

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

**ESTUDO DO MECANISMO COMBINADO TÉRMICO E FLUIDODINÂMICO DE
ESTABILIZAÇÃO DE CHAMA EM UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE E
SUA OPERAÇÃO EM AMBIENTE DE ELEVADA TEMPERATURA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL DE CAMARGO CATAPAN

Florianópolis, março de 2007

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

**ESTUDO DO MECANISMO COMBINADO TÉRMICO E FLUIDODINÂMICO DE
ESTABILIZAÇÃO DE CHAMA EM UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE E
SUA OPERAÇÃO EM AMBIENTE DE ELEVADA TEMPERATURA**

RAFAEL DE CAMARGO CATAPAN

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

AMIR ANTÔNIO MARTINS DE OLIVEIRA JÚNIOR - Orientador

MÁRIO MANUEL GONÇALVES DA COSTA – Coorientador

FERNANDO CABRAL – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

VICENTE DE PAULO NICOLAU - Presidente

ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA

PEDRO TEIXEIRA LACAVA

*A única coisa que interfere com meu
aprendizado é a minha educação.*

Albert Einstein

À Josiane.
Aos meus pais e minhas irmãs.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado em regime de cooperação entre os Departamentos de Engenharia Mecânica da UFSC e do Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa, Portugal, por meio do convênio CAPES/GRICES 098/2003.

Gostaria de agradecer aos que estiverem presentes nestes últimos tempos. Ao seu jeito, todos contribuíram para que eu conseguisse. Por isso, são sinceros os meus agradecimentos

Aos meus familiares, em especial a minha esposa Jô e a minha mãe Ivelise, que sempre me apoiam.

Ao professor Amir Oliveira pela orientação, disposição e amizade.

Ao professor Mário Costa (IST) pela sua orientação e disponibilidade de recursos para a minha estada e realização dos experimentos. Com certeza, sua orientação enriqueceu muito o trabalho.

Aos professores Edson Bazzo (UFSC) e João Toste de Azevedo (IST), coordenadores do convênio entre a UFSC e o IST.

À Agência Nacional do Petróleo – ANP – e à Financiadora de Estudos e Projetos – FINEP – por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor Petróleo e Gás – PRH09-ANP/MCT pela bolsa de estudos concedida.

Aos professores Vicente de Paulo Nicolau, Antônio Fábio Carvalho da Silva e Pedro Lacava pela apreciação do trabalho e contribuições.

Aos meus amigos de Portugal Manuel Pratas, Amandio Rebola, André Ribeirete, Anton, Carlos, Filipe, Matias, Melo, Monalisa e Sra. Ana Maria Costa.

Ao Lourival e a Érica por me auxiliarem em vários momentos. Ao Fernando Pereira e ao Rafael Moser pelas inúmeras discussões sobre o trabalho. Aos colegas do LabCET e da UFSC: Roberto, Wilian, Matelli, Raquel, Lisiane, Paulo, Janilson, Guilherme, Marcos Longo, Tales, Elemento, Eduardo R., Alessandro, Omar, Berti, Fabyo, Cirilo, Renzo, Edevaldo, Evelio, Leonel, Dalton, Rodrigo, Leandro, Ewaldo, Kami, Eduardo L., Kido, Oba, Barbiane. Aos camaradas Tuta, Zé Guilherme, Carlinhos, Marcio e Perna. À todas as conversas nas mesas de tascas e botequins, ao churrasco com tênis de mesa na quinta à noite, ao surf no Campeche, ao Skype.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	viii
Lista de tabelas.....	xi
Simbologia.....	xii
Alfabeto Latino.....	xii
Alfabeto grego.....	xiii
Sub-índices.....	xiv
Resumo.....	xv
Abstract.....	xvi
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Apresentação.....	1
1.2. Sumário da bibliografia.....	3
1.3. Presente contribuição.....	4
1.4. Objetivos.....	4
1.5. Organização da dissertação.....	5
CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1. Recirculação de calor em sistemas de combustão.....	7
2.2. Chama laminar pré-misturada em meio poroso inerte.....	9
2.3. Fundamentos e definições.....	11
2.3.1. Velocidade de chama.....	11
2.3.2. Razão de equivalência.....	13
2.3.3. Limites de estabilidade de chama.....	13
2.3.4. Eficiência de radiação.....	14
2.3.5. Eficiência do transporte convectivo de energia.....	15
2.3.6. Eficiência de recirculação de calor.....	16
2.4. Emissões de poluentes em combustão pré-misturada.....	16
2.4.1. Formação de NO.....	16
2.4.2. Emissões de CO e HC.....	18
2.4.3. Quantificação das emissões.....	18
2.5. Revisão Bibliográfica.....	19
CAPÍTULO 3 - EXPERIMENTO.....	26
3.1. Aparato experimental básico.....	26
3.1.1. Sistemas de suprimento de ar e gás combustível.....	26
3.1.2. Queimador poroso radiante.....	27
3.2. Fornalha.....	28
3.3. Procedimento experimental.....	30
CAPÍTULO 4 - TÉCNICAS E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	35
4.1. Temperatura.....	35
4.1.1. Sistema de medição.....	35
4.1.2. Incerteza dos resultados.....	36
4.1.3. Comportamento oscilatório das temperaturas no meio poroso.....	38
4.1.4. Temperatura das paredes da fornalha.....	40
4.2. Espécies químicas em fase gasosa.....	41
4.2.1. Sistema de medição.....	41
4.2.2. Incerteza dos resultados.....	43
4.3. Incerteza dos valores de Φ e S_L	45
4.4. Incerteza dos valores de η_{rad} , η_u e η_{rec}	46
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	50
5.1. Estrutura da chama.....	50
5.1.1. Regime típico de estabilização.....	50

5.1.2.	Análise dos resultados	53
5.1.3.	Comparações com uma frente de chama plana na interface entre a RP e a REC 57	
5.1.4.	Considerações sobre a chama cônica em meio poroso.....	58
5.2.	Limites de estabilidade	60
5.2.1.	Em ambiente aberto	60
5.2.2.	Em ambiente confinado	63
5.3.	Emissões de poluentes	66
5.3.1.	IENOX e IECO do queimador poroso radiante.....	66
5.3.2.	Emissões em ambiente aberto	68
5.3.3.	Emissões em ambiente confinado	74
5.4.	Eficiência de radiação.....	81
5.4.1.	Em ambiente aberto	82
5.4.2.	Em ambiente confinado	84
5.5.	Eficiência de recirculação de calor	86
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES		88
6.1.	Conclusões.....	88
6.2.	Sugestões para trabalhos futuros	90
REFERÊNCIAS		92
Apêndice A – Distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso		98
Apêndice B – Determinação das incertezas de medição		115
Apêndice C – Medições da concentração das espécies químicas gasosas		122
Apêndice D – Fotos do experimento		126
Apêndice E – Avaliação da eficiência de radiação em ambiente confinado.....		128

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Representação esquemática do processo de combustão em um meio poroso indicando os processos de transferência de calor e a reação de combustão.....	2
Figura 2.1 – Representação esquemática da variação da entalpia dos gases através de uma chama a pressão constante com recirculação de calor (linha cheia), e através de uma chama sem recirculação de calor (linha tracejada) (adaptado de Hardesty e Weinberg, 1974).	8
Figura 2.2 - Representação esquemática da distribuição de temperaturas em um escoamento reagente, unidimensional, ao longo de um meio poroso (a) infinito e (b) e finito (sujeito à perda de calor na fronteira de saída).	10
Figura 3.1 - Desenho em corte do queimador poroso radiante estudado.....	28
Figura 3.2 - Desenho esquemático da fornalha utilizada nos testes do queimador poroso radiante.....	29
Figura 4.1 – Desvio padrão das medições de temperatura dentro do meio poroso em todas as condições estudadas em ambiente aberto.....	40
Figura 4.2 – Temperaturas das paredes da câmara de combustão.	41
Figura 4.3 - Representação esquemática do sistema de amostragem e análise dos gases.	42
Figura 4.4 - Representação esquemática da sonda de amostragem dos gases.....	43
Figura 4.5 – Incerteza de medição de Φ em função da velocidade de chama.	46
Figura 4.6 – Valores percentuais da incertezas de medição da eficiência de radiação em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições experimentais em ambiente aberto.	47
Figura 4.7 – Valores percentuais da incerteza de medição da eficiência no transporte convectivo de energia ($IM\eta_u$) em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições operacionais em ambiente aberto.....	48
Figura 4.8 – Valores percentuais da incerteza de medição da eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições operacionais em ambiente aberto.	49
Figura 5.1 - Distribuição de temperaturas (em °C) em uma seção transversal do queimador poroso operando em ambiente aberto em $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.	51
Figura 5.2 - Imagem do meio poroso após uso prolongado (esquerda), região de deterioração térmica (direita superior) e detalhe da região de estabilização da frente de chama (direita inferior).....	53
Figura 5.3 – Distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso em função da velocidade de chama, com $\Phi = 0,55$ e operando em ambiente aberto, medidos (a) na linha central, $r/R = 0$, e (b) na linha intermediária, $r/R = 0,5$	54
Figura 5.4 – Distribuição de temperaturas através do meio poroso, para o queimador operando em ambiente aberto com $S_L = 20$ cm/s e $\Phi = 0,40, 0,45$ e $0,50$, medidos (a) na linha central, $r/R = 0$, e (b) na linha intermediária, $r/R = 0,5$	55
Figura 5.5 - Distribuições de temperatura ao longo do queimador poroso operando na fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$ e com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 42$ cm/s.....	56

Figura 5.6 - Variação da temperatura dentro do meio poroso medida no termopar 14 (conforme Figura 3.1) com o aumento da velocidade de chama em várias razões de equivalência e com $T_f = 950^\circ\text{C}$.	57
Figura 5.7 - Esquema de um queimador poroso radiante mostrando uma frente de chama centrada no orifício de injeção.	59
Figura 5.8 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso operando em ambiente aberto.	61
Figura 5.9 - Limites de estabilidade do queimador em ambiente aberto obtidos no presente trabalho (linha contínua) e os limites estabilidade obtidos por Pereira (2002) (linha tracejada).	63
Figura 5.10 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando na fornalha com $T_f = 500^\circ\text{C}$.	64
Figura 5.11 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando na fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$.	64
Figura 5.12 – Comparação entre os limites superiores de estabilidade do queimador poroso operando em ambiente aberto (linha contínua), na fornalha com $T_f = 500^\circ\text{C}$ (linha tracejada) e com $T_f = 950^\circ\text{C}$ (linha pontilhada).	66
Figura 5.13 – IENO_x do queimador poroso radiante para diferentes condições de operação (todas as condições experimentais).	68
Figura 5.14 - IECO do queimador poroso radiante para diferentes condições de operação (todas as condições experimentais).	68
Figura 5.15 - IENO_x e o IECO calculados a partir das medições feitas com a sonda colocada a uma altura $h = 5$ mm e variando a distância (r), para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.	70
Figura 5.16 – IENO_x e IECO calculados a partir das medições feitas com a sonda colocada em $r = 0$ mm e em várias alturas (h) da superfície do queimador poroso e operando com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.	70
Figura 5.17 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente aberto.	72
Figura 5.18 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente aberto.	72
Figura 5.19 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.	73
Figura 5.20 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 500^\circ\text{C}$.	76
Figura 5.21 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 950^\circ\text{C}$.	76
Figura 5.22 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 500^\circ\text{C}$.	77
Figura 5.23 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 950^\circ\text{C}$.	77
Figura 5.24 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$.	79
Figura 5.25 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$.	79

Figura 5.26 - IENO _x em função da temperatura da fornalha.	80
Figura 5.27 - Temperaturas de chama em função da temperatura da fornalha.	81
Figura 5.28 - IECO em função da temperatura da fornalha.	81
Figura 5.29 – Eficiência de radiação do queimador operando em ambiente aberto em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.	82
Figura 5.30 - Eficiência do transporte convectivo de energia do queimador operando em ambiente aberto em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.	83
Figura 5.31 - Eficiência de radiação e de transporte convectivo de energia em função da taxa de liberação de energia térmica do processo de combustão.	84
Figura 5.32 – Eficiência de radiação do queimador em todas as condições experimentais em função da velocidade de chama.	85
Figura 5.33 – Temperatura máxima na superfície do meio poroso em função da velocidade de chama em todas as condições experimentais.	86
Figura 5.34 - Eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Velocidades de chama plana laminar e temperatura de chama adiabática para a combustão em pressão constante de metano e ar seco em várias estequiometrias para os reagentes nas condições padrões de 25°C e 101 kPa.	12
Tabela 3.1 – Faixa de medição dos rotâmetros utilizados (1 lpm = $1,67 \times 10^{-5}$ m ³ /s).	27
Tabela 3.2 – Componentes principais da fornalha, conforme indicados na Figura 3.2.	29
Tabela 4.1 – Valores das temperaturas média, mínima e máxima e do desvio padrão de 60 medições feitas dentro do meio poroso.	38
Tabela 4.2 – Características dos analisadores utilizados.	42
Tabela 4.3 – Concentrações das misturas padrões utilizadas nas calibrações dos analisadores	43
Tabela 4.4 – Resultados da média e do desvio padrão (τ) de quatro medições da composição de espécies químicas feitas na superfície do queimado poroso em ambiente aberto para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.	45
Tabela 4.5 – Resultados da média, do desvio padrão (τ) e do erro percentual de três medições da composição das principais espécies químicas feitas na superfície do queimado poroso em ambiente aberto para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 20$ cm/s.	45
Tabela 4.6 – Síntese das incertezas experimentais.	49
Tabela 5.1 – Temperaturas de chama observadas para chamas cônicas e chamas planas estabilizadas na mesma velocidade de chama e razão de equivalência.	58
Tabela 5.2 – Valores das velocidades de chama limites para a degradação da placa de injeção.	62
Tabela 5.3 - Velocidade de chama limite da degradação do meio para cada razão de equivalência com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$	65
Tabela 5.4 – IECO _{min} , IECO _{max} e a faixa de velocidade de chamas estáveis obtidos em cada razão de equivalência.	74
Tabela 5.5 - IECO em função da razão de equivalência e da temperatura do ambiente.	78

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

A_q - área da seção transversal do queimador	[m ²]
A_s - área superficial do meio poroso	[m ²]
$c_{p_{produtos}}$ - calor específico a pressão constante dos produtos de combustão	[J/kg.°C]
D_q - diâmetro do queimador	[m]
GLP - gás liquefeito de petróleo	
h - distância entre a sonda de amostragem e a superfície do queimador	[m]
h_f - posição longitudinal na fornalha	[m]
H_i - entalpia inicial	[J]
IECO - índice de emissão de CO	[g/kg]
IENOX - índice de emissão de NOx	[g/kg]
IM - incerteza de medição	
L - comprimento do queimador	[m]
lpm - litros por minuto [1 lpm = 1,67x10 ⁻⁵ m ³ /s]	
\dot{m}_{ar} - vazão mássica de ar	[kg/s]
\dot{m}_c - vazão mássica de combustível	[kg/s]
\dot{m}_{total} - vazão mássica total	[kg/s]
MW _i - massa molar do componente “i”	[kg/kmol]
n - direção normal à superfície	
p - pressão	[Pa]
ppi - densidade de poros por polegada linear	
ppm - partes por milhão [em volume]	
Q_c - energia térmica liberada pela reação de combustão	[J]
\dot{Q}_{rad} - taxa de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente externo	[W]
Q_{rec} - energia térmica recirculada	[J]
\dot{Q}_{rec} - taxa de recirculação de calor	[W]
\dot{Q}_u - taxa de transporte convectivo de energia	[W]
r - coordenada radial	[m]
R - raio do meio poroso	[m]
r/R - coordenada radial adimensional	[m/m]
REC - região de estabilização de chama	

RP - região de pré-aquecimento	
S_L - velocidade da chama	[cm/s]
\dot{S}_r - taxa de liberação de energia térmica na reação de combustão	[W]
T - temperatura	[°C, K]
T_{ad} - temperatura de chama adiabática	[°C, K]
T_{ch} - temperatura de chama	[°C, K]
T_f - temperatura da fornalha	[°C, K]
T_{gas} - temperatura da fase gás	[°C, K]
T_{max} - temperatura máxima indicada em um determinado termopar	[°C, K]
T_{media} - temperatura média indicada em um determinado termopar	[°C, K]
T_{min} - temperatura mínima indicada em um determinado termopar	[°C, K]
T_n - temperatura da mistura reagente	[°C, K]
T_{rad} - temperatura da superfície do queimador	[°C, K]
$T_{sólido}$ - temperatura da fase sólida	[°C, K]
T_{viz} - temperatura do ambiente	[°C, K]
\dot{V}_c - vazão volumétrica de combustível	[m ³ /s]
x - número de moles de carbono em um mol de combustível	[kmol/kmol]
x/L - coordenada linear adimensional	[m/m]
X_i - fração molar da espécie química “i”	[kmol/kmol]

Alfabeto grego

Δh_r - poder calorífico inferior do combustível	[J/kg]
ΔT_{ad} - diferença entre a temperatura máxima na região de chama e a temperatura de chama adiabática	[°C, K]
ε - emissividade média hemisférica da superfície do queimador	
Φ - razão de equivalência	
η_u - eficiência do transporte convectivo de energia	[%]
η_{rad} - eficiência de radiação	[%]
ρ - massa específica	[kg/m ³]
σ - constante de <i>Stefan-Boltzmann</i>	[W/m ² .K ⁴]
τ - desvio padrão	

Sub-índices

- a – relativo à área aparente do queimador
- ad – condição adiabática
- c – relativo ao combustível
- ch – relativo à chama
- e - condições estequiométricas
- f – relativo à fornalha
- i – inicial / espécie química
- max – valor máximo
- min – valor mínimo
- q – queimador
- r – reação de combustão
- rad – relativo à radiação
- s – relativo à área superficial do meio poroso

RESUMO

Neste trabalho, um conceito fluidodinâmico de estabilização de chamas em queimadores porosos radiantes é analisado. Este conceito utiliza uma placa com um orifício para injeção da mistura reagente na cerâmica porosa. O queimador estudado é formado por duas placas de espuma cerâmica com diferentes tamanhos de poros. Medições detalhadas dos limites de estabilidade de chama, das emissões de monóxido de carbono (CO) e de óxidos de nitrogênio (NO_x) e da eficiência de radiação foram realizadas para o queimador radiante operando em ambiente aberto e confinado em um ambiente a elevada temperatura. Para tanto, uma fornalha em escala de laboratório com controle das temperaturas das paredes foi utilizada. Tanto o queimador quanto a fornalha foram instrumentados para medição local de temperaturas e concentração das espécies químicas gasosas. As medições de temperatura dentro do queimador indicaram a existência de dois regimes de estabilização da frente de chama. Para baixas vazões volumétricas de reagentes, a frente de chama tem formato cônico, ocorre tanto na região de pré-aquecimento (espuma cerâmica com poros pequenos), quanto na região de estabilização de chama do queimador poroso (espuma cerâmica com poros grandes), e está ancorada no orifício de injeção. Para altas vazões volumétricas de reagentes e altas temperaturas da fornalha, ocorre uma transição entre os regimes de estabilização, fazendo com que a frente de chama passa a apresentar formato plano, ocorrendo totalmente na região de estabilização de chama e muito próxima da superfície do queimador poroso. Mesmo com esta mudança no regime de estabilização, o limite superior de estabilidade de chama permanece o mesmo quando comparado com o da operação em ambiente aberto. Na operação em ambiente aberto, o limite inferior de estabilidade ocorre pela máxima temperatura da placa de injeção e, na operação em ambiente confinado, pela máxima temperatura do meio poroso. Ao contrário dos limites de estabilidade que não mudam muito com a temperatura do ambiente, a eficiência de radiação diminui consideravelmente quando a temperatura do ambiente aumenta. Além disso, o aumento da temperatura do meio poroso observada na operação em ambiente confinado resulta num aumento das emissões de NO_x e diminuição das emissões de CO. Estas questões devem ser levadas em consideração na aplicação de queimadores porosos radiantes em ambientes de elevada temperatura.

Palavras chave: combustão em meios porosos, queimador poroso radiante, estabilidade de chama, emissões de poluentes.

ABSTRACT

In this work, a fluidynamic concept for the flame stabilization in radiant porous burners is analyzed. This concept employs a single central orifice for the premixed fuel and air mixture injection in the porous ceramics. The burner is formed by two layers of ceramic porous foam. The first, named preheating region, is composed of a ceramic foam with smaller pores, while the second, named stable-burning region, is composed of a ceramic foam with coarser pores. An experimental study is performed to measure the flame stability limits, CO and NO_x emissions and radiation efficiency for the burner operating in open environment and in a confined environment inside a controlled temperature furnace. Both the burner and the furnace were instrumented for local temperature and gas species measurement. The measured temperature within the porous burner shows the existence of two regimes of flame location. For smaller reactant flow rates, the flame has a conical shape, burning both in the pre-heating as well as in the stable-burning region, and is anchored at the injection orifice. For higher reactant flow rates and higher furnace temperature, the flame experiences a transition from the conical to a plain flame shape and stabilizes at the end of the stable-burning region, very close to the burner radiant surface. Even though the flame shape changes for higher surface temperature, the upper stability limits remain almost the same when compared to the operation in an open environment. For the operation in open environment the lower operation limit is defined by the maximum temperature that the orifice plate can operate, while for the higher furnace temperature, the lower limit is defined by the porous matrix maximum operation temperature. The increase in the burner temperature as the furnace temperature is increased, resulted in higher NO_x emissions, which become an important issue in the burner application. Although the operation limits did not change a lot with the ambient temperature, the radiation efficiencies decreased considerably when the ambient temperature increased. This is also an important issue in the design for the application.

Keywords: combustion in porous media, radiant porous burner, flame stability, pollutant emissions.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

Nos últimos anos, a participação do gás natural na matriz energética brasileira cresceu significativamente, passando de 3,7% em 1998 para 9,3% em 2005. Desta parcela, 46,7% (22,5 milhões de m³/dia) são consumidos no setor industrial. Este crescimento ocasiona a substituição, em maior escala, do óleo combustível utilizado nos processos produtivos, mas também, em menor escala, de outros insumos energéticos tais como o gás liquefeito de petróleo (GLP) e a lenha (Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Anual, 2006).

O gás natural é constituído de hidrocarbonetos leves, sendo o principal deles o metano (CH₄). Por este motivo, apresenta uma razão de emissão de CO₂ pela energia disponível cerca de 20 % menor que do GLP. Isto faz com que o uso deste insumo seja atrativo do ponto de vista ambiental em relação a outros combustíveis fósseis. Por outro lado, os processos de combustão de gás natural, tal como da maioria dos combustíveis, emitem poluentes gasosos tais como NO_x, que incluem o monóxido de nitrogênio NO e o dióxido de nitrogênio NO₂, o monóxido de carbono (CO) e o próprio combustível não queimado. As emissões de poluentes vêm sendo tema de freqüentes discussões que recentemente promoveram a constituição de um instrumento regulatório das emissões para a atmosfera em nível global (Protocolo de Kyoto). No Brasil, o órgão federal CONAMA é responsável pelo regulamento da emissão máxima permitida de gases poluentes (Resolução CONAMA 382/2006) e os órgãos ambientais estaduais vêm gradualmente seguindo esta tendência.

Acompanhando a tendência de crescimento da utilização do gás natural e de controle nas emissões de poluentes, as indústrias de um modo geral vêm apresentando uma crescente demanda por equipamentos mais eficientes energeticamente e menos poluidores. Os queimadores porosos apresentam um potencial de aplicação em processos que requerem aquecimento radiante controlado e na utilização de combustíveis pobres, sempre aliado a uma utilização eficiente e com menores emissões de poluentes. Na Figura 1.1 é apresentada uma representação esquemática de um queimador poroso radiante. Basicamente, o queimador é constituído por um meio poroso (fase sólida), dentro do qual escoam uma mistura reagente (fase gasosa), onde acontece a reação de combustão. A presença da matriz sólida na região de chama transfere calor por radiação (absorvendo, espalhando e emitindo radiação térmica), e por condução da região quente após a chama para a região fria anterior à chama, gerando um processo de recirculação de calor. A energia proveniente da recirculação de calor é somada à

energia liberada pela reação química, gerando altas temperaturas de combustão e maiores taxas de reação. Como consequência direta ocorre o aumento da faixa de inflamabilidade de uma mistura reagente, possibilitando a queima de misturas pobres em combustível ou de combustíveis com baixo poder calorífico. Além disso, as emissões de poluentes provenientes da queima incompleta do combustível, tais como CO e os hidrocarbonetos não queimados, são menores do que em sistemas sem recirculação de calor. A formação de poluentes tais como os NO_x pode ser agravada devido às altas temperaturas de combustão, no entanto, a habilidade destes queimadores em operar em baixas razões de equivalência contribui para seus baixos valores de emissões de NO_x . A matriz sólida aquecida pela reação de combustão e pelos gases quentes escoando em seu interior transfere calor por radiação em eficiências que podem chegar a 40 % da energia térmica total disponibilizada pelo combustível (Hardesty e Weinberg, 1974 e Howell et al., 1996).

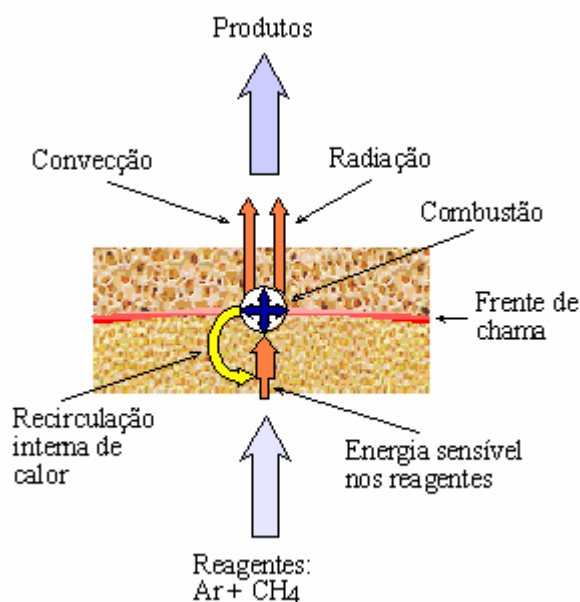


Figura 1.1 – Representação esquemática do processo de combustão em um meio poroso indicando os processos de transferência de calor e a reação de combustão.

Estas características potencializam a aplicação destes queimadores em diversos processos industriais, tais como a secagem de papel e madeira, a manufatura de revestimentos cerâmicos e do vidro e a termoformagem de peças plásticas. Recentemente, foi estudada a utilização de queimadores porosos radiantes na fabricação de papelão (Seyed-Yagoobi et al., 2000). Os resultados indicam que a instalação de cinco conjuntos de queimadores radiantes ao longo da seção de secagem aumenta de 13 a 36 % a velocidade de produção, dependendo da gramatura do papel, sem detrimento à sua qualidade final. No setor industrial de fabricação de revestimentos cerâmicos, a utilização de queimadores porosos radiantes é uma alternativa

promissora. Esta indústria utiliza fornos com queimadores de chama livre. A manufatura das peças, que faz uso principalmente da transferência de calor por convecção dos gases aquecidos pelo processo de combustão, exige um excesso de ar que pode chegar a 600% e, por este motivo, apresenta um rendimento térmico global na ordem dos 10%. Devido à possibilidade de controle da potência térmica radiante propiciada por queimadores porosos, um forno equipado com tais queimadores pode transferir calor de forma homogênea para as peças ao longo de sua seção transversal, através do aumento da potência dos queimadores nas extremidades. Isto diminui o excesso de ar total, proporcionando economia e melhor qualidade do processo (Oliveira et al., 2004b e Salazar e Oliveira, 2005).

1.2. Sumário da bibliografia

A combustão em meios porosos inertes vem sendo amplamente estudada nos últimos 30 anos devido às suas já citadas características. A seguir será apresentado um sumário dos principais trabalhos relativos ao tema.

Sistemas de combustão com recirculação de calor foram primeiramente analisados por Hardesty e Weinberg (1974) e, no final da década de 1970, sistemas com a presença de um meio sólido de alta condutividade na região da chama foram propostos e analisados analiticamente (Takeno e Sato, 1979 e Takeno et al., 1981). Estes trabalhos deram origem a trabalhos experimentais no início da década de 1980, nos quais diferentes configurações de queimadores porosos foram estudadas (Kotani e Takeno, 1982 e Kotani et al., 1984). Os processos de transferência de calor e massa destes sistemas de combustão, pouco entendidos até então, começaram a ser estudados numericamente entre os anos de 1980-90. Os trabalhos utilizaram modelos de cinética química global de uma etapa e consideravam o equilíbrio térmico entre as fases sólida e gás (Kotani et al., 1984 e Yoshizawa et al., 1988) e o não equilíbrio térmico entre as fases (Sathe et al., 1990a e Sathe et al., 1990b). Após isto, alguns trabalhos utilizaram modelos de cinética química detalhada, considerando o equilíbrio térmico entre as fases (Brenner et al., 2000) e o não equilíbrio térmico entre as fases (Hsu et al., 1993; Hsu e Mathews, 1993; Barra e Ellzey, 2004 e Mishra et al., 2006).

Ainda na década de 1990, alguns trabalhos experimentais investigaram os limites de estabilidade, as emissões de poluentes e a eficiência de radiação de configurações de queimadores porosos radiantes, feitos a partir de camadas de espumas cerâmicas com diferentes propriedades, na interface das quais a chama se estabilizava (Hsu et al., 1993; Khanna et al., 1994; Hsu, 1996; Ellzey e Goel, 1995; Trimis e Durst, 1996 e Mital et al., 1997). Esta configuração de queimador poroso radiante vem sendo recentemente estudada

(Pereira, 2002; Barra et al., 2003; Barra e Ellzey, 2004; Talukdar et al., 2004 e Mishra et al., 2006). Os resultados indicam que boas características de estabilidade de chama são fortemente dependentes da correta escolha das propriedades das diferentes camadas de espumas cerâmicas. Devido às poucas opções destas espumas encontradas no mercado nacional, esta configuração de queimador se revelou ineficiente no desenvolvimento de queimadores porosos radiante com maior área superficial (Pereira, 2002). Uma nova estratégia de estabilização de chama em um queimador poroso radiante de grande razão entre a área superficial e a espessura foi desenvolvida (Oliveira et al., 2004a e Catapan et al., 2005). Uma placa de material isolante de alta densidade com um pequeno número de furos com diâmetros muito maiores que o tamanho do poro foi inserida antes das duas espumas cerâmicas. A frente de chama passa a ficar ancorada em cada jato da mistura reagente, o que evita seu retorno. Esta alternativa mostrou-se ser uma eficiente maneira de ampliar os limites de estabilidade destes queimadores e possibilitou o desenvolvimento de queimadores porosos radiante de grande área superficial (Moser et al., 2006).

1.3. Presente contribuição

O tema central do presente trabalho é investigar como um jato de mistura reagente, em escala maior que o poro, interage com a transferência de calor dentro do meio poroso e como isto afeta o formato da frente de chama, a velocidade local de chama, os limites de estabilidade, a eficiência de radiação e as emissões de poluentes tais como o CO e o NO_x. Adicionalmente, pretende-se investigar a operação de um queimador poroso radiante com este mecanismo de estabilização de chama em um ambiente quente e confinado, característico de processos industriais.

1.4. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é estudar as características da combustão de metano e ar em um queimador poroso radiante com uma placa de injeção da mistura reagente e inserido em um ambiente confinado. Estas características, tais como a estrutura da chama, os limites de estabilidade, as emissões de poluentes e a eficiência de radiação, são influenciadas pelos parâmetros de operação do queimador, sendo eles, a velocidade de chama, a razão de equivalência e a temperatura do ambiente.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

1. Determinar os limites de estabilidade de chama de um queimador poroso em um ambiente a diferentes temperaturas e diferentes condições de perda de calor;
2. Entender como os mecanismos de estabilização de chama, térmico e fluidodinâmico, são influenciados devido a menor troca de calor entre o meio poroso e o ambiente;
3. Conhecer o efeito de modificações nas condições de operação sobre a estabilização de chama;
4. Medir a eficiência de radiação destes queimadores nas diferentes condições;
5. Medir as emissões de CO e NO_x do queimador operando em diferentes condições.

1.5. Organização da dissertação

O presente capítulo introdutório apresentou o tema de estudo proposto, justificando sua importância com base em aplicações industriais e em um sumário dos principais trabalhos na área. Por fim, o objetivo geral e os objetivos específicos foram listados.

No Capítulo 2 – Fundamentos e Revisão Bibliográfica, é apresentada uma revisão dos conceitos relativos à combustão em meios porosos, com o objetivo de dar subsídios ao entendimento do trabalho. Uma revisão da literatura sobre combustão em meios porosos é apresentada, com enfoque nos trabalhos mais relevantes ao tema proposto.

No Capítulo 3 – Experimento, uma descrição detalhada da instalação experimental é apresentada. Também é descrito o procedimento experimental desenvolvido e utilizado neste trabalho, com o objetivo de permitir a reprodução e a continuidade do mesmo.

No Capítulo 4 – Técnicas e Incertezas de Medição, os sistemas de medição de temperatura e de espécies químicas gasosas são apresentados, bem como uma discussão acerca das incertezas experimentais relativas aos sistemas e aos processos de medição. Estas incertezas são analisadas com o objetivo de obter a ordem de grandeza dos erros de medição.

No Capítulo 5 – Resultados e Discussões, são apresentados e discutidos os resultados das características de combustão do queimador poroso radiante, tais como a estrutura da frente de chama, os limites de estabilidade de chama, as emissões de poluentes e a eficiência de radiação. Estes resultados são analisados em função da velocidade de chama, da razão de equivalência e das condições do ambiente em que o queimador está inserido.

No Capítulo 6 – Conclusões e Sugestões, baseadas nos dados obtidos durante o trabalho, são apresentadas as principais conclusões com vistas à aplicação desta pesquisa em equipamentos industriais. Por fim são sugeridos alguns temas para futuros estudos sobre o assunto.

Nos apêndices são apresentadas informações que complementam o entendimento do texto, divididas da seguinte forma: Apêndice A – Distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso em todas as condições experimentais, Apêndice B – Determinação das incertezas de medição, Apêndice C - Resultados das medições das concentrações das principais espécies químicas gasosas em todas as condições experimentais, Apêndice D - Fotos do experimento e Apêndice E - Avaliação da eficiência de radiação em ambiente confinado.

CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se uma descrição fenomenológica da combustão em queimadores porosos e definem-se as principais variáveis e propriedades macroscópicas de interesse. Então, apresenta-se uma revisão da literatura relacionada ao tema deste trabalho.

2.1. Recirculação de calor em sistemas de combustão

Hardesty e Weinberg (1974) analisaram o princípio da recirculação de calor em sistemas de combustão que não apresentam mistura entre os produtos e os reagentes. Através de uma análise teórica, concluíram ser possível obter temperaturas de chama superiores às temperaturas de chama adiabática, para a mesma condição inicial, devido à recirculação de calor. Este princípio será explicado com o auxílio da Figura 1.1, onde é mostrada uma representação esquemática da variação da entalpia dos gases através de uma chama (deflagração), com pressão constante, com recirculação de calor por algum meio externo à fase gasosa (linha cheia). Para efeito de comparação, é mostrada a variação de entalpia dos gases através de uma chama sem recirculação de calor (linha tracejada), ou seja, onde opera apenas os mecanismos de transmissão de calor na fase gasosa. Nesta análise negligenciam-se outras formas de energia e de produção de trabalho e considera-se apenas a energia térmica expressa pela entalpia do escoamento e pela energia química do combustível. Na chama sem recirculação de calor a mistura reagente escoava com entalpia inicial (H_i) e após a reação química passa a ter entalpia igual à $H_i + Q_c$. Este é o limite termodinâmico para a entalpia dos produtos de combustão em um sistema adiabático. Em uma chama com recirculação de calor, a mistura reagente escoava com entalpia inicial (H_i) e recebe energia do processo de recirculação de calor passando a $H_i + Q_{rec}$. Na zona de reação, é liberada a energia térmica (Q_c) e os gases alcançam seu nível máximo de energia ($H_i + Q_{rec} + Q_c$). Em seguida, a parcela Q_{rec} é recirculada e os produtos de combustão passam a apresentar a entalpia do limite termodinâmico da combustão adiabática à pressão constante. Desta forma, em uma determinada região do sistema os gases atingem valores de energia térmica acima do limite termodinâmico. Como consequência são obtidas temperaturas e taxas de reação na zona de combustão maiores que em processos sem recirculação de calor.

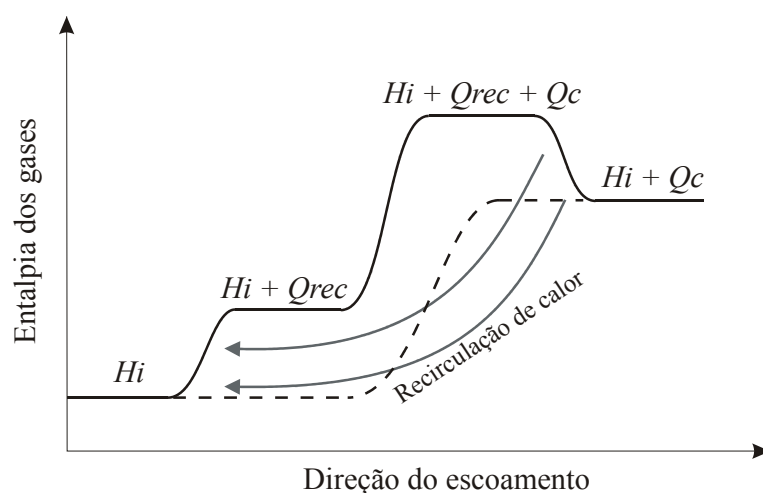


Figura 2.1 – Representação esquemática da variação da entalpia dos gases através de uma chama a pressão constante com recirculação de calor (linha cheia), e através de uma chama sem recirculação de calor (linha tracejada) (adaptado de Hardesty e Weinberg, 1974).

