

1º Seminário da **Rede Gás & Energia**

21 e 22 de novembro de 2006 - EDISE - Rio de Janeiro.

Coordenação: RH/Universidade Petrobras

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

Eng. Rafael Eduardo da Cruz

**Universidade Federal de Santa
Catarina**

**Professora Marcia Barbosa
Henriques Mantelli, PhD.**

**Universidade Federal de Santa
Catarina**

RESUMO

Na troca térmica em câmaras de combustão, a compreensão da interação chama-fornalha é fundamental. A presente pesquisa tem por objetivo desenvolver uma metodologia experimental para avaliar qualitativamente a distribuição de convecção e radiação dentro de uma câmara de combustão. As distribuições internas de temperatura, incluindo fatores e interação entre fatores que são relevantes nestas distribuições também são avaliadas através de um planejamento fatorial 2^3 . O aparato experimental consiste em uma câmara de combustão semelhante às utilizadas em equipamentos que empregam tecnologia de termossifões. Uma estimativa da qualidade da queima de gás também é feita. Com os resultados deste estudo, é possível inferir a performance térmica de um queimador de pequeno porte. Ainda, parâmetros importantes para a performance de câmaras de combustão são observados, permitindo projetos para um melhor aproveitamento da energia.

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

1.0 – INTRODUÇÃO

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, e refino de petróleo e de 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

que contribuem para alterações no processo de transferência de calor. Observa-se uma mudança na proporção entre troca térmica radiante e convectiva nos equipamentos, o que usualmente propicia aumento das ineficiências no aproveitamento da energia liberada pelo combustível. Isto aumenta os custos energéticos 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 determinadas variáveis. 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 utilizam tecnologia de tubos de calor e termossifões.

Dentre estes equipamentos 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. O calor necessário para cocção tem sua origem na queima de gás, realizada em queimadores de pequeno porte (queimadores domésticos). Estes queimadores estão localizados dentro da câmara de combustão. O calor gerado deve ser conduzido à câmara de cocção por meio de termossifões. Um termossifão se constitui em um tubo metálico vertical oco, evacuado e preenchido com um fluido de trabalho (água neste caso). Na região do tubo em contato com a câmara de combustão, há a absorção do calor gerado que evapora o fluido de trabalho. O vapor, por diferença de pressão se encaminha a 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.

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

Portanto, 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 (água), de uma forma limpa, sem misturar os gases da combustão com o ar do interior do forno (Mantelli, 2004). Um esquema deste tipo de forno, existente nas dependências do Laboratório de Tubos de Calor, está representado na FIG. 1.

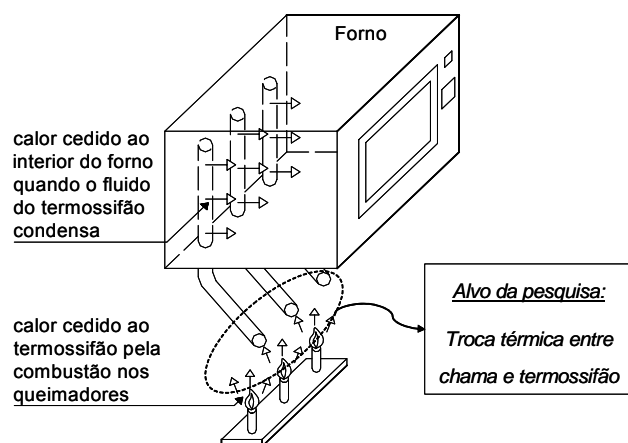


FIG. 1: Esboço de um forno assistido por termossifões.

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 termossifões, 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 radiação e convecção obtidas a partir da queima do gás, assim como conhecer a distribuição de temperatura que os queimadores e regiões adjacentes apresentam.

1.1 – OBJETIVOS

A presente pesquisa, ao nível de mestrado, tem por objetivo desenvolver uma metodologia experimental através da qual seja possível avaliar a proporção da energia liberada por radiação e

convecção na queima de gás (Natural, GLP, ou outro gás combustível). Ainda, tem-se o propósito de avaliar distribuições de temperatura dentro de uma câmara de combustão, bem como fatores e interação entre fatores que são relevantes nestas distribuições. Isto possibilitará a investigação da performance térmica de um queimador de pequeno ou médio porte, além da verificação de sua adaptabilidade ao equipamento a que se destina.

Com os dados obtidos neste estudo é possível desenvolver uma câmara de combustão que proporcione um melhor aproveitamento da energia disponibilizada na parte dos evaporadores dos termossifões verticais, que são utilizados em fornos de cocção de alimentos.

2.0 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SIMPLIFICADA

2.1 – O PROCESSO DE COMBUSTÃO

O processo de combustão constitui-se em reação química exotérmica entre o combustível e o oxidante (ar atmosférico), formando os produtos da combustão, que são os gases de combustão ou fumos. Diz-se exotérmica devido à liberação de energia decorrente do processo de queima (De Carvalho Jr., 2004), liberada na forma de luz e calor. Isto se deve ao fato de que a nova matéria formada (gases e cinzas) tem menor energia que a matéria original da combustão (combustível e oxigênio).

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 (ΔH), também chamado de poder calorífico do combustível. A partir daí, pode ser calculada a energia liberada no processo de combustão (detalhado no trabalho de De Carvalho Jr., 2004).

