55	31,14	53,69	23,15	55,21
9,9	29,90	48,14	25,33	48,40	29,19	55,48	24,23	48,43
10,0	31,13	61,87	25,11	49,47	30,60	64,56	23,81	43,73
10,1	33,12	66,62	26,22	48,23	31,39	54,17	30,65	53,23
10,2	29,71	42,85	26,84	46,83	31,64	61,74	28,60	48,02
10,3	30,73	63,12	30,60	44,87	34,02	60,13	28,49	46,09
10,3	29,07	45,71	26,69	33,82	29,04	45,35	28,87	50,00
10,4	33,62	37,90	27,45	39,69	30,65	76,31	27,69	47,98
10,5	27,74	46,11	28,58	40,22	30,09	62,78	25,26	51,70
10,6	36,86	44,68	27,36	43,49	34,21	84,74	30,32	58,13
10,7	29,23	44,51	26,53	51,24	36,49	63,87	29,55	51,36
10,8	28,39	45,01	27,08	49,47	33,69	54,71	30,53	45,94
10,8	30,12	68,10	27,52	53,49	32,20	59,15	31,89	59,74
10,9	35,19	69,42	27,98	52,68	31,59	88,66	28,87	34,63
11,0	28,60	66,66	26,47	57,63	31,63	46,01	30,45	58,32
11,1	32,75	41,48	28,02	48,07	34,97	71,52	31,38	43,94
11,2	35,49	60,70	28,75	47,81	31,60	108,28	25,92	53,86
11,3	41,02	97,30	30,56	65,11	39,70	143,83	25,58	61,75
11,3	35,28	75,60	29,93	59,15	33,44	77,56	26,35	46,55
11,4	27,60	29,45	28,44	67,72	30,39	29,02	31,56	54,97