Esta estratégia de combustão com altas taxas de recirculação de calor pode ampliar os limites de inflamabilidade de uma mistura reagente ou queimar misturas que contêm gases combustíveis de baixo poder calorífico. No que diz respeito às emissões de poluentes, a recirculação de calor em sistemas de combustão pode diminuir as emissões resultantes da combustão incompleta, tais como o CO e hidrocarbonetos não queimados. Isto ocorre devido às maiores temperaturas na zona de combustão, com o conseqüente incremento nas taxas de reação, que aumentam a conversão dos hidrocarbonetos em CO e posteriormente de CO para CO₂. Porém, estas altas temperaturas alcançadas levam ao aumento da formação de alguns poluentes tais como o NO_x, o que sugere ser importante o controle desta temperatura máxima.

Este conceito de recirculação de calor é amplamente aplicado em sistemas de combustão. Entre muitos trabalhos, pode-se citar como exemplos a utilização de queimadores em regime de chama livre com grande taxa de recirculação de calor para queima de gás de síntese proveniente de processos de gaseificação e de biodigestores (Tanaka et al., 2001) e a combustão em caldeiras a carvão pulverizado, onde é feito um pré-aquecimento do ar primário por meio de trocadores de calor recuperativos para carregar o carvão em pó (Zhang et al., 2007).

Os queimadores porosos radiantes permitem a recirculação interna de calor na própria região da chama, como será explicado a seguir.

2.2. Chama laminar pré-misturada em meio poroso inerte

Na Figura 2.2, apresenta-se um esquema da distribuição de temperaturas em um escoamento reativo, unidimensional, ao longo de um meio poroso (a) unidimensional e infinito e (b) unidimensional e finito. São indicadas as distribuições de temperaturas na fase gasosa (linha contínua) e na fase sólida (linha pontilhada). O meio poroso finito apresenta transferência de calor com o ambiente externo através da fronteira da saída.

A combustão estacionária em um meio poroso normalmente requer um mecanismo de estabilização controlado pela transferência de calor. Durante a operação, a mistura reagente entra no meio poroso a uma determinada temperatura (T_n). As temperaturas das fases sólida e gasosa na região anterior à chama são controladas por um balanço entre a taxa de transferência de calor por condução e radiação na fase sólida, a partir das regiões mais quentes após a chama, com a taxa de transferência de calor por convecção superficial para a fase gasosa. Nesta região, observa-se que a temperatura da fase sólida é maior que a temperatura da fase gasosa. A superfície de transferência de calor por convecção superficial entre as fases conecta os campos de temperatura. Quando a mistura reagente na fase gás atinge uma temperatura suficientemente alta para ignição térmica, uma frente de chama laminar forma-se na fase gasosa. Esta chama apresenta características de uma chama livre (i.e., sem o meio poroso), laminar e de pré-mistura, exceto pelo fato de estar confinada em um poro. Neste contexto, pode-se definir escalas características de comprimento para a chama no meio poroso, ou seja, para a região quimicamente e termicamente afetada pela combustão no meio poroso, e para a chama laminar confinada no interior dos poros (Pereira et al., 2006).

A região do poro que contém a chama confinada apresenta as regiões típicas de uma chama laminar de pré-mistura, ou seja, uma zona de pré-aquecimento, uma zona de reação química e uma zona pós-combustão. A escala de comprimento característica da zona de reação química do meio poroso é diretamente relacionada com a escala de comprimento característica da zona de reação química do poro (Pereira et al., 2006). As temperaturas na zona de reação química do meio poroso são controladas por um balanço entre a taxa de geração de calor pela reação química na fase gasosa, a taxa de transferência de calor por condução na fase gasosa e a taxa de transferência de calor por convecção. Na zona de posterior à chama, os produtos quentes da combustão transferem calor por convecção superficial à fase sólida. Novamente, as temperaturas nesta região são controladas por um balanço entre a transferência de calor por convecção superficial entre as fases e a transferência de calor combinada por condução e radiação na fase sólida. A transferência de calor na fase sólida da região de posterior à chama para a região anterior à chama é

responsável pelo aquecimento da mistura reagente antes da região de chama. Este é um processo de recirculação de calor interno ao meio poroso, visto que não há aproveitamento da energia dos produtos de combustão após a sua saída do queimador poroso. Como resultado deste efeito de recirculação de calor, a temperatura máxima na zona de reação pode ser maior que a temperatura de chama adiabática para a mistura reagente. Define-se a diferença entre a temperatura máxima na zona de reação (T_{ch}) e a temperatura de chama adiabática (T_{ad}) como ΔT_{ad} . Na ausência de transferência de calor com o ambiente externo ao meio poroso (meio infinito) tem-se $\Delta T_{ad} > 0$. Esta situação é freqüentemente denominada na literatura de combustão com excesso de entalpia.

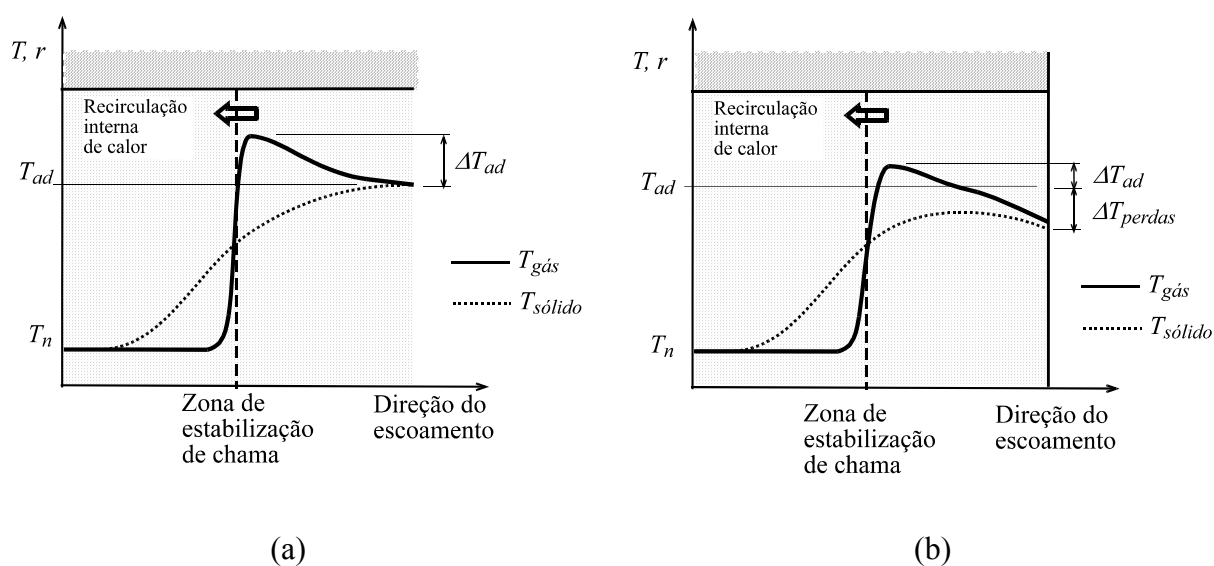


Figura 2.2 - Representação esquemática da distribuição de temperaturas em um escoamento reagente, unidimensional, ao longo de um meio poroso (a) infinito e (b) e finito (sujeito à perda de calor na fronteira de saída).

No meio poroso infinito (Figura 2.2a), as temperaturas das fases sólida e gás alcançam (no limite) a temperatura de chama adiabática em um ponto qualquer na zona de pós-combustão, com requer a Primeira Lei da Termodinâmica. A distância deste ponto (por exemplo, onde a temperatura adimensional atinge 99% da temperatura de combustão adiabática), à zona de reação depende das taxas de transferência de calor que ocorrem no interior do meio.

Para um meio poroso finito e exposto a um ambiente externo a uma temperatura menor que a temperatura de chama adiabática, existe uma transferência de calor principalmente por radiação da superfície de saída do meio poroso para o ambiente. Neste caso, a superfície de saída do meio poroso alcança uma temperatura $T_{rad} < T_{ad}$. A diferença de temperatura entre T_{ad} e T_{rad} denominada ΔT_{perdas} é proporcional à energia radiante útil destes

queimadores. A temperatura máxima na zona de reação e a distância entre a posição da chama e a face de saída do meio poroso serão influenciadas pela magnitude desta transferência de calor, resultando, para a mesma temperatura externa, em um ΔT_{ad} menor em relação a um meio poroso infinito.

A existência de uma temperatura local dos gases acima do limite adiabático está relacionada com o forte não-equilíbrio térmico local entre as fases sólida e gasosa. Este não-equilíbrio térmico local resulta do fato de que existe uma forte geração de calor local que ocorre exclusivamente na fase gasosa. A transferência de calor entre as fases ocorre na direção de reduzir o gradiente local de temperatura na interface entre as fases e esta transferência de calor interfacial influencia o pré-aquecimento (Oliveira e Kaviany., 2001).

O meio poroso afeta a estabilização de chama devido ao efeito combinado da condutividade térmica efetiva do meio, das propriedades radiantes da fase sólida, da área interfacial específica e do coeficiente de transferência de calor interfacial. Adicionalmente, a presença de superfícies sólidas afeta localmente a chama laminar estabilizada em um poro, podendo resultar em congelamento de algumas reações químicas, levando à extinção da chama em regiões próximas às paredes do poro. A intensidade do congelamento de algumas das reações químicas depende da taxa de transferência de calor local da fase gasosa para a fase sólida e este é um assunto ainda em desenvolvimento na literatura (Chao et al., 2006; Kim et al., 2006; Kim e Maruta, 2006; Akkerman et al., 2006 e Jackson et al., 2007). Na presença de extinção na parede do poro, a chama confinada no poro pode desenvolver uma forma tridimensional complexa. Na superfície da fase sólida ainda podem ocorrer reações catalíticas que intensificam ou reprimem determinados caminhos de reação na fase gasosa. Neste trabalho não serão abordados os detalhes da chama confinada no interior das cavidades porosas. Ainda, a fase sólida é assumida inerte do ponto de vista de cinética química.

A seguir, define-se as propriedades e características macroscópicas utilizadas para descrever e analisar a combustão em queimadores porosos radiantes. Alguns fundamentos da formação de poluentes são também revisados para que a apresentação torne-se mais completa.

2.3. Fundamentos e definições

2.3.1. Velocidade de chama

Em uma chama estacionária unidimensional, a velocidade de chama é definida como a velocidade com que a mistura reagente se move em direção à onda de combustão (Glassman, 1987). Em um queimador poroso, a velocidade da chama (S_L) é calculada dividindo-se a

vazão mássica total da mistura reagente (\dot{m}_{total}), pela sua massa específica (ρ), avaliada à temperatura de entrada no meio poroso e pela área da seção transversal do queimador (A_q), ou seja,

$$S_L = \frac{\dot{m}_{total}}{\rho A_q} \quad (2.1).$$

A velocidade de chama calculada através da Equação (2.1) é igual à velocidade da onda de combustão, quando a frente de chama é homogênea e apresenta formato plano. No entanto, chamas que ocorrem em escoamentos divergentes, tais como os que ocorrem em um bico de *Bunsen*, apresentam diferentes velocidades de chama locais ao longo da sua área. Portanto o termo velocidade de chama laminar (S_L) é aqui usado com referência às velocidades calculadas através da Equação (2.1) e o termo velocidade local de chama é utilizado para denotar as velocidades locais conforme a definição apresentada por Glassman (1987).

Em um processo de combustão adiabático e sem recirculação de calor existe apenas uma velocidade da mistura reagente que torna a frente de chama estacionária. Esta velocidade é chamada de velocidade de chama adiabática e, para um dado combustível em combustão com ar seco, depende da estequiometria e da temperatura inicial da mistura reagente. A Tabela 2.1 apresenta os valores da velocidade de chama laminar (S_L) (Bosschaart e de Goey, 2004) e temperatura da chama adiabática (T_{ad}), para a combustão em reator de pressão constante (deflagração), de metano e ar em várias estequiometrias para os reagentes nas condições padrões de 25°C e 101 kPa (1 atm). O limite inferior de inflamabilidade situa-se em uma razão de equivalência entre 0,55 e 0,60.

Tabela 2.1 – Velocidades de chama plana laminar e temperatura de chama adiabática para a combustão em pressão constante de metano e ar seco em várias estequiometrias para os reagentes nas condições padrões de 25°C e 101 kPa.

Φ	S_L , cm/s	T_{ad} , °C
0,40	-	1006
0,45	-	1107
0,50	-	1205
0,55	-	1300
0,60	8	1391
0,65	11	1479
0,70	15	1564
1,00	35,7	1952

2.3.2. Razão de equivalência

A razão de equivalência (Φ) neste texto é definida baseada na massa de combustível, conforme Equação (2.2),

$$\Phi = \frac{\dot{m}_c / \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c / \dot{m}_{ar}|_e} \quad (2.2).$$

Nesta equação, o numerador representa a razão entre as vazões mássicas de combustível (\dot{m}_c) e ar (\dot{m}_{ar}) utilizados, enquanto o denominador representa as condições estequiométricas. Portanto, esta razão representa misturas reagentes com excesso de ar quando seu valor é menor que a unidade e misturas com excesso de combustível, quando seu valor é maior que a unidade.

2.3.3. Limites de estabilidade de chama

A chama permanece estável dentro do meio poroso dependendo da vazão da mistura reagente. Quando esta vazão diminui, ou seja, opera-se com menor potência para uma mesma razão de equivalência, a transferência de calor por condução e radiação para a região anterior à chama aumenta e esta move-se nesta direção. No limite, pode ocorrer o retorno da chama ou a sua extinção. Por outro lado, quando a vazão da mistura reagente aumenta, a chama move-se no sentido do escoamento até que ocorra o seu descolamento do meio poroso. Estas duas situações definem os limites inferior e superior de estabilidade do queimador poroso. Para um meio poroso adiabático e infinito, existe somente uma velocidade de chama que mantém a frente de chama estacionária, a velocidade de chama adiabática em meio poroso. Na presença de perda de calor radial, ou seja, o meio poroso deixa de ser unidimensional, embora continue axialmente infinito, existe também somente uma velocidade de chama estável, a qual é menor que a velocidade de chama adiabática em meio poroso. Estas situações limites de estabilidade são limites físicos da combustão estável no meio poroso. Porém, a combustão em queimadores radiantes pode ser limitada por outros fatores relacionados com a segurança do sistema ou com a deterioração da matriz porosa. Eventualmente, pode existir uma situação limite dada pela máxima temperatura suportada pela fase sólida, sem que ocorra a sua deterioração. Normalmente, o limite de deterioração da matriz porosa condiciona a operação de queimadores porosos para valores de razões de equivalência máximos bem abaixo da condição estequiométrica. Para um meio poroso finito

axialmente, com perda de calor axial, outros mecanismos de estabilização surgem, e isto será discutido no próximo capítulo.

2.3.4. Eficiência de radiação

A eficiência de radiação de um queimador poroso é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente externo e a taxa de liberação de energia térmica pela combustão, conforme a Equação (2.3),

$$\eta_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{S}_r} \quad (2.3).$$

Para um queimador operando em ambiente aberto, \dot{Q}_{rad} é definido como

$$\dot{Q}_{rad} = A_q \varepsilon \sigma (T_{rad}^4 - T_{viz}^4) \quad (2.4)$$

e \dot{S}_r como

$$\dot{S}_r = \dot{m}_c \Delta h_r \quad (2.5).$$

A taxa de transferência de calor por radiação (\dot{Q}_{rad}) é calculada a partir da medição da temperatura da superfície do queimador (T_{rad}) do queimador e da temperatura do ambiente (T_{viz}), da área superficial do queimador poroso (A_q) e da emissividade média hemisférica da superfície do queimador (ε). A taxa de liberação de energia térmica pela combustão é calculada a partir da vazão mássica (\dot{m}_c) e do poder calorífico inferior (Δh_r) do combustível. Esta definição considera a combustão total do combustível para produtos saturados de combustão, o que é normalmente uma boa aproximação. A avaliação da taxa de transferência de calor por radiação (\dot{Q}_{rad}) para a operação em ambiente confinado pode ser obtida por medição direta da radiação emitida ou a partir de estimativas baseadas em um balanço de radiação com a fornalha, como mostrado no Apêndice E.

A emissividade média hemisférica da superfície do queimador é aproximada como a emissividade de um corpo negro, i.e., $\varepsilon = 1$. Esta aproximação é justificada como segue. As espumas cerâmicas utilizadas no presente estudo foram fabricadas a partir de um composto de alumina (Al_2O_3) e zircônia (ZrO_2). As concentrações de cada componente no material não foram informadas pelo fabricante. Cada material possui diferentes emissividades normais. Por exemplo, para 1727°C os valores de emissividade normal são 0,28 para a alumina e 0,31 para

a zircônia (Mossbauer et al., 1999). Não foram encontrados dados na literatura com relação à emissividade de um composto destes dois materiais. Porém, a emissividade utilizada para a avaliação da energia emitida por radiação não é a da superfície da fase sólida (ε_s), mas sim a de uma superfície aparente (ε_a), com área igual a do queimador (A_q), definida como

$$\varepsilon_a = \varepsilon_s \frac{A_s}{A_q} \quad (2.6)$$

onde A_s é a área superficial da fase sólida que forma o meio poroso.

Pode-se observar que a emissividade aparente é diretamente proporcional a razão da área superficial pela área aparente. Em um meio poroso, esta razão é elevada devido a esse meio ser formado por um conjunto de cavidades. Isto faz com que um meio poroso apresente emissividade aparente alta, mesmo sendo construído a partir de um material de baixa emissividade. Esta aproximação tem sido usada em estudos experimentais em combustão em meios porosos (Hsu, 1996; Mossbauer et al. 1999 e Pereira, 2002) e permite a comparação dos resultados aqui obtidos com os resultados apresentados na literatura. No presente trabalho, a emissividade aparente será considerada igual à emissividade média hemisférica da superfície do queimador.

2.3.5. Eficiência do transporte convectivo de energia

A eficiência do transporte convectivo de energia é definida pela razão entre a taxa de transporte convectivo de energia pelos produtos de combustão e a taxa de liberação de energia térmica pelo processo de combustão através da Equação (2.7),

$$\eta_u = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{S}_r} \quad (2.7)$$

onde \dot{Q}_u é a taxa de transporte convectivo de energia pelos produtos de combustão. Em ambiente aberto esta taxa é definida como:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{total} \cdot c_{p_{produtos}} \cdot (T_{rad} - T_n) \quad (2.8)$$

No presente trabalho o calor específico a pressão constante dos produtos de combustão ($c_{p_{produtos}}$) foi definido com sendo igual ao calor específico do ar avaliado a uma temperatura média entre T_{rad} e T_n . O erro decorrente desta aproximação na avaliação do calor específico é

em torno de 10 % (Francisco e Oliveira, 2006). Não foram feitas estimativas da eficiência no transporte de calor convectivo em ambiente confinado.

2.3.6. Eficiência de recirculação de calor

A eficiência de recirculação de calor é definida pela razão entre a taxa de recirculação de calor (\dot{Q}_{rec}) e a taxa de liberação de energia térmica pelo processo de combustão através da Equação (2.9),

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{S}_r} \quad (2.9)$$

Esta taxa é definida como sendo

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{total} \cdot c_{p_{produtos}} \cdot (T_{ch} - T_{ad}) \quad (2.10)$$

onde T_{ch} é a temperatura máxima medida dentro do meio poroso para cada condição experimental.

2.4. Emissões de poluentes em combustão pré-misturada

Os principais poluentes primários, que ocorrem a partir da combustão pré-misturada de metano e ar, são o NO_x , o CO e os hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados (HC). As emissões de NO_x constituem a fonte de diversos problemas ambientais tais como as chuvas ácidas (via formação de ácido nítrico), eutrofização dos sistemas aquáticos (via aumento da concentração de nitrogênio em solução), e aumento da concentração de ozônio na atmosfera (via reações com hidrocarbonetos e monóxido de carbono na presença de radiação ultravioleta) (Mauzerall et al., 2005). Os efeitos na saúde humana devido à exposição a concentrações de CO são conhecidos e relatados em Turns (2000). Os problemas podem começar com dores de cabeça quando expostos a baixas concentrações, podendo ser fatal em longo tempo de exposição a concentrações em torno de 600 ppm.

A seguir discutem-se os mecanismos de formação de poluentes.

2.4.1. Formação de NO

Tanto o NO como o NO_2 são formados no processo de combustão, porém a grande maioria dos óxidos de nitrogênio emitidos é constituída de NO. Em altas temperaturas,

ocorrem reações de destruição do NO₂, o que evita em grande parte a emissão deste composto diretamente. Na atmosfera, o NO é posteriormente oxidado em NO₂.

Na combustão de gases combustíveis que não contém nitrogênio em sua composição, tal como o gás natural, as principais rotas de formação de NO são via mecanismo térmico, via mecanismo *prompt* e via mecanismo N₂O-intermediário. O mecanismo N₂O-intermediário tem especial importância para combustão de misturas pobres em combustível, em baixas temperaturas e em altas pressões, regimes característicos de turbinas a gás e que estão fora do escopo deste trabalho.

2.4.1.1. NO-térmico

O mecanismo de formação do NO-térmico, também chamado de mecanismo de *Zeldovich* modificado, é descrito pelas seguintes reações químicas elementares:



A energia de ativação da reação representada pela Equação (2.11) é relativamente alta devido à tripla ligação presente no nitrogênio molecular, fazendo com que esta só aconteça com velocidade suficientemente alta, em temperaturas superiores a 1800 K. Comparativamente com a escala de tempo da oxidação do metano, o NO via mecanismo térmico é formado mais lentamente, o que requer certo tempo de permanência dos produtos da combustão a uma alta temperatura.

2.4.1.2. NO-*prompt*

O mecanismo *prompt*, também chamado de mecanismo de *Fenimore*, é descrito por um mecanismo cinético mais complexo. O esquema geral de formação do NO pode ser explicado como segue. Os radicais formados a partir dos hidrocarbonetos (principalmente metila) reagem com o nitrogênio molecular para formar amidas e cianos. Estes compostos são então convertidos em compostos intermediários para formarem o NO. A energia de ativação da reação principal deste mecanismo é cerca de 4 vezes menor que a da formação do NO térmico. Por este motivo este mecanismo é predominante ao mecanismo térmico em

temperaturas relativamente baixas (em torno de 700°C), sendo, porém, mais relevante para misturas ricas em combustível (Warnatz et al., 1999).

2.4.2. Emissões de CO e HC

Um importante mecanismo de produção de CO é o de extinção das reações químicas em regiões próximas às paredes frias. Esta extinção ocorre quando a taxa de transferência de calor da mistura reagente para a parede torna-se significativa, quando comparada com as taxas de liberação de energia térmica das reações de combustão. Em regiões muito próximas às paredes, a taxa de transmissão de calor para a parede faz com que a temperatura da mistura reagente torne-se menor que a temperatura de ignição, ocasionando a extinção de parte ou de todas as reações de combustão. Esta região é delimitada por uma distância característica normal à parede, denominada de distância de extinção, e seu tamanho depende da taxa de troca de calor do escoamento com a parede, sendo uma característica típica de um problema de camada limite. Este mecanismo é o principal responsável pelas emissões de CO e hidrocarbonetos não queimados em queimadores porosos radiantes (Mital et al., 1997).

2.4.3. Quantificação das emissões

De forma a padronizar a apresentação e permitir a comparação dos resultados obtidos com outros resultados apresentados na literatura, as emissões de NO_x e CO são apresentadas na forma de índices de emissões (IE_i). O índice de emissões de um determinado poluente “*i*” é definido como a razão entre a massa do componente “*i*” emitida e a massa total de combustível. Pode ser calculado a partir das medições das concentrações da espécie de interesse e das espécies que contém carbono em sua composição. Assim, o índice de emissão de um componente pode ser calculado a partir da Equação (2.14) (Turns, 2000),

$$IE_i = \left(\frac{X_i}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) \left(\frac{xMW_i}{MW_c} \right) \quad (2.14)$$

onde X_i é a fração molar do componente “*i*”, x é o número de moles de carbono em um mol de combustível e MW_i e MW_c são as massas molares do componente “*i*” e do combustível, respectivamente.

De maneira geral, os resultados das medições não indicaram a presença de HC nos produtos de combustão. Por este motivo, a Equação (2.10) não leva em consideração a fração molar de HC para a determinação do índice de emissões.

A seguir apresenta-se uma revisão bibliográfica da literatura mais recente em queimadores porosos radiantes, a fim de situar a contribuição deste trabalho.

2.5. Revisão Bibliográfica

Desde que os primeiros resultados foram conhecidos, um significativo número de trabalhos tem investigado as características da combustão de gases em meios porosos. Uma série de configurações de queimadores para diferentes aplicações foi desenvolvida e seu desempenho vem sendo estudado experimentalmente, através da medição dos limites de estabilidade, eficiência de radiação e emissões de poluentes e teoricamente, através de análises numéricas. O trabalho de Howell et al. (1996) apresenta uma revisão exaustiva da literatura até 1994, abordando os principais aspectos da combustão em meios porosos. Aqui, após uma breve revisão de alguns trabalhos iniciais, será dada mais ênfase à literatura mais atual no tema.

O trabalho de Chen e Churchill (1972) propôs a junção de vários tubos refratários formando um único feixe, dentro do qual se estabilizou chamas em regime laminar e regime turbulento. A consistência dos resultados obtidos sugeriu que pudesse ser desenvolvido um modelo de transferência de calor e cinética química capaz de prever o comportamento em diversas condições. O trabalho de Takeno e Sato (1979) foi um dos primeiros a apresentar uma análise teórica de um sistema, onde foi introduzido um meio poroso de alta condutividade térmica na região da chama, que conduz calor da zona de alta temperatura para a zona de baixa temperatura em um processo de recirculação interna de calor.

Posteriormente, este sistema foi investigado por Kotani e Takeno (1982) e Kotani et al. (1984), através de um queimador feito de um feixe de tubos de alumina (meio finito), queimando misturas de gás natural e ar e trocando calor axialmente com o ambiente externo. Em geral, os resultados sugerem que uma chama plana pode ser estabilizada em diferentes posições dentro do feixe de tubos para algumas condições de potência e razão de equivalência. Para chamas próximas à superfície de entrada, ocorre um menor pré-aquecimento da mistura reagente, diminuindo a velocidade de propagação da frente de chama, fazendo com que a chama se desloque no sentido do escoamento até que encontre uma posição em que as velocidades do escoamento e da frente de chama se igualem. Um ligeiro aumento da velocidade do escoamento desloca a chama para a frente do queimador, aumentando o pré-aquecimento e conseqüentemente a velocidade de propagação de chama. Com este experimento, conseguiram mostrar que em um queimador poroso, existem várias velocidades de chama estáveis para uma mesma razão de equivalência, e que o mecanismo de

estabilização de chama é controlado pela transferência de calor. As recirculações de calor interna, através da matriz porosa, e externa, através do aproveitamento da energia dos produtos de combustão, presentes neste queimador, contribuíram para que a velocidade e a temperatura da chama apresentassem valores maiores do que os esperados para uma chama adiabática laminar.

Yoshizawa et al. (1988) investigaram numericamente uma chama laminar pré-misturada dentro de um meio poroso. Eles utilizaram um modelo de equilíbrio térmico local, com um mecanismo global de reação de uma etapa para misturas de metano e ar. Eles mostraram que as distribuições de temperaturas e as velocidades de chama dentro do meio poroso são fortemente influenciadas pelas propriedades radiantes da matriz porosa. Os resultados mostram que para um dado comprimento do meio poroso, um aumento da área superficial por unidade de volume aumenta o coeficiente de absorção, o qual aumenta a transferência de calor entre as fases. Com isto, a máxima temperatura e velocidades da chama são reduzidas e a espessura da chama é aumentada. Na prática um aumento no coeficiente de absorção pode ser conseguido diminuindo o tamanho do poro em uma espuma cerâmica. Este artifício de estabilização de chama é amplamente usado no projeto de queimadores porosos radiantes, e foi recentemente estudado por Barra et al. (2003) e Barra e Ellzey (2004).

Sathe et al. (1990a) analisaram numericamente uma chama laminar de metano e ar em um meio poroso. Eles usaram um modelo de não equilíbrio térmico local entre as fases sólida e gasosa através da utilização de duas equações de conservação da energia, uma para a fase sólida e uma para a fase gasosa, com um mecanismo global de reação química de uma etapa. Sathe et al. (1990b) apresentam um estudo experimental da combustão de metano e ar, em um queimador poroso radiante de uma camada de espuma cerâmica, confinada em um tubo adiabático. Eles observaram que a chama pode se estabilizar em duas regiões distintas, uma próxima ao centro do meio poroso e uma próxima à superfície de saída do meio poroso. A eficiência de radiação aumentou para chamas mais próximas do centro do meio poroso.

Mim e Shin (1991) estudaram numericamente e experimentalmente uma chama laminar pré-misturada dentro de uma estrutura cerâmica tipo *honeycomb*. Os resultados mostram que a faixa de inflamabilidade foi estendida. Dois formatos de frente de chamas foram observados, um aproximadamente unidimensional e outro fortemente bidimensional, formato este atribuído à forte perda de calor lateral do queimador. As temperaturas observadas na região da chama foram maiores que as previstas pela teoria de chama laminar livre. A análise numérica revela que o calor é recirculado, pré-aquecendo a mistura reagente por condução e radiação na fase sólida.

Chaffin et al. (1991) apresentaram uma maneira de ampliar os limites de estabilidade de chama em um queimador poroso radiante. Neste estudo, a chama foi controlada através da utilização de duas espumas cerâmicas de diferentes propriedades, na interface das quais a chama se estabilizou, e de um trocador de calor em forma de anel, próximo a essa interface. Este trocador de calor retirava parte do calor liberado pela reação química, diminuindo a temperatura de chama e conseqüentemente sua velocidade de propagação. Os resultados das distribuições de temperatura medidas dentro do meio poroso mostram que a frente de chama permaneceu em uma mesma posição, próximo da interface, para todas as razões de equivalência e velocidades de chama estudadas. As emissões de NO_x variaram de 4 a 50 ppm (corrigidas para 3 % de O_2) e aumentam com o aumento da razão de equivalência. Além disso, as emissões de NO_x aumentam com o aumento do comprimento do queimador na região pós-chama, devido ao aumento do tempo de residência dos gases em altas temperaturas.

Confirmando os resultados obtidos por Sathe et al. (1990b), o trabalho de Hsu et al. (1993) mostra que existem duas regiões diferentes de estabilização de chama. Neste trabalho, é feita uma análise experimental e numérica da influência da matriz porosa nos limites de estabilidade de chama. Ele utilizou um queimador feito de espumas cerâmicas de zircônia parcialmente estabilizada. Na região anterior à chama, chamada de região de pré-aquecimento (RP) foi utilizada uma espuma cerâmica de 65 ppi e na região posterior à chama, chamada de região de estabilização de chama (REC), foram utilizadas espumas cerâmicas de 10, 30 e 65 ppi. A primeira posição de estabilização de chama, próxima da interface entre as espumas cerâmicas de diferentes propriedades foi prevista numericamente e confirmada experimentalmente. A segunda posição, próxima à superfície de saída do queimador poroso foi prevista no estudo numérico para casos em que o queimador está inserido em um ambiente de alta temperatura. Este resultado não foi confirmado experimentalmente. O limite pobre de inflamabilidade previsto no modelo numérico e observado experimentalmente foi menor que o esperado para uma chama laminar livre.

Hsu e Mathews (1993) compararam numericamente modelos de cinética química global e detalhada para a combustão de metano e ar em meios porosos. Os resultados indicam que o mecanismo global de uma etapa é adequado para a predição das distribuições de temperaturas nas fases sólida e gasosa e da taxa de liberação de energia pela reação química apenas para misturas pobres em combustível, as quais favorecem o processo de combustão completa. O uso de mecanismos detalhados é essencial para a correta predição destas características para razões de equivalência maiores, além de serem capazes de prever as emissões de CO e NO_x . A previsão das emissões de CO foi mais precisa do que a das

emissões de NO_x em misturas próximas às condições estequiométricas. O mecanismo detalhado utilizado não foi capaz de prever corretamente a velocidade de chama e emissões de poluentes em misturas ricas em combustível.

Khanna et al. (1994) mediram as emissões de CO e NO_x e a eficiência de radiação em um queimador poroso com RP de 65 ppi e REC de 65 ppi, semelhante ao estudado por Hsu et al. (1993). As medições das concentrações foram feitas no centro da superfície de saída do queimador, ponto onde as emissões medidas eram maiores do que em outros pontos da superfície. Os resultados mostram que as emissões de CO e NO_x aumentam com o aumento da razão de equivalência. Em geral, as emissões de CO aumentam também com o aumento da velocidade da chama. As emissões de NO_x variaram entre 5 e 36 ppm (corrigidas para 0 % de O_2) e são aproximadamente constantes para uma mesma razão de equivalência. A eficiência de radiação deste queimador diminuiu quando a velocidade de chama foi aumentada.

Posteriormente, Hsu (1996) comparou os resultados obtidos por Khanna et al. (1994) com um queimador poroso com RP de 65 ppi, REC de 10 ppi e uma terceira camada de 65 ppi com a função de barreira à radiação na superfície de saída. Esta região criou uma nova posição de estabilização de chama, quando feita a partir de espumas cerâmicas com poros menores que a REC. Para simular um ambiente quente, uma barreira de radiação foi colocada acima do queimador o que provocou o confinamento dos produtos de combustão em uma pequena câmara. Não foram encontradas diferenças significativas entre os níveis de emissões com e sem a barreira.

Ellzey e Goel (1995) estudaram as emissões de NO_x e CO e a eficiência de radiação de um queimador poroso radiante queimando em dois estágios. Em cada estágio, uma mistura de metano e ar em diferentes razões de equivalência era injetada, sendo que no segundo estágio a mistura não reagida era misturada com os produtos de combustão do primeiro estágio. As emissões de NO_x e CO deste queimador foram sensivelmente menores que as emissões de um queimador de um estágio. Os valores típicos para as emissões de NO_x e CO foram de 17 a 30 ppm e 10 a 75 ppm (corrigidos para 0% de O_2), respectivamente.

Trimis e Durst (1996) desenvolveram um queimador poroso feito de esferas de carvão de silício (SiC), integrado com um trocador de calor. A temperatura na zona de combustão pôde ser controlada com o trocador de calor imerso na zona de reação, diminuindo desta forma a formação de NO_x via mecanismo térmico. Porém, esta configuração apresenta alta emissão de CO devido à extinção da chama quando em contato com a superfície fria do trocador.

Mital et al. (1997) apresentaram resultados de temperaturas e concentrações locais de espécies químicas em uma chama laminar estabilizada dentro de um queimador poroso

radiante. Os resultados mostram que a zona de reação é mais espessa próximo da lateral do queimador do que no seu centro, devido à perda de calor para as superfícies laterais que ocasiona a extinção das reações naquela região. Isto resulta em maiores emissões de CO e HC.

Hackert et al. (1999) analisaram a influência da transferência de calor radial e axial em duas estruturas diferentes na escala do poro. A primeira simulou uma estrutura tipo *honeycomb*, na qual não havia contato entre os diferentes dutos de passagem na estrutura. A segunda geometria consistia em várias placas paralelas alinhadas com o escoamento. No modelamento foram utilizadas duas equações de energia, uma para a fase sólida e uma para a fase gasosa, e um mecanismo de combustão global de uma etapa. São observadas curvaturas na frente de chama, na escala do poro, nas duas geometrias. Os resultados indicam que as perdas de calor laterais reduzem a taxa de reação, causando uma curvatura na frente de chama, na escala do queimador. Os resultados numéricos foram comparados com resultados experimentais e apresentaram boa concordância.

Brenner et al. (2000) utilizaram um modelo bidimensional com única equação de energia e um modelo de combustão com 20 espécies químicas para estudar um queimador poroso radiante com perda de calor lateral. Os resultados indicam que a perda de calor lateral pode diminuir a temperatura na zona de combustão e conseqüentemente diminuir a emissão de NO_x. No entanto, confirmando as observações feitas por Mital et al. (1997), uma forte perda de calor lateral pode aumentar as emissões de CO e HC, devido à extinção das reações próximos as paredes.

Os resultados do estudo numérico feito por Barra et al. (2003), mostram que queimadores porosos radiantes feitos de duas camadas de espumas cerâmicas podem ter seus limites de estabilidade ampliados pela correta seleção das propriedades da matriz porosa. Um bom projeto destes queimadores deve apresentar uma RP com baixa condutividade térmica, baixo coeficiente de transferência volumétrica de calor e alto coeficiente de extinção e uma REC com alta condutividade térmica, alto coeficiente de transferência volumétrica de calor e um coeficiente de extinção médio.

Barra e Ellzey (2004) avaliaram a importância dos mecanismos de recirculação de calor por condução e por radiação através da fase sólida. O estudo numérico considerou o modelo de médias volumétricas, o não equilíbrio térmico entre as fases e a combustão foi descrita com um modelo cinético de 32 espécies químicas e 177 reações. Os resultados indicam que a Eficiência de recirculação de calor e a eficiência de radiação do queimador diminuem quando a razão de equivalência é aumentada. Ambos os mecanismos de transferência de calor são importantes, porém a radiação torna-se dominante para altas razões

de equivalência e altas velocidades de chama. O comprimento do queimador poroso não afetou significativamente a eficiência de recirculação de calor

Talukdar et al. (2004) realizaram uma análise da transferência de calor em um queimador poroso radiante retangular, com RP feita de Al_2O_3 e REC feita de SiC. Foi considerado um modelo de não equilíbrio térmico local entre as fases e um modelo detalhado da radiação. A combustão foi modelada com uma geração de calor constante na fase gasosa em uma determinada região. Já em Mishra et al. (2006) a este modelo foi acrescentado um modelo de cinética química detalhada, com 164 reações e 20 espécies químicas. Foram estudados os efeitos da densidade de potência, da razão de equivalência, do coeficiente de extinção e do coeficiente de transferência volumétrica de calor, nas distribuições de temperatura e de espécies químicas dentro do meio poroso. Os principais resultados indicam que a chama permanece estabilizada na interface entre a RP e a REC, para diferentes valores do tamanho de poro da REC e diferentes valores do coeficiente de extinção. O equilíbrio térmico entre as fases é alcançado rapidamente na REC com 30 ppi, devido ao seu alto coeficiente de transferência de calor volumétrico e menor perda de calor para o ambiente. No entanto, para REC com 10 ppi e com 15 mm de espessura não foi alcançado o equilíbrio térmico entre as fases devido à forte perda de calor por radiação da fase sólida e menor coeficiente de transferência volumétrica de calor.