A região de reação química é frequentemente chamada de região de chama ou frente de chama, onde rápidas reações ocorrem e luz é emitida (Kuo, 1986). Em 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, chamas de difusão são aquelas onde o combustível e o oxidante encontram-se inicialmente separados, constituindo, desta forma, o mecanismo encontrado no presente

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

trabalho. 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 uma superfície (Kuo, 1986).

Segundo (Tewarson, 1988), o processo de combustão é sempre incompleto, ou seja, os resultados da queima (produtos) apresentam monóxido de carbono (CO), sendo o índice de liberação de CO uma medida da eficiência da queima do gás.

Analogamente ao presente experimento, os processos de combustão geralmente de interesse 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, 1924).

2.1.1 – O queimador

O anexo I trás um croqui em escala para ilustrar o queimador utilizado. Entende-se por queimador o equipamento que processa a queima do combustível gasoso (neste caso). A principal função do queimador é promover uma mistura eficiente entre o ar e o combustível, para a chama ser estável e bem conformada (Garcia, 2002). Ainda, deve impedir retorno e deslocamento de chama.

Retorno de chama é o fenômeno que ocorre quando a velocidade de propagação da chama é maior do que a velocidade de saída do comburente, fazendo a chama ocorrer dentro do queimador. Por sua vez, deslocamento de chama é o contrário do retorno, isto é, ocorre quando a velocidade do comburente é muito maior do que a de propagação da chama, assim a chama ocorre a uma distância grande do queimador. Também é chamado de Lift-Off (Ghosal, S. e Vervisch L., 2001).

Os queimadores de gases combustíveis podem ser divididos em aspirantes e de queima direta (Garcia, 2002). Para o presente trabalho, tem-se queimador aspirante, onde a maior parte do ar de combustão é aspirada pela expansão do gás combustível dentro de um venturi, realizando a mistura de ar e gás combustível. Estes são de chama curta, baixa capacidade e baixa razão de redução de queima, que se define como a razão entre a liberação máxima e mínima de calor (Garcia, 2002).

Ar primário é o aquele que entra misturando diretamente com o gás combustível. Ar secundário é o ar que entra no queimador pela sua periferia.

Por sua vez, o excesso de ar é a quantidade de ar adicionado, além do volume estequiométrico, para queimar todo o combustível.

A distribuição homogênea do ar em volta do queimador 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 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. Pode-se concluir que o ideal é que se tenha turbulência na área de mistura e não junto à chama.

Normalmente, os queimadores convencionais demandam de 15% a 20% de excesso de ar (Garcia, 2002), para uma eficiente queima de gás combustível.

2.2 – 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 com o oxigênio do ar. Esta taxa é conhecida como taxa química de liberação de calor (Tewarson, 1988, apud [1]), e se divide em taxa radiativa e taxa convectiva de liberação de calor, tendo, portanto, dois componentes. A eficiência da combustão de combustíveis alifáticos é próxima a 95%, onde as parcelas convectiva e radiativa são aproximadamente iguais a 60% e 35%, respectivamente (Tewarson, 1988).

2.2.1 – Determinação das parcelas radiativa e convectiva de transferência de calor

Uma maneira de se obter as taxas de transferência de calor, convectiva e radiativa, é apresentada por Milanez e Mantelli (2004), com base no Método da Capacitância Global, descrito por Incropera e de Witt (1992). Neste método, através da comparação da resistência térmica condutiva interna no sólido e da convectiva externa ao sólido, assume-se que os gradientes internos de temperatura no sólido são desprezíveis, desta forma tem-se que, no sólido, $T(x,y,z,t) \approx T(t)$. Esta comparação entre as resistências térmicas é feita segundo análise do

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

número de Biot, pormenorizado em Incropera e de Witt (1992), que valida esta metodologia.

Pequenos blocos cúbicos de alumínio são utilizados, uns com superfície polida e outros com superfície preta, sendo suas temperaturas monitoradas por termopares localizados no centro destes bloquinhos de 15 mm x 15 mm x 15 mm. Devido à baixa absorvidade do corpo polido, este é sujeito praticamente apenas à transferência de calor por convecção. Por outro lado, a energia total absorvida pelo bloquinho preto provém das trocas por radiação e convecção juntas.

Segundo Incropera e de Witt (1992), existem muitas aplicações para as quais é conveniente expressar a troca global de calor por radiação através de uma expressão na forma da seguinte equação:

$$q_{rad} = h_{rad} \cdot A \cdot (T_{viz} - T_{sup}) \quad \text{EQ 2.1}$$

onde q_{rad} representa a troca global de calor por radiação em [W], h_{rad} representa o coeficiente de transferência de calor por radiação em [W/m².K], A é a área superficial do bloquinho em [m²], T_{sup} representa a temperatura superficial do bloquinho (que é uniforme em todo seu volume) em [°C] e T_{viz} representa a temperatura da vizinhança do bloquinho em [°C]. A equação para a radiação é aqui modelada de maneira análoga àquela feita para a convecção, linearizando a equação de troca térmica por radiação.

Por sua vez, a energia total absorvida por cada bloquinho pode ser expressa por:

$$q_{total} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad \text{EQ 2.2}$$

onde q_{total} é a energia total absorvida pelo bloquinho em [Watt], m a massa do bloquinho em [kg], c_p o calor específico do alumínio em [J/kg.K], ΔT a variação de temperatura no bloquinho em [°C] e Δt representa o intervalo de tempo em [s].

O cálculo do coeficiente de transferência de calor global, h_{global} , o qual inclui a radiação e a convecção, foi feito mediante um balanço de energia, conforme a equação:

$$h_{global} A (T_{viz} - T_{sup}) = \frac{m c_p \Delta T}{\Delta t} \quad \text{EQ 2.3}$$

assumindo que os efeitos da convecção e da radiação podem ser somados. As parcelas convectivas e radiativas de transferência de calor a partir da chama que chegam à superfície dos bloquinhos correspondem à energia total absorvida.

Sabendo que, na EQ 2.3, $\Delta T = T_{final} - T_{inicial}$, fazendo $T_{sup} = T_{bloquinho}$ e isolando-se h_{global} , pode-se desenvolver uma expressão para avaliar h_{global} , resultando em:

$$h_{global} = \frac{m \cdot c_p (T_{final} - T_{inicial})}{\Delta t \cdot A (T_{viz} - T_{bloquinho})} \quad \text{EQ 2.4}$$

2. 2. 2. Adaptação da metodologia de cálculo de h .

Ao entrar na câmara de combustão, o bloquinho absorve calor da vizinhança até que sua temperatura permaneça constante. T_{viz} pode ser entendida como a temperatura para a qual o bloquinho tende durante o teste. Assim, para uso da EQ 2.4, deve-se ter o valor da temperatura que o bloquinho atinge quando em regime permanente. Desta forma, a temperatura final do bloquinho pode ser estimada tomando-se uma média dos últimos valores de temperatura medidos, conforme ilustra a FIG. 2.1. Portanto, assume-se que esta temperatura final é aquela existente naquela posição onde está o bloquinho durante o teste. Em outras palavras, conforme o método da capacitância global, o bloquinho é considerado como um sólido mergulhado em um fluido, os gases da combustão, tendendo a temperatura do fluido T_{∞} , na medida em que o tempo tende ao infinito.

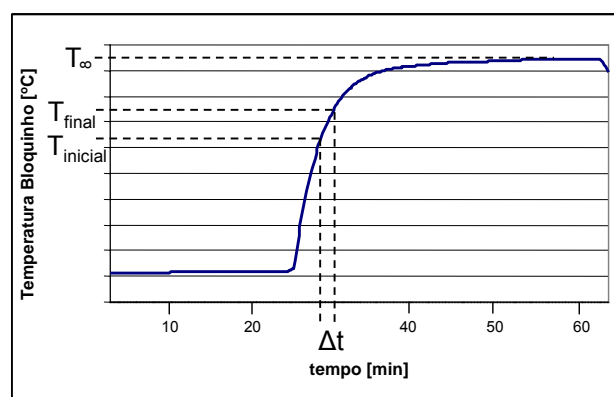


FIG. 2.1: Gráfico para um bloquinho preto em teste análogo ao ensaio 4.

A EQ 2.4 é então reformulada, assumindo a seguinte forma:

$$h_{global} = \frac{m \cdot c_p (T_{final} - T_{inicial})}{\Delta t \cdot A (T_{\infty} - T_{bloquinho})} \quad \text{EQ 2.5}$$

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

Esta equação foi utilizada para cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor. As temperaturas foram lidas a cada 5 segundos, cada nova medida representa T_{final} e a medida anterior $T_{inicial}$, para cada intervalo de cálculo de h_{global} , conforme ilustrado na FIG. 2.1. Assim, $T_{bloquinho}$ é assumida como sendo a última T_{final} . Para cálculo de T_{∞} , utilizou-se o mesmo critério para todos os bloquinhos, atribuindo-se uma média para o último minuto de teste, onde todos os bloquinhos estão em regime permanente.

3. TESTES EXPERIMENTAIS.

Na FIG. 2.1 estão apresentados apenas dados de um teste para apenas um bloquinho preto, para ilustrar a sistemática de testes empregada. Temperaturas no ar e nas paredes da câmara também foram lidas, porém omitidas no gráfico por conveniência. O comportamento das temperaturas dos bloquinhos, tanto pretos quanto polidos, é bastante semelhante àquele apresentado no gráfico, para todas as configurações do experimento.

No início dos testes, quando inicia o processo de combustão, os bloquinhos repousam à temperatura ambiente, fora da câmara de combustão. As temperaturas no interior e na parede da câmara são monitoradas, por gráficos gerados em tempo real pela aquisição de dados, até que o regime permanente, no interior da câmara, é atingido (em 23 minutos para o caso da FIG. 2.1). Neste instante, os bloquinhos são erguidos para dentro da câmara de combustão pela elevação da plataforma que os suporta. Então, a troca térmica entre bloquinhos e chama e câmara de combustão se processa até que as temperaturas não se elevem mais, quando os bloquinhos atingiram regime permanente, finalizando o teste. O final da curva na FIG. 2.1 apresenta declive pela interrupção da vazão de gás para o queimador.

Foi feita a varredura com a estrutura dos bloquinhos ilustrada no Anexo II, no interior da câmara na direção z , conforme ilustrado no Anexo III. Analogamente, fez-se a varredura nas mesmas posições com a estrutura de termopares, para mapeamento térmico da câmara, descrita mais adiante.