As características da combustão em regime estacionário e transiente de GLP e ar em um queimador poroso com tubos de água de refrigeração na região posterior à chama foram investigadas experimentalmente por Liu e Hsieh (2004). Os resultados mostram que as temperaturas de chama foram, em média, 200°C menores que as temperaturas de chama adiabática, para as mesmas condições estequiométricas. As emissões de ambos, CO e NO_x , foram abaixo de 10 ppm.

Hayashi et al. (2004) apresentaram um estudo numérico em geometria tridimensional do escoamento reativo em um queimador poroso de duas camadas. A primeira camada foi construída com uma placa isolante perfurada com furos de diâmetro na ordem de milímetro, igualmente espaçados, com o propósito de evitar o retorno de chama. A reação de combustão ocorreu na segunda camada, construída de espuma cerâmica de SiC. Os resultados mostram que a chama apresenta uma forma plana e estabiliza-se dentro da espuma cerâmica próxima da interface com a placa perfurada. No entanto, para baixas potências e para altas razões de equivalência, a chama estabilizou-se dentro dos furos da placa perfurada. Para algumas condições de operação, a temperatura da placa perfurada excedeu a temperatura limite de degradação do material. Esta observação foi confirmada experimentalmente. Estes resultados sugerem que uma otimização dos diâmetros dos furos e da sua distribuição é conveniente.

Pereira (2002) estudou experimentalmente o mecanismo de estabilização de chamas em queimadores porosos radiantes feitos de duas camadas de espumas cerâmicas de diferentes propriedades. Foram utilizadas duas espumas cerâmicas com 45 ppi e duas com 10 ppi, ambas com 70 mm de diâmetro e feitas a base de alumina (Al_2O_3) e zircônia (ZrO_2). Os resultados indicam que este queimador tem boa estabilidade de chama e eficiências de radiação que variam entre 20 e 33 %. Posteriormente, este mecanismo de estabilização de chamas na interface das espumas cerâmicas foi utilizado no desenvolvimento de queimadores porosos radiantes de grande área superficial e revelou-se ineficiente devido às espumas cerâmicas utilizadas não apresentarem o tamanho de poro adequado. Uma nova estratégia de estabilização de chama em um queimador poroso radiante de grande razão entre a área superficial e a espessura foi desenvolvida (Oliveira et al., 2004 e Catapan et al., 2005). Uma placa de material isolante de alta densidade, com um pequeno número de furos com diâmetros muito maiores que o tamanho do poro, foi inserida antes de duas espumas cerâmicas de diferentes propriedades. Esta placa promove a aceleração local da mistura reagente, permitindo a estabilização de chamas cônicas ancoradas nos furos. Esta alternativa mostrou-se ser uma eficiente maneira de ampliar os limites de estabilidade destes queimadores.

Da revisão acima, observa-se que os trabalhos de Chaffin et al. (1991), Sathe et al. (1990b), Hsu et al. (1993), Hsu e Mathews (1993), Khanna et al. (1994), Ellzey e Goel (1995) e Hsu (1996) mostram a vantagem da utilização de duas camadas de espumas cerâmicas com tamanho de poros diferentes, as regiões de pré-aquecimento (RP) e de estabilização de chama (REC), como uma estratégia eficiente para a ampliação dos limites de estabilidade dos queimadores porosos. Esta mesma estratégia foi utilizada por Pereira (2002) para queimadores porosos de pequena área superficial (diâmetro de 70 mm). Porém, trabalhos posteriores (Catapan et al., 2005) mostraram que esta concepção de queimador não é suficiente para a estabilidade de combustão de queimadores com grande área superficial (dimensões superiores a 150 mm). Para estes queimadores foi sugerida a utilização de orifícios para a injeção da mistura reagente. A literatura na área revela a ausência de trabalhos explorando este mecanismo fluidodinâmico de estabilização de chama e também a ausência de estudos mais sistemáticos sobre a influência do ambiente externo no comportamento do queimador. Estes dois objetivos são os enfoques do presente trabalho.

A seguir, descreve-se o queimador poroso desenvolvido e o experimento realizado para a medição das suas características de combustão.

CAPÍTULO 3 - EXPERIMENTO

Neste capítulo, apresenta-se uma descrição do experimento, incluindo o queimador, da bancada experimental e dos equipamentos. Este experimento foi realizado no Laboratório de Combustão do Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa. Na seqüência, no Capítulo 4 serão apresentadas as técnicas e uma análise dos erros de medição.

3.1. Aparato experimental básico

O aparato experimental básico, utilizado nas etapas de testes em ambiente aberto e em ambiente confinado, é composto pelos sistemas de suprimento e medição de vazão de ar e gás combustível, pelo queimador poroso radiante propriamente dito, pela fornalha acompanhada dos sistemas elétrico de potência e de controle, pelo sistema de medição de temperaturas e pelo sistema de medição de espécies químicas. A seguir apresenta-se uma descrição dos equipamentos utilizados. Os sistemas de medição de temperatura e de espécies químicas serão detalhados no Capítulo 4.

3.1.1. Sistemas de suprimento de ar e gás combustível

O sistema de suprimento e medição de vazão de ar é composto por um compressor alternativo ligado a um reservatório de armazenamento, uma válvula reguladora de pressão, uma válvula de bloqueio, uma válvula de controle de vazão e rotâmetros para medição da vazão. Durante os testes, a linha de ar comprimido foi mantida à pressão constante de 4 atm. Para a medição das vazões de ar, foram utilizados três rotâmetros com diferentes faixas de medição. Isto foi necessário devido à ampla faixa de vazões de ar necessárias para operar o queimador, que variaram de 10 lpm a 140 lpm ($1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ a $2,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). A Tabela 3.1 apresenta as faixas de medições dos rotâmetros, as faixas em que foram utilizados e suas incertezas de medição. Os rotâmetros foram utilizados na faixa de medição onde apresentavam menor erro sistemático, desprezando sua faixa inicial de medição. Um estudo das incertezas de medição de cada rotâmetro bem como da propagação destas incertezas no cálculo da razão de equivalência, da velocidade de chama e da eficiência de radiações é apresentado no Apêndice B.

Tabela 3.1 – Faixa de medição dos rotâmetros utilizados (1 lpm = $1,67 \times 10^{-5}$ m³/s).

n°	Faixa de medição, lpm	Faixa de medição utilizada, lpm	IM, lpm
1	5,0 a 40,0	10,0 a 40,0	± 0,25
2	10,0 a 92,0	40,0 a 92,0	± 0,5
3	30,0 a 300,0	92,0 a 140,0	± 1,5

O sistema de suprimento de gás combustível é composto dos cilindros de combustível gasoso pressurizado, uma válvula redutora e reguladora de pressão instalada na saída dos cilindros, uma válvula de bloqueio, uma válvula de controle de vazão e um medidor eletrônico de vazão. Durante os testes, a pressão da linha de gás combustível foi mantida constante em 5 atm. O modelo do medidor de vazão é FMA 1836 fabricado pela empresa *Omega*, com faixa de medição de 0,0 a 30,0 lpm de N₂ equivalente e incerteza de medição de 0,05 lpm. O gás combustível utilizado foi o metano (CH₄) industrial com pureza de 99,8%, adquirido da empresa *Air Liquide*. O gás combustível e o ar são injetados em um tubo de aço inox com 1000 mm de comprimento, onde ocorre a homogeneização da mistura reagente antes de chegar ao queimador.

3.1.2. Queimador poroso radiante

A Figura 3.1 apresenta um desenho do queimador poroso radiante utilizado no presente estudo. São indicadas na figura as dimensões principais do queimador, bem como as posições dos termopares dentro do meio poroso. Para favorecer a estabilização de chama, várias composições de placas cerâmicas são possíveis no projeto de queimadores porosos. Aqui, enfoca-se em um projeto formado por duas placas de espuma cerâmica. As regiões de pré-aquecimento (RP) e de estabilização de chama (REC) foram compostas de duas espumas cada, com densidade linear de poros de 40 ppi e 10 ppi, respectivamente. Todas as espumas cerâmicas são compostas de alumina (Al₂O₃) e zircônia (ZrO₂), adquiridas da empresa *Foseco*. Cada espuma tem 70 mm de diâmetro, 20 mm de espessura e 80 % de porosidade volumétrica. Uma placa de injeção, feita a partir de um material isolante de alta densidade, com um furo central de 16 mm de diâmetro, foi colocada abaixo das espumas cerâmicas. Todas as camadas foram isoladas termicamente na lateral com uma manta de alumina resistente a alta temperatura (em torno 1200°C) e colocados dentro de um tubo de aço inox de 110 mm de diâmetro.

Foram colocados 19 termopares tipo R dentro do meio poroso, de tal forma a compor duas linhas perpendiculares à superfície do queimador, conforme Figura 3.1. A primeira linha, chamada de linha central, está localizada em $r/R = 0$ e a segunda linha, chamada de linha

intermediária, está localizada em $r/R = 0,5$ onde R é o raio da cerâmica porosa (35 mm). No Capítulo 4 é apresentada uma análise das incertezas associadas à medição de temperaturas dentro do meio poroso.

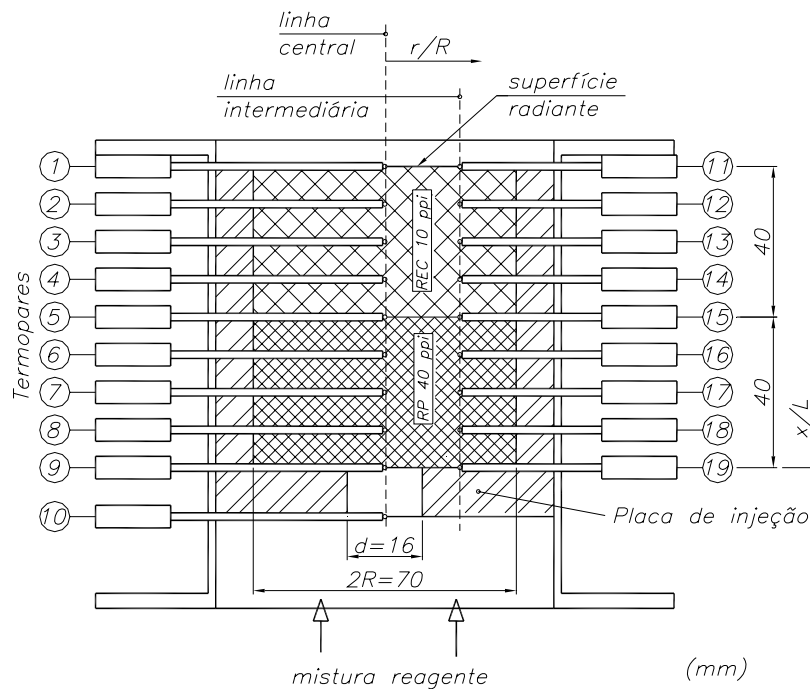


Figura 3.1 - Desenho em corte do queimador poroso radiante estudado.

3.2. Fornalha

Uma fornalha vertical em escala de laboratório foi usada para testar o queimador poroso radiante em ambiente confinado. A Figura 3.2 apresenta um desenho esquemático da fornalha, indicando seus principais componentes. Estes componentes são descritos na Tabela 3.2. O interior da fornalha é constituído por um cilindro de aço refratário de 200 mm de diâmetro e 1500 mm de comprimento, isolado termicamente na lateral com um isolamento de alta densidade com 300 mm de diâmetro interno e 600 mm de diâmetro externo. Na abertura superior foi instalado um duto convergente, na saída do qual era coletada a amostra dos produtos da combustão para ser enviada aos analisadores. Seu perfil convergente, juntamente com o longo trajeto que os gases fazem desde que deixam o queimador até a saída da fornalha, favorece a homogeneização da sua composição química, diminuindo erros de medição provenientes da amostragem não isocinética. Na abertura inferior foi montada uma camada de manta isolante de alumina com 30 mm de espessura, seguida de uma flange feita de aço refratário onde o queimador poroso radiante pôde ser instalado, conforme a Figura 3.2.

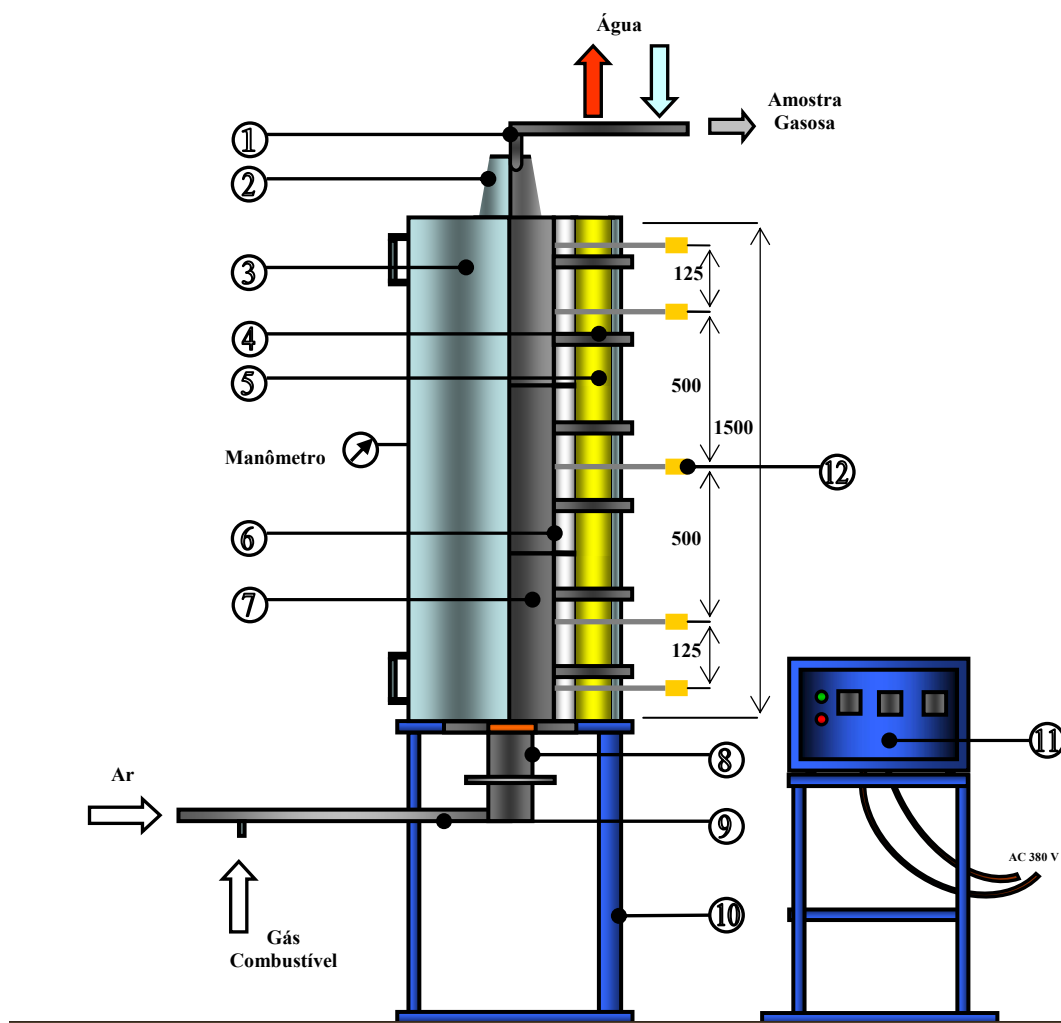


Figura 3.2 - Desenho esquemático da fornalha utilizada nos testes do queimador poroso radiante.

Tabela 3.2 – Componentes principais da fornalha, conforme indicados na Figura 3.2.

Indicação	Descrição
1	Sonda de Amostragem
2	Chaminé
3	Revestimento Externo
4	Janelas de Trabalho
5	Isolamento
6	Resistências Elétricas
7	Câmara de Combustão
8	Queimador Poroso Radiante
9	Tubo de Mistura
10	Suporte da Fornalha
11	Unidade de Comando das Resistências
12	Termopares Tipo K

As paredes da fornalha são aquecidas por meio de resistências elétricas, com potência máxima de 18 kW, posicionadas a uma distância de 50 mm da superfície externa do cilindro de aço refratário. Desta forma é possível proporcionar aquecimento radiante aproximadamente uniforme às paredes do cilindro, obtendo assim temperaturas da fornalha acima da temperatura do ambiente e diminuindo os gradientes locais de temperatura. Cada segmento de 500 mm de comprimento do cilindro tem controle individual de temperatura, feito através de um controlador de temperatura (2132 - *Eurotherm Controls*). A medição das temperaturas das paredes é feita através três termopares tipo K, de 3 mm de diâmetro, posicionados na superfície externa do cilindro, conforme a Figura 3.2.

3.3. Procedimento experimental

De forma a permitir a reprodução dos experimentos, tendo em vista estudos futuros, o procedimento experimental de uma seção típica de testes é aqui relatado detalhadamente. Este procedimento é baseado na experiência adquirida ao longo do trabalho, bem como em relatos obtidos na literatura (Hsu et al., 1993 e Pereira, 2002). Portanto, no início de cada teste deve-se:

1. Ligar o sistema de medição de CO, CO₂, O₂ e NO_x. Em geral, os sistemas de medição de CO, CO₂ e O₂ permaneciam ligados durante o período de testes necessitando apenas de calibração no início de cada seção. O sistema de medição de NO_x era ligado e desligado diariamente e necessitava de um tempo de 60 minutos para aquecimento, até que pudesse ser calibrado;
2. Calibrar os sistemas de medição de espécies químicas gasosas;
3. Programar as temperaturas das paredes da fornalha para o valor de teste. No presente estudo, os testes foram realizados com temperaturas das paredes de 500°C e 950°C. A temperatura de 500°C foi a mínima em que as paredes da fornalha apresentaram temperatura aproximadamente uniforme, conforme será exemplificado no Capítulo 4. Abaixo deste patamar, a temperatura das paredes era fortemente influenciada pelo campo de radiação do queimador e o seu controle para um valor constante ao longo dos testes era ineficiente. A temperatura de 950°C era o limite de operação segura da fornalha;
4. Ligar o sistema de aquisição de dados de temperatura e o software de aquisição de dados (*BenchLink 1.3 – Agilent*). Iniciar a aquisição de dados de temperatura;

5. Ligar o sistema de aquecimento da fornalha. O tempo de aquecimento das paredes da fornalha, que dependia da temperatura que se desejasse alcançar, variava entre 30 a 60 minutos;
6. Ligar o medidor eletrônico de vazão de gás combustível. Deve-se esperar 20 minutos para que possa ser usado sem apresentar erros sistemáticos;
7. Ligar o sistema de refrigeração da sonda de amostragem de gases e regular a vazão de água;
8. Ligar a bomba de diafragma do sistema de secagem e limpeza da amostra de gases e regular a vazão de água do condensador para a vazão mínima;
9. Ligar o sistema de aquecimento dos tubos de transporte da amostra de gases e regular sua temperatura em 110°C;
10. Conectar os tubos de transporte da amostra de gases a partir da sonda de amostragem para o sistema de secagem e a partir do sistema de secagem para os analisadores;
11. Conferir periodicamente a vazão de amostragem, indicada no sistema de medição de NO_x, seu valor deve estar em torno de 0,3 lpm. Podem ocorrer valores menores que este devido a um entupimento na sonda de amostragem, nos tubos de transporte ou no sistema de secagem.

Antes que a temperatura da fornalha atinja o valor de testes, o queimador deve ser ligado. Este procedimento diminui o tempo de espera de aquecimento e o tempo de espera que uma chama entre em regime estacionário no queimador. Para dar ignição no queimador poroso radiante deve-se:

12. Conferir se todas as válvulas de bloqueio das linhas de ar e gás combustível estão fechadas;
13. Regular a pressão da linha de ar em 4 atm;
14. Conectar o rotâmetro para medição de ar adequado às vazões que serão utilizadas na seção de testes;
15. Abrir a válvula de bloqueio de ar. Regular a vazão para um valor em torno de 50 lpm de ar;
16. Abrir a válvula de bloqueio dos cilindros de gás combustível. Durante os testes realizados, foram usados três cilindros ao mesmo tempo, ligados a uma única válvula redutora de pressão;
17. Regular a pressão da linha de gás combustível a jusante da válvula em 5 atm;
18. Regular a vazão de gás combustível para o valor em torno de 3,0 lpm de metano e dar ignição na mistura reagente. A ignição é monitorada através das temperaturas indicadas nos

termopares que estão sobre a superfície do meio poroso. Após a ignição ter sido feita, fechar a janela de serviço;

19. Para fazer com que a chama entre dentro do meio poroso, deve-se diminuir a vazão de ar para 40 lpm. Em poucos segundos, ouve-se um som decorrente da propagação rápida da frente de chama para dentro do meio poroso. Neste momento a vazão de ar deve ser regulada novamente em 50 lpm;

20. Antes de regular as vazões de ar e gás combustível para as vazões de testes deve-se esperar que a chama se propague até a RP. A propagação da frente de chama pode ser monitorada através das temperaturas indicadas nos termopares dentro do meio poroso. Deve-se ter especial cuidado para que nenhuma temperatura atinja valores maiores que 1600°C, o que levaria ao dano do meio poroso. Se isto acontecer, deve-se diminuir gradativamente a vazão de gás combustível para que as temperaturas fiquem abaixo de 1600°C e que a frente de chama continue se propagando no sentido da placa de injeção. Deve-se regular as vazões para os valores de teste quando os termopares 7 e 18 indicarem a maior temperatura nas linhas central e intermediária (Figura 3.1), respectivamente;

21. Em seguida, deve-se ajustar Φ e S_L para valor de teste, regulando as vazões de ar e gás combustível e verificar se a chama permanece em regime estacionário.

De acordo com o procedimento experimental utilizado por Pereira (2002), uma chama é considerada em regime estacionário quando não ocorrerem variações de temperatura maiores que 5°C nas registradas pelos termopares no interior do meio poroso por um período mínimo de 10 minutos. Porém, no presente estudo as temperaturas no interior do meio poroso apresentaram comportamento oscilatório resultantes das variações periódicas na vazão de ar durante os testes. Portanto, uma chama foi considerada em regime estacionário quando todas as distribuições de temperatura no interior do meio poroso registradas pelos 19 termopares não apresentarem variações maiores que 10°C em suas temperaturas máximas. Além disso, é necessário que não existam variações maiores que 10°C durante 10 minutos nas temperaturas medidas ao longo da fornalha. No Capítulo 4 é apresentada uma análise da influência das oscilações periódicas da vazão de ar no campo de temperaturas. O tempo de cada teste de chama estacionária varia dependendo da potencia de operação, da temperatura do ambiente e das condições do teste anterior. Por exemplo, um teste que apresenta a frente de chama próxima da superfície de saída do meio poroso, antecedido de um teste em que a frente de chama está próxima da placa de injeção pode durar até 90 minutos. Porém, um teste com uma pequena variação da velocidade de chama aproximando a frente de chama para próximo da placa de injeção pode durar apenas 10 minutos.

Ao obter uma chama estacionária, deve-se:

22. Interromper a aquisição de dados de temperatura e gravar em um arquivo em formato *.txt todos os dados de distribuições de temperaturas dentro do meio poroso e na fornalha feitos ao longo do teste;
23. Anotar os valores das concentrações de espécies químicas;
24. Iniciar novamente a aquisição de dados de temperatura e regular as vazões de ar e gás combustível em uma nova condição para o teste. Deve-se buscar encontrar os valores de $S_{L,min}$ e $S_{L,max}$ em que a frente de chama se estabiliza dentro do meio poroso (limites de estabilidade de chama).

A ampla faixa de razões de equivalência possíveis é limitada pela temperatura de degradação da matriz porosa e da placa de injeção, em torno de 1600°C e 1200°C, respectivamente. Além disso, este trabalho é focado no estudo de chamas com excesso de ar, ou seja, $\Phi < 1$. Este procedimento é realizado para valores de Φ cada vez menores até que não seja mais possível manter a reação de combustão devido à extinção de chama. Este ponto é considerado o limite inferior de inflamabilidade da mistura reagente no meio poroso.

No final de cada dia de testes, deve-se:

25. Com o queimador ligado, fechar as válvulas de bloqueio dos cilindros de gás combustível. Esperar que o manômetro indique a pressão atmosférica e fechar então a válvula de bloqueio da linha e a válvula reguladora de vazão;
26. Fechar a válvula reguladora de vazão e a válvula de bloqueio da linha de ar;
27. Por meio da válvula reguladora de pressão, abaixar a pressão da linha de ar até a atmosférica;
28. Desligar o sistema de aquecimento das paredes da fornalha;
29. Desligar a ligação da sonda de amostragem com o sistema de secagem e do sistema de secagem com os analisadores;
30. Esperar até que os analisadores indiquem que estão medindo ar atmosférico, realizar a purga automática do sistema e desligar o aparelho;
31. Desligar a bomba de diafragma e o aquecimento dos tubos de transporte da amostra de gases;
32. Limpar os tubos de transporte com ar comprimido, procurando retirar toda a água condensada nas paredes dos tubos;

33. Desligar a água de refrigeração da sonda de amostragem e a água do sistema de condensação.

Este procedimento foi sistematicamente utilizado para os testes realizados com o queimador operando em ambiente confinado. Para os testes realizados em ambiente aberto, o procedimento experimental foi basicamente o mesmo, apenas desconsiderando os itens relativos à operação na fornalha (itens 3, 5 e 28).

Para investigar a tridimensionalidade da frente de chama, foram feitas medições da distribuição de temperaturas em varias posições dentro do meio poroso. Este procedimento foi realizado deslocando os termopares da linha central, ao mesmo tempo, de 5 em 5 mm começando em $r/R = 0$ até $r/R = 1$. A cada nova posição dos termopares, uma nova distribuição de temperaturas foi obtida e registrada.

A seguir descrevem-se as medições efetuadas e a análise de propagação de erros de medição.

CAPÍTULO 4 - TÉCNICAS E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Neste capítulo, analisa-se as técnicas e as incertezas de medição, bem como a propagação destas incertezas nas variáveis calculadas.

4.1. Temperatura

4.1.1. Sistema de medição

No presente estudo, foram feitas medições das temperaturas dentro do meio poroso, na superfície do meio poroso, nas paredes da fornalha e nos gases de exaustão. Uma descrição dos equipamentos e das características dos termopares utilizados em cada uma das medições citadas é apresentada a seguir.

Para medição da temperatura no interior do meio poroso e na sua superfície foram utilizados termopares tipo R (platina e platina + 13 % de ródio). O diâmetro dos fios do termopar utilizado é de 250 μm , enquanto que o diâmetro médio das juntas quentes feitas com estes fios foi de 600 μm . Os fios foram isolados por um tubo cerâmico com 1,6 mm de diâmetro externo, com dois furos internos de 0,4 mm de diâmetro e montados em mini-conectores tipo R (todos fornecidos pela empresa *Omega*). A faixa de medição destes termopares é de -50°C a 1768°C e incerteza de medição de $1,5^{\circ}\text{C}$ ou 0,25 % (o que ocorrer primeiro). Este tipo de termopar é o mais indicado para o uso em processos de combustão (Heitor e Moreira, 1993), e foi anteriormente utilizado em investigações sobre combustão em meios porosos (Khanna et al., 1994 e Pereira, 2002). Os termopares foram inseridos no interior do meio poroso, previamente furado, até formarem duas linhas perpendiculares a superfícies do meio, conforme Figura 3.1 do Capítulo 3.

Para medição da temperatura das paredes da fornalha foram utilizados termopares tipo K (cromel e alumel). A faixa de medição deste termopar é de -270°C a 1372°C e a incerteza de medição é o maior valor entre $2,2^{\circ}\text{C}$ ou 0,75 % do valor medido. Estes termopares estão posicionados na superfície exterior do cilindro da fornalha e fazem parte do circuito de controle de temperatura da fornalha, descrito no Capítulo 3. Outras duas sondas comerciais de termopares tipo K, com as mesmas características, foram posicionadas também na superfície externa da câmara de combustão, uma próxima a superfície do queimador e outra próxima à superfície de saída dos produtos de combustão.

Os termopares foram conectados a duas placas de aquisição de dados de 20 canais (34901A - *Agilent*), por meio de extensões apropriadas para termopar tipo R e tipo K. Estas placas foram montadas em uma unidade comercial de aquisição de dados (34970A - *Agilent*), que converte o sinal analógico gerado pelos termopares em digital. A taxa de aquisição do sinal analógico utilizada foi de 20 Hz e o tempo de aquisição deste sinal para cada canal foi de 100 ms. O intervalo entre as medições de cada canal, ou seja, de cada termopar, foi de 45 ms e o intervalo entre cada medida consecutiva do mesmo canal foi de 5 s. O registro dos dados é feito por um computador com um software especializado (*BenchLink 1.3 - Agilent*). A própria junta de compensação eletrônica da unidade de aquisição de dados foi usada como junta de referência.

4.1.2. Incerteza dos resultados

4.1.2.1. No interior do meio poroso

Os principais erros que podem ocorrer na medição da temperatura dentro do meio poroso são provenientes de: (i) perturbações fluidodinâmicas introduzidas pelo termopar, (ii) efeitos catalíticos na superfície do termopar e (iii) transferência de calor no termopar.

A introdução de um termopar em um escoamento reagente pode gerar distorções de natureza fluidodinâmica, térmica e química. Em escoamentos com recirculação, os termopares podem gerar alterações na composição química da mistura (Heitor e Moreira, 1993). Isto pode fazer com que um termopar em uma região de chama dentro do meio poroso, altere a condição local servindo como um suporte de chama. Além disso, a furação feita nas espumas cerâmicas para introdução dos termopares pode alterar a porosidade local, gerando uma zona com diferentes propriedades térmicas. Devido à dificuldade inerente, não foram feitas estimativas da ordem de grandeza destes erros.

Quando superfícies de platina estão expostas a atmosferas redutoras, isto é, aquelas que contém H_2 , CO ou CH_4 , podem atuar como catalisadoras de reações químicas exotérmicas, ocasionando erros sistemáticos nos valores das temperaturas (Heitor e Moreira, 1993). Estes efeitos são mais evidenciados quando a medição do perfil de temperatura ao longo da chama é feita com um mesmo termopar partindo de uma região quente para a uma região fria do escoamento. Erros provenientes destes efeitos foram menores que $30^\circ C$ em uma chama pré-misturada de metano e ar com um número de Reynolds de $4,6 \times 10^4$ (Heitor et al., 1987 apud Heitor e Moreira, 1993). Para estimar a ordem de grandeza deste erro, observou-se que a temperatura de uma chama típica obtida neste estudo está em torno de $1500^\circ C$. Portanto,

de acordo com as informações descritas, o erro de medição da temperatura proveniente de efeitos catalíticos é no máximo de 2 %.

O forte desequilíbrio térmico entre as fases ou dentro delas, abordado no Capítulo 2, faz com que a medição de temperaturas em um escoamento reagente dentro de um meio poroso apresente uma grande incerteza. A temperatura medida por um termopar no interior de um meio poroso é o resultado do balanço de energia na junta quente do termopar. As principais parcelas deste balanço são provenientes da transferência de calor por condução nos fios do termopar, da convecção proveniente da fase gasosa e da radiação proveniente da fase sólida. Em um ponto anterior a chama e suficientemente afastado, as temperaturas das fases sólida e gasosa são iguais e os erros provenientes da transferência de calor por convecção e radiação são minimizados. A partir de certa distância da chama, a temperatura da fase sólida passa a ser maior que a temperatura da fase gasosa, o que faz com que a junta quente do termopar receba calor por radiação da fase sólida e perca calor por convecção para a fase gasosa. Na região de chama as temperaturas das fases são aproximadamente iguais, porém o forte não equilíbrio térmico na fase gasosa faz com que a incerteza na medição da temperatura local seja grande, devido a erros de posicionamento dos termopares em relação ao poro e em relação à frente de chama. Por último, na região posterior à chama o termopar passa a receber calor por convecção da fase gasosa, em temperatura mais alta e perder calor por radiação para a fase sólida.

Além dos erros acima citados, um termopar exposto a um gradiente de temperatura pode apresentar erros sistemáticos devido à condução de calor nos fios. Em algumas condições testadas no presente estudo, ocorreram gradientes temperatura de 1200°C em 15 mm. Esta situação é típica do termopar que está medindo a ponta de uma frente de chama cônica, conforme será visto no Capítulo 5. Além disso, os gradientes locais de temperatura na escala do poro, resultado do não equilíbrio térmico entre as fases, pode gerar erros dependendo da posição da junta quente do termopar em relação ao poro. Singh e Dybbs (1976) estimaram em 5,5 % o erro máximo devido à condução de termopares tipo T, com fios de 250 µm de diâmetro, inseridos em um meio poroso 50 mm de comprimento, feito a partir de esferas de cobre sujeito a diferentes gradientes de temperatura.

Erros devido a estes processos citados podem ser minimizados utilizando termopares com pequenos diâmetros de fio. Em estudos de sistemas reagentes, é comum a utilização de termopares com fios de diâmetro de 40 µm (Heitor e Moreira, 1993), cerca de 6 vezes menor que os utilizados no presente estudo. As técnicas de montagem e manuseio destes termopares são diferentes das utilizadas neste trabalho devido à fragilidade dos fios, além de mais

dispendiosas economicamente. Portanto, no presente estudo optou-se por termopares mais resistentes em detrimento de alguns possíveis erros de medição que pudessem acontecer.

4.1.2.2. Na superfície do meio poroso

Em regiões suficientemente afastadas da chama a hipótese de equilíbrio térmico entre as fases é válida (Pereira et al., 2006). Isto faz com a temperatura da superfície de um meio poroso longo, como é o caso do utilizado no presente estudo, seja representativa de ambas as fases. Porém, em regiões próximas à superfície do queimador existe um forte gradiente de temperaturas devido à transferência de calor principalmente para o ambiente externo. Isto faz com que a temperatura registrada por este termopar seja o resultado da transferência de calor do escoamento e também do ganho de calor por radiação das diferentes camadas da estrutura porosa, além da perda de calor por radiação para o ambiente.

4.1.3. Comportamento oscilatório das temperaturas no meio poroso

Nos testes realizados no presente estudo, as temperaturas medidas no interior e na superfície do meio poroso apresentaram comportamento oscilatório periódico ao longo do tempo. O período destas oscilações variou de acordo com a vazão mássica de ar apresentando um valor médio de 300 segundos. A magnitude destas variações depende da posição do termopar em relação à frente de chama. Na Tabela 4.1 são apresentadas as temperaturas máximas, mínimas e médias, bem como o desvio padrão (τ) de 60 medições feitas pelos termopares posicionados na linha central do meio poroso, para uma chama com $\Phi = 0,55$, $S_L = 25$ cm/s e operando em ambiente aberto.

Tabela 4.1 – Valores das temperaturas média, mínima e máxima e do desvio padrão de 60 medições feitas dentro do meio poroso.

Termopar	$T_{\text{média}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{max}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{min}}, ^\circ\text{C}$	$\tau,$	
				$^\circ\text{C}$	%
1	906	907	904	1	0,1%
2	1202	1204	1200	1	0,1%
3	1314	1316	1312	1	0,1%
4	1374	1375	1371	1	0,1%
5	1437	1439	1434	1	0,1%
6	1519	1523	1513	3	0,2%
7	474	488	455	10	2,1%
8	180	183	176	2	1,1%
9	149	150	147	1	0,6%

Nesta condição típica de operação, a frente de chama está posicionada entre os termopares 6 e 7, fato evidenciado pelo forte gradiente de temperatura apresentado. Esta região apresenta a maior variação de temperatura devido às oscilações, ocasionando um desvio padrão das medições de 10°C. O fato da magnitude da variação de temperaturas ser maior em regiões próximas a chama pode ser entendido como resultado de uma mudança instantânea na composição da mistura reagente. Quando mistura é enriquecida, ou seja, menor vazão de ar ou maior vazão de gás combustível, a temperatura da frente de chama aumenta, aumentando assim sua velocidade de propagação. Por outro lado, quando a mistura é empobrecida, ou seja, maior vazão de ar ou menor vazão de gás combustível, a temperatura da frente de chama e conseqüentemente sua velocidade de propagação diminuem. De acordo com observações realizadas durante os testes, o período de oscilação do campo de temperatura corresponde ao período de partida e parada do compressor de ar. Isto sugere que a provável variação de pressão da linha de ar, que provoca a partida do compressor, e conseqüente alteração na vazão de ar gere uma mudança instantânea na razão de equivalência da mistura reagente alterando as propriedades da chama. Estas variações nas temperaturas não indicam uma variação na posição da frente de chama. Esta variação, se houver, é menor que a resolução espacial de medição das temperaturas, que é de 10 mm entre termopares. Por este motivo, as análises que serão apresentadas no Capítulo 5 consideram as chamas como estacionárias, ou seja, aquelas que apresentam uma única distribuição de temperaturas locais, baseada na temperatura média, que as define. As oscilações no campo de temperatura são consideradas como incertezas experimentais.

Com o objetivo de avaliar uma incerteza de experimental que seja representativa de todas as medições de temperaturas feitas no interior do meio poroso, são apresentados na Figura 4.1 os desvios padrões calculados para cada termopar, em todas as condições estudadas em ambiente aberto. Pode-se observar que, de maneira geral, o desvio padrão é menor que 5 % em todas as condições estudadas. Este valor é considerado como a incerteza experimental das medições de temperaturas efetuadas no interior do meio poroso. Esta incerteza é conservativa para erros devido a efeitos catalíticos. No entanto, não se pode dizer o mesmo sobre erros devido à transferência de calor, já que a magnitude da diferença entre as temperaturas das fase gasosa e sólida pode ser maior que a incerteza absoluta obtida.