Mesmo variando a vazão de gás significativamente, regime permanente no interior da câmara de combustão é sempre atingido em, no máximo, 30 minutos. O comportamento das temperaturas no interior da câmara em regime permanente é

oscilante, apresentando uma variação de 20 °C logo acima do queimador, em testes com maiores níveis de temperatura. O gradiente térmico é bastante elevado, mesmo em regime permanente, podendo ser de 200 °C, para os termopares 302 e 326 (vide FIG. 3.1) para o ensaio 3 do planejamento da TAB. 2, por exemplo.

3.1. PLANEJAMENTO DOS TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais foram realizados sob o princípio da aleatorização. Este procedimento consiste em realizar os ensaios em ordem aleatória, impedindo que fatores indesejáveis e de não conhecimento do pesquisador contaminem os resultados. Assim, a probabilidade de influência de fatores não controlados é igualada quando a ordem com que ensaios são feitos é sorteada (de Barros Neto, Scarminio e Bruns, 2002). Ainda, a blocagem, ou seja, a manutenção de fatores indesejáveis mas conhecidos em níveis pré-determinados em todos os testes, foi utilizada. Diversos fatores, detectados em testes preliminares, foram bloqueados tais como: ar condicionado desligado, portas e exaustores fechados, instalação de isolamento térmico externo à câmara, entre outros.

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. A distribuição interna de temperatura na câmara é obtida através de termopares instalados sobre a parede interna da câmara e em diversos pontos, dentro da câmara, para monitorar as temperaturas do ar.

Três parâmetros considerados importantes para o projeto de uma câmara de combustão, conforme observado na literatura, foram testados. Para isto um, aparato experimental foi especialmente projetado e construído, conforme está ilustrado no Anexo III. Desta forma não só foram determinadas as distribuições de temperatura, mas também conhecidas algumas variáveis que influenciam estas distribuições. Estas variáveis, doravante denominadas fatores (de Barros Neto, Scarminio e Bruns, 2002), foram testadas em dois níveis. A

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

TAB. 3.1 contém os fatores testados e os níveis de teste, onde a altura 0 corresponde à posição inferior do queimador, estando este na região de entrada de ar secundário, verticalmente a 350 mm do teto da câmara. A altura 1 corresponde a posição superior, sendo esta distância de 290 mm.

TAB. 3.1: fatores e respectivos níveis de teste.

Fatores	Níveis	
	(-)	(+)
1 Altura queimador	0	1
2 Vazão de GLP	1 L/min	2 L/min
3 Volume Câmara	0,0445 m ³	0,089 m ³

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 (de Barros Neto, Scarminio e Bruns, 2002 apud Box, Hunter e Hunter, 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.

Por esta razão, como se conhece pouco sobre o comportamento térmico da presente câmara, bem como a variabilidade desta com relação aos parâmetros a serem controlados, uma primeira bateria de testes com 2 níveis foi feita.

3.2. PLANEJAMENTO FATORIAL 2³.

A TAB. 3.2 apresenta um planejamento fatorial 2³, conforme pormenorizado por de Barros Neto, Scarminio e Bruns (2002). Os ensaios estão dispostos em uma ordem padrão para visualização, não sendo a seqüência em que foram realizados.

A matriz de planejamento da TAB. 3.2 antecede os ensaios, por isso contém o espaço para anotar as temperaturas médias de cada seção da câmara, encontradas nos diferentes ensaios, além dos níveis de cada fator em que os ensaios são feitos.

TAB. 3.2: Matriz do planejamento fatorial 2³.

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

A Fig. 3.1 ilustra em vista frontal os 26 termopares fixados em uma estrutura de arame, ilustrada na Fig. 3.2, onde as temperaturas de um plano perpendicular ao queimador são medidas. Durante o teste, a estrutura de arame é deslocada, de forma a se medir 5 planos de temperaturas verticais e ortogonais ao eixo do queimador, paralelos ao plano xy ilustrado no Anexo III. O primeiro e segundo planos cortam o queimador em uma região onde não há combustão.

Na TAB. 3.2, T1_m significa a temperatura média simples entre as 26 temperaturas lidas na primeira seção do forno, a 90 mm a partir da tampa frontal, onde ocorre a entrada de gás. Esta seção não está acima da chama do queimador (assim como T2_m), uma vez que os orifícios de chama no queimador encontram-se a 120 mm do venturi do queimador. Da mesma forma, seguem T2_m, T3_m, T4_m e T5_m, espaçadas 80 mm uma das outras. Já T_m representa a temperatura média das médias nas seções medidas, calculada analogamente através da EQ 3.1:

$$T_m = \frac{T1_m + T2_m + T3_m + T4_m + T5_m}{5} \quad \text{EQ 3.1}$$

Por sua vez, T_{m cone} significa também a média das temperaturas médias em cada seção, porém desconsiderando-se os termopares 323, 324, 325 e 326 (vide FIG. 3.1), representando, a região em forma de cone invertido, localizada acima do queimador. A palavra cone é utilizada apenas para melhor ilustrar esta área acima do queimador, uma vez que não se trata de um volume, mas sim de uma região bidimensional para o mapeamento aqui feito. Esta região é a aquela de interesse do presente trabalho, uma vez que, nas aplicações desenvolvidas no LABTUCAL, é nesta região que se localizam os evaporadores dos termosifões, que devem absorver a energia proveniente da queima de combustível. Por esta razão, doravante os resultados são todos apresentados em termos desta temperatura T_{m cone}.

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

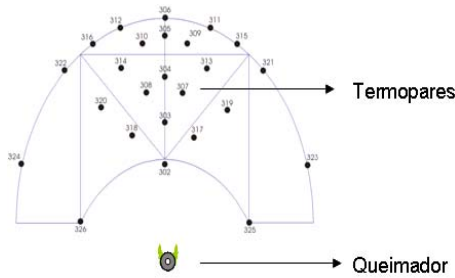


FIG. 3.1: Localização de cada termopar na estrutura que corre ao longo da câmara.



FIG. 3.2: Foto ilustrando a estrutura que corre ao longo do comprimento da câmara.

Para cálculo dos efeitos de cada fator bem como das interações entre os fatores, deve-se multiplicar cada coeficiente de contraste (mostrados na TAB. 4.2) pelo valor da temperatura média correspondente (mostradas na TAB. 4.1), somar todos estes termos e posteriormente dividir o resultado por quatro, conforme pormenorizado por de Barros Neto, Scarminio e Bruns (2002). Exemplificando, é calculado abaixo o efeito decorrente do aumento da vazão.

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

A TAB. 4.2 apresenta os coeficientes de contraste, para cálculo dos efeitos dos fatores e também dos efeitos causados pelas interações entre os fatores. Além disto, são mostrados os efeitos obtidos. Os cálculos foram feitos em planilhas do software EXCEL, todavia aqui omitidos por conveniência.

TAB. 4.2: coeficientes de contraste para cálculo dos efeitos e interações dos fatores.

EFEITOS DO PLANEJAMENTO FATORIAL 2 ³										
Ensaio	fator 1	fator 2	fator 3	inter	inter	inter	inter	Resultado [°C] para:		
	altura	vazão	volume	12	13	23	123	influências	T _m	T _{m cone}
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	fator 1 =	4,2	9,4
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	fator 2 =	81,9	87,5
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	fator 3 =	-25,1	-25,6
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	inter 12 =	-1,0	1,6
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	inter 13 =	1,6	-0,4
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	inter 23 =	-9,7	-8,7
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	inter 123 =	6,8	8,1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1			

4. RESULTADOS.

4.1. DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA.

Após a realização dos testes, a TAB. 3.2 foi preenchida com os resultados encontrados, resultando na TAB. 4.1.

TAB. 4.1: 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 _{m cone}
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

A FIG. 4.1 contém uma representação gráfica para melhor ilustrar os dois efeitos mais significativos, provenientes da variação da vazão e do volume da câmara. Todos os valores nesta representação estão em graus Celsius, com exceção dos eixos que contém os níveis de variação destes fatores.

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

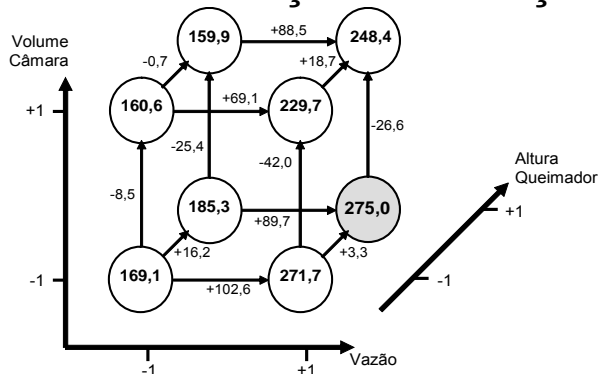


FIG. 4.1: Diagrama para representar os efeitos da vazão e do volume de câmara.

4.1.1. 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. Foram gerados perfis de temperatura para todos os 8 ensaios realizados. No presente trabalho, apenas um perfil será mostrado, aquele obtido na Seção 3 do ensaio 4, na FIG. 4.2. Este perfil foi escolhido por apresentar um nível maior de temperatura no interior da a câmara, o que é desejável para os evaporadores.

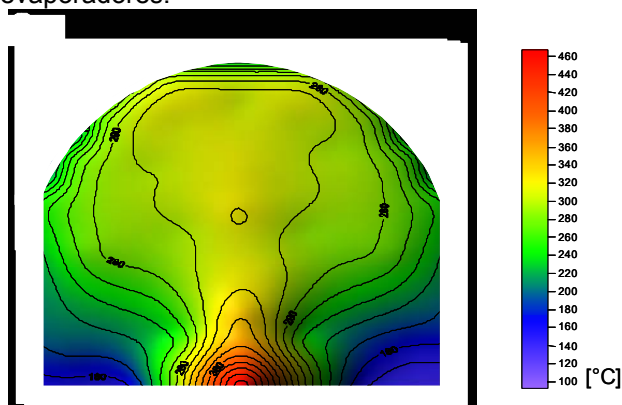


FIG. 4.2: Campo de temperaturas em °C no interior do forno na Seção 3 do Ensaio 4.

A FIG. 4.2 mostra que, a partir dos campos de temperatura calculados, é possível confirmar a hipótese de que a região em forma de cone invertido acima do queimador é realmente 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.

O método de interpolação escolhido é aquele de função em base radial, consistente com a geometria da câmara. A malha utilizada é de 100 linhas por 83 colunas. Assim, o software fornece os perfis de temperatura no interior da câmara, possibilitando uma boa visualização dos campos de temperatura e também do escoamento dos gases, conforme mostra a FIG. 4.3. Esta figura contém a distribuição das temperaturas num plano vertical ao longo e acima do queimador, ou seja, perpendicular às seções de medição das temperaturas médias, o que fornece juntamente com estas seções intermediárias um mapeamento térmico tridimensional do interior da câmara.