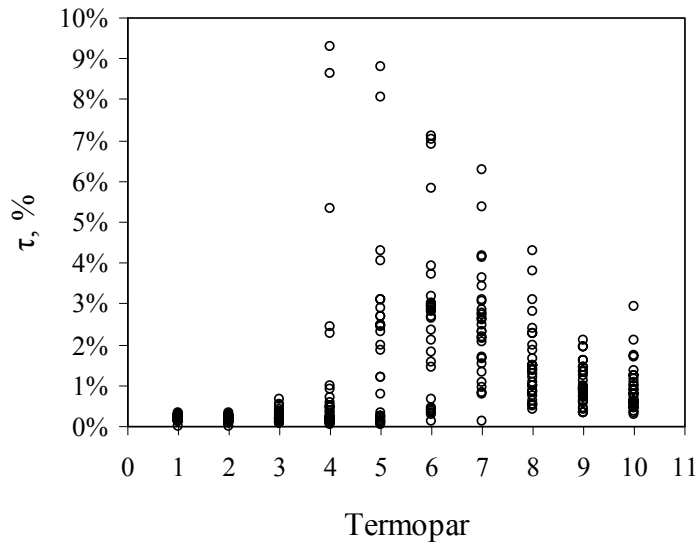


Figura 4.1 – Desvio padrão das medições de temperatura dentro do meio poroso em todas as condições estudadas em ambiente aberto.

4.1.4. Temperatura das paredes da fornalha

Na medição das temperaturas da superfície da fornalha podem surgir erros provenientes da resistência de contato da sonda com a parede, de gradientes de temperatura ao longo da espessura das paredes e da transferência de calor no corpo da sonda. Estes erros não serão aqui descritos, visto que o parâmetro temperatura das paredes da fornalha (T_f) apenas sugere a ordem de grandeza da temperatura do ambiente em que um queimador poroso radiante pode ser inserido.

Um importante erro na predição da temperatura da fornalha ocorre devido ao gradiente de temperatura apresentado ao longo das paredes da câmara de combustão. Para exemplificar o exposto, na Figura 4.2 são apresentadas as medições de temperaturas das paredes com o circuito de comando programado em 500°C e com o queimador em três condições diferentes de operação. A posição $h_f = 0$ mm indica a posição da superfície do queimador e a posição $h_f = 1500$ mm indica a superfície de saída da fornalha. Os termopares posicionados em $h_f = 250$ mm, $h_f = 750$ mm e $h_f = 1200$ mm fazem parte do circuito de controle de temperatura, sendo a potência elétrica das resistências controladas de acordo com suas medições. Pode-se observar que, na condição de alta potência ($\Phi = 0,60$ e $S_L = 35$ cm/s), a temperatura é mais alta perto do queimador, devido à forte influência da transferência de calor por radiação e convecção a partir do mesmo. Por outro lado, a temperatura nas paredes cai nas proximidades da superfície de saída, devido à perda de calor para o ambiente externo. Porém, na maior parte dos casos estudados, a distribuição de temperaturas ao longo da fornalha é aproximadamente constante,

como indicam as medições feitas com chamas em $\Phi = 0,50$ e $S_L = 30$ cm/s e $\Phi = 0,45$ e $S_L = 15$ cm/s. Este erro na indicação da temperatura superficial da fornalha é menos evidenciado em temperaturas maiores das paredes.

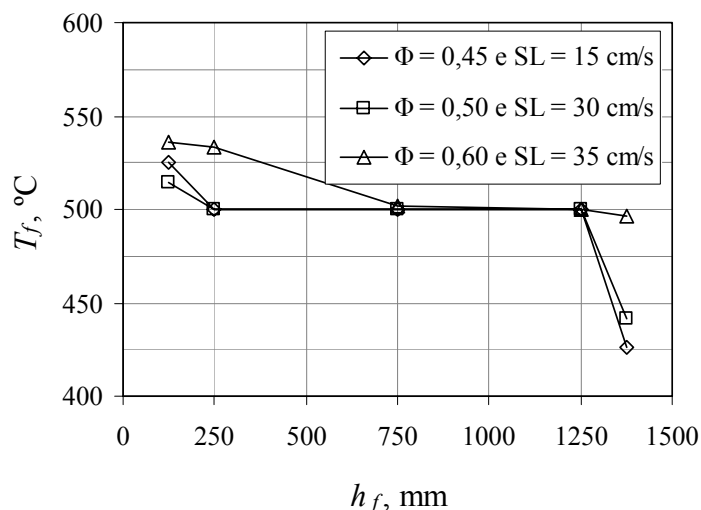


Figura 4.2 – Temperaturas das paredes da câmara de combustão.

4.2. Espécies químicas em fase gasosa

4.2.1. Sistema de medição

O sistema de medição da concentração de espécies químicas em fase gasosa utilizado no presente estudo é composto de um sistema de amostragem, com a função de coletar e limpar a amostra, e um sistema de medição propriamente dito que recebe a amostra e mede a concentração das principais espécies químicas. Na Figura 4.3 é apresentada uma representação esquemática destes sistemas, indicando seus principais componentes.

O sistema de amostragem é constituído por uma sonda em aço inox refrigerada, conectada a um condensador e a um secador para eliminação da umidade, seguidos de um filtro para eliminação de partículas e de uma bomba de diafragma que envia a amostra aos analisadores. Todas as linhas de transporte da amostra são feitas de politetrafluoretileno (teflon), material quimicamente inerte, o que evita a contaminação da amostra. A linha de transporte da amostra desde a sonda até o sistema de secagem é mantida em temperatura de 110°C, por meio de resistências elétricas. Desta forma evita-se a condensação de vapor de água presente nos produtos da combustão na superfície do tubo e a possível diluição de espécies químicas tais como os NO_x .

Após a amostra estar limpa e seca, é enviada aos respectivos analisadores para medição da concentração molar de O_2 , CO_2 , CO e NO_x . Cada analisador gera um sinal analógico relativo à concentração medida, que é convertido em sinal digital via uma placa A/D que disponibiliza um valor médio das concentrações indicados nos analisadores. Na Tabela 4.2 são apresentadas as principais características dos analisadores utilizados no presente estudo.

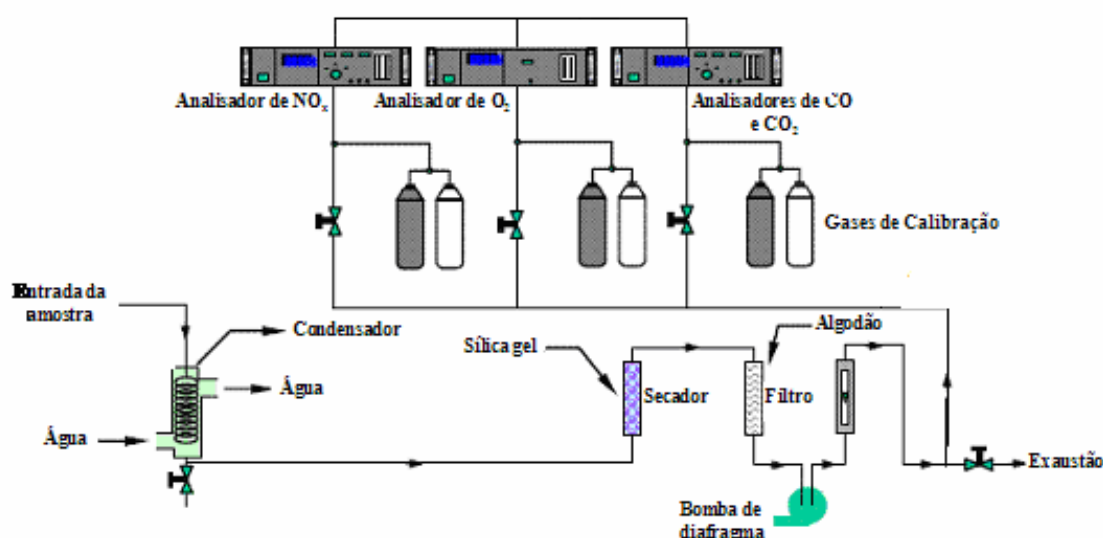


Figura 4.3 - Representação esquemática do sistema de amostragem e análise dos gases.

Tabela 4.2 – Características dos analisadores utilizados.

Espécie Química	Método	Faixa de Medição Utilizada	Resolução	Fabricante / Modelo
O_2	Paramagnetismo	0-25 %	0,1 %	Horiba / CMA-331 A
CO_2	Não-dispersivo de infra-vermelho	0-50 %	0,1 %	Horiba / CMA-331 A
CO	Não-dispersivo de infra-vermelho	0-1000 ppm	1 ppm	Horiba / CMA-331 A
NO_x	Quimiluminescência	0-25 ppm	0,1 ppm	Horiba / PG 250

Os analisadores foram calibrados no início de cada seção de testes. Na Tabela 4.3 são apresentadas os valores das concentrações das misturas padrão utilizadas para as calibrações dos analisadores.

Tabela 4.3 – Concentrações das misturas padrões utilizadas nas calibrações dos analisadores

Espécie Química	Concentração
O ₂	0 e 20,9 %
CO ₂	0; 6,0 % e 12,3
CO	0; 15 e 80
NO _x	0; 4 e 20

Na Figura 4.4 é apresentado um desenho em corte da sonda utilizada para coleta da amostra gasosa, indicando suas principais dimensões. O seu princípio de funcionamento é baseado no resfriamento convectivo indireto da amostra coletada, isto é, sem contato da água com a amostra. A sonda é feita em aço inox, material inerte e resistente à corrosão. Basicamente, é constituída por um tubo central por onde são succionados os gases e de outros dois tubos concêntricos por onde circula a água de refrigeração. A água é injetada no tubo interno interno de refrigeração e externamente ao tubo de transporte da amostra, de forma a tornar a refrigeração mais eficiente. A vazão da água de refrigeração é regulada de tal forma que não haja evaporação da água dentro da sonda, no caso de baixa vazão, ou condensação excessiva de vapor de água em sua superfície externa, no caso de alta vazão.

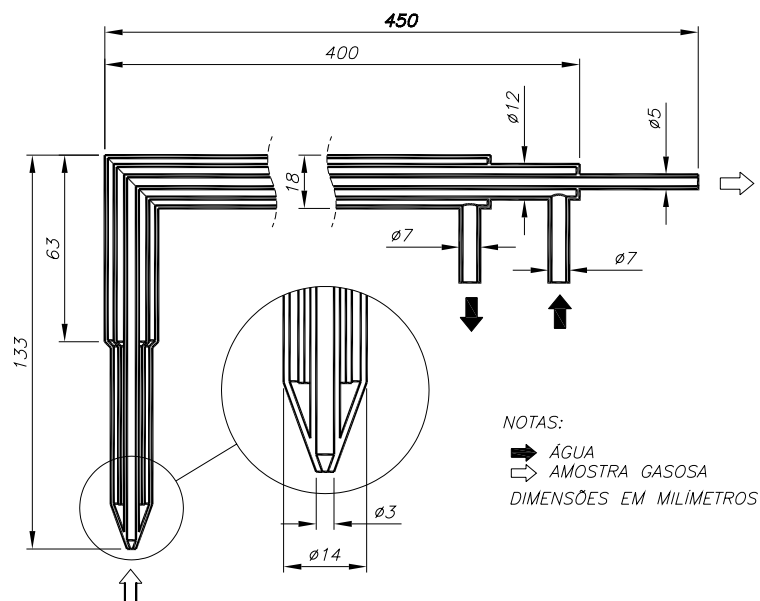


Figura 4.4 - Representação esquemática da sonda de amostragem dos gases.

4.2.2. Incerteza dos resultados

Os principais erros que podem ocorrer nas medições da concentração de espécies químicas são provenientes de: (i) não congelamento das reações químicas na entrada da

sonda, (ii) amostragem não isocinética, (iii) incerteza devido ao posicionamento da sonda em relação ao queimador e (iv) dissolução de espécies químicas em água.

4.2.2.1. Em ambiente aberto

As medições das concentrações das espécies químicas em ambiente aberto foram feitas com a sonda posicionada no centro da superfície do queimador. O congelamento das reações é conseguido através de uma rápida redução da temperatura da amostra, conseguida através da refrigeração a água presente na sonda utilizada. Os resultados das medições não apresentaram variações com diferentes vazões de refrigeração, indicando que o congelamento das reações foi eficiente. Erros de medição devido à amostragem não isocinética podem ocorrer quando a sonda é posicionada na superfície do queimador, devido a gradientes de concentração presentes em sua superfície. Os resultados de medições das concentrações de espécies químicas em várias posições ao longo da superfície do queimador indicam que a medição de NO_x é superestimada, enquanto que a medição de CO neste ponto é subestimada. Estes resultados são apresentados e melhor discutidos no Capítulo 5. Em ambos os sistemas de medição, em ambiente aberto e em ambiente confinado, a diluição de espécies químicas em água é evitada com o aquecimento da linha de transporte da amostra, conforme comentado anteriormente.

A incerteza experimental associada às medições realizadas é difícil de quantificar devido à complexidade dos fenômenos presentes. Porém, foram realizadas medições repetidas em uma mesma condição experimental, i.é., mesmo Φ e S_L , e em diferentes dias para estimar a ordem de grandeza da incerteza experimental. Os resultados da média e do desvio padrão de quatro medições das concentrações das principais espécies químicas são apresentados na Tabela 4.4. Os valores do desvio padrão são um bom indicativo da incerteza experimental global. Pode-se observar que para as medições de CO_2 e O_2 , o desvio padrão foi inferior a 5 %. Para a medição de NO_x e CO, o desvio padrão é alto devido aos valores medidos serem muitos baixos, próximos muitas vezes da menor resolução da escala de medição. Além disso, o número de medições feitas (quatro) não é representativo de todo o período em que os testes foram realizados. Durante este período, a deterioração das espumas cerâmicas pode ter ocasionado diferenças nos valores medidos das emissões. Os valores aqui indicados apenas constata tais situações.

Tabela 4.4 – Resultados da média e do desvio padrão (τ) de quatro medições da composição de espécies químicas feitas na superfície do queimado poroso em ambiente aberto para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.

Espécie química gasosa	CO, ppm	CO₂, %	NO_x, ppm	O₂, %
Média	7	6,6	4,8	8,6
τ	1	0,2	1,5	0,4
τ, %	7	3,0	31,0	4,0

4.2.2.2. Em ambiente confinado

Durante os testes com o queimador operando na fornalha, a amostra gasosa dos produtos da combustão foi coletada na saída da chaminé, conforme indicada na Figura 3.2, no Capítulo 3. Os resultados de medições feitas em várias posições na saída da fornalha indicam que a composição das espécies químicas é uniforme nesta altura, o que torna desprezíveis os erros devido à amostragem não isocinética. Os resultados da média e do desvio padrão de três medições das principais espécies químicas são apresentados na Tabela 4.5. Como comentado anteriormente, o desvio padrão das medições de CO₂ e O₂ é baixo, inferior a 5 %. Porém, é alto nas medições de CO e NO_x, chegando a valores próximos aos 70 %.

Tabela 4.5 – Resultados da média, do desvio padrão (τ) e do erro percentual de três medições da composição das principais espécies químicas feitas na superfície do queimado poroso em ambiente aberto para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 20$ cm/s.

Espécie química gasosa	CO, ppm	CO₂, %	NO_x, ppm	O₂, %
Média	3	5,0	5,0	11,0
τ	2	0,0	1,0	0,0
τ, %	67	5	25	4

4.3. Incerteza dos valores de Φ e S_L

Os valores de Φ e S_L de cada condição experimental são calculados a partir da medição das vazões volumétricas, conforme Equação (2.1) e Equação (2.2) apresentadas no Capítulo 2. Para determinação da incerteza de medição de Φ e S_L , é levada em consideração a propagação das incertezas de medição das vazões volumétricas, bem como da área do queimador. No Apêndice B são apresentados os valores das incertezas das medições das

vazões volumétricas, as equações do cálculo das incertezas e os resultados para as condições estudadas.

De maneira geral, os resultados indicam que as incertezas de medição de ambos, Φ e S_L , variam conforme a vazão de ar. O valor percentual da incerteza de medição de S_L é menor que 5 % do valor medido para todas as condições estudadas. No entanto, o valor percentual da incerteza de medição de Φ apresenta valores elevados em baixas velocidades de chama. Na Figura 4.5 são apresentados os resultados do valor percentual da incerteza de medição de Φ em função de S_L nas condições estudadas. Pode-se observar que estas incertezas apresentam uma queda exponencial com S_L , sendo maiores que 10 % para valores de S_L menores que 20 cm/s. Os valores de Φ para S_L menores que 10 cm/s apresentam incertezas de medição elevadas, em torno de 40 %, o que torna imprecisa uma análise acerca destes valores.

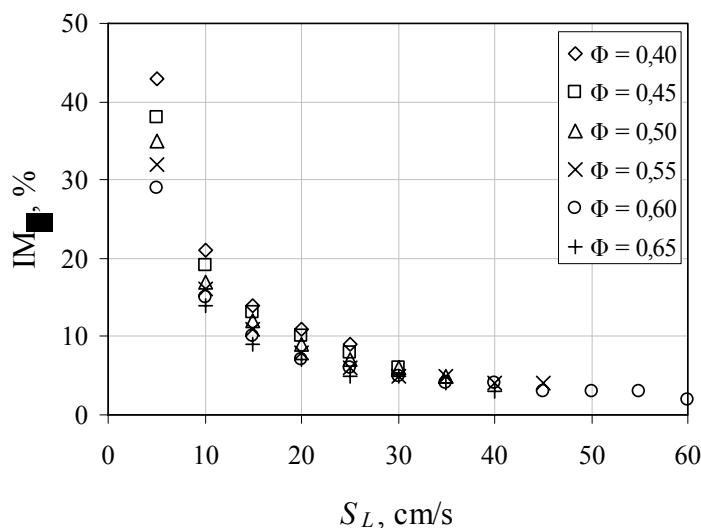


Figura 4.5 – Incerteza de medição de Φ em função da velocidade de chama.

4.4. Incerteza dos valores de η_{rad} , η_u e η_{rec}

Os valores da eficiência de radiação (η_{rad}) de cada condição experimental são calculados a partir da Equação (2.3), apresentada no Capítulo 2, para a operação em ambiente aberto. Para determinação de incerteza de medição, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura superficial, da vazão mássica do combustível, da emissividade superficial e da área do queimador. No Apêndice B são apresentados os valores destas incertezas, as equações do cálculo e os resultados para as condições estudadas. Não foi determinada a incerteza de medição da eficiência de radiação do queimador operando em ambiente confinado.

Na Figura 4.6 são apresentadas os valores percentuais da incerteza de medição da eficiência de radiação em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições experimentais em ambiente aberto. Os valores das incertezas são altos, variando de em torno de 25 % para $S_L = 10$ cm/s a 13 % para $S_L > 40$ cm/s. Isto se deve a grande incerteza de medição das variáveis consideradas. Apesar desta incerteza alta, os valores da incerteza de medição em ambiente aberto podem ser comparados entre si e com os resultados obtidos por Pereira (2002), que utilizou a mesma técnica de medição.

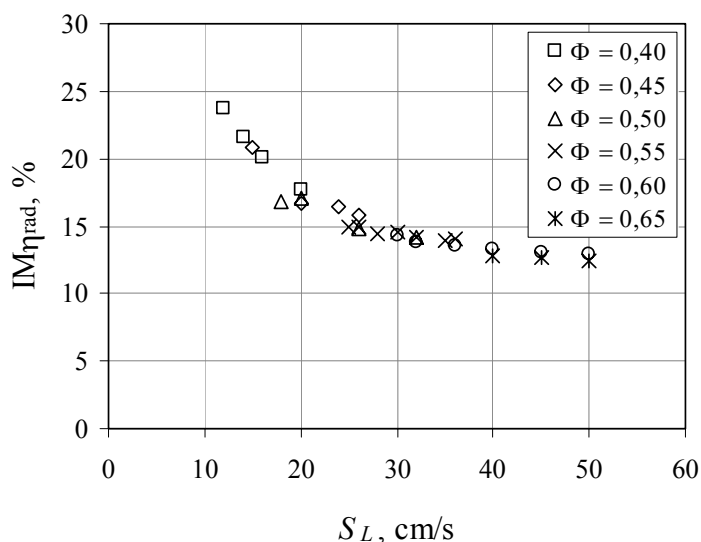


Figura 4.6 – Valores percentuais da incertezas de medição da eficiência de radiação em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições experimentais em ambiente aberto.

Os valores da eficiência de transporte convectivo de energia (η_u) de cada condição experimental são calculados a partir da Equação (2.7), apresentada no Capítulo 2, para a operação em ambiente aberto. Para determinação de incerteza de medição, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura superficial, da vazão mássica e do calor específico dos produtos de combustão. Apêndice B são apresentados os valores destas incertezas, as equações do cálculo e os resultados para as condições experimentais em ambiente aberto.

Na Figura 4.7 são apresentados os valores percentuais da incerteza de medição da eficiência no transporte convectivo de energia em função em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições experimentais em ambiente aberto. Pode-se observar que esta incerteza é menor que 15 % para $S_L > 20$ cm/s. Para $S_L < 20$ cm/s, a

incerteza alcança valores em torno de 20 %. Esta incerteza é alta devido ao altos valores das incertezas de medição das variáveis consideradas.

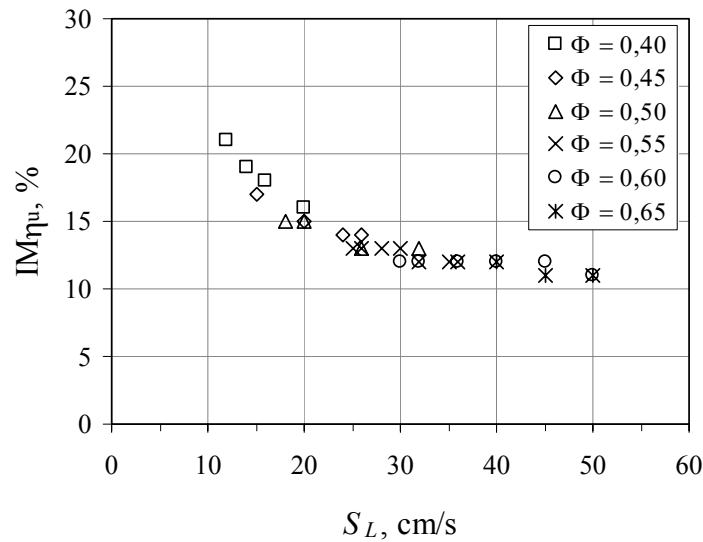


Figura 4.7 – Valores percentuais da incerteza de medição da eficiência no transporte convectivo de energia (IM_{η_u}) em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições operacionais em ambiente aberto.

Os valores da eficiência de recirculação de calor (η_{rec}) de cada condição experimental são calculados a partir da Equação (2.9), apresentada no Capítulo 2. Para determinação de incerteza de medição, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura de chama, da vazão mássica e do calor específico dos produtos de combustão. Apêndice B são apresentados os valores destas incertezas, as equações do cálculo e os resultados para as condições experimentais em ambiente aberto.

Na Figura 4.8 são apresentados os valores percentuais da incerteza de medição da eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições experimentais em ambiente aberto. Pode-se observar que esta incerteza está em torno de 20 % para baixas velocidades de chama, condições nas quais os valores da eficiência de recirculação de calor são altos, conforme será apresentado no Capítulo 5. Para maiores velocidades de chama, a eficiência de recirculação de calor é baixa e a incerteza percentual passa a ser alta, chegando a v

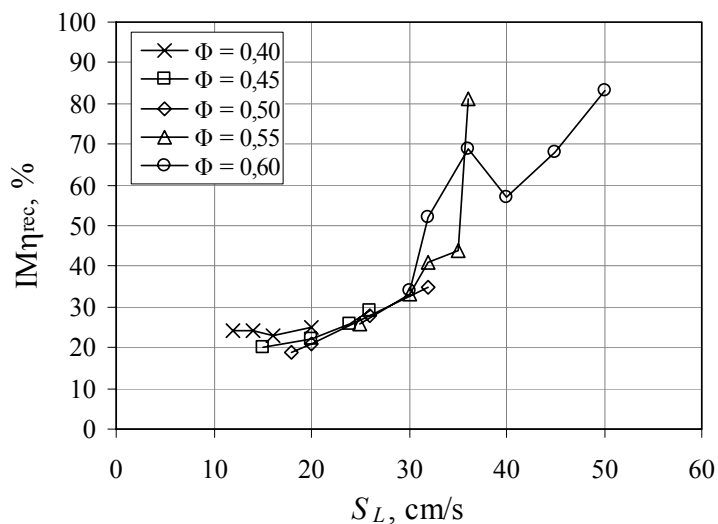


Figura 4.8 – Valores percentuais da incerteza de medição da eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para as condições operacionais em ambiente aberto.

Na Tabela 4.6 é apresentada uma síntese das incertezas experimentais de todas as variáveis cujos resultados serão apresentados e discutidos no Capítulo 5.

Tabela 4.6 – Síntese das incertezas experimentais.

Variável, unidade	T, °C	Φ	S_L , cm/s	IEN _{Ox} , g/kg	IECO, g/kg	η_{rad} , %	η_u , %
		± 10 %				± 20 %	± 15 %
IM, %	± 5 %	(para $S_L > 10$ cm/s)	± 5 %	± 30 %	± 60 %	(em ambiente aberto)	(em ambiente aberto)

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os experimentos foram organizados em dois grupos: aberto ao ambiente e em ambiente confinado. Para cada situação são apresentados resultados da estrutura da chama, dos limites de estabilidade de chama, das emissões de poluentes e da eficiência de radiação.

5.1. Estrutura da chama

O queimador poroso radiante foi testado quanto à estabilidade de chama em ambiente confinado e em ambiente aberto. Os resultados mostram uma estrutura típica de frente de chama. A fim de analisar o comportamento da frente de chama, a razão de equivalência (Φ), a velocidade de chama (S_L) e a temperatura do ambiente (T_f) foram variadas. No Apêndice C, apresenta-se listagem detalhada das condições experimentais estudadas.

5.1.1. Regime típico de estabilização

Na Figura 5.1 apresenta-se a distribuição de temperatura dentro do queimador poroso radiante, operando em ambiente aberto, com uma chama estabilizada com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s. O eixo vertical representa o comprimento adimensional do queimador, onde o valor $x/L = 1,00$ representa a sua superfície, o valor $x/L = 0,50$ representa a interface entre a RP e a REC e o valor de $x/L = 0$ representa a interface entre a RP e a placa de injeção. O eixo horizontal representa a posição radial do queimador, onde $r/R = 1,00$ representa a interface entre as espumas cerâmicas e o isolamento térmico lateral e $r/R = 0$ representa o centro do meio poroso. A injeção da mistura reagente é feita em $x/L = 0$ e entre $r/R = 0$ e $r/R = 0,25$. Nota-se que esta figura apresenta apenas os resultados das medições feitas em um setor do meio poroso. Ainda, uma escala horizontal adicional (em mm) é apresentada indicando as posições onde foram feitas as medições de temperatura.

A partir da observação das distribuições de temperatura ao longo do meio poroso pode-se prever qualitativamente a posição da frente de chama. No presente estudo, considera-se como a posição da frente de chama a região de maior temperatura ao longo do escoamento. Na região central ($r/R = 0$), onde as linhas de corrente do escoamento são perpendiculares às isotermas, pode-se dizer que a posição da frente de chama está aproximadamente em $x/L = 0,50$. Na região onde $0 < r/R < 0,50$, não se conhece o comportamento das linhas de corrente do escoamento, porém, o gradiente encontrado entre as isotermas de 600°C e 1400°C indica,

aproximadamente, a posição da frente de chama. Nestas regiões, observa-se que o formato da frente de chama é aproximadamente cônico, dada a geometria do problema, com simetria axial. Em regiões próximas à superfície lateral do queimador, observa-se que as isotermas apresentam um forte gradiente devido à perda de calor. Isto pode influenciar a posição de estabilização da frente de chama devido à diminuição de sua velocidade de propagação e extinção de reações próximas às paredes. O formato da frente de chama é resultado não somente do perfil divergente do escoamento gerado pela placa de injeção, mas também da perda de calor lateral para o ambiente.

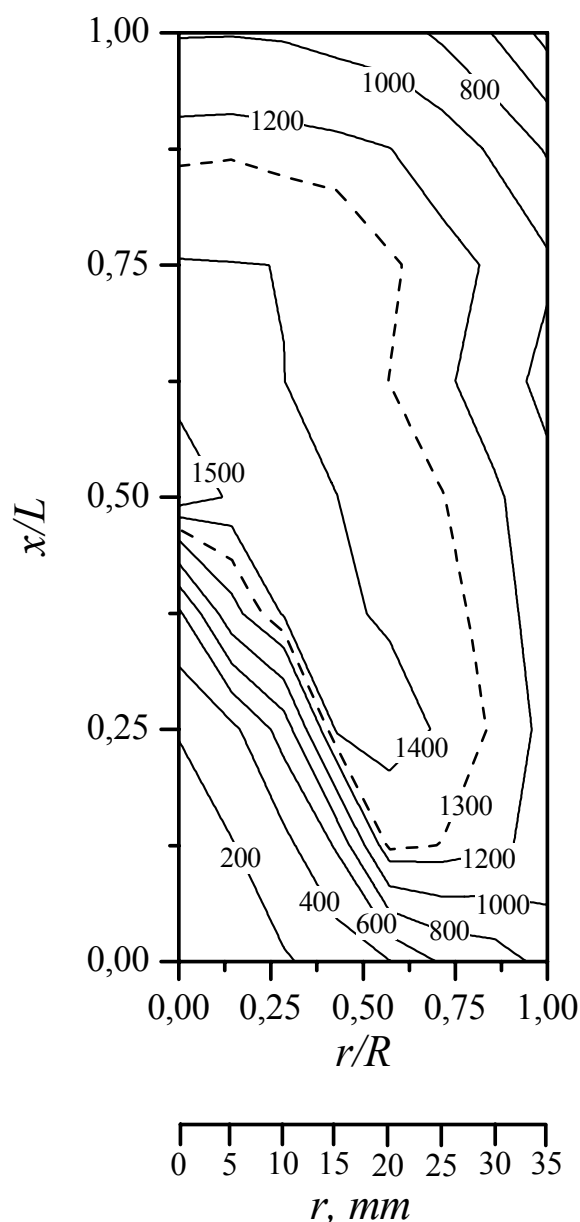


Figura 5.1 - Distribuição de temperaturas (em °C) em uma seção transversal do queimador poroso operando em ambiente aberto em $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.

Para a combustão de metano e ar seco padrão na razão de equivalência de 0,55, assumindo pressão $p = 1$ atm, temperatura dos reagentes $T_n = 25^\circ\text{C}$ e assumindo CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , CH_4 , CO , NO , NO_2 e H_2 como produtos de combustão, a temperatura de chama adiabática é $T_{ad} = 1300^\circ\text{C}$ (Reynolds, 1986) e é representada pela linha tracejada na Figura 5.1. Nota-se que existe uma grande região, dentro desta isoterma, na qual a reação de combustão ocorre em temperaturas maiores que a de chama adiabática. As altas taxas de recirculação interna de calor presentes neste queimador são responsáveis por este acréscimo na temperatura de combustão. Nota-se que à medida que o escoamento segue em direção da superfície de saída do queimador, é resfriado para temperaturas abaixo das de chama adiabática devido às perdas de calor para o ambiente.

Este regime de estabilização de chama foi comum à maioria das condições estudadas, tanto em ambiente aberto quanto em ambiente confinado. Regimes diferentes de estabilização que ocorreram em condições específicas serão comentados mais a frente.

Outro fato que confirma a afirmação de que o formato de chama é cônico e axissimétrico é a observação do meio poroso após uma série de experimentos terem sido realizados. Na Figura 5.2 é apresentada uma imagem do meio poroso que foi quebrado para a investigação de sua deterioração. Pode-se observar uma região central mais escura, circundada por uma linha mais clara e por fim pela cor branca característica da cerâmica que forma a matriz sólida. A coloração escura da região central pode ter ocorrido pela deposição da fuligem formada na chama. Esta fuligem pode ter sido gerada pela queima de partículas do óleo de lubrificação do compressor, que permaneceram no ar mesmo após o processo de filtragem. Esta região escura representa a região anterior à frente de chama. Esta chama, totalmente contida na RP, apresenta formato aproximadamente cônico e claramente axissimétrico, confirmando as observações feitas anteriormente.

Na região central acima da linha amarela observa-se que o meio poroso sofreu deterioração, caracterizada pela sinterização do material e pela mudança local de porosidade. Esta observação confirma as medições apresentadas na Figura 5.1, onde pode-se ver que a região central acima da frente de chama apresenta a mais alta temperatura, sendo o ponto mais propício à deterioração térmica.

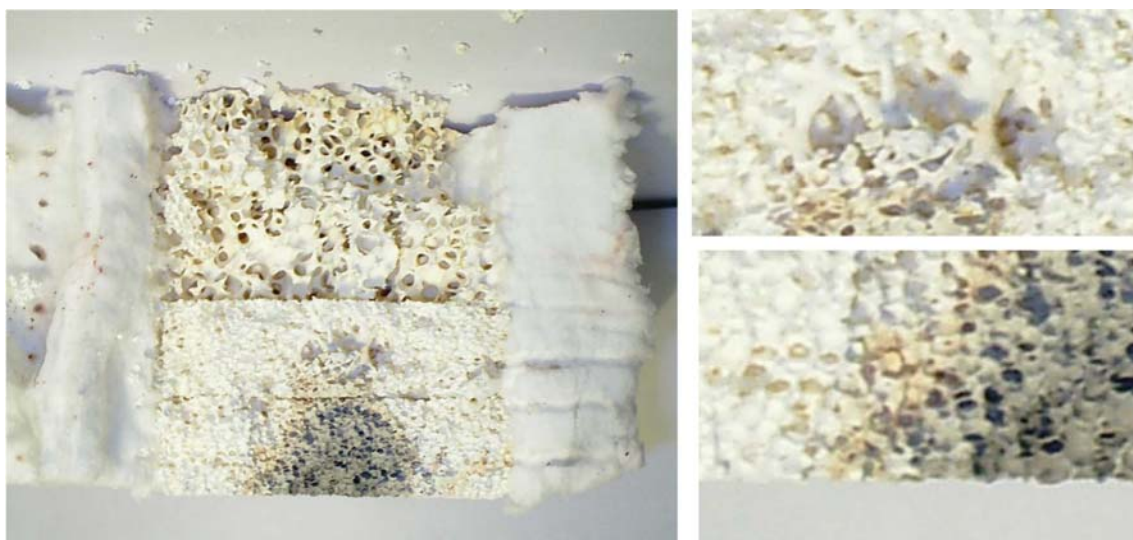


Figura 5.2 - Imagem do meio poroso após uso prolongado (esquerda), região de deterioração térmica (direita superior) e detalhe da região de estabilização da frente de chama (direita inferior).

5.1.2. Análise dos resultados

5.1.2.1. Efeito da velocidade de chama

Na Figura 5.3 são apresentadas as distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso em função da velocidade de chama, medidos na linha central, $r/R = 0$, (Figura 5.3a) e na linha intermediária, $r/R = 0,5$, (Figura 5.3b). Na Figura 5.3a, pode-se verificar o deslocamento da distribuição de temperaturas, ou seja, da posição da frente de chama, com a variação da velocidade de chama. Para altas velocidades, em torno de 36 cm/s, a frente de chama está estacionária e próxima da superfície do queimador poroso. Para velocidades maiores que esta, isto é, $S_L = 38$ cm/s, ocorreu o descolamento de chama. Quando a chama está próxima da superfície externa do queimador, a resistência à perda de calor da chama para o ambiente é menor, resultando em maior perda de calor ao ambiente externo e menor recirculação de calor para as regiões anteriores à chama. Isto leva a uma diminuição de sua velocidade de propagação. Desta forma, um pequeno acréscimo na velocidade da mistura reagente faz com que a chama descole do meio poroso. Em baixas velocidades, em torno de 25 cm/s, a chama se estabiliza totalmente dentro da RP. Os valores de $S_L = 25$ cm/s e $S_L = 36$ cm/s representam os limites inferior e superior de estabilidade de chama do queimador poroso operando com $\Phi = 0,55$, respectivamente. A redução do valor da temperatura máxima, à medida que a chama se estabiliza próxima à saída do queimador, também é coerente com o aumento da perda de calor para o ambiente.

Na Figura 5.3b não se observa um forte gradiente sugerido por um pico de temperatura, o qual identifica a posição da frente de chama. As distribuições de temperaturas são aproximadamente constantes, apenas apresentando um gradiente de temperaturas próximo a superfície do queimador dado pela perda de calor para o ambiente. Pode-se dizer que a frente de chama não cruza a linha de termopares na região intermediária, como acontece na região central. Isto mostra que a frente de chama está contida em uma região interna do queimador, ou seja, para $r/R < 0,5$.

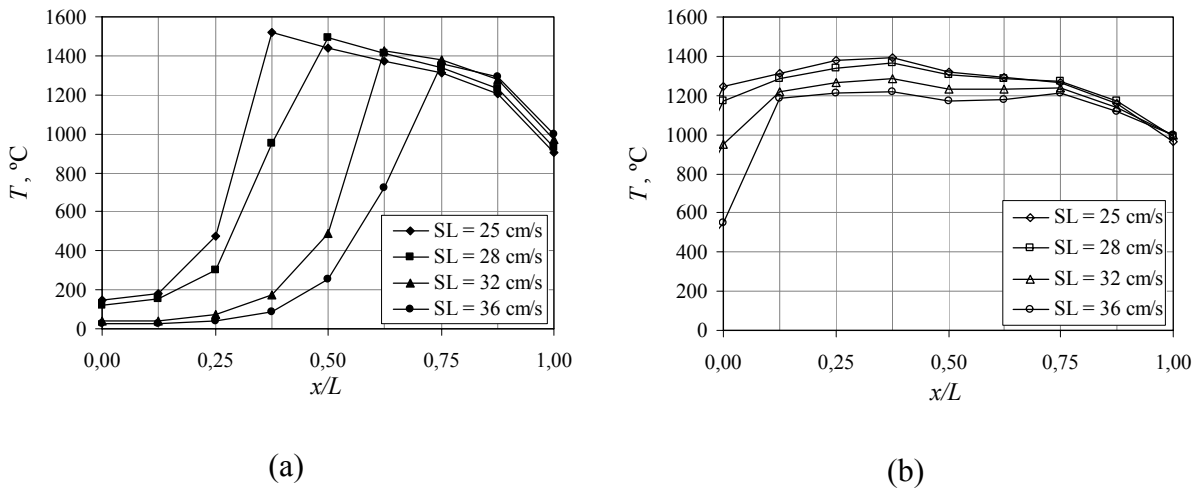


Figura 5.3 – Distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso em função da velocidade de chama, com $\Phi = 0,55$ e operando em ambiente aberto, medidos (a) na linha central, $r/R = 0$, e (b) na linha intermediária, $r/R = 0,5$.