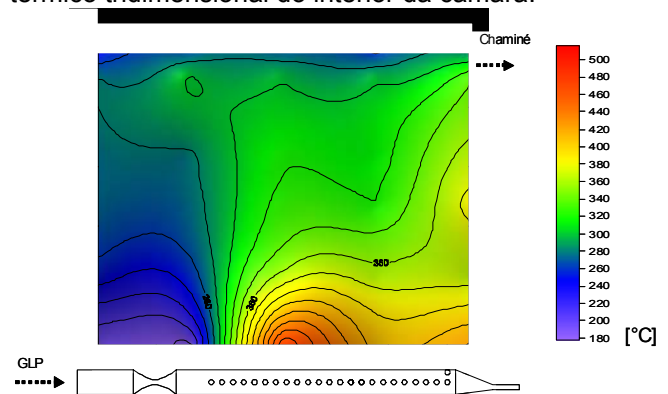


FIG. 4.3: Campo de temperatura em °C ao longo do forno, no plano vertical perpendicular às seções de medição das temperaturas médias.

4.2. DISTRIBUIÇÕES DE RADIAÇÃO E CONVECÇÃO.

4.2.1. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

A EQ. 2.3, que deu origem a equação para cálculo dos valores de h , representa um balanço de energia entre a convecção e radiação externas, no lado esquerdo da igualdade e o ganho de calor sensível no interior do bloquinho, no lado direito da igualdade. Assim, conforme o tempo de teste avança, o ganho de energia pelo bloquinho se dá pelo aumento da temperatura num intervalo de tempo, enquanto que a troca térmica externa é calculada no instante de tempo final para o intervalo considerado. Ou seja, o cálculo dos coeficientes se dá por uma formulação implícita (Maliska, 1995).

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

O erro existente nesta formulação é minimizado fazendo-se $\Delta t \rightarrow 0$. O teste dos bloquinhos 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, ou seja, tem-se uma boa aproximação para a discretização feita.

Para a EQ 2.5, além das temperaturas, tem-se as seguintes variáveis:

- m é a massa de cada bloquinho, igual a 0,009 kg.
- c_p é o calor específico do alumínio, igual a 1033 J/kg·K (Incropera e de Witt, 1992).
- Δt é o intervalo de tempo para cada h , sendo igual a 5 segundos.
- A é a área superficial total de cada bloquinho, igual a 0,001125 m.

4.2.2. Coeficientes de transferência de calor – Resultados.

Os resultados encontrados para os valores dos coeficientes de transferência de calor são plotados em gráficos em função do tempo. A FIG. 4.4 ilustra os coeficientes h_{global} na seção 2 do forno para o ensaio 4, a qual não está ainda em cima da chama do queimador, conforme mencionado na seção 3.3. Esta figura mostra que durante os testes, foram encontradas algumas oscilações como a observada para o instante de aproximadamente 3,6 minutos.

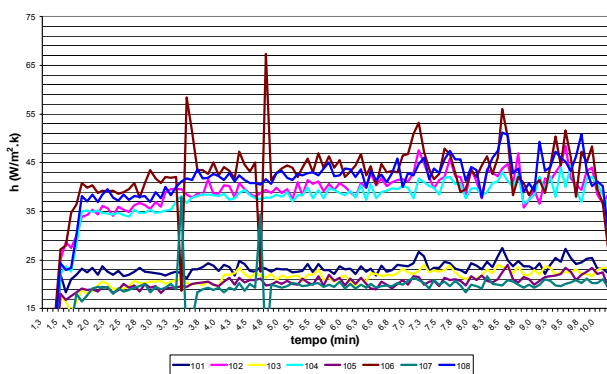


FIG. 4.4: coeficientes globais de transferência de calor para a seção 2, ensaio 4.

Estas oscilações são inerentes ao processo experimental, visto que a combustão impõe, por vezes, correntes de ar e de fumos não uniformes na câmara. Estas correntes fazem com que as diferenças de temperatura na EQ 2.5 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.

Para as seções 3, 4 e 5, onde os bloquinhos ficam acima da chama, os valores de h para os blocos pretos, que incluem a radiação, tendem sempre a aumentar com o tempo. Como nestas regiões a radiação intensifica a troca térmica, a taxa na qual o bloquinho tende a sua temperatura final é maior do que a taxa na qual a temperatura do bloquinho aumenta. Em outras palavras, segundo a EQ 2.5, o valor do denominador diminui mais acentuadamente do que o valor do numerador, acarretando no aumento de h .

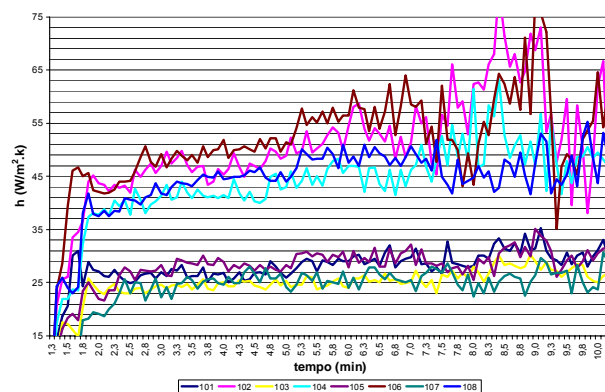


FIG. 4.5: coeficientes globais de transferência de calor para a seção 3, ensaio 4.