O efeito do aumento da velocidade média de escoamento dos reagentes causa, portanto, o deslocamento da frente de chama na direção da superfície do queimador e reduz a temperatura máxima na frente de chama, sendo o deslocamento da frente de chama o efeito principal.

5.1.2.2. Efeito da razão de equivalência

A variação da posição da frente de chama na região central do queimador poroso foi também observada com a mudança na razão de equivalência, mantendo a velocidade de chama constante. Na Figura 5.4 são apresentadas as distribuições de temperaturas ao longo do meio poroso em função da razão de equivalência, medidos na linha central, $r/R = 0$ (Figura 5.4a), e na linha intermediária, $r/R = 0,5$ (Figura 5.4b). Pode-se observar na Figura 5.4a que a frente de chama se desloca para próximo da placa de injeção, com o aumento da razão de equivalência. Isto acontece porque quando a razão de equivalência é aumentada (na direção

da estequiometria), a velocidade de propagação da reação química aumenta, fazendo com que a frente de chama encontre uma nova posição de estabilidade, onde sua velocidade local se iguale à do escoamento da mistura reagente. Observa-se também o aumento da temperatura máxima na região da chama. Isto é consequência direta do aumento da razão de equivalência, porém, também contribui o aumento da resistência à perda de calor da chama para o ambiente externo, quando a frente de chama está em regiões mais internas do meio poroso.

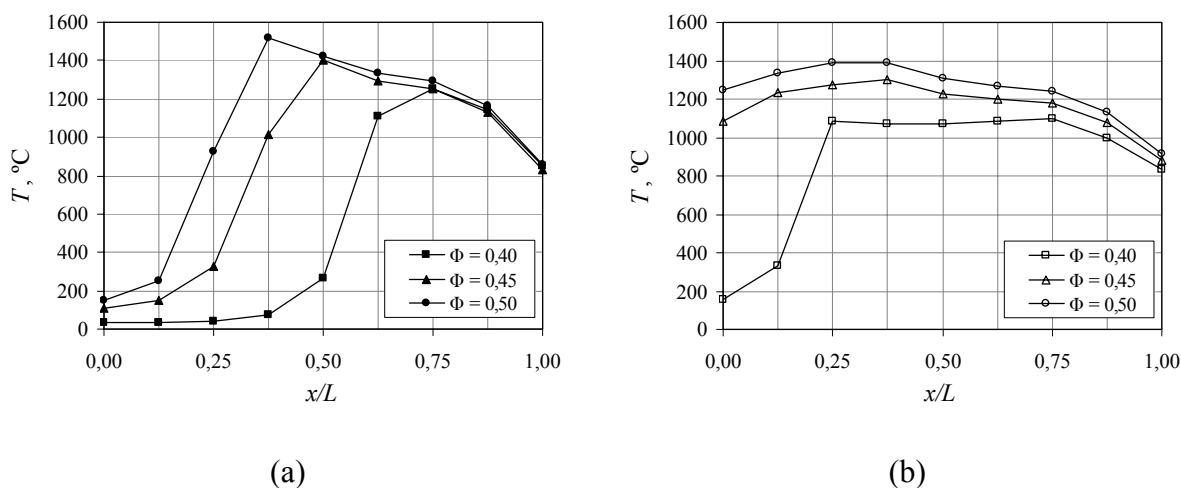


Figura 5.4 – Distribuição de temperaturas através do meio poroso, para o queimador operando em ambiente aberto com $S_L = 20$ cm/s e $\Phi = 0,40, 0,45$ e $0,50$, medidos (a) na linha central, $r/R = 0$, e (b) na linha intermediária, $r/R = 0,5$.

Os resultados apresentados nas Figura 5.3 e Figura 5.4 indicam que a frente de chama em formato cônico se deforma aumentando seu comprimento e conseqüentemente sua área à medida que a velocidade de chama é aumentada ou a razão de equivalência é diminuída.

5.1.2.3. Efeito da temperatura do ambiente

No Apêndice A são apresentadas as distribuições de temperatura ao longo do queimador poroso, em todas as condições experimentais estudadas. Em geral, os resultados confirmam as observações feitas anteriormente. Porém, observou-se que quando o queimador opera em altas velocidades de chama e confinado em ambiente de elevada temperatura, ocorre uma transição no formato da frente de chama estável e esta desenvolve um formato aproximadamente plano e próximo à superfície de saída do queimador.

Na Figura 5.5 são apresentadas as distribuições de temperatura ao longo do meio poroso operando na fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$ e com uma chama estabilizada com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 42$ cm/s, medidos na linha central e na linha intermediária. Pode-se observar que as duas

distribuições de temperaturas apresentam um pico de temperatura próximo à superfície de saída do queimador. Isto evidencia que a frente de chama não está mais contida na região onde $r/R < 0,5$, como no caso da maioria das frentes de chama em formato cônico. Devido às características construtivas da fornalha não foi possível visualizar a superfície do queimador, o que prejudicou a observação de um possível descolamento de chama. Apesar desta dificuldade experimental, estas frentes de chama apresentam características de chamas estáveis, permanecendo em operação durante duas horas. Isto é um bom indício de que este novo regime de frente de chama é um regime de chama plana estacionária.

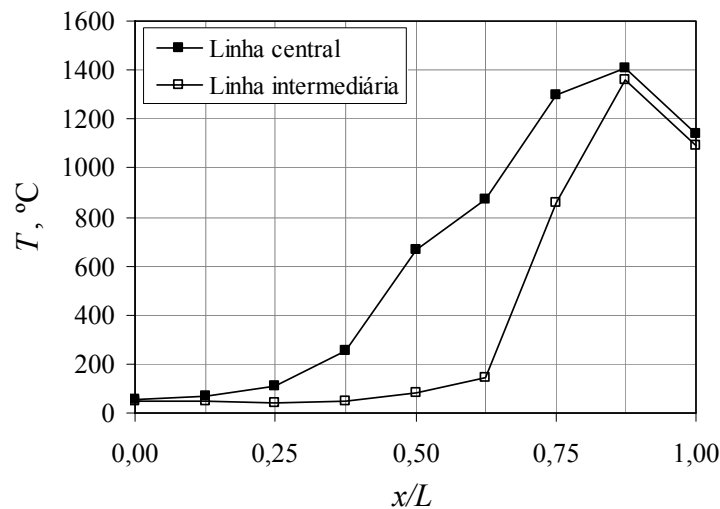


Figura 5.5 - Distribuições de temperatura ao longo do queimador poroso operando na fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$ e com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 42$ cm/s.

A transição do regime de frente de chama cônica para o regime de frente de chama plana na superfície ocorreu somente em altas velocidades de chama e em altas temperaturas do ambiente. Para exemplificar o exposto acima, na Figura 5.6 é apresentada a variação da temperatura dentro do meio poroso, medida no termopar 14 (conforme Figura 3.1 apresentada no Capítulo 3), como um parâmetro de transição de regime, com o aumento da velocidade de chama em várias razões de equivalência e com $T_f = 950^\circ\text{C}$. Pode-se observar que esta temperatura mantém-se aproximadamente constante para a maior parte das velocidades de chama estável, por exemplo, de 15 a 38 cm/s para $\Phi = 0,55$. Neste patamar a chama apresenta características de chama cônica. Em velocidades de chama próximas ao limite superior de estabilidade, a temperatura no termopar 14 cai bruscamente nas razões de equivalência apresentadas. A partir destas velocidades limites, as novas distribuições de temperatura indicam que a frente de chama apresenta formato plano e próximo a superfície de saída do queimador. Nas demais razões de equivalências estudadas ($\Phi = 0,45$ e $\Phi = 0,50$), esta transição

de regime de chama não foi observada. Este efeito de transição de regime deve ser observado em velocidades de chama com valores intermediários aos utilizados nos testes para estas razões de equivalência.

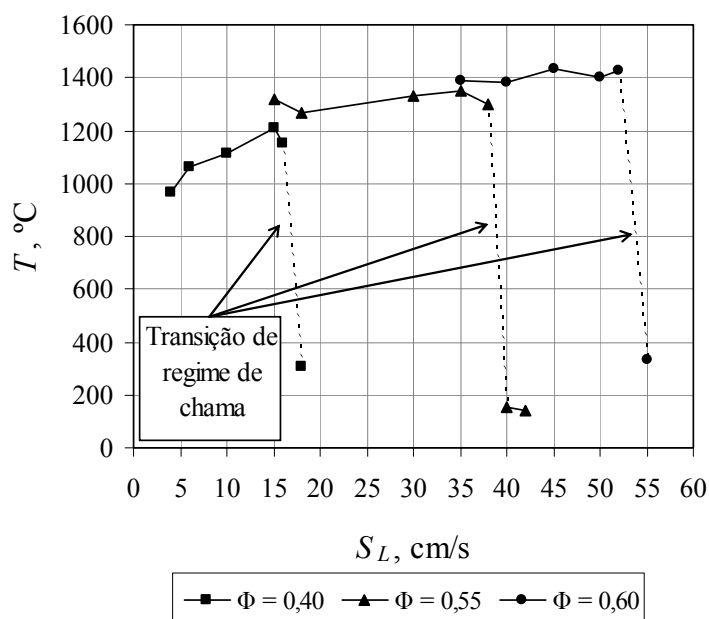


Figura 5.6 - Variação da temperatura dentro do meio poroso medida no termopar 14 (conforme Figura 3.1) com o aumento da velocidade de chama em várias razões de equivalência e com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

A estabilização da frente de chama ocorre neste regime, preferencialmente, pela perda de calor da chama para o meio poroso e em seguida do meio poroso para o ambiente. Estes resultados confirmam as observações feitas por Hsu et al. (1993). Os resultados do seu estudo numérico unidimensional (chama plana apenas), indicam que existe uma região de estabilização de chama próxima à superfície em um meio poroso de poros grandes (10 ppi), se este está inserido em um ambiente com temperatura igual à resultante em sua superfície. Este mecanismo de estabilização de chamas é apresentado e discutido na operação de queimadores porosos radiantes feitos de espumas cerâmicas com poros pequenos (65 ppi), e operando em ambiente aberto (Bouma e de Goey, 1999 e Lammers e de Goey, 2003).

5.1.3. Comparações com uma frente de chama plana na interface entre a RP e a REC

O queimador poroso radiante foi testado quanto à estrutura de chama resultante sem a placa de injeção da mistura reagente em algumas condições experimentais. Neste caso, a frente de chama se estabilizou na interface entre a RP e a REC, devido ao mecanismo de estabilização de chama já comentado anteriormente. Os resultados das distribuições de

temperaturas no meio poroso indicam que, para mesmas condições experimentais, a frente de chama cônica tem uma temperatura máxima maior que uma frente de chama plana. Na Tabela 5.1 são apresentadas as temperaturas de chama observados para chamas cônicas e chamas planas estabilizadas na mesma velocidade de chama e razão de equivalência. A temperatura de chama (T_{ch}) é definida como a máxima temperatura medida dentro do meio poroso em uma dada condição experimental. Pode-se observar que a temperatura máxima medida na configuração de chama cônica é, em média, 7 % maior que a medida na chama plana. Isto ocorre porque as chamas em formato cônico favorecem o pré-aquecimento da mistura reagente na região central, aumentando a temperatura na região de chama. Pode-se concluir isto a partir da observação da distribuição de temperaturas no interior do meio poroso (Figura 5.1). Observa-se que na região central anterior à chama, o meio poroso é circundado por regiões onde ocorrem a chama, fato que não acontece em um queimador com uma chama plana estabilizada. Esta maior temperatura na chama cônica pode aumentar a velocidade local da frente de chama e como resultado ampliar o limite superior de estabilidade. Porém, pode também ocasionar um aumento da formação de NO_x nesta região, conforme será discutido a seguir.

Tabela 5.1 – Temperaturas de chama observadas para chamas cônicas e chamas planas estabilizadas na mesma velocidade de chama e razão de equivalência.

Φ	S_L , cm/s	T_{ch} , °C (chama cônica)	T_{ch} , °C (chama plana entre a RP e a REC)	ΔT_{ch}	
				°C	%
0,60	36	1464	1387	77	6
0,60	40	1481	1364	117	9
0,60	45	1465	1364	101	7

Por outro lado, quando a chama passa de cônica para plana em uma dada temperatura ambiente, existe uma redução da área efetiva da chama. Para que esta possa se manter estabilizada no mesmo valor de velocidade de chama, deveria haver um aumento da temperatura máxima (de pico) para que a perda de calor para o ambiente permitisse a estabilização. Porém, observa-se que este efeito é compensado pelo maior pré-aquecimento obtido na chama cônica.

5.1.4. Considerações sobre a chama cônica em meio poroso

Neste ponto, em face da evidência experimental, é possível fazer um resumo das principais características da estrutura da chama em formato cônico. Na Figura 5.7 é

apresentada uma representação esquemática do queimador com placa de injeção, no qual uma frente de chama cônica se encontra estabilizada. São indicadas as linhas de corrente do escoamento (linhas tracejadas), a provável posição da frente de chama (linha espessa) e a distribuição de temperatura (linha cheia) em direção normal (direção n), nas imediações da frente de chama. Ao contrário da frente de chama em um queimador sem placa perfurada, esta frente de chama é ancorada no orifício de injeção. O mecanismo de estabilização de chama é predominantemente fluidodinâmico, visto que a frente de chama se estabiliza em uma determinada posição, onde sua velocidade local de propagação se iguala à velocidade local do escoamento. O escoamento se comporta como um escoamento de jato confinado em um tubo, porém com maior taxa de difusão de quantidade de movimento linear na direção radial, fazendo com o jato cresça mais rapidamente (ao longo de x) e ocupe toda a região interna ao meio poroso. Portanto, a velocidade local do escoamento é maior à medida que se aproxima do orifício. Por isso, a estabilização da chama ocorre em diferentes posições ao longo do meio poroso, dependendo do valor da vazão de reagentes. Quando a vazão volumétrica da mistura reagente for pequena, a chama se estabiliza na região central, com formato cônico, e quando a vazão é aumentada, a chama pode se estabilizar ao longo de toda a superfície do meio, adquirindo um formato plano. Para que a estabilização ocorra, ainda, as perdas de calor da chama para as regiões anteriores à chama (ou seja, a recirculação interna de calor) e axial para o ambiente devem se ajustar-se de forma coerente.

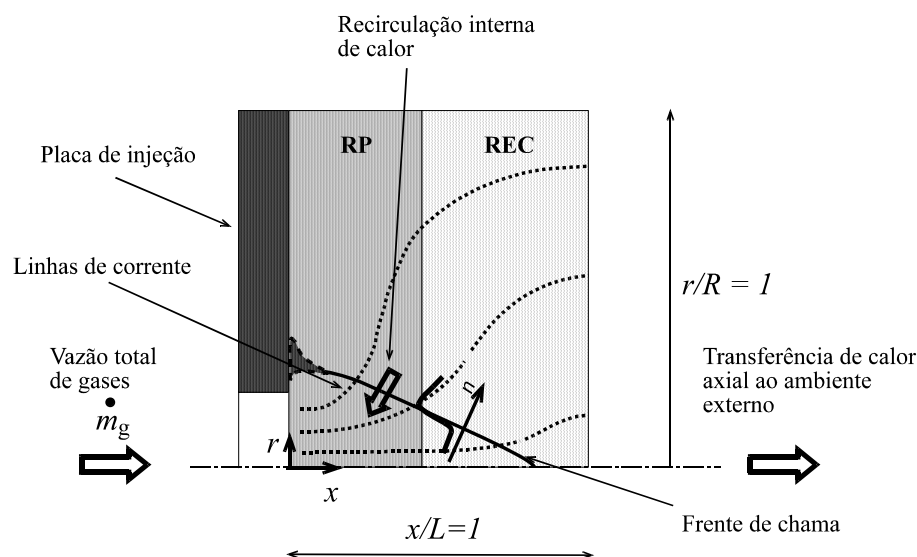


Figura 5.7 - Esquema de um queimador poroso radiante mostrando uma frente de chama centrada no orifício de injeção.

Observa-se ainda que como a RP possui poros pequenos e, em um queimador sem placa de injeção, quando a chama penetra nesta região existe extinção devido à perda de calor

excessiva para as regiões anteriores à chama. Pereira (2002) observou este efeito, também discutido por Trimis e Durst (1996), como um importante fator de projeto de queimadores porosos, e verificou que, como consequência, os queimadores sem orifício de injeção apresentam condições preferenciais para a estabilização da chama na interface entre a RP e a REC. Aqui, observa-se que quando a chama possui formato cônico, esta ocorre simultaneamente na RP e na REC. A extinção da chama na RP não ocorre porque, ao mesmo tempo em que a perda de calor dos gases para a fase sólida é acentuada devido à maior área interfacial por unidade de volume, a velocidade do escoamento nas imediações do orifício de injeção varia de zero, próximo às paredes, até uma velocidade máxima no núcleo potencial do jato, existindo então algum valor de velocidade em alguma região que permite a estabilização da chama, mesmo com a acentuada perda de calor para a região anterior à chama.

Em algumas condições (alta razão de equivalência e baixa velocidade de chama) a chama apresentou formato cônico e ocorreu totalmente na RP. Esta condição é estável na região afastada do centro, devido às condições já explicadas anteriormente e estável na região central devido à forte condição de pré-aquecimento que ocasiona alta velocidade de propagação da frente de chama, compensada pela alta velocidade local do escoamento. Em um queimador poroso sem placa de injeção, esta condição experimental seria instável devido ao retorno de chama, o que mostra que a placa de injeção amplia os limites de estabilidade.

A seguir, discute-se os limites de estabilidade do queimador poroso radiante operando em ambiente aberto e em ambiente confinado.

5.2. Limites de estabilidade

Os experimentos para determinação dos limites de estabilidade do queimador poroso radiante, operando em ambiente aberto e em ambiente confinado, foram feitos em razões de equivalência entre 0,40 e 0,65, conforme procedimento experimental descrito no Capítulo 3. Todos os experimentos foram limitados à temperatura máxima suportada pelo meio poroso e pela placa de injeção, 1600°C e 1200°C, respectivamente.

A seguir, são apresentados e analisados os resultados dos limites de estabilidade do queimador poroso radiante.

5.2.1. Em ambiente aberto

A Figura 5.8 apresenta os limites de estabilidade de chama do queimador poroso radiante, operando em ambiente aberto. A linha superior representa o limite superior de estabilidade de chama. Para velocidades maiores que as representadas por este limite, a frente

de chama se propaga para fora do meio poroso. Em geral, o descolamento de chama ocorreu na região central do queimador poroso. Este comportamento confirma os resultados apresentados na Seção 5.1, onde se observou que a frente de chama está mais próxima da superfície de saída do queimador na região central. No entanto, para razões de equivalência menores que 0,45, o descolamento de chama ocorreu preferencialmente em regiões próximas à superfície lateral do queimador. Nestas regiões, as perdas de calor laterais e o baixo pré-aquecimento da mistura reagente podem diminuir a velocidade de propagação da frente de chama aumentando sua espessura e favorecendo o descolamento. Adicionalmente, a velocidade de propagação da frente de chama diminui também com a razão de equivalência.

Para facilitar a comparação dos limites de estabilidade para a operação em ambiente aberto e confinado, foi utilizada a seguinte definição de limite inferior. Como visto anteriormente, a frente de chama se estabiliza em diferentes posições ao longo do meio poroso e sua posição, principalmente na região central, varia com a velocidade de chama. Portanto, foi definida como limite inferior a velocidade que mantém a frente de chama, localizada na região central, estável na REC. Na Figura 5.8 a linha inferior representa este limite.

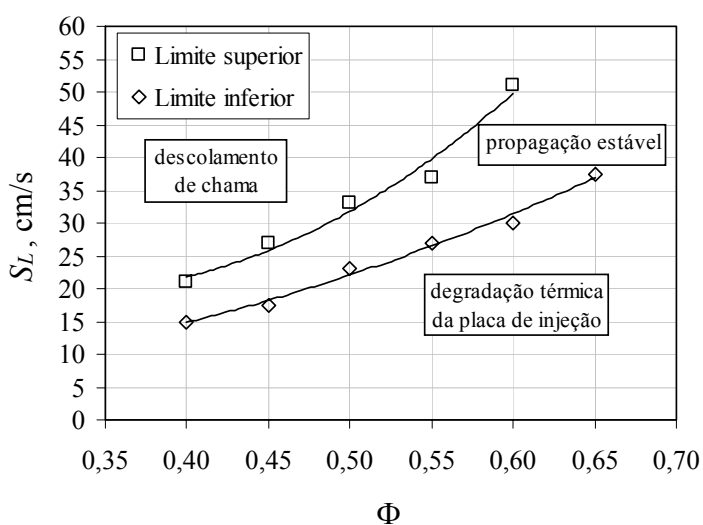


Figura 5.8 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso operando em ambiente aberto.

Não foi observado retorno de chama em nenhuma das relações de equivalências estudadas. Os testes foram interrompidos em baixas velocidades de chama devido a temperatura limite de degradação do material da placa de injeção. O valor desta velocidade limite varia para cada razão de equivalência. Na Tabela 5.2 são apresentados os valores destas velocidades, para cada razão de equivalência.

Tabela 5.2 – Valores das velocidades de chama limites para a degradação da placa de injeção.

Φ	$S_{L, \text{limite}}$
0,40	12
0,45	15
0,50	18
0,55	25
0,60	30
0,65	40

Esta alta temperatura na placa de injeção ocorre porque quando a velocidade do escoamento diminui, a frente de chama se ancora em regiões mais próximas a placa de injeção, conforme observado na Figura 5.3. Isto faz com que a resistência à perda de calor da chama para o ambiente seja maior, devido ao maior comprimento medido da frente de chama até a superfície externa do meio poroso. Com isso, mesmo diminuindo a potência total de operação, as temperaturas na placa de injeção são maiores. A alta temperatura na placa de injeção foi também observada por Hayashi et al. (2004).

A Figura 5.9 apresenta os limites de estabilidade de chama do queimador poroso radiante operando em ambiente aberto obtidos no presente trabalho (linha contínua) e os limites estabilidade obtidos por Pereira (2002) (linha tracejada). A diferença fundamental entre os dois trabalhos é a de que o queimador poroso estudado em Pereira (2002) não possuía placa de injeção e o mecanismo de estabilização de chamas era baseado na diferença de propriedades entre a RP e a REC. Assim, uma chama aproximadamente plana permanecia estabilizada na interface destas regiões.

Pode-se observar uma diferença entre os limites superior de estabilidade, sendo mais significativa para razões de equivalência menores que 0,50. Isto pode ser explicado a partir da observação do formato da chama. Ao fazer com que a frente de chama tenha formato cônico, sua área se torna, provavelmente, maior que a de uma frente de chama plana. Isto diminui a velocidade local do escoamento para uma mesma vazão da mistura reagente. Porém, a velocidade local de propagação da frente de chama é função da composição da mistura reagente e das condições de pré-aquecimento e mantém-se aproximadamente constante nas duas configurações. Com isso, uma chama cônica permaneceria estacionária a uma vazão volumétrica da mistura reagente maior que uma chama plana, ampliando o limite superior de estabilidade. Adicionalmente, a placa de injeção serve com isolante térmico do calor perdido para a região anterior às espumas cerâmicas, aumentando a temperatura local do meio poroso,

gerando uma maior velocidade de propagação da frente de chama e conseqüentemente, ampliando os limites de estabilidade.

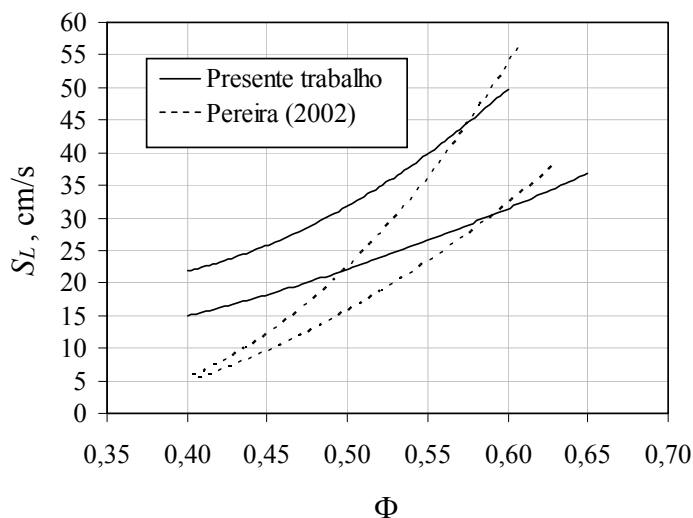


Figura 5.9 - Limites de estabilidade do queimador em ambiente aberto obtidos no presente trabalho (linha contínua) e os limites estabilidade obtidos por Pereira (2002) (linha tracejada).

No presente estudo, a mínima razão de equivalência testada foi de 0,40. Este valor é igual ao limite inferior de inflamabilidade da mistura reagente obtido por Pereira (2002). Porém, no presente trabalho foi possível estabilizar chamas com velocidades entre 15 cm/s e 22 cm/s, em $\Phi = 0,40$. Isto indica que o limite inferior de inflamabilidade, obtido com o queimador do presente trabalho, provavelmente é menor. As diferentes condições de isolamento, devido a placa de injeção e de pré-aquecimento, devido ao formato da chama, contribuem para este fato.

5.2.2. Em ambiente confinado

Na Figura 5.10 e na Figura 5.11 são apresentados os limites de estabilidade de chama do queimador poroso radiante operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$, respectivamente. De maneira geral, o comportamento do queimador poroso em ambiente confinado é semelhante ao comportamento em ambiente aberto, apresentando uma faixa de estabilidade parecida. O limite inferior de estabilidade de chama segue a mesma definição apresentada anteriormente. Em geral, os resultados indicam que não houve diferenças significativas nos limites inferiores de estabilidade de chama da operação em ambiente aberto e em ambiente confinado. As pequenas diferenças encontradas estão dentro da faixa de incertezas de medição das velocidades de chama. Ainda na Figura 5.10 é indicado o limite de

transição de chama cônica para chama plana na superfície do queimador. Este limite é identificável somente na operação com $T_f = 950^\circ\text{C}$, conforme comentado anteriormente.

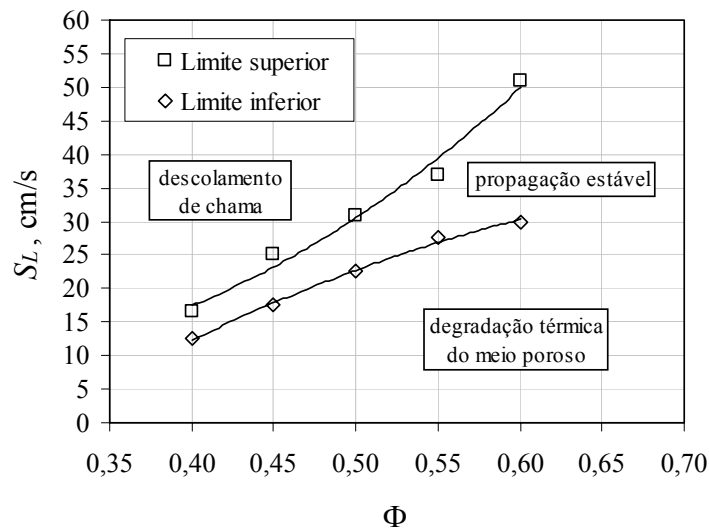


Figura 5.10 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando na fornalha com $T_f = 500^\circ\text{C}$.

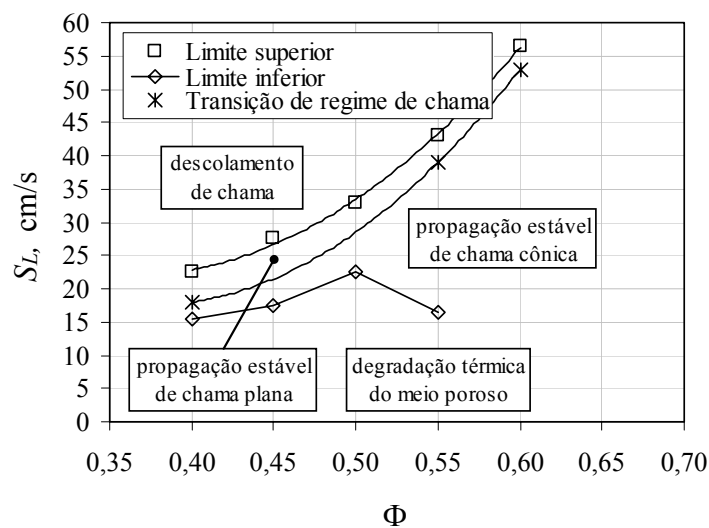


Figura 5.11 - Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando na fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

A operação do queimador em ambiente confinado foi fortemente limitada pela temperatura interna do meio poroso. Na Tabela 5.3 são apresentados os valores de velocidade de chama limite da degradação do meio, para cada razão de equivalência e para $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$. Pode-se observar uma grande diferença entre os valores da velocidade de chama limite para valores de Φ maiores que 0,55. Além disso, as máximas razões de equivalência em

que o queimador operou foram de 0,65 e 0,60 para $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$, respectivamente. Estas diferenças podem ser explicadas devido a menor perda de calor da chama para o ambiente com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

Este aumento da temperatura limita a operação do queimador poroso em ambiente confinado, indicando que pode haver uma temperatura máxima do ambiente para a operação do queimador poroso radiante.

Tabela 5.3 - Velocidade de chama limite da degradação do meio para cada razão de equivalência com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$

$T_f = 500^\circ\text{C}$		$T_f = 950^\circ\text{C}$	
Φ	S_L , cm/s	Φ	S_L , cm/s
0,50	3,0	0,50	9,0
0,55	3,0	0,55	13,5
0,60	9,0	0,60	32,5
0,65	11,0		

A Figura 5.12 apresenta os limites de estabilidade do queimador operando em ambiente aberto (linha contínua) e em ambiente confinado a $T_f = 500^\circ\text{C}$ (linha tracejada) e a $T_f = 950^\circ\text{C}$ (linha pontilhada). Pode-se observar que existe pouca diferença entre os limites em ambiente aberto e confinado. No entanto, pode-se observar que o limite superior em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$ apresenta valores ligeiramente maiores em todas as razões de equivalências estudadas. Como comentado anteriormente, a maior temperatura do ambiente diminui a perda de calor da chama para o ambiente, fazendo com que a chama apresente maior temperatura e, conseqüentemente, maior velocidade de propagação. Como conseqüência, é possível estabilizar chamas com vazões volumétricas da mistura reagente maiores em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$ do que com $T_f = 500^\circ\text{C}$. Cabe salientar que o limite superior de estabilidade para $T_f = 950^\circ\text{C}$ apresenta chamas em formato plano próximas a superfície do queimador e que esta condição não foi observada para $T_f = 500^\circ\text{C}$.

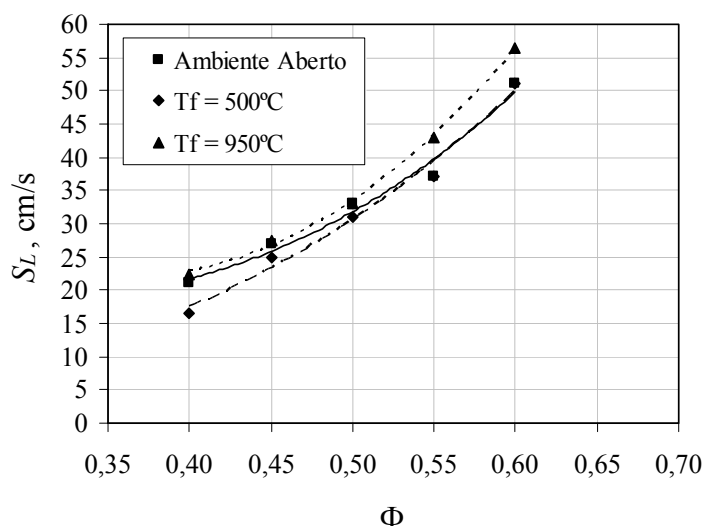


Figura 5.12 – Comparação entre os limites superiores de estabilidade do queimador poroso operando em ambiente aberto (linha contínua), na fornalha com $T_f = 500^\circ\text{C}$ (linha tracejada) e com $T_f = 950^\circ\text{C}$ (linha pontilhada).

Em resumo, as principais diferenças da operação em ambiente aberto e em ambiente confinado aconteceram em altas razões de equivalência, onde a temperatura do meio poroso limitou a operação do queimador em ambiente confinado.

A seguir, são apresentados e discutidos os resultados relativos às emissões de CO e NO_x do queimador poroso radiante.

5.3. Emissões de poluentes

A concentração das principais espécies químicas gasosas presentes nos produtos de combustão foram medidas nas condições experimentais apresentadas no Apêndice C. Devido à diferença entre os procedimentos de medição adotados em ambiente aberto e confinado, os resultados são apresentados em dois grupos separados e a comparação entre eles é feita apenas de forma qualitativa. Para os resultados obtidos em ambiente aberto são avaliados os efeitos da variação da posição de medição (r e h), da velocidade de chama (S_L) e da razão de equivalência (Φ) no IENO_x e no IECO . Já para os resultados obtidos em ambiente confinado, estes índices são avaliados em função da temperatura do ambiente (T_f), da velocidade de chama (S_L) e da razão de equivalência (Φ).

5.3.1. IENO_x e IECO do queimador poroso radiante

Na Figura 5.13 é apresentado o IENO_x do queimador poroso radiante em todas as condições experimentais estudadas. Os resultados foram divididos em três grupos de acordo

com a condição do ambiente, sendo elas: (1) operação em ambiente aberto, (2) operação em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e (3) operação em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$. Desta forma, pode-se observar qualitativamente os limites mínimo e máximo das emissões de NO_x do queimador poroso radiante.

Os resultados obtidos em ambiente aberto (condição 1) apresentam uma maior incerteza devido ao processo de medição, o que explica a maior dispersão dos dados experimentais. Nas condições experimentais estudadas em ambiente aberto, o queimador poroso radiante apresentou IENO_x que variou de 0,10 g/kg a 0,50 g/kg. Já nas condições experimentais estudadas em ambiente confinado, o queimador poroso radiante apresenta um IENO_x que variou de 0,05 g/kg a 0,35 g/kg. Apesar das diferenças entre os processos de amostragem, estes valores obtidos em ambiente aberto são consistentes com os resultados apresentados por Mital et al. (1997), que apresenta um IENO_x que varia entre 0,10 g/kg e 0,35 g/kg. Não foram encontrados dados na literatura para comparação das emissões de NO_x em ambiente confinado.

Na Figura 5.14 é apresentado o IECO do queimador poroso em todas as condições experimentais estudadas. Novamente, os resultados foram divididos em três grupos de acordo com a condição do ambiente. Os resultados em ambiente aberto apresentam maior dispersão, atribuída ao processo de medição.

O IECO do queimador operando em ambiente aberto variou entre 0,05 g/kg a 3,72 g/kg e em ambiente confinado entre 0,04 g/kg a 0,37 g/kg. Apesar da incerteza experimental, os resultados obtidos em ambiente aberto são consistentes com os resultados apresentados por Mital et al. (1997), onde o IECO variou entre 0,1 e 3,6 g/kg. Não foram encontrados dados na literatura para comparação das emissões de CO em ambiente confinado.

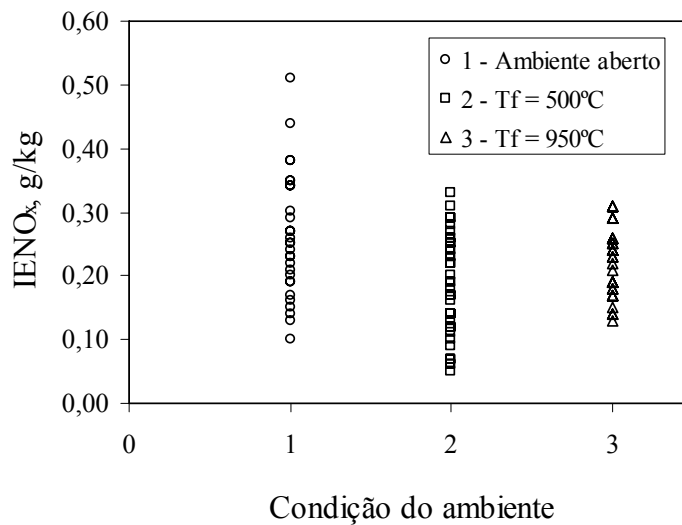


Figura 5.13 – IENO_x do queimador poroso radiante para diferentes condições de operação (todas as condições experimentais).

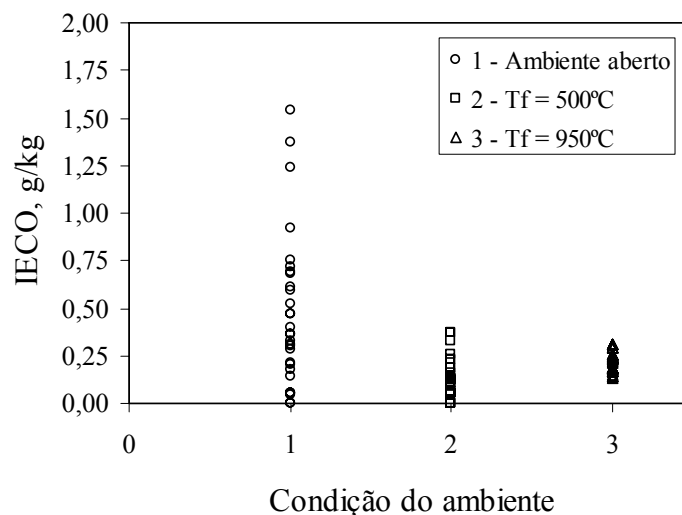


Figura 5.14 - IECO do queimador poroso radiante para diferentes condições de operação (todas as condições experimentais).

5.3.2. Emissões em ambiente aberto

Como comentado anteriormente, as medições em ambiente aberto apresentam uma incerteza devido a não homogeneidade da composição dos produtos de combustão na zona de medição. Para definir uma posição de coleta da amostra em ambiente aberto e estimar a ordem de grandeza do erro experimental, um estudo paramétrico da variação do IENO_x e do IECO, em função da variação da posição de medição, foi realizado e é apresentado a seguir.

5.3.2.1. Efeito da posição de medição

Nas medições realizadas em ambiente aberto, a composição dos produtos de combustão varia de acordo com a posição em que são coletados. Isto acontece devido a dois fatores principais. O primeiro é a diferente concentração das espécies químicas na fase gasosa na superfície de saída do queimador devido a fatores como a diferença no campo de temperaturas dentro do meio poroso e extinção de reações químicas próximo às paredes laterais. O segundo fator é o não congelamento das reações químicas no espaço entre a saída do queimador e entrada na sonda de amostragem.

Para definir uma posição da sonda de amostragem e conhecer a ordem de grandeza dos erros de medição relacionados, foram feitas medições variando a distância (r) da sonda ao centro do queimador e a altura (h) da sonda a superfície do queimador.

Na Figura 5.15 são apresentados o $IENOX_x$ e o $IECO$ calculados a partir das medições feitas com a sonda colocada a uma altura $h = 5$ mm e variando a distância (r) com o queimador operando com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s. Pode-se observar que o $IENOX_x$ é maior na região central ($r = 0$ mm) do que na região próxima ao isolamento lateral (20 mm $< r < 35$ mm). A diferença relativa entre os valores medidos na região central e na região próxima ao isolamento é na ordem de 50 %. Por outro lado, o $IECO$ é menor na região central do que na região próxima a superfície lateral, apresentando uma diferença relativa na ordem de 60 %. Retornando à Figura 5.1, observa-se uma pequena região central onde as temperaturas são maiores que 1500°C. A partir desta temperatura a formação de NO via mecanismo térmico passa a ser significativa, o que explica o maior $IENOX_x$ na região central do queimador. Por outro lado, o gradiente de temperaturas próximo à parede lateral indica que há perda de calor para o ambiente, o que pode provocar a extinção de reações químicas próximo à parede e consequentemente o aumento das emissões de CO nesta região.

Estes resultados são consistentes com os resultados apresentados Brenner et al. (2000), quanto à maior formação de NO_x na região central e extinção de reações químicas próximo às paredes com perda de calor. Também são consistentes com os resultados de medições das concentrações locais das espécies químicas apresentados por Mital et al. (1997).

Na Figura 5.16 são apresentados os resultados do $IENOX_x$ e do $IECO$, calculados a partir das medições feitas com a sonda posicionada em $r = 0$ mm e variando a altura (h) em relação à superfície do queimador, para as mesmas condições experimentais apresentadas anteriormente. Os resultados indicam que houve pouca variação no $IENOX_x$ com a variação da altura de medição. Isto indica que não há formação de NO_x em regiões acima do queimador poroso. Por outro lado, o $IECO$ varia de 0,32 g/kg a 0,13 g/kg para $h = 5$ mm e $h = 50$ mm,

respectivamente, apresentando uma diferença relativa na ordem de 60 %. Para $h > 50$ mm, o IECO é aproximadamente constante. Isto indica que pode haver reação de oxidação do CO em CO₂, mesmo em regiões fora do meio poroso e para $h < 50$ mm.

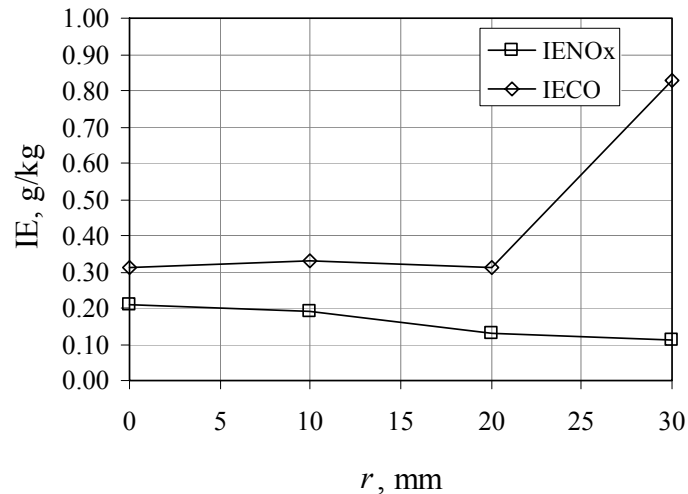


Figura 5.15 - IENO_x e o IECO calculados a partir das medições feitas com a sonda colocada a uma altura $h = 5$ mm e variando a distância (r), para $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s

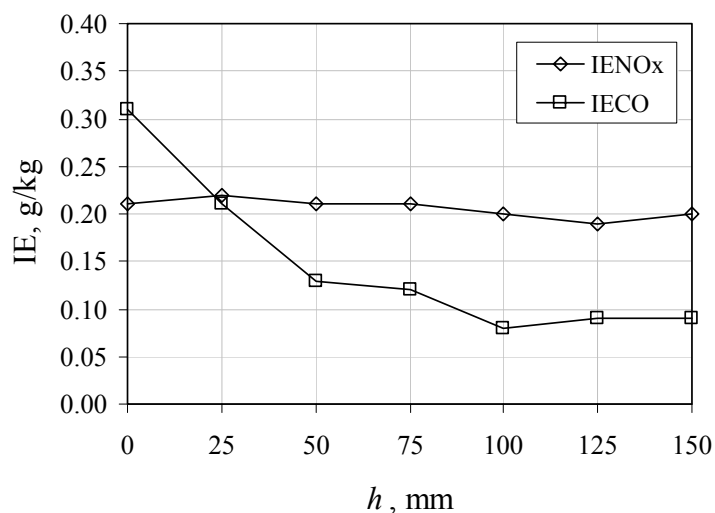


Figura 5.16 – IENO_x e IECO calculados a partir das medições feitas com a sonda colocada em $r = 0$ mm e em várias alturas (h) da superfície do queimador poroso e operando com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s.

Foi definida que a sonda de amostragem ficaria posicionada em $r = 0$ mm e $h = 5$ mm. Sabe-se que as medições feitas nesta posição ocasionam incertezas nas estimativas do IENO_x e do IECO globais. Porém, os valores podem ser comparados entre si, visto que a posição da sonda não foi alterada durante todo o período de medição.

5.3.2.2. Efeito da velocidade de chama

Na Figura 5.17 são apresentadas os I_{NO_x} em função da velocidade de chama e da razão de equivalência. Em geral, observa-se que I_{NO_x} aumenta quando a velocidade de chama é diminuída. Isto pode ser atribuído a dois fatores diretamente relacionados com a formação de NO via mecanismo térmico: o tempo de residência e a temperatura da chama.

O primeiro fator, o tempo de residência, é inversamente proporcional à velocidade de chama, ou seja, quanto menor a velocidade maior é o tempo de residência dos produtos de combustão em uma zona quente.

O segundo fator, a temperatura de chama, está fortemente relacionado com a posição da frente de chama dentro do meio poroso. Na Figura 5.18 são apresentadas as temperaturas de chama (T_{ch}), aqui definidas como a máxima temperatura medida dentro do meio poroso em uma condição experimental, em função da velocidade de chama e da razão de equivalência. Observa-se que, mesmo diminuindo a potência total quando a velocidade de chama é diminuída, a temperatura de chama aumenta. Conforme apresentado na Seção 5.1, ao diminuir a velocidade, a frente de chama se estabiliza mais próximo da placa de injeção. Isto faz com que aumente a resistência à perda de calor da chama para o ambiente externo, devido ao maior comprimento do meio poroso à frente da chama, aumentando assim a temperatura da chama.

De maneira geral, os resultados apresentados na literatura tem comportamento contrário aos aqui apresentados, mostrando uma tendência de diminuição das emissões de NO_x quando a velocidade de chama é diminuída. Esta diferença é atribuída aos diferentes mecanismos de estabilização de chama. Os queimadores estudados nesses trabalhos são basicamente construídos a partir de camadas de espumas cerâmicas de diferentes propriedades e sem uma placa de injeção da mistura reagente. A chama permanece estabilizada na interface das espumas, tendo assim pouca variação da sua posição e conseqüentemente da resistência à perda de calor da chama para o ambiente. A diminuição da velocidade de chama ocasiona nestes queimadores uma menor temperatura de chama e conseqüente menor emissão de NO_x . Conclui-se que no presente estudo, a grande variação da posição da frente de chama é um fator predominante nas emissões de NO_x .

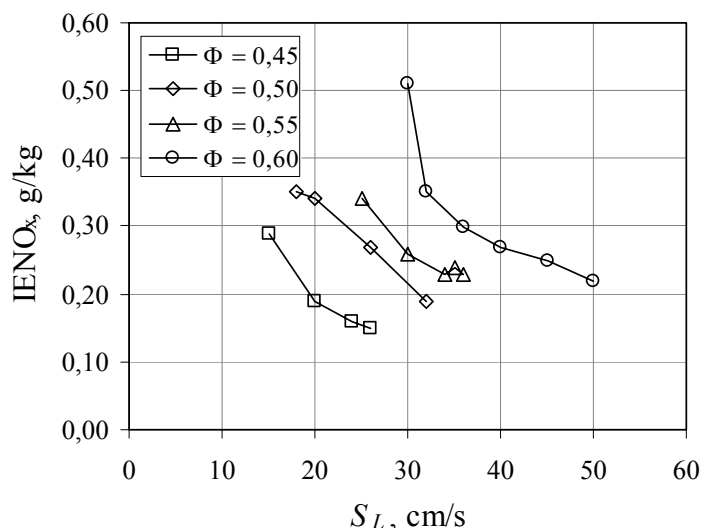


Figura 5.17 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente aberto.

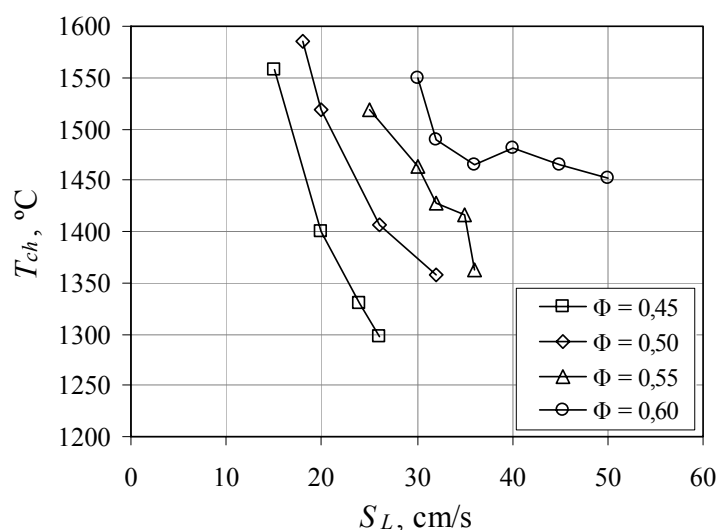


Figura 5.18 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente aberto.

Na Figura 5.19 é apresentado o IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência. Observa-se que o IECO apresenta uma forte tendência de crescimento com o aumento da velocidade de chama, em todas as razões de equivalência estudadas. Esta tendência pode ser explicada como resultado dos mesmos fatores que influenciam as emissões de NO_x, o tempo de residência e a temperatura de chama. A oxidação de CO para CO₂ é lenta e requer certo tempo de residência em uma zona quente para ser completada. Em altas velocidades, a chama está mais próxima da superfície do queimador e o tempo de residência é pequeno. Adicionalmente, as temperaturas de chama diminuem com o aumento da

velocidade, o que ocasiona também a diminuição das taxas de reação e conseqüentemente da conversão de CO para CO₂. Esta tendência de aumento das emissões de CO com a velocidade de chama foi também observada em outros trabalhos (Hsu, 1993 e Khanna et al., 1994).

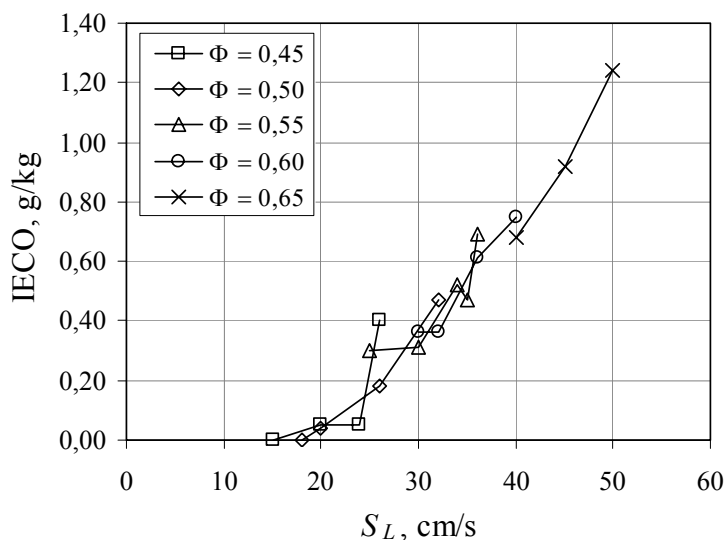


Figura 5.19 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.

5.3.2.3. Efeito da razão de equivalência

O efeito da razão de equivalência no I_{NO_x} pode ser explicado a partir dos resultados apresentados nas Figura 5.17 e Figura 5.18. Observa-se que para uma mesma velocidade de chama o I_{NO_x} cresce na medida em que a razão de equivalência é aumentada. Por exemplo, para a $S_L = 30$ cm/s, o I_{NO_x} para $\Phi = 0,50$ obtido por interpolação, é de aproximadamente 0,22 g/kg. Quando a razão de equivalência é aumentada para 0,55 e 0,60 observa-se que o I_{NO_x} passa a 0,26 g/kg e 0,40 g/kg, respectivamente. Este comportamento é observado em todas as razões de equivalência estudadas e nas faixas de velocidade de chama estáveis. Estes resultados são explicados pelo aumento da temperatura de chama com o aumento da razão de equivalência, como observado na Figura 5.18, o que ocasiona maior formação de NO via mecanismo térmico. Além disso, a formação de NO via mecanismo *prompt* é mais significativa em razões de equivalência maiores. Este aumento das emissões de NO_x com a razão de equivalência foi também observado por Mital et al. (1997)

Os efeitos da razão de equivalência no IECO não são evidentes a partir da análise dos resultados apresentados na Figura 5.19. Observa-se que nas condições experimentais estudadas, o IECO é independente da razão de equivalência para uma mesma velocidade de chama. Porém, observa-se que o IECO é maior em razões de equivalência e velocidades de chamas maiores. Para demonstrar melhor este efeito, na Tabela 5.4 apresenta-se o $IECO_{min}$ e o

IECO_{max} obtidos em cada razão de equivalência, bem como a faixa de velocidades de chamas estáveis. Pode-se observar que quanto maior é a razão de equivalência, maiores são as velocidades de chama estáveis e conseqüentemente maior é o IECO. Por exemplo, para $\Phi = 0,50$ e $\Phi = 0,60$, as faixas de chamas estáveis são de 18 a 32 cm/s e de 30 a 50 cm/s enquanto que o IECO varia de 0,00 a 0,47 g/kg e 0,36 e 1,24 g/kg, respectivamente. Este aumento no IECO está relacionado com a diminuição do excesso de ar quando a razão de equivalência é aumentada.

Khanna et al. (1994) também observaram diferentes faixas de chamas estáveis ocasionando diferentes emissões de CO para cada razão de equivalência estudada. Os resultados mostram que as maiores emissões ocorrem em maiores razões de equivalência. Além disso, este trabalho mostra que as emissões de CO aumentam em valores baixos de razão de equivalência e velocidade de chama. Isto é atribuído à extinção das reações devido a proximidade do limite inferior de inflamabilidade da mistura reagente. Este comportamento não foi observado no presente estudo.

Tabela 5.4 – IECO_{min}, IECO_{max} e a faixa de velocidade de chamas estáveis obtidos em cada razão de equivalência

Φ	Faixa de S_L estável, cm/s	IECO _{min} , g/kg	IECO _{max} , g/kg
0,45	15 a 26	0,00	0,40
0,50	18 a 32	0,00	0,47
0,55	25 a 36	0,30	0,59
0,60	30 a 50	0,36	1,24

5.3.3. Emissões em ambiente confinado

Conforme apresentado no Capítulo 4, as medições das concentrações das espécies químicas gasosas em ambiente confinado foram realizadas com a sonda de amostragem posicionada na chaminé da fornalha. Este procedimento garante a coleta da amostra com composição homogênea, evitando os erros devido ao posicionamento da sonda.

A seguir, o IENO_x e o IECO do queimador poroso operando em ambiente confinado são apresentados e os efeitos da temperatura das paredes da fornalha (T_f), da velocidade de chama (S_L) e da razão de equivalência (Φ) são apresentados e discutidos.

5.3.3.1. Efeito da velocidade de chama

Na Figura 5.20 e na Figura 5.21 são apresentados os I_{NO_x} em função da velocidade de chama e da razão de equivalência com o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$, respectivamente. De maneira geral, observa-se que em razões de equivalência baixas, ou seja, para $\Phi < 0,50$, o I_{NO_x} aumenta quando a velocidade de chama é diminuída. Esta tendência não é visualizada em razões de equivalência maiores devido a forte dispersão dos dados. Estes resultados são consistentes com os resultados obtidos na operação em ambiente aberto, onde era clara a tendência de aumento do I_{NO_x} . Contribuem para este aumento o maior tempo de residência e a maior temperatura de chama obtidos em baixas velocidades de chama.

A dispersão dos dados, principalmente dos obtidos em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$, pode ser atribuída aos fatores descritos a seguir. Os valores medidos da concentração de NO_x nas amostras foram em geral muito baixos, variando de 0,5 a 7,0 ppm. Apesar do procedimento de calibração ter sido feito para a faixa de 0,0 a 20,0 ppm, estes valores são muito próximos da menor resolução do instrumento (0,1 ppm), o que ocasiona uma incerteza relativa grande. Outro fator que pode gerar dispersão dos dados experimentais é a deterioração do meio poroso ao longo do período de testes. Adicionalmente, foi observado que no final do período de testes, pequenas partículas que se soltaram do interior da fornalha se depositaram na superfície do queimador. Imagens do queimador poroso radiante, antes e após o uso, podem ser observadas no Apêndice D. Estes dois últimos fatores podem gerar mudanças nas propriedades radiantes superficiais do meio poroso, alterando as características de estabilização de chama. Com isso, os valores de medição feitos em períodos diferentes podem apresentar uma grande dispersão. Para minimizar este problema, foram selecionados para análise apenas os dados obtidos em um período de tempo, logo após a montagem do queimador.

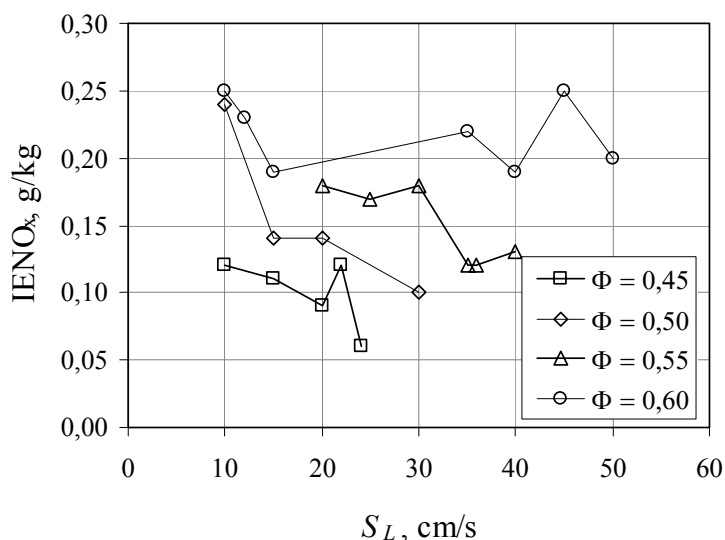


Figura 5.20 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 500^\circ\text{C}$.

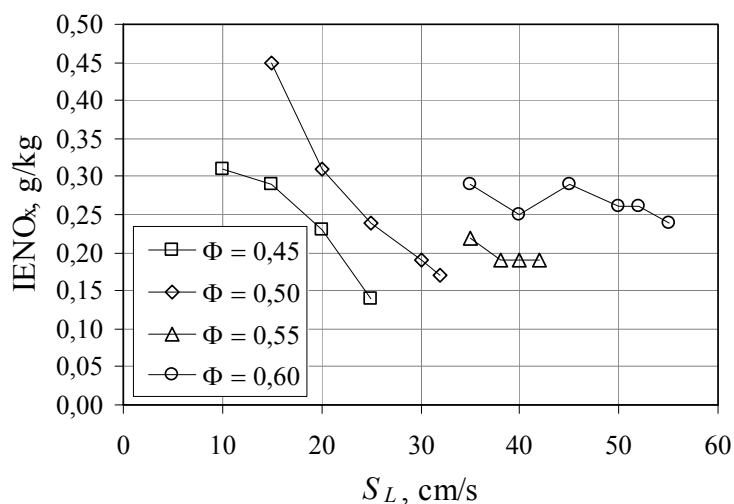


Figura 5.21 – IENO_x em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 950^\circ\text{C}$.

Na Figura 5.22 e na Figura 5.23 são apresentados os IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência com o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$, respectivamente. Ao contrário dos resultados obtidos em ambiente aberto, o IECO do queimador em ambiente confinado não apresentou tendência de crescimento com o aumento da velocidade de chama. Como os procedimentos de amostragem das espécies gasosas são diferentes em ambiente aberto e em ambiente confinado, isto pode explicar a diferença de comportamento das emissões. Em ambiente aberto, a sonda coleta a amostra imediatamente após os gases deixarem a superfície do queimador, congelando as

reações químicas. Conforme visto na seção 5.3.2.1, podem ocorrer reações químicas acima da superfície do queimador, fazendo com que existam diferenças entre o IECO medido na superfície e a uma distância de 50 mm dela. Isto pode acontecer também em ambiente confinado, gerando diferenças entre a concentração de CO na saída do queimador e na saída da fornalha. Este efeito pode se sobrepor aos efeitos da velocidade de chama, fazendo com que as emissões globais de CO sejam independentes desta.

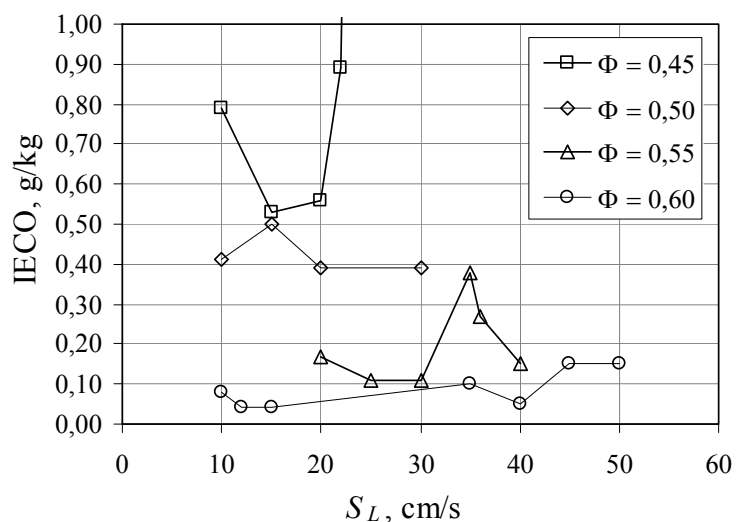


Figura 5.22 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 500^\circ\text{C}$.

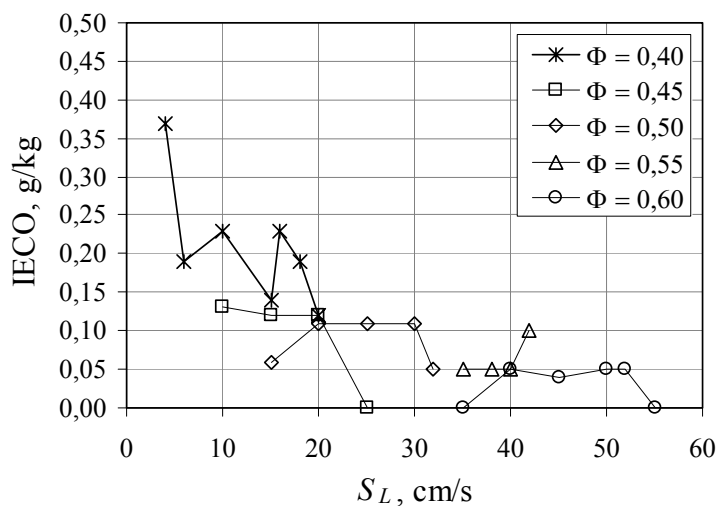


Figura 5.23 – IECO em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para $T_f = 950^\circ\text{C}$.

5.3.3.2. Efeito da razão de equivalência

Os efeitos da razão de equivalência no $I\text{ENO}_x$ do queimador em ambiente confinado podem ser observadas a partir da Figura 5.20 e da Figura 5.21. De maneira geral, observa-se que os efeitos são bastante semelhantes aos discutidos nas emissões em ambiente aberto, ou seja, o $I\text{ENO}_x$ aumenta com o aumento da razão de equivalência. Na Figura 5.24 e na Figura 5.25 são apresentadas as temperaturas de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência. Os resultados confirmam a semelhança com a operação em ambiente aberto, pois a temperatura máxima aumenta quando a velocidade de chama é diminuída ou a razão de equivalência é aumentada.

Os efeitos da razão de equivalência no IECO são avaliados a partir da Tabela 5.5, onde são apresentados o IECO_{\min} e o IECO_{\max} , em função da razão de equivalência e da temperatura do ambiente. Os resultados indicam que o IECO diminui quando a razão de equivalência é aumentada. Em resumo, as emissões de CO dependem de três fatores, sendo eles: o tempo de residência, a temperatura da chama e o excesso de ar. Com o aumento da razão de equivalência ocorre a diminuição do excesso de ar e conseqüentemente o aumento das emissões de CO. Adicionalmente, em razões de equivalência maiores, são maiores as velocidades de chamas estáveis, o que reduz o tempo de residência e também contribuem para o aumento das emissões de CO. Por outro lado, a temperatura na zona de combustão aumenta com a razão de equivalência, o que diminui as emissões de CO na saída do queimador e, devido a maior temperatura do escoamento, ocorre a oxidação de CO em CO_2 . Entende-se que este efeito é predominante sobre a diminuição do excesso de ar e contribui para diminuir as emissões de CO em ambiente confinado.

Tabela 5.5 - IECO em função da razão de equivalência e da temperatura do ambiente.

Φ	$T_f = 500^\circ\text{C}$		$T_f = 950^\circ\text{C}$	
	IECO_{\min}	IECO_{\max}	IECO_{\min}	IECO_{\max}
0,40	1,11	8,45	0,12	0,37
0,45	0,53	3,72	0,11	0,13
0,50	0,39	0,50	0,05	0,11
0,55	0,11	0,38	0,05	0,10
0,60	0,04	0,11	0,00	0,05

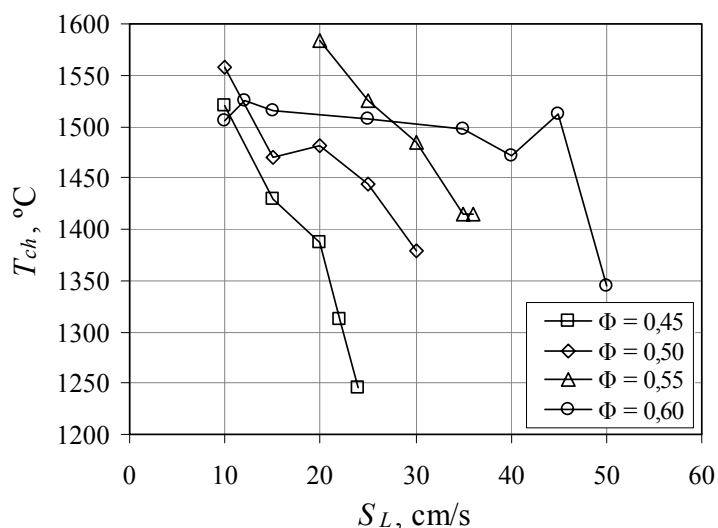


Figura 5.24 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$.

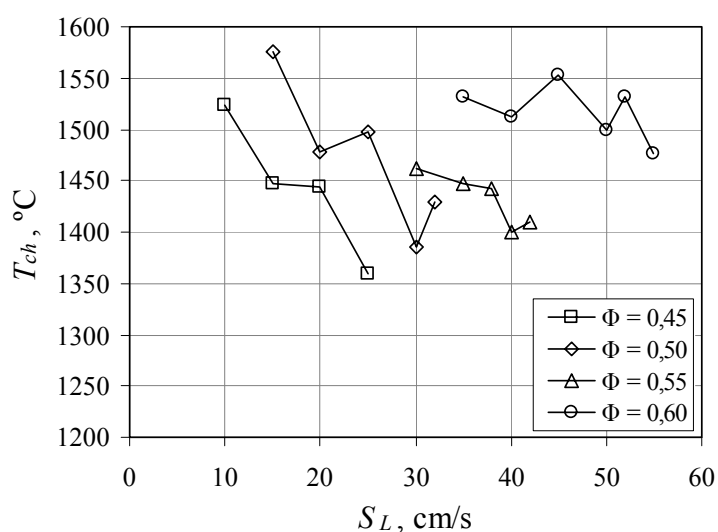


Figura 5.25 – Temperatura de chama em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

5.3.3.3. Efeito das condições do ambiente

A partir da análise da Figura 5.20 e da Figura 5.21, pode-se observar que o $I\text{ENO}_x$ do queimador em ambiente confinado a $T_f = 950^\circ\text{C}$ é maior que a $T_f = 500^\circ\text{C}$. O seguinte experimento foi realizado para investigar esta dependência. Com o sistema de aquecimento da fornalha desligado, uma frente de chama com $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s foi estabilizada. Neste momento, o sistema de aquecimento da fornalha foi ligado e as temperaturas das paredes foram sendo aumentadas até $T_f = 950^\circ\text{C}$. A cada nova temperatura da fornalha, uma nova

medição da concentração das espécies químicas foi feita. Os resultados destas medições são apresentados a seguir.

Na Figura 5.26 é apresentado o I_{NO_x} em função da temperatura da fornalha para o queimador operando em $\Phi = 0,55$ e $S_L = 30$ cm/s. Pode-se observar que o I_{NO_x} aumenta com a temperatura da fornalha, passando de 0,12 g/kg para $T_f = 250^\circ\text{C}$ a 0,29 g/kg em $T_f = 900^\circ\text{C}$. Isto representa um aumento de cerca de 140 %. Na Figura 5.27 são apresentadas as temperaturas de chama em função da temperatura da fornalha. Observa-se um ligeiro aumento na temperatura de chama à medida que a temperatura da fornalha é aumentada. Este aumento pode ser atribuído a menor perda de calor da chama para o ambiente, à medida que a temperatura da fornalha é aumentada. Este aumento na temperatura da chama favorece a formação de NO via mecanismo térmico o que explica as maiores emissões de NO_x .

No sentido de verificar a influência da temperatura de chama nas emissões de NO_x , foram calculadas as frações molares de equilíbrio NO e NO_2 para a combustão de metano e ar seco padrão na razão de equivalência de 0,55 em várias temperaturas dos produtos (Reynolds, 1986). Assumiu-se a pressão como $p = 1$ atm, temperatura dos reagentes $T_n = 25^\circ\text{C}$ e os produtos de combustão como CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , CH_4 , CO, NO, NO_2 e H_2 . Os resultados mostram que o NO_x de equilíbrio é 25 % maior para $T_{ch} = 1500^\circ\text{C}$ do que para $T_{ch} = 1440^\circ\text{C}$. Isto indica a forte dependência das emissões de NO_x com a temperatura de chama e a necessidade de controle desta temperatura na operação de queimadores porosos radiantes em ambiente confinado.

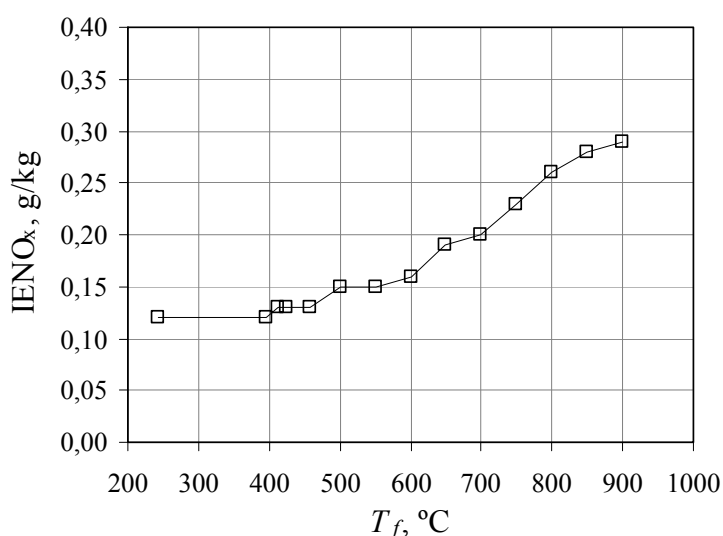


Figura 5.26 - I_{NO_x} em função da temperatura da fornalha.

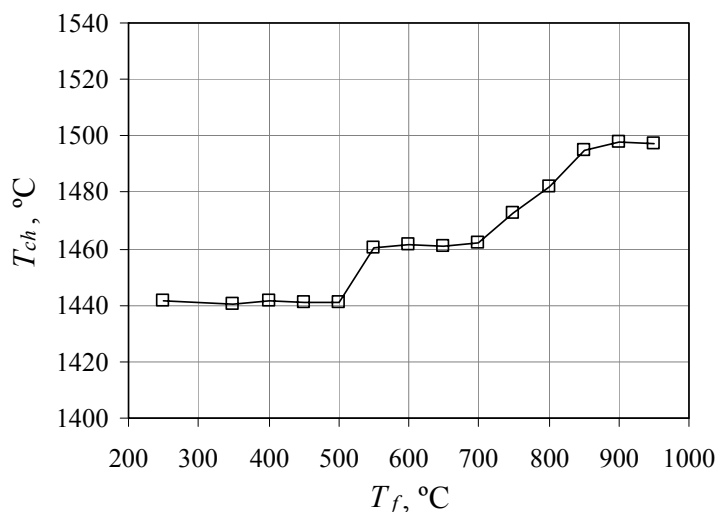


Figura 5.27 - Temperaturas de chama em função da temperatura da fornalha.

Por outro lado, o IECO diminui com a temperatura da fornalha. Isto pode ser visualizado na Figura 5.28, onde é apresentado o IECO em função da temperatura da fornalha. Observa-se que o IECO cai de 0,34 g/kg para $T_f = 250^\circ\text{C}$ até zero em $T_f = 900^\circ\text{C}$. Esta forte queda é atribuída aos fatores já comentados tais como a temperatura de chama, que contribui para diminuir o CO na saída do queimador e a temperatura da fornalha que contribui para a oxidação do CO em CO_2 dentro da fornalha.

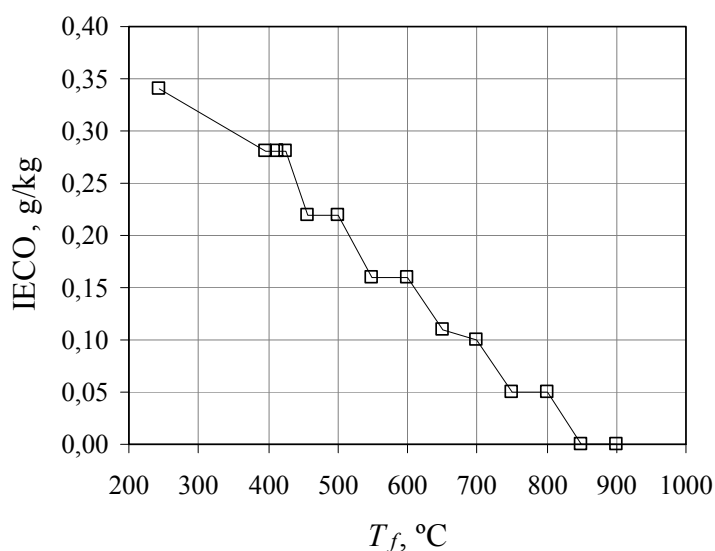


Figura 5.28 - IECO em função da temperatura da fornalha.

5.4. Eficiência de radiação

A eficiência de radiação do queimador foi estimada para todas as condições de operação em ambiente aberto e confinado. Estas estimativas foram feitas de forma indireta,

por meio da medição das temperaturas da superfície do queimador e do ambiente e com o uso de um modelo de troca de calor radiante entre superfícies.

A seguir, os resultados da eficiência de radiação do queimador poroso radiante são apresentados e discutidos de acordo com as diferentes condições de operação.