Após aproximados 8 minutos de teste, as temperaturas dos bloquinhos pretos já são muito próximas daquelas que eles atingem em regime permanente, não ocorrendo mais trocas de calor significativas. Todavia, as temperaturas dos bloquinhos continuam a subir, o que novamente acarreta desproporcionalidade entre as taxas de variação das diferenças de temperatura.

Os pontos experimentais localizados na região central dos gráficos são os mais adequados para efeito de comparação dos resultados obtidos, pois os dados restantes apresentam grandes oscilações. Decorridos 3 minutos do início dos testes, os bloquinhos estabilizam, uma vez que a razão $(T_{final} - T_{inicial}) / (T_{\infty} - T_{bloquinho})$ da EQ 2.5 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 são observadas. Por esta razão, de uma maneira

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

qualitativa, a análise se dá nesta região estável dos gráficos. Como já observado, neste texto apenas os resultados referentes ao ensaio 4 são apresentados, sendo porém representativos dos resultados globais.

A FIG. 4.6 ilustra o intervalo de tempo, de 55 segundos, para a seção 3 do ensaio 4, como se fosse um “zoom” na FIG. 9, onde se pode visualizar a diferença entre a absorção de calor por convecção e radiação daquela absorção de calor que se dá praticamente apenas por convecção. Fazendo uma média em cada seção, observa-se esta proporcionalidade na TAB. 4.3.

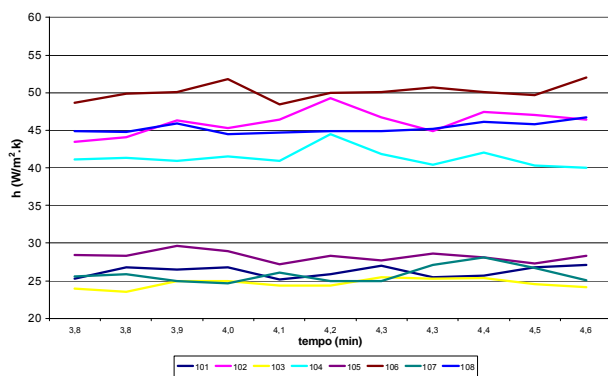


FIG. 4.6: Coeficientes h_{global} para apenas parte do teste da seção 3 do ensaio 4.

TAB. 4.3: Relação entre os coeficientes para as diferentes seções da câmara.

seção 1	: h bloquinhos pretos = 1,90 x h bloquinhos polidos
seção 2	: h bloquinhos pretos = 1,93 x h bloquinhos polidos
seção 3	: h bloquinhos pretos = 1,74 x h bloquinhos polidos
seção 4	: h bloquinhos pretos = 1,90 x h bloquinhos polidos
seção 5	: h bloquinhos pretos = 1,99 x h bloquinhos polidos

4.3. ANÁLISE DOS GASES DE COMBUSTÃO.

Após análise das distribuições de temperatura, verificou-se que a configuração da câmara de combustão que propicia maior nível de temperatura é aquela do ensaio 4 da TAB 3.2. Portanto, para maximizar a potência disponibilizada aos evaporadores, esta deve ser a condição de operação da câmara. Por esta razão, o presente trabalho focou os resultados e análises para esta configuração.

Ainda, uma vez conhecidas a distribuição de temperatura e as parcelas radiativas e convectivas de troca térmica, no interior da câmara de

combustão, fez-se necessário uma estimativa da qualidade da queima de gás, para a configuração de maior nível de temperatura da câmara. Desta forma, não só as características térmicas do experimento puderam ser estimadas, mas também o processo de combustão pôde ser mais bem conhecido.

Para a análise dos gases de combustão utilizou-se um analisador da marca Confor Instrumentos de Medição Ltda., modelo Tempest 100.

A baixa relação CO/CO₂ 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 do CO formado. Consequentemente, pôde-se inferir sobre a boa qualidade da queima encontrada no presente experimento. CO₂ é inevitável em processos de combustão que envolve combustíveis orgânicos. Para o presente caso, obteve-se um valor médio de 1,6 % em base volumétrica, com relação ao volume total de gases de combustão, com incerteza de $\pm 0,2$ %.

Não foi acusada a presença de SO₂ e NO_x nos fumos pelo analisador de gases, constituindo outra característica positiva para o processo de combustão em questão, haja vista a deterioração que este causa no meio ambiente.

5. CONCLUSÕES

A análise das incertezas experimentais está contida no anexo IV.

Foi realizado um mapeamento das temperaturas internas da câmara de combustão nas três direções ortogonais, possibilitando conhecer em 3D as distribuições de temperatura, para 8 configurações de operação distintas. Três parâmetros foram testados na câmara de combustão, a qual pode se assemelhar bastante àquelas que contêm evaporadores de tubos termossifões. Não somente foram determinadas as distribuições de temperatura, mas também algumas influências nestas distribuições puderam ser avaliadas.

A Fig. 4.2 confirma a hipótese de que a região em forma de cone invertido acima do queimador é realmente aquela de maior nível de temperatura. É nesta região que estão localizados os evaporadores dos termossifões verticais, 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

1º Seminário da Rede Gás & Energia

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

trabalho de seus queimadores, estando estes confinados, através da redução de volume da câmara e os absorvedores de calor próximos ao queimador.