5.4.1. Em ambiente aberto

Na Figura 5.29 são apresentados os resultados da eficiência de radiação do queimador operando em ambiente aberto em função da velocidade de chama e da razão de equivalência. De forma geral, a eficiência de radiação diminui com o aumento da velocidade de chama e esta tendência é observada mais claramente em maiores razões de equivalência. Por outro lado, a eficiência é aproximadamente constante em diferentes razões de equivalência e na mesma velocidade de chama. Os valores variaram entre 22 % a 33 %. Pereira (2002) mediu a eficiência de radiação de um queimador poroso radiante operando com a frente de chama estabilizada na interface entre a RP e a REC, com um procedimento experimental semelhante ao utilizado no presente estudo. Apesar da diferença entre os mecanismo de estabilização de chama, os resultados do presente estudo são consistentes com os apresentados por Pereira (2002), que foram entre 20 % a 30 %.

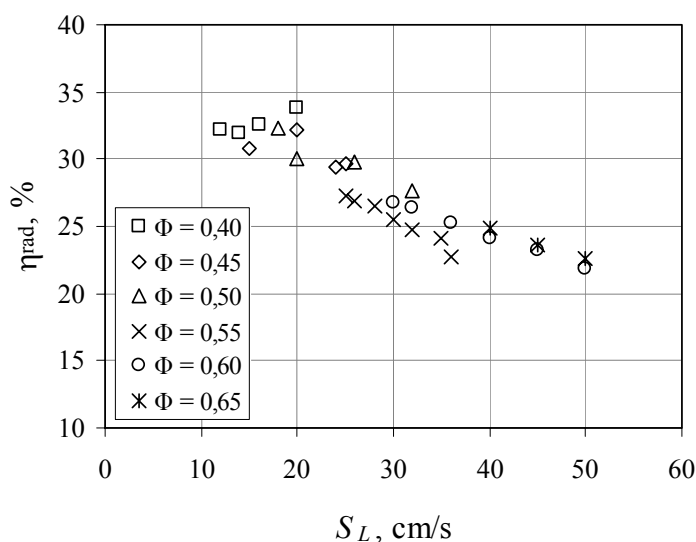


Figura 5.29 – Eficiência de radiação do queimador operando em ambiente aberto em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.

Khanna et al. (1994) mediram a eficiência de radiação de um queimador poroso radiante com a frente de chama estabilizada na interface entre a RP e a REC, através de uma câmera de termografia a infravermelho. Os resultados indicam que a eficiência de radiação

variou entre 16 % e 25 %. Os resultados do presente estudo são consistentes com os deste trabalho, que mostra que a eficiência cai com o aumento da velocidade de chama e é aproximadamente constante com a variação da razão de equivalência em uma mesma velocidade. As diferenças entre os valores da eficiência de radiação podem ser atribuídas aos seguintes fatores. O queimador estudado em Khanna et al. (1994) operava em razões de equivalência maiores que no presente estudo, entre 0,60 a 0,87. Isto faz com que as velocidades de chamas estáveis sejam maiores e consequentemente as eficiências de radiação sejam menores.

Na Figura 5.30 são apresentados os resultados da eficiência do transporte convectivo de energia em função da velocidade de chama e da razão e equivalência. Observa-se que os valores desta eficiência são entre 65 % e 75 % para todas as condições experimentais em ambiente aberto. Ao somar os valores desta eficiência com os da eficiência de radiação para cada condição experimental obtém-se valores entre 90 % e 95 %. Estes valores estão de acordo com o balanço de energia no queimador que requer que a soma das taxas de transferência de calor radiante (\dot{Q}_{rad}), convectiva (\dot{Q}_u) e de perda de calor pelo isolamento do queimador sejam iguais a taxa de liberação de energia térmica (\dot{S}_r). Estima-se, portanto, entre 5 % a 10 % as perdas de calor pelo isolamento do queimador. Este valor é consistente com os valores medidos por Oliveira et al., (2004a). Cabe lembrar que estas eficiências apresentam incertezas de medição que variam entre 15 % a 20 % dos valores apresentados

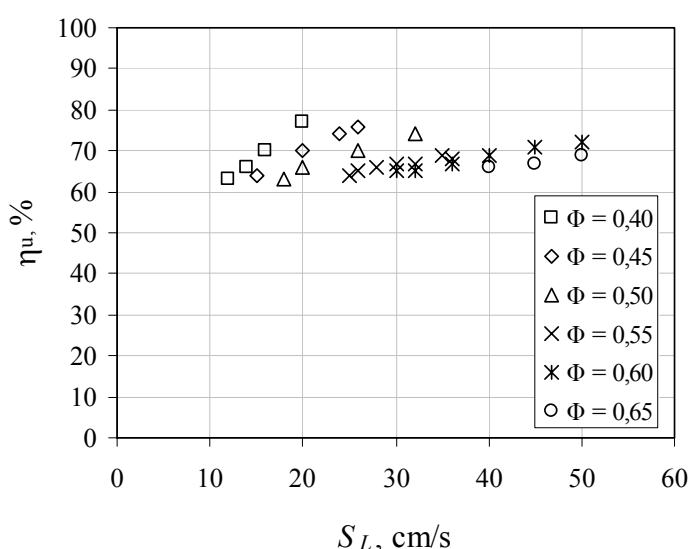


Figura 5.30 - Eficiência do transporte convectivo de energia do queimador operando em ambiente aberto em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.

Na Figura 5.31 são apresentados os resultados da eficiência de radiação e do transporte convectivo de energia em função da taxa de liberação de energia térmica do processo de combustão. Pode-se observar no eixo horizontal que a faixa de potências de operação do queimador em ambiente aberto foi entre 0,6 kW e 4,0 kW. Uma parcela desta energia é transmitida por radiação e outra é carregada pelo produtos de combustão de acordo com as eficiências de cada ponto de operação. Observa-se que as condições experimentais de maiores potências apresentam menores eficiências de radiação, enquanto que a eficiência convectiva é aproximadamente constante.

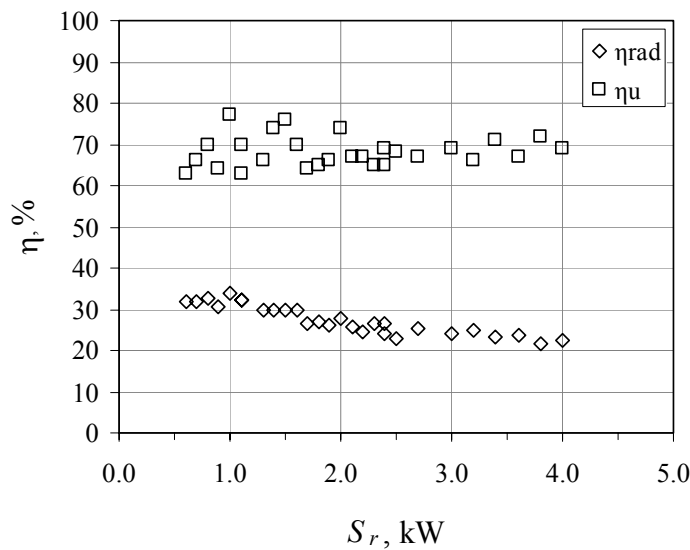


Figura 5.31 - Eficiência de radiação e de transporte convectivo de energia em função da taxa de liberação de energia térmica do processo de combustão.

5.4.2. Em ambiente confinado

Para estimar a taxa de transferência de calor radiante do queimador para a fornalha, foi considerado um modelo de troca de calor radiante entre superfícies com temperaturas prescritas. As superfícies da fornalha e do queimador foram consideradas como cinzas, opacas e difusas. As temperaturas foram medidas conforme apresentado no Capítulo 3. As equações de cálculo bem como as propriedades das superfícies são apresentadas no Apêndice E. A partir deste modelo, pode-se avaliar a eficiência de radiação de forma qualitativa e comparar seu comportamento com os resultados obtidos em ambiente aberto.

Na Figura 5.32 são apresentados os resultados da eficiência de radiação em função da velocidade de chama para todas as condições experimentais estudadas em ambiente aberto e confinado. Os resultados foram divididos em três grupos de acordo com a condição do ambiente. De maneira geral, pode-se observar que a eficiência cai na operação em ambiente

confinado, em comparação com ambiente aberto. Os valores variaram entre 15 % a 25 % para ambiente confinado a $T_f = 500^\circ\text{C}$ e foram menores que 8 % para $T_f = 950^\circ\text{C}$. Estes resultados indicam que há uma menor perda de calor por radiação em ambiente confinado e que esta perda diminui com o aumento da temperatura do ambiente. Isto justifica as observações de aumento da temperatura de chama para o queimador em operação confinado e conseqüente aumento das emissões de NO_x e redução das de CO apresentadas na seção 5.3.3.3. Para a operação com $T_f = 950^\circ\text{C}$ e velocidade de chama em torno de 10 cm/s, a eficiência de radiação apresentou valores próximos de zero. Isto significa que a superfície do queimador está em equilíbrio térmico com a fornalha, não havendo troca líquida de calor por radiação entre as mesmas.

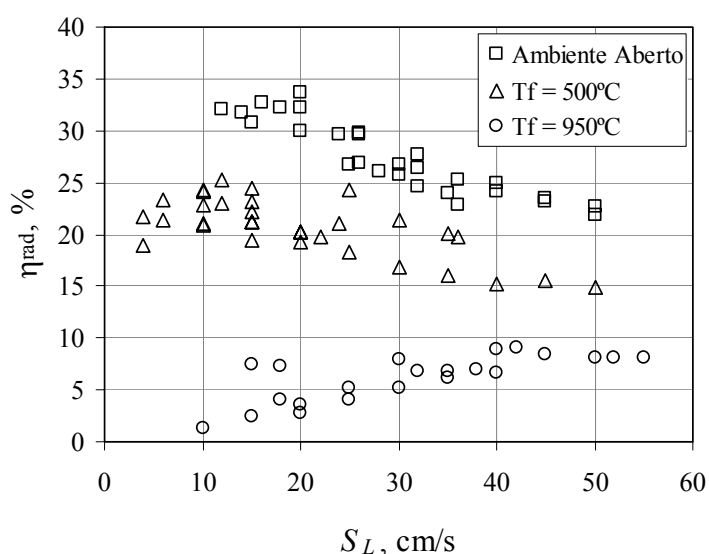


Figura 5.32 – Eficiência de radiação do queimador em todas as condições experimentais em função da velocidade de chama.

Na Figura 5.33, apresenta-se a temperatura máxima na superfície do meio poroso em função da velocidade de chama em todas as condições experimentais. Os dados foram divididos de acordo com a condição do ambiente, sendo elas em ambiente aberto, $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$. Os resultados indicam que a operação em ambiente confinado apresenta menor diferença entre as temperaturas superficiais máximas e a temperatura no ambiente do que na operação em ambiente aberto. Esta diferença diminui quando a temperatura do ambiente é aumentada e representa um menor potencial de troca de calor radiante entre as superfícies e, conseqüentemente, uma menor eficiência de radiação. Observa-se ainda que não existem diferenças significativas entre as temperaturas superficiais máximas em ambiente aberto e em ambiente confinado a $T_f = 500^\circ\text{C}$. Isto indica que a operação do queimador é pouco

influenciada em termos da temperatura superficial para o ambiente confinado a $T_f = 500^\circ\text{C}$, sendo que sofre maior influência na operação a $T_f = 950^\circ\text{C}$.

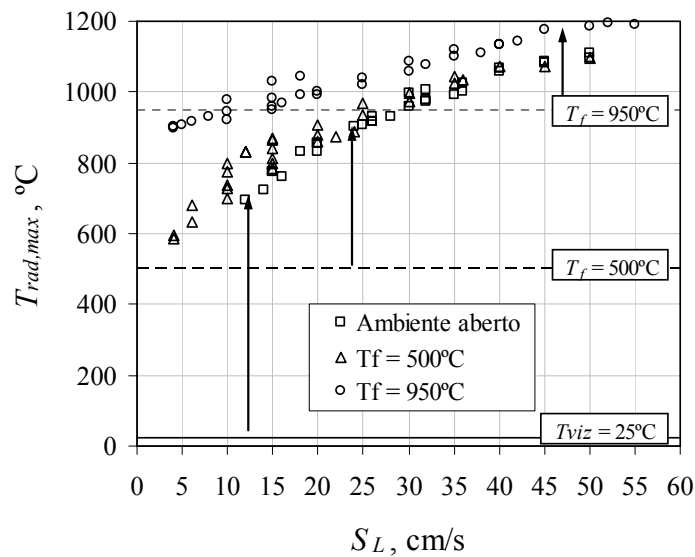


Figura 5.33 – Temperatura máxima na superfície do meio poroso em função da velocidade de chama em todas as condições experimentais.

5.5. Eficiência de recirculação de calor

A eficiência de recirculação de calor, definida a partir da Equação (2.9), representa uma estimativa da parcela da potência total necessária para aquecer a mistura reagente a temperaturas acima da temperatura de chama adiabática. A magnitude desta elevação de temperatura variou de acordo com a condição experimental, atingindo valores próximos a 350°C em baixas velocidades de chama. Cabe lembrar que esta parcela de energia não é transportada para fora do queimador poroso e, portanto, não é avaliada em um balanço de energia no queimador.

Na Figura 5.34 são apresentados os resultados da eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência para a operação em ambiente aberto. Pode-se observar que esta eficiência diminui fortemente com o aumento da velocidade de chama. Para baixas velocidades, a eficiência de recirculação de calor alcança valores em torno de 40 %. Já para altas velocidades esta eficiência diminui para em torno de 5 %. Esta tendência de diminuição é um resultado direto da diminuição da temperatura de chama com o aumento da velocidade de chama, conforme explicado anteriormente. Estes resultados são consistentes com os resultados do estudo numérico apresentado por Barra e Ellzey (2004).

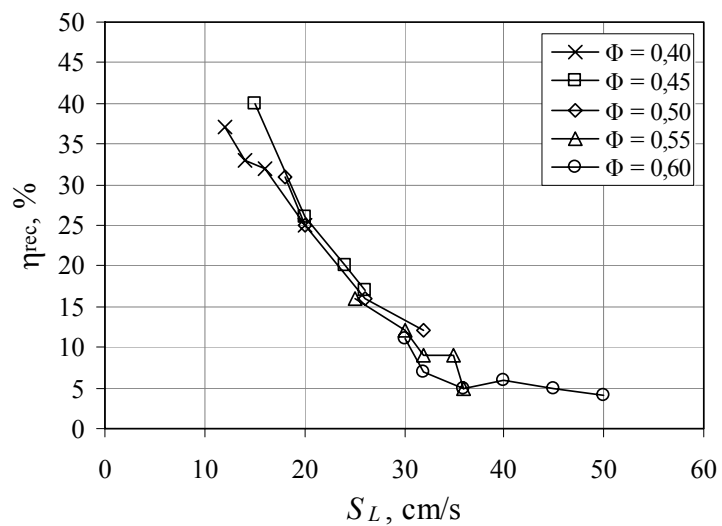


Figura 5.34 - Eficiência de recirculação de calor em função da velocidade de chama e da razão de equivalência.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1. Conclusões

Neste trabalho, um conceito fluidodinâmico de estabilização de chamas em queimadores porosos radiantes é analisado. Este conceito utiliza uma placa com um orifício para injeção da mistura reagente na cerâmica porosa. O queimador estudado é formado por duas placas de espuma cerâmica com diferentes tamanhos de poros. Medições detalhadas dos limites de estabilidade de chama, das emissões de CO e de NO_x e da eficiência de radiação foram realizadas para o queimador radiante operando em ambiente aberto e confinado em um ambiente a elevada temperatura. Para tanto, uma fornalha em escala de laboratório com controle das temperaturas das paredes foi utilizada. Tanto o queimador quanto a fornalha foram instrumentados para medição local de temperaturas e concentração das espécies químicas gasosas.

As principais conclusões deste trabalho são as seguintes:

1. A frente de chama que se estabiliza neste queimador tem formato aproximadamente cônico na maioria das condições experimentais estudadas. Para baixas vazões de mistura reagente, próximas ao limite inferior de estabilidade, a frente de chama ocorre inteiramente na RP e se ancora na placa de injeção. Quando a velocidade de chama é aumentada ou a razão de equivalência é diminuída, a frente de chama se estabiliza mais próxima da superfície do queimador, podendo ocorrer simultaneamente na RP e na REC. Com isso a resistência à perda de calor da chama para o ambiente é menor e a temperatura de chama diminui. Além disso, para a operação com alta velocidade de chama e em ambiente de elevada temperatura, a frente de chama apresenta uma transição da forma cônica para uma forma plana estabilizada próxima à superfície do queimador.
2. O mecanismo de estabilização de chama é predominantemente fluidodinâmico. A velocidade da mistura reagente nas imediações do orifício de injeção varia de zero próximo às paredes até uma velocidade máxima no núcleo potencial do jato. Assim, nas duas regiões porosas (RP e REC) existe sempre um valor de velocidade local do escoamento que é igual à velocidade de propagação da reação química. Isto permite a estabilização da frente de chama na região de pré-aquecimento (RP), mesmo com a acentuada perda de calor para a região anterior à chama. Adicionalmente, a recirculação de calor interna e a perda de calor para o

ambiente externo contribuem também para a estabilização da chama, como é comum em queimadores porosos radiantes.

3. O queimador poroso radiante com placa de injeção operando em ambiente aberto apresenta ampla faixa de operação estável. O descolamento de chama, que caracteriza o limite superior de estabilidade, ocorre na região central do meio poroso para altas razões de equivalência e na região próxima ao isolamento lateral para baixas razões de equivalência. A placa de injeção evita o retorno de chama sendo uma maneira eficiente de diminuir a velocidade de chama no limite inferior de estabilidade, ampliando a faixa de operação estável deste queimador. A operação do queimador em baixas velocidades, no entanto, é limitada principalmente pelo aumento da temperatura na placa de injeção, o que pode provocar sua deterioração térmica. A utilização de materiais cerâmicos com maior resistência a temperatura na placa de injeção é uma forma de ampliar a faixa de operação estável deste queimador.

4. A faixa de operação estável do queimador confinado em ambiente a alta temperatura é semelhante a da operação em ambiente aberto. O limite superior de estabilidade de chama é levemente ampliado em ambientes de elevada temperatura devido à estabilização da frente de chama próxima a superfície do queimador. A operação do queimador é limitada em ambiente confinado devido ao aumento da temperatura do meio poroso que pode provocar sua deterioração. Isto limita a operação a razões de equivalência menores que 0,60 para a fornalha com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

5. O queimador poroso radiante apresenta um IENO_x entre de $\sim 0,10$ g/kg a $\sim 0,50$ g/kg para operação em ambiente aberto e entre $\sim 0,10$ g/kg a $\sim 0,35$ g/kg para operação em ambiente confinado. Já o IECO para operação em ambiente aberto foi entre $\sim 0,05$ g/kg a $\sim 3,72$ g/kg e entre $0,04$ g/kg a $0,37$ g/kg em ambiente confinado. Em ambiente confinado a alta temperatura, o IENO_x aumenta e o IECO cai com o aumento da temperatura do ambiente. Não é possível comparar os resultados devido a diferenças nos processos de amostragem em ambiente aberto e confinado.

6. A variação da posição da frente de chama é um fator predominante nas emissões de NO_x e de CO . Em geral, o IENO_x aumenta com o aumento da razão de equivalência. Porém, o IENO_x também aumenta quando a velocidade de chama é diminuída em todas as condições do ambiente. Nestas condições de operação, a chama se desloca para próximo da placa de injeção, fazendo com que a resistência térmica interna (no queimador) à perda de calor da chama para o ambiente aumente, causando maior temperatura de chama.

7. Por outro lado, o IECO aumenta quando a velocidade de chama e a razão de equivalência são aumentadas para a operação em ambiente aberto. Já em ambiente confinado o IECO é fortemente diminuído com o aumento da razão de equivalência devido à reações de oxidação que ocorrem dentro da fornalha.

8. O queimador poroso radiante apresenta uma eficiência de radiação que varia entre 22 % a 33 % para a operação em ambiente aberto. Estes valores são menores na operação em ambiente confinado variando entre 16 % e 25 % para $T_f = 500^\circ\text{C}$ e foram menores que 8 % para $T_f = 950^\circ\text{C}$. Estes resultados indicam uma menor perda de calor por radiação do queimador em ambiente confinado. Isto ocasiona uma maior temperatura de chama o que aumenta as emissões de NO_x e diminui as de CO. Observa-se também que a eficiência de radiação diminui com o aumento da vazão volumétrica de reagentes para a operação em ambiente a baixa temperatura. Porém, esta aumenta com o aumento da vazão volumétrica dos reagentes, para operação em ambiente a alta temperatura. Isto se deve às diferenças entre as taxas de crescimento da potência do queimador e da temperatura superficial, com o aumento da vazão de reagentes.

As conclusões deste trabalho com relação à estabilidade de chama e à eficiência de radiação em ambientes a diferentes temperaturas (até 950°C) são informações fundamentais para o projeto de sistemas industriais. Estas informações são características das espumas cerâmicas e do projeto utilizado neste trabalho.

6.2. Sugestões para trabalhos futuros

Os seguintes trabalhos são recomendados:

1. A solução numérica do queimador operando com transferência de calor para a fornalha. Este estudo, para o queimador axissimétrico utilizado neste trabalho, pode ser realizado em coordenadas cilíndricas e pode utilizar tanto cinética química global, para a análise da transferência de calor, como cinética química detalhada, para a análise da emissão de poluentes (por exemplo, com o mecanismo cinético GRIMECH). Os objetivos do estudo numérico seriam explorar condições limites que não são facilmente reproduzíveis experimentalmente, como, por exemplo, maior temperatura de fornalha, visto que esta pode causar a deterioração da cerâmica, e explorar diferentes propriedades térmicas e estruturais das cerâmicas utilizadas. Ainda, o modelo numérico deve ser passível de extrapolação para o

estudo de queimadores com maior número de orifícios de injeção (em geometria tridimensional).

2. Recomenda -se desenvolver um estudo experimental sistemático da influência do tamanho e número de orifícios nas características do queimador. Este estudo, aliado à um modelo numérico adequado, permitiria a otimização do queimador para determinadas aplicações.

3. Algumas aplicações podem requerer queimadores mais finos, os quais apresentariam menor inércia térmica para entrar em regime de operação. Recomenda-se realizar um estudo experimental detalhado com queimadores porosos mais finos e formados por diferentes espumas cerâmicas porosas.

4. Recomenda-se o desenvolvimento de uma fornalha que permita o estudo de queimadores porosos sujeitos a outras temperaturas de operação ($T_f < 500^\circ\text{C}$ e $T_f > 950^\circ\text{C}$) e que permita a medição direta da radiação emitida pelo queimador através de termografia no infravermelho. Para isto, é necessário que a fornalha possua mecanismos de aquecimento e de resfriamento, estagiados ao longo do comprimento, a fim de permitir melhor regulagem da temperatura interna. Com a medição direta de radiação é possível determinar a homogeneidade superficial de temperatura no queimador e medir diretamente a radiação líquida emitida sem a necessidade do uso de modelos de radiação.

5. Recomenda-se o estudo da operação do queimador poroso com diferentes combustíveis gasosos tais como o GLP e gases de baixo poder calorífico e também com combustíveis líquidos. Alguns combustíveis industriais, como os gases provenientes de processo de gaseificação, apresentam uma mistura de gases de combustão e produtos voláteis pesados. Um queimador que proporcione queima integral destes componentes é desejado do ponto de vista tecnológico.

6. Finalmente, recomenda-se o estudo de queimadores porosos inertes e catalíticos em aplicações que requeiram geração de energia com baixa produção de NO_x , como as aplicações em geração de potência elétrica em motores a combustão e turbinas a gás.

REFERÊNCIAS

- AKKERMAN, V'Y.; BYCHKOV, V.; PETCHENKO, A.; ERIKSSON, L-E. Flame oscillations in tubes with nonslip at the walls. *Combustion and Flame*, v. 145, n. 4, pp. 675-687, 2006.
- BARRA, A. J.; DIEPVENS, G.; ELLZEY, J. L.; HENNEKE, M. R. Numerical study of the effects of material properties on flame stabilization in a porous burner. *Combustion and Flame*, v. 134, pp. 369-379, 2003.
- BARRA, A. J.; ELLZEY, J. L. Heat recirculation and heat transfer in porous burners. *Combustion and Flame*, v. 137, pp. 230-241. 2004
- BOSSCHAART, K.J.; DE GOEY, L.P.H e BURGERS, J.M. The laminar burning velocity of flames propagating in mixtures of hydrocarbons and air measured with the heat flux method. *Combustion and Flame*, v. 136, pp. 261–269, 2004.
- BOUMA, P. H.; DE GOEY, L. P. H. Premixed combustion on ceramic foam burners. *Combustion and Flame*, v. 119, pp.133–143, 1999.
- BRENNER, G.; PICKENACKER, K.; PICKENACKER, O.; TRIMIS, D.; WAWRZINEK, K.; WEBER, T. Numerical and experimental investigation of matrix-stabilized methane/air combustion in porous inert media, *Combustion and Flame*, v. 123, pp. 201–213, 2000.
- CATAPAN, R. C.; PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M. Development of a radiant porous burner with a combined thermal and fluidynamic mechanismo of flame stabilization. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 18, Ouro Preto, Brasil, 2005.
- CATAPAN, R. C.; PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M. Experimental study of a combined thermal and fluidynamic mechanism of flame stabilization in a radiant porous burner. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING – ENCIT, 11, Curitiba, Brasil, 2006.
- CHAFFIN, C.; KOENIG, M.; KOEROGHLIAN, M.; MATTHEWS, R. D.; HALL, M. J.; NICHOLS, S. P.; LIM, I-G. Experimental investigation of premixed combustion with higly porous media. *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, v. 4, pp. 219-224, 1991.
- CHAO, C.Y.H.; HUI, K.S.; KONG, W.; CHENG, P.; WANG, J.H. Analytical and experimental study of premixed methane–air flame propagation in narrow channels.

- International Journal of Heat and Mass Transfer, In Press. Disponível em: <www.sciencedirect.com> em 13 de novembro 2006.
- CHEN, J. L. P.; CHURCHILL, S. W. Stabilization of flames in refractory tubes. *Combustion and Flame*, v. 18, pp. 37-42, 1972.
- CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA. Resolução CONAMA 382/2006. Disponível em <www.mma.gov.br/conama> em 15 de Janeiro de 2007.
- ELLZEY, J. L. e GOEL, R. Emissions of CO and NO from a two stage porous media burner. *Combustion Science and Technology*, v. 107, pp. 81-91, 1995.
- GLASSMAN, Irvin. *Combustion*. 2. ed. San Diego: Academic Press Inc., 1987. 501 p.
- GONÇALVES, A. A. G. *Metrologia - Parte 1*. Apostila, Universidade Federal de Santa Catarina, 1996
- HACKERT, C. L.; ELLZEY, J. L.; EZEKOYE, O. A. Combustion and heat transfer in model two-dimensional porous burner. *Combustion and Flame*. v. 116, p.177-191 1999
- HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. Burners producing large excess enthalpies, *Combustion Science and Technology*, v. 8, pp. 201-214, 1974.
- HAYASHI, T. C., MALICO, I., PEREIRA, J. C. F., Three-dimensional modelling of a two-layer porous burner for household applications. *Computers and Structures*, v. 82, pp. 1543-1550, 2004.
- HEITOR, M. V.; TAYLOR, A. M. K. P.; WHITELAW, J. H. The interaction of turbulence and pressure gradients in a baffle-stabilized premixed flame. *Journal of Fluid mechanics*, v. 181, pp. 387-413, 1987.
- HEITOR, M.V. E MOREIRA, A.L.N. Thermocouples and Sample Probes for Combustion Studies. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 19, pp. 259-278 1993.
- HOWELL, J. R.; HALL, M. J.; ELLZEY, J. L. Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 22, pp. 121-145, 1996.
- HSU, P. F. Experimental study of the premixed combustion within the nonhomogeneous porous ceramic media. In: NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 6, ASME, 1996.
- HSU, P. F., EVANS, W. D., HOWELL, J. R. Experimental and numerical study of premixed combustion within nonhomogeneous porous ceramics. *Combustion Science and Technology*, v. 90, pp. 149-172, 1993.

- HSU, P. F.; MATTHEWS, R. D. The necessity of using detailed kinetics in models for premixed combustion within porous media. *Combustion and Flame*, v. 93, pp. 457-466, 1993.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. *Transferência de calor e de massa*. 5ª edição. p. 666. LTC. 2002.
- JACKSON, T.L.; BUCKMASTER, J.; LU, Z.; KYRITSIS, D.C.; MASSA, L. Flames in narrow circular tubes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31, n. 1, pp. 955-962, 2007.
- KHANNA, R.; GOEL, R.; ELLZEY, J. L. Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner. *Combustion Science and Technology*, v. 99, pp. 133-142, 1994.
- KIM, N. I.; MARUTA, K. A numerical study on propagation of premixed flames in small tubes. *Combustion and Flame*, v. 146, n. 1-2, pp. 283-301, 2006.
- KIM, N. I.; SEO, J. I.; GUAHK, Y. T.; SHIN, H. D. The propagation of tribrachial flames in a confined channel. *Combustion and Flame*, v. 146, n. 1-2, pp. 168-179, 2006.
- KOTANI, Y.; TAKENO, T. An experimental study on stability and combustion characteristics of an excess enthalpy flame. *Proceedings of the Combustion Institute*, 19, pp. 1503-1509, 1982.
- KOTANI, Y.; BEHBAHANI, H. F.; TAKENO, T.. An excess enthalpy flame combustor for extended flow ranges. *Proceedings of the Combustion Institute*, 20, pp. 2025-2033, 1984.
- LAMMERS, F. A.; DE GOEY, L. P. H. A numerical study of flash back of laminar premixed flames in ceramic-foam surface burners. *Combustion and Flame*, v. 133, n. 1-2, pp. 47-61, 2003.
- LIU, J. F.; HSIEH, W. H. Experimental investigation of combustion in porous heating burners. *Combustion and Flame*, v. 138, pp. 295-303, 2004.
- MAUZERALL, D. L.; SULTAN, B.; KIM, N.; BRADFORD, D. F. NO_x emissions from large point sources: variability in ozone production, resulting health damages and economic costs. *Atmospheric Environment*, v. 39, n. 16, pp. 2851-2866, 2005.
- MIN, D. K.; SHIN, H. D. Laminar premixed flame stabilized inside a honeycomb ceramic. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 34, pp.341-356, 1991.

- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. BEN - Balanço energético anual 2006, Ano base 2005. Disponível em: <www.mme.gov.br/ben>.
- MISHRA, S.C.; STEVEN, M.; NEMODA, S.; TALUKDAR, P.; TRIMIS, D.; DURST, F. Heat transfer analysis of a two-dimensional rectangular porous radiant burner. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 33, pp. 467–474, 2006.
- MITAL, R.; GORE, J. P.; VISKANTA, R. A study of the structure of submerged reaction zone in porous ceramic radiant burners. *Combustion and flame*, v. 111, pp. 175-184, 1997.
- MÖßAUER S.; PICKENÄCKER, O.; PICKENÄCKER, K.; TRIMIS, D. Application of the porous burner technology in energy and heat engineering. In: *International Conference on Technologies for a Clean Air Environment*, 5, Lisbon, Portugal, 1999.
- MOSER, R. H.; BRISOT, G; CATAPAN, R. C.; PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M. Desenvolvimento de um queimador poroso radiante para testes de inflamabilidade superficial de materiais. In: *BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING – ENCIT*, 11, Curitiba, Brasil, 2006.
- OLIVEIRA, A. A. M. e KAVIANY, M., Nonequilibrium in the Transport of Heat and Reactants in Combustion in Porous Media. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 27, pp. 523-545, 2001.
- OLIVEIRA, A M.; PEREIRA, F. M.; CATAPAN, R. C. P029 Queimapor – Desenvolvimento de queimadores porosos radiantes a gás natural, Relatório Técnico, Universidade Federal de Santa Catarina / Rede Gás & Energia, Florianópolis, 2004a.
- OLIVEIRA, A. A. M.; NICOLAU, V. P.; DADAM, A.; PEREIRA, F. M. Avaliação da eficiência energética de fornos a rolo da indústria de cerâmica branca, Relatório técnico, Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos - LabCET / Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004b.
- PEREIRA, F. M. Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes, 145 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- PEREIRA, F. M.; FACHINI, F.; OLIVEIRA, A. A. M. Asymptotic premixed-flame structure in a porous medium. In: *PROCEEDINGS OF THE 11TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING – ENCIT*, December 5 to 8, Curitiba, Brazil, 2006.

- REYNOLDS, W. C. The element potential method for chemical equilibrium analysis: Implementation in the interactive program STANJAN 3. Stanford University, 1986.
- SALAZAR, J. P.; OLIVEIRA, A. M. Convective and radiative heat transfer in a roller kiln for ceramic tiles manufacture – a 2D model, submetido para publicação em 2006.
- SATHE, S. B.; KULKARNI, M. R.; PECK, R. E.; TONG, T. W. An experimental and theoretical study of porous radiant burner performance. Proceedings of the Combustion Institute, 23, pp. 1011-1018, 1990a.
- SATHE, S. B.; PECK, R. E.; TONG, T. W. A numerical analysis of heat transfer and combustion in porous radiant burners. International. Journal of. Heat and Mass Transfer, v. 33, pp.1331-1338, 1990b.
- SEYED-YAGOOBI, J.; SIKIRICA, S.J.; RICKS, M.R. On-Line Pre-Heating/Drying of Paper Sheet with Gas-Fired Infrared Emitters, In: TECHNICAL ASSOCIATION OF PULP AND PAPER INDUSTRIES PAPERMAKERS CONFERENCE, Proceedings, CD ROM, Vancouver, Canada, 2000.
- SINGH, B. S.; DYBBS, A. Error in temperature measurements due to conduction along the sensor leads. Journal of Heat Transfer, pp. 491-495, Agosto de 1976.
- TAKENO, T., SATO, K. An excess enthalpy flame theory. Combustion Science and Technology, v. 20, pp. 73-84, 1979.
- TALUKDAR, P.; MISHRA, S. C.; TRIMIS, D.; DURST, F. Heat transfer characteristics of a porous radiant burner under the influence of a 2-D radiation field. Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, v. 84, pp. 527–537, 2004.
- TANAKA, R.; SHINODA, M.; ARAI, N. Combustion characteristics of a heat-recirculating ceramic burner using a low-calorific-fuel. Energy Conversion and Management, v. 42, pp. 1897-1907, 2001.
- TRIMIS, D.; DURST, F. Combustion in a porous medium – advances and applications. Combustion Science and Technology, v. 121, pp. 153-168, 1996.
- URNS, S. R. An introduction to combustion – Concepts and applications. 2ª Edição. Mcgraw-Hill. 2000. Capítulos 1, 8 e 15.
- WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W. Combustion - physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation. 2ª Edição. Springer, 1999. Capítulo 17.

www.omega.com. Acessado em dezembro de 2006.

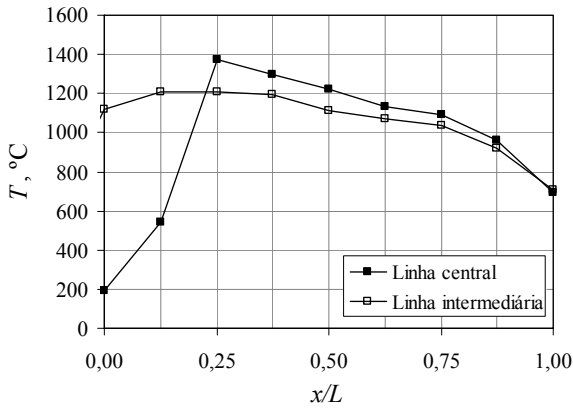
FRANCISCO, R. W.; OLIVEIRA, A. A. M. Análise de um queimador poroso com trocador de calor integrado visando o desenvolvimento de aquecedor de água de passagem. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING – ENCIT, 11, Curitiba, Brasil, 2006.

YOSHIZAWA, Y.; SASAKI, K.; ECHIGO, R. Analytical study of the structure of radiation controlled flame. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 31, pp. 311-319, 1988.

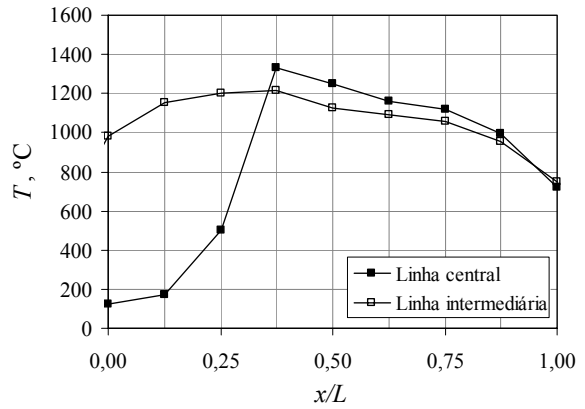
ZHANG, H.; YUE, G.; LU, J.; JIA, Z.; MAO, J.; FUJIMORI, T.; SUKO, T.; KIGA, T. Development of high temperature air combustion technology in pulverized fossil fuel fired boilers. Proceedings of the Combustion Institute, v. 31, n. 2, pp. 2779-2785, 2007.

APÊNDICE A – DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS AO LONGO DO MEIO POROSO

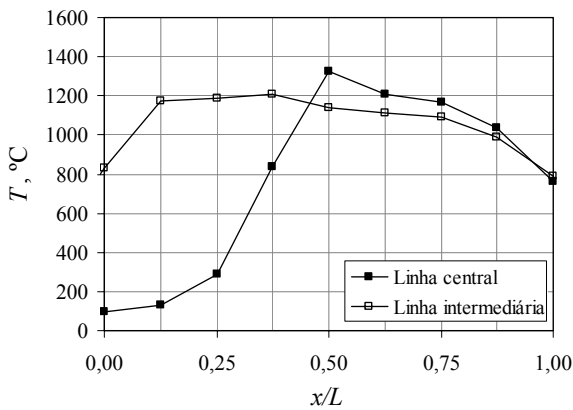
A seguir, são apresentadas as distribuições de temperaturas medidas ao longo do meio poroso obtidas com o queimador operando em ambiente aberto.