Segundo a TAB. 4.1, T_m do ensaio 3 é mais alta do que T_m do ensaio 4, dito de maior nível de temperatura. Entretanto, como no ensaio 3 o queimador está localizado mais abaixo, ele consegue atingir os termopares 323, 324, 325 e 326 que estão também mais abaixo. Quando o queimador opera numa altura maior, ele não atinge eficientemente estes termopares, que fazem com que o valor médio T_m seja mais baixo. Desta forma, como estes termopares estão fora da região de interesse, eles foram tirados para o cálculo da T_m cone.

A TAB. 4.2 mostra que a vazão é o parâmetro mais influente no experimento, uma vez que o aumento da vazão, de 1 para 2 L/min, aumentou a T_m cone em 87,5 °C. Não há evidência significativa de que esse aumento dependa dos níveis dos outros fatores, ao menos na faixa experimental investigada. A temperatura média aumentou mais acentuadamente quando o volume da câmara e a altura do queimador são menores (+ 102,6 °C).

A estrutura de suporte dos termopares limitou a altura máxima de teste para o queimador. Ao contrário da vazão, a altura do queimador teve menor influência na temperatura da câmara, para a pequena variação de alturas testadas. Todavia, este fator indica que, se testado numa faixa de alturas maiores, pode ter efeito mais significativo sobre as distribuições encontradas.

Como os bloquinhos têm forma geométrica bastante particular e diferente de absorvedores de calor comumente encontrados, os resultados deste trabalho não são recomendados para uso de forma quantitativa. Isto se deve ao fato de que o processo de troca de calor, por convecção e em especial por radiação, depende fortemente da geometria dos corpos. Outrossim, cada câmara de combustão apresenta seu processo particular de troca térmica. Entretanto, de acordo com as pesquisas correntes no LABTUCAL, câmaras de combustão, que contém evaporadores de termossifões, podem ser bastante semelhantes àquela testada no presente experimento. Por esta razão, este trabalho visa fornecer de maneira qualitativa a distribuição de convecção e radiação dentro da câmara estudada.

A resistência à condução de calor pelo suporte dos bloquinhos é bem maior do que a resistência à absorção de calor por convecção externa ao bloquinho. Ainda, o número de Biot para o

bloquinho foi muito inferior a 0,1. Ambos os fatos garantem a validade do método e das hipóteses feitas na presente metodologia, ficando o erro associado ao uso da capacitância global bastante pequeno (Incropera e de Witt 1992).

Mediante análise da TAB. 4.3, pode-se inferir que a distribuição de radiação no interior da câmara é bastante uniforme. As duas primeiras regiões da câmara, que não sofrem ação direta da chama, sofrem radiação da mesma ordem que regiões posteriores ao queimador que contém a chama. Isto se deve a reflexão da radiação mediante espelhamento das paredes câmara, as quais são revestidas com alumínio, mantendo e refletindo a radiação para o interior da câmara. Isto mostra a importância de se manter a radiação dentro destas câmaras, de maneira a uniformizar os processos de troca térmica.

Contudo, no meio da câmara, o processo de troca térmica se deu mais por convecção do que por radiação, quando comparado às outras regiões da câmara. Esta região é mais distante das paredes da câmara, conseqüentemente sendo mais influenciada pelas correntes ascendentes de gás de combustão do que as emissões de radiação pela chama.

7.0 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Carlos Augusto Arentz Pereira, consulta pessoal.
- [2] Mantelli, M. B. H. (coordenadora), Application of thermosyphon technology to domestic ovens - Final Report, LABSOLAR/NCTS, 2004.
- [3] De Carvalho Jr., J. A., Princípios da Combustão, Departamento de Energia – UNESP/Campus Guaratinguetá, 2004.
- [4] Kuo K. K., Principles of Combustion, 1986.
- [5] Tewardson, A., Heat release rate in diffusion flames, Factorial Mutual Research Corporation, 1995.
- [6] Gomide, R., Estequiometria industrial, 2ª edição, FEI – GRÁFICA, 1924.
- [7] Garcia, R., Combustíveis e combustão industrial, editora Interciência, Rio de Janeiro, 2002.
- [8] Ghosal, S. e Vervisch L., Stability diagram for Lift-Off and Blowout of a round jet laminar diffusion flame, Combustion and Flame 123:646-655, 2001.

1º Seminário da **Rede Gás & Energia**

AVALIAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS E DAS TAXAS DE CONVECÇÃO E RADIAÇÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

- [9] Milanez, F. H. e Mantelli, M. B. H., A new methodology for measuring heat transfer coefficients – Application to thermosyphon heated enclosures, 13º Congresso de Tubos de Calor (13th IHPC), Shangai, China, 2004.
- [10] Incropera, F. P. e De Witt, D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 2003.
- [11] De Barros Neto, Scarminio e Bruns, Como fazer experimentos, 2ª edição, Editora da UNICAMP, Campinas – SP, 2002.
- [12] Maliska C.R., Transferência de calor e mecânica dos Fluidos Computacional, LTC Editora, 1995.
- [13] Holman, J. P., Experimental Methods for Engineers, 6th Edition, McGraw-Hill, Inc., 1994.