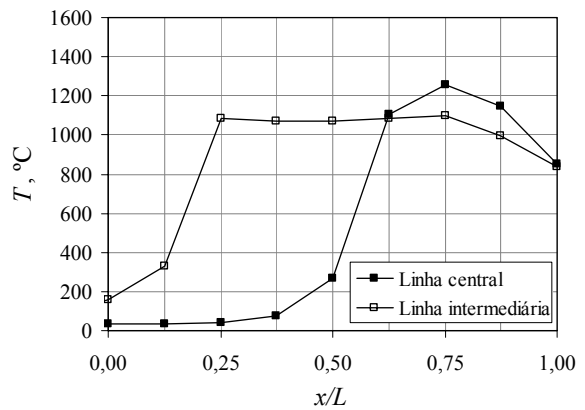
$\Phi = 0,40; S_L = 12 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$



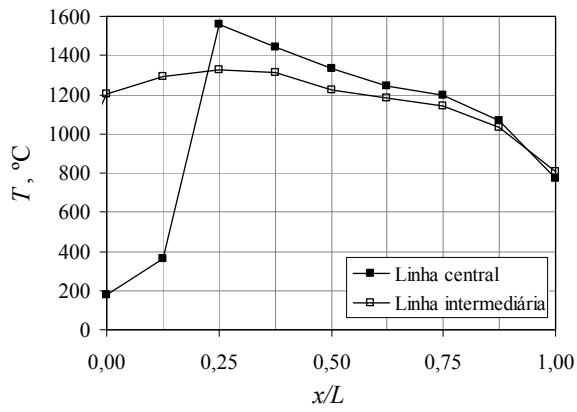
$\Phi = 0,40; S_L = 14 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$



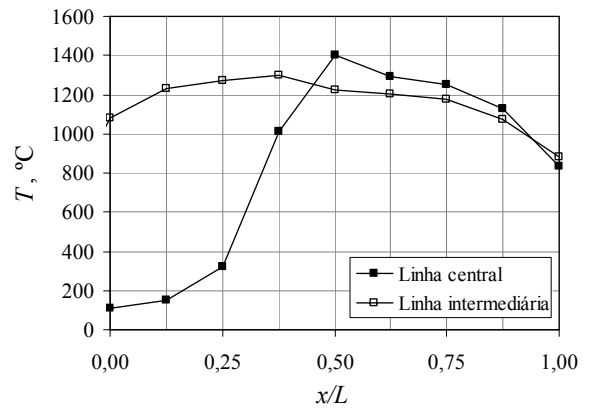
$\Phi = 0,40; S_L = 16 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$



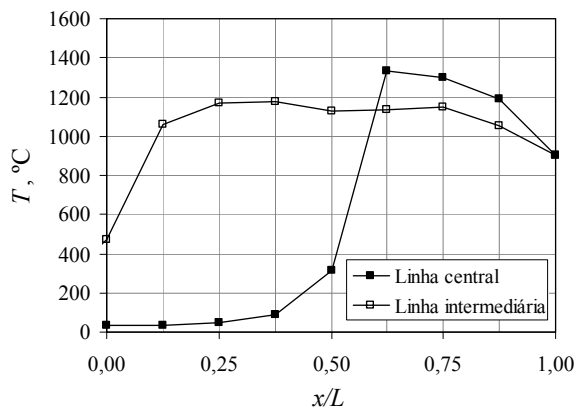
$\Phi = 0,40; S_L = 20 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$



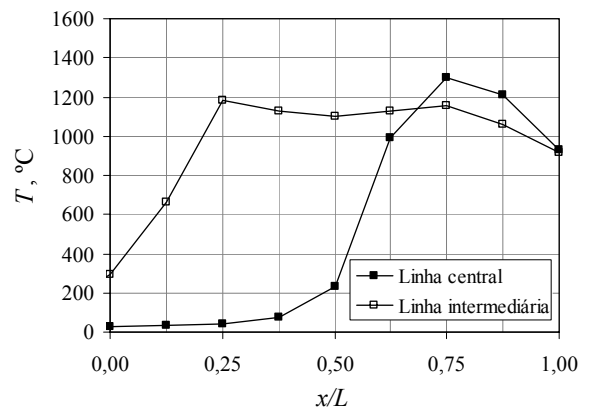
$\Phi = 0,45; S_L = 15 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



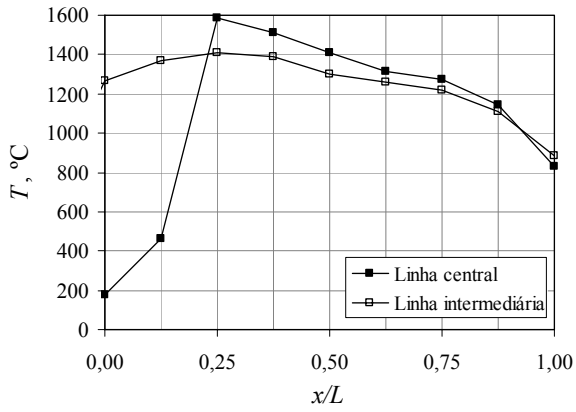
$\Phi = 0,45; S_L = 20 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



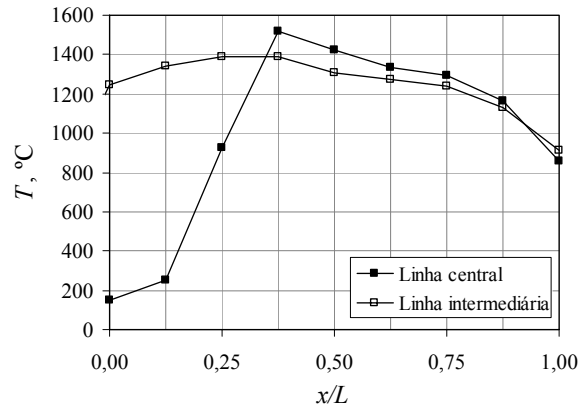
$\Phi = 0,45; S_L = 24 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



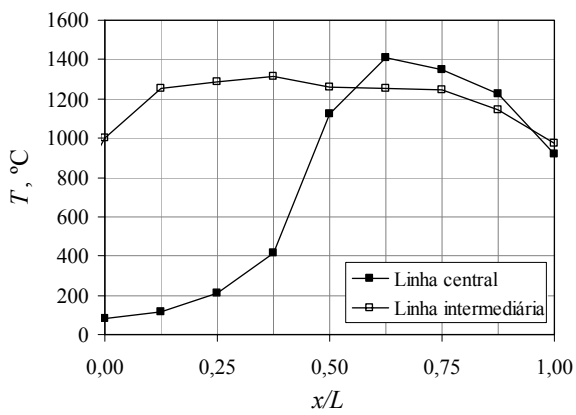
$\Phi = 0,45; S_L = 26 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



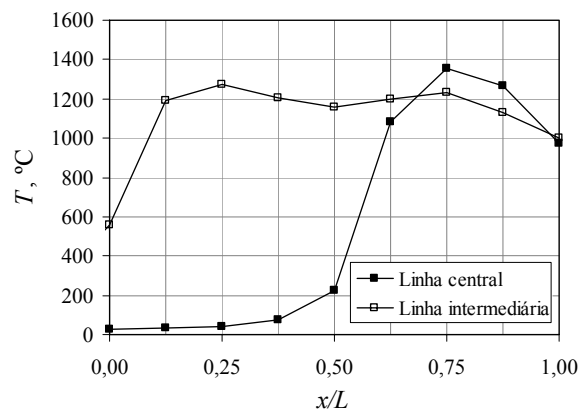
$\Phi = 0,50; S_L = 18 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



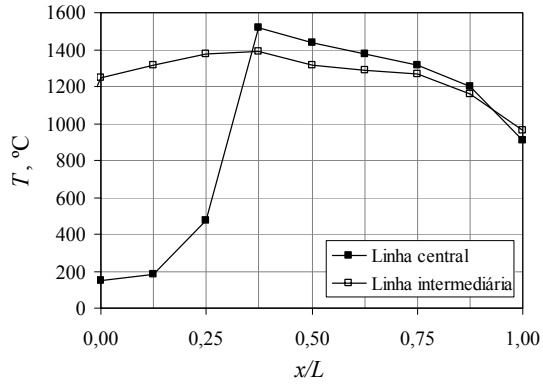
$\Phi = 0,50; S_L = 20 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



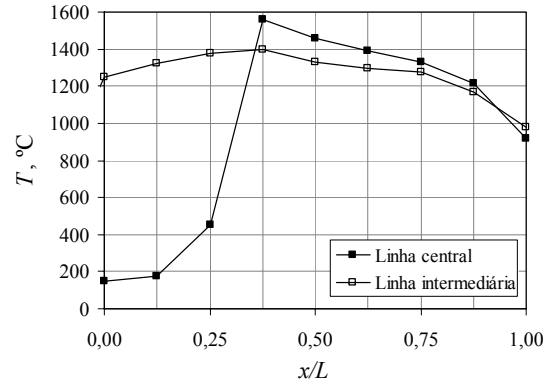
$\Phi = 0,50; S_L = 26 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



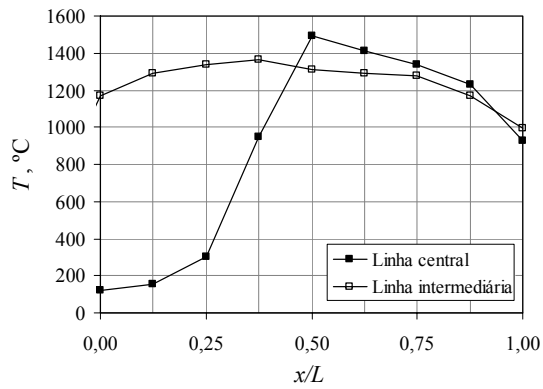
$\Phi = 0,50; S_L = 32 \text{ cm/s}$; ambiente aberto



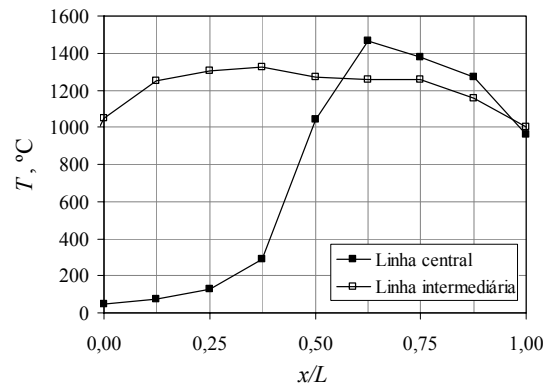
$\Phi = 0,55; S_L = 25 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



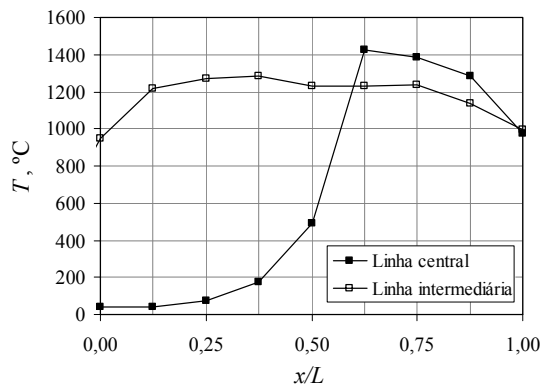
$\Phi = 0,55; S_L = 25 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



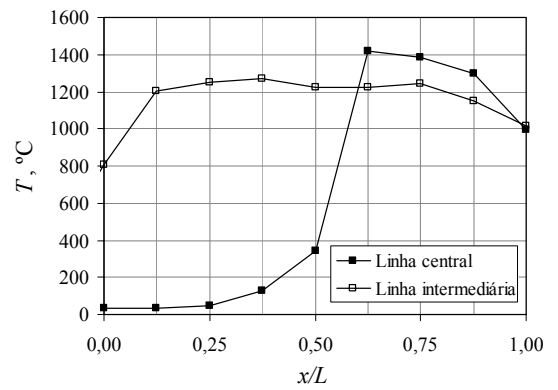
$\Phi = 0,55; S_L = 28 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



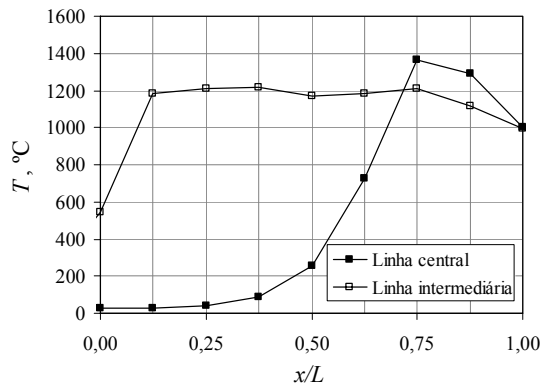
$\Phi = 0,55; S_L = 30 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



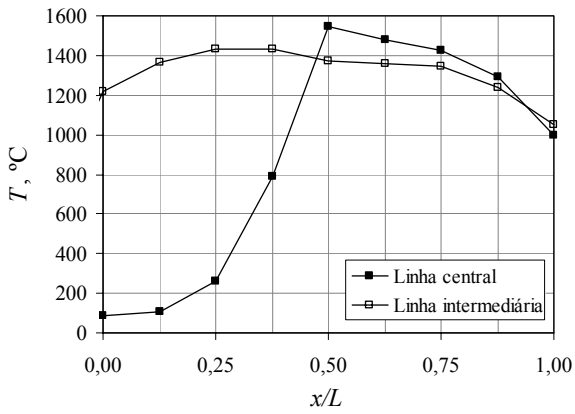
$\Phi = 0,55; S_L = 32 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



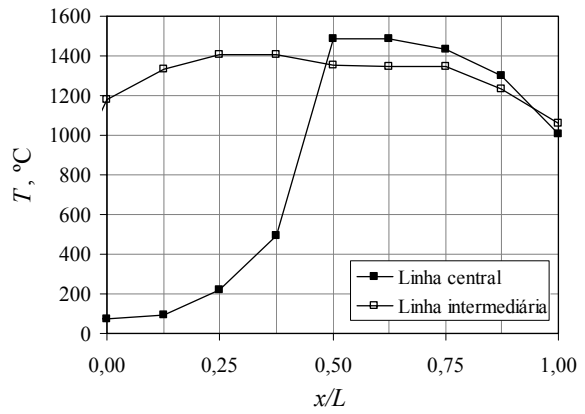
$\Phi = 0,55; S_L = 35 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



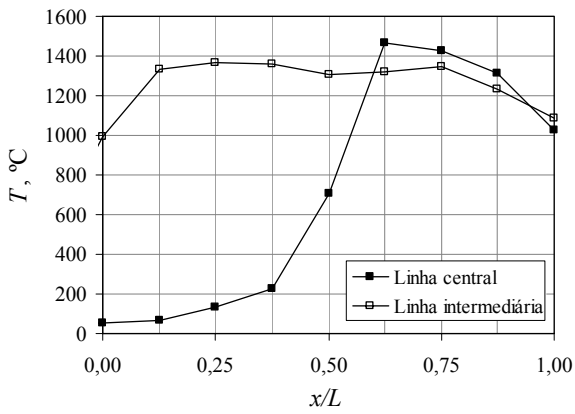
$\Phi = 0,55; S_L = 36 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



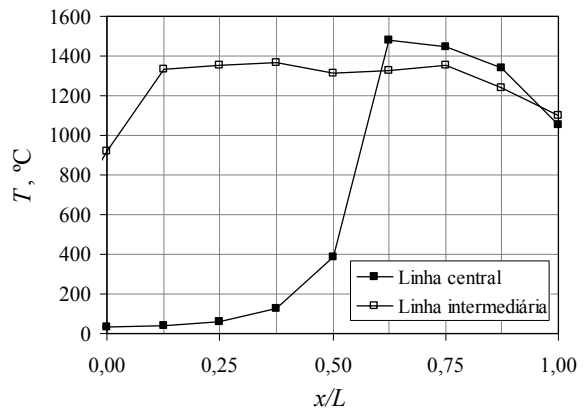
$\Phi = 0,60; S_L = 30 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



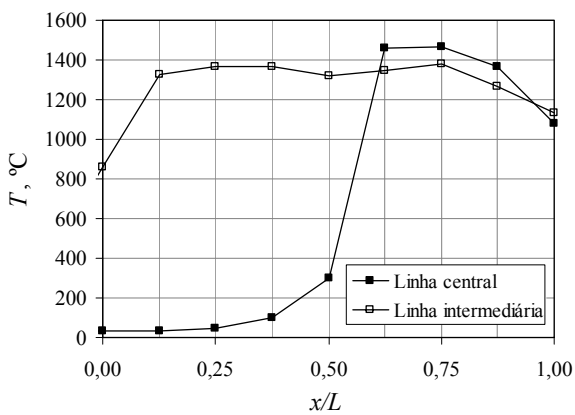
$\Phi = 0,60; S_L = 32 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



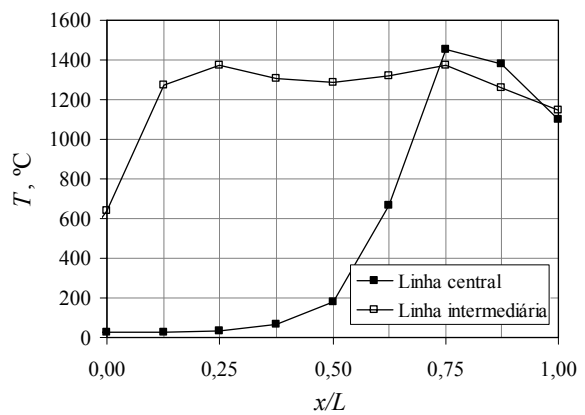
$\Phi = 0,60; S_L = 36 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



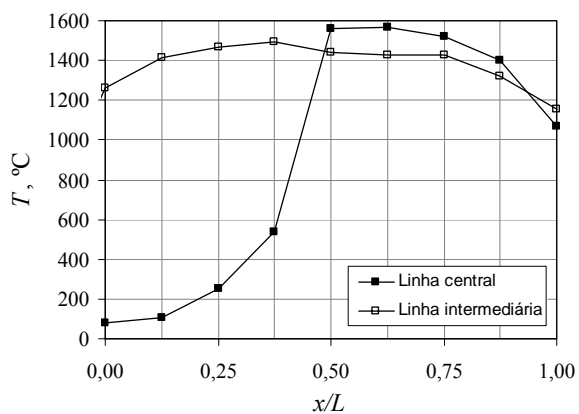
$\Phi = 0,60; S_L = 40 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



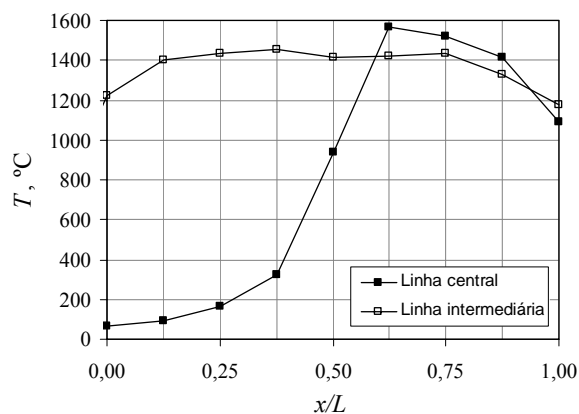
$\Phi = 0,60; S_L = 45 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



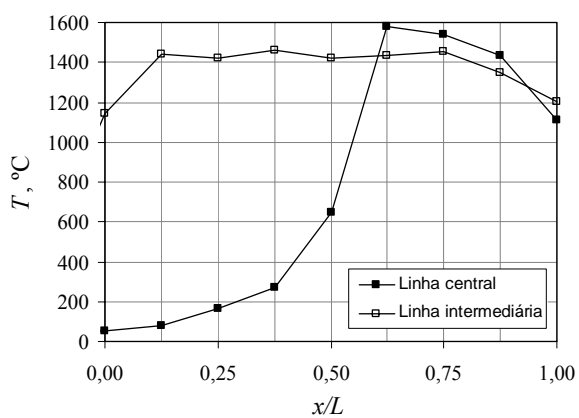
$\Phi = 0,60; S_L = 50 \text{ cm/s};$ ambiente aberto



$\Phi = 0,65; S_L = 40 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$

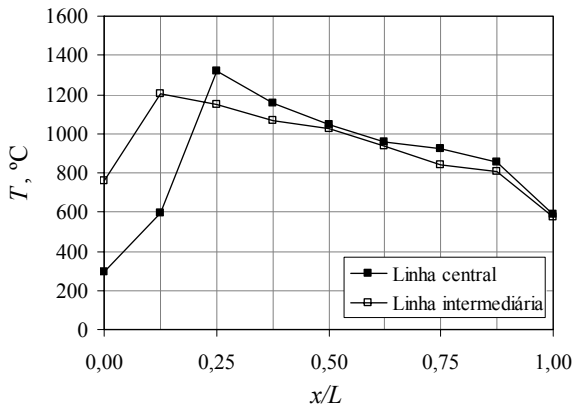


$\Phi = 0,65; S_L = 45 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$

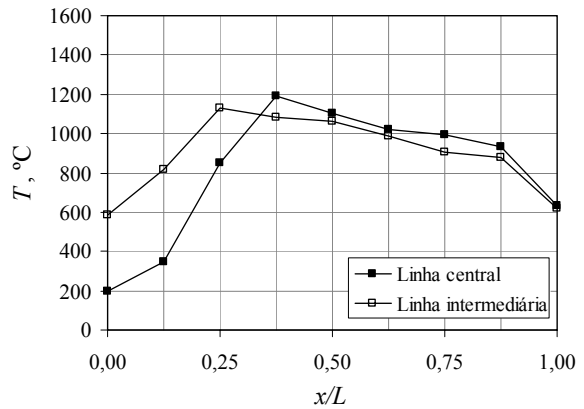


$\Phi = 0,65; S_L = 50 \text{ cm/s}; \text{ambiente aberto}$

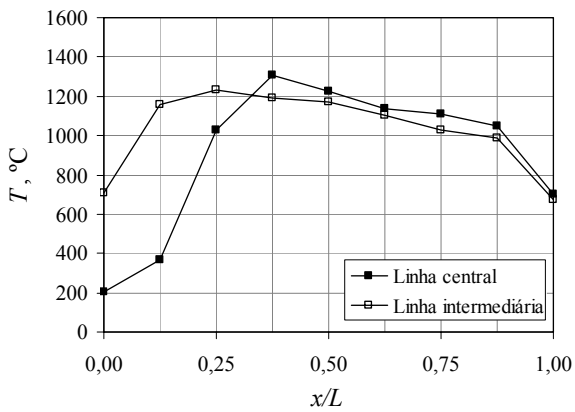
Nas figuras abaixo são apresentadas as distribuições de temperaturas medidas ao longo do meio poroso com o queimador operando em ambiente confinado a $T_f = 500^\circ\text{C}$



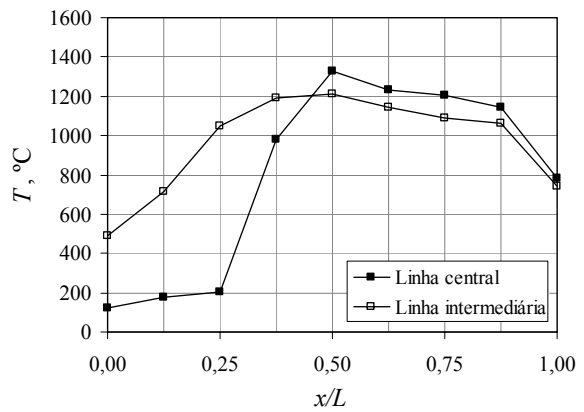
$\Phi = 0,40; S_L = 4 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



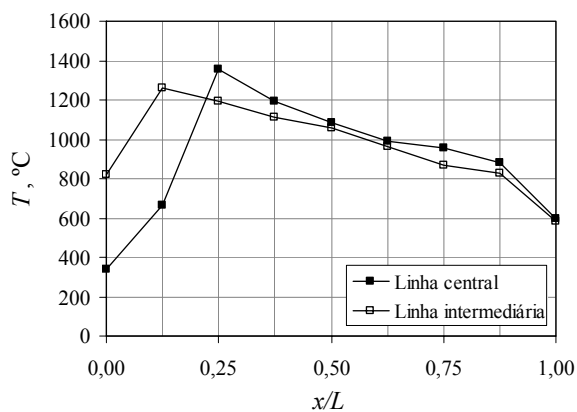
$\Phi = 0,40; S_L = 6 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



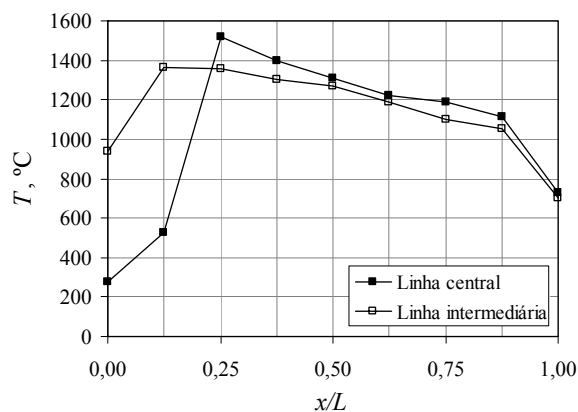
$\Phi = 0,40; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



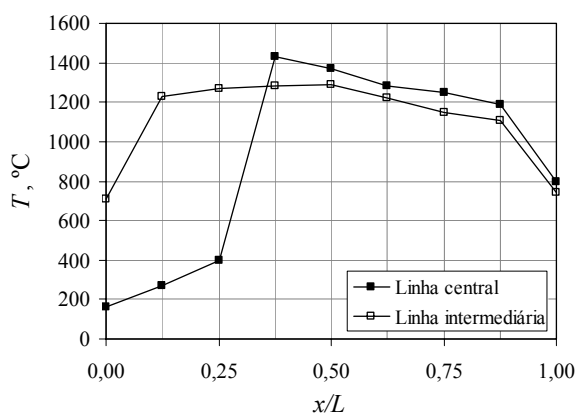
$\Phi = 0,40; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



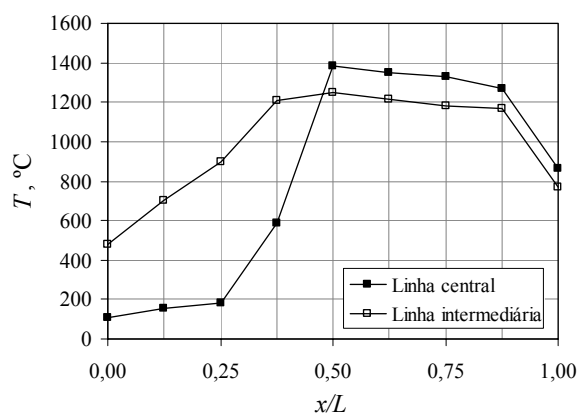
$\Phi = 0,45; S_L = 4 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



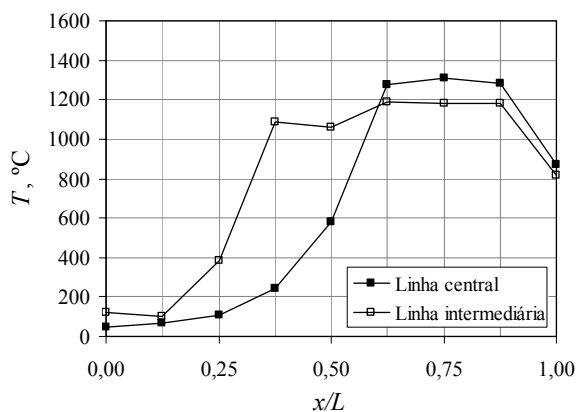
$\Phi = 0,45; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



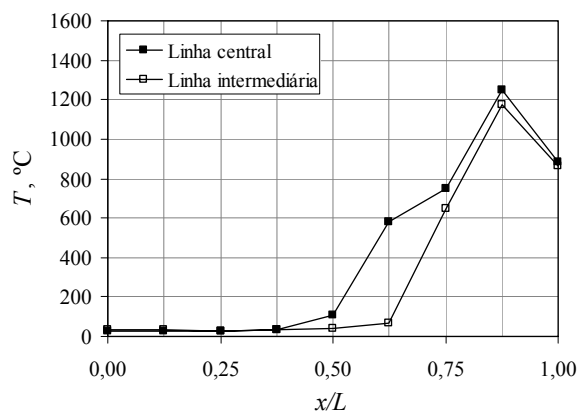
$\Phi = 0,45; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



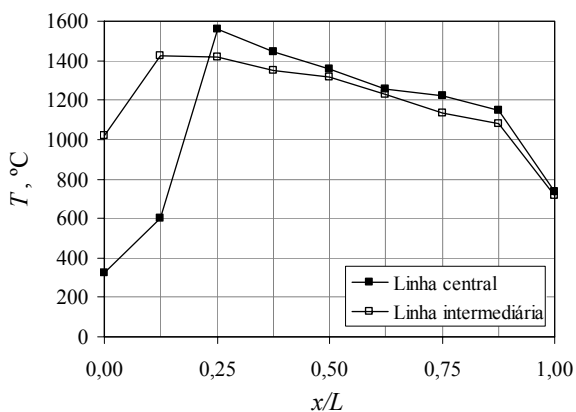
$\Phi = 0,45; S_L = 20 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



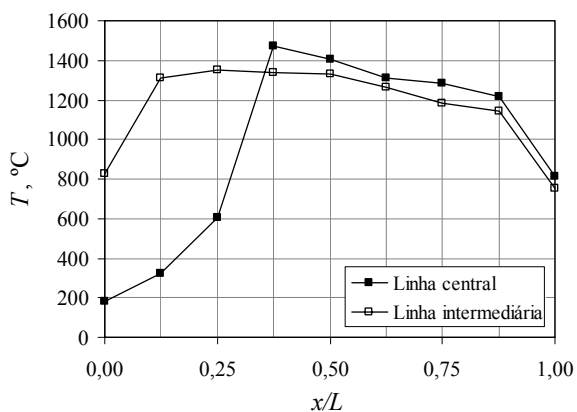
$\Phi = 0,45; S_L = 22 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



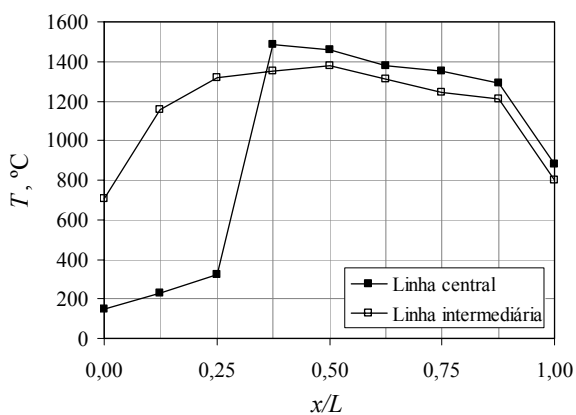
$\Phi = 0,45; S_L = 24 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



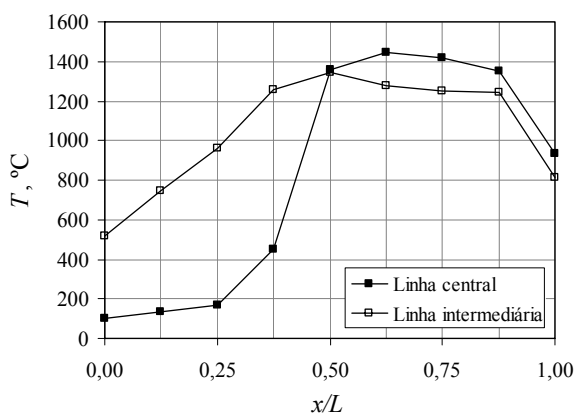
$\Phi = 0,50; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



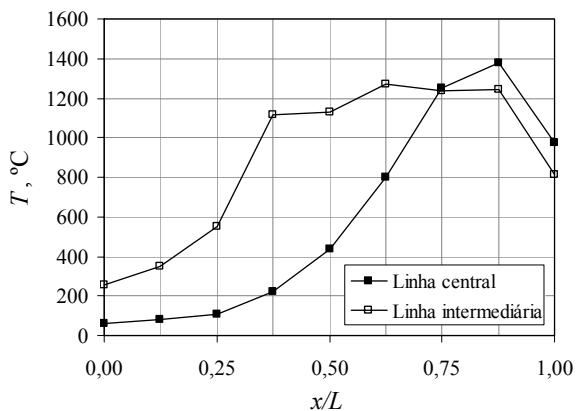
$\Phi = 0,50; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



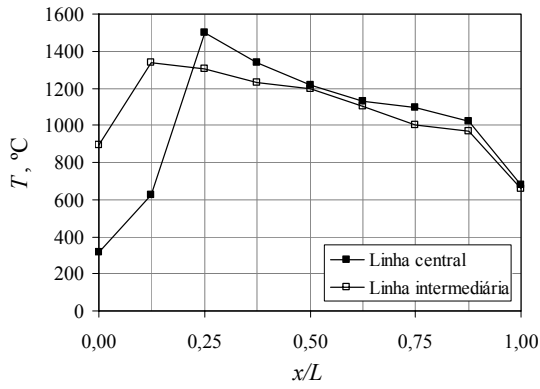
$\Phi = 0,50; S_L = 20 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



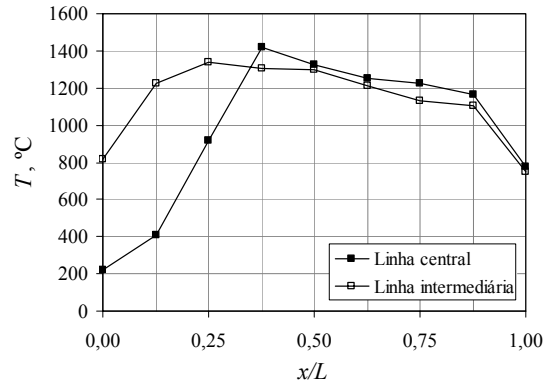
$\Phi = 0,50; S_L = 25 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



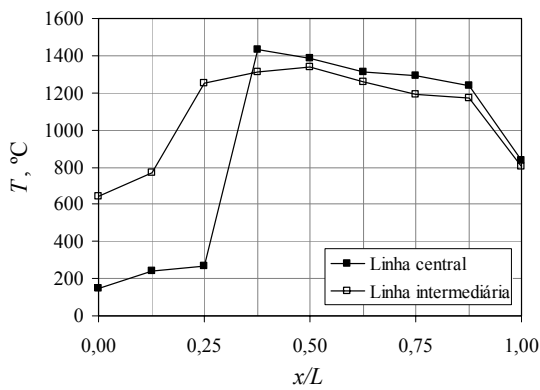
$\Phi = 0,50; S_L = 30 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



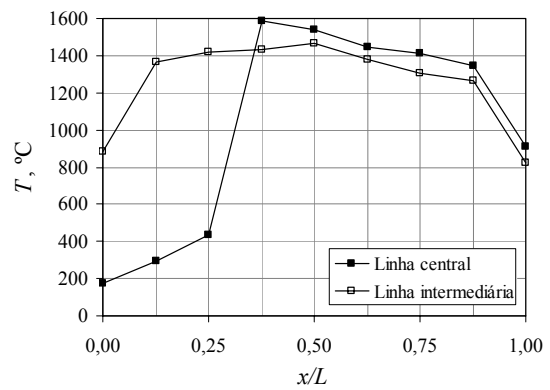
$\Phi = 0,55; S_L = 6 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



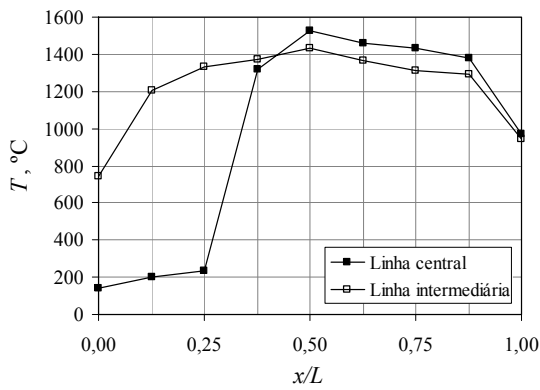
$\Phi = 0,55; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



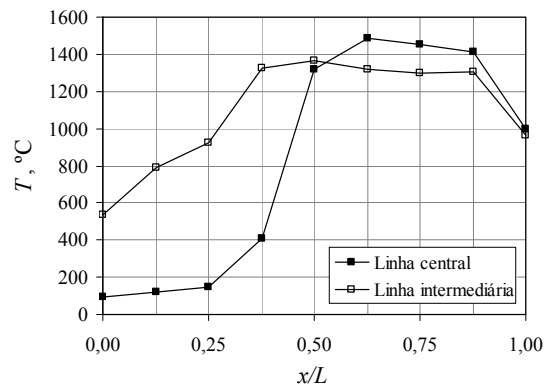
$\Phi = 0,55; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



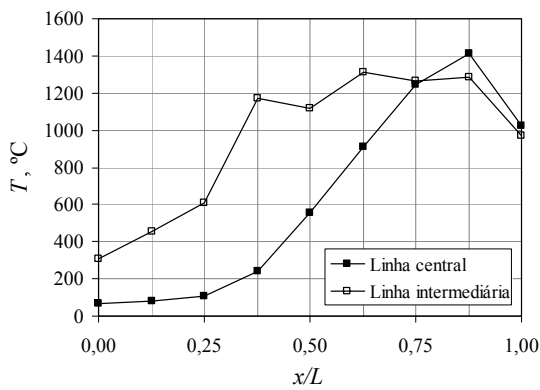
$\Phi = 0,55; S_L = 20 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



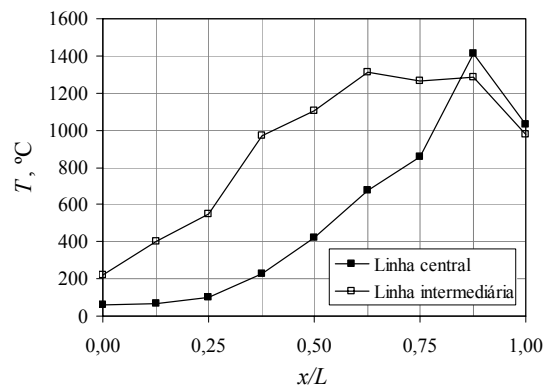
$\Phi = 0,55; S_L = 25 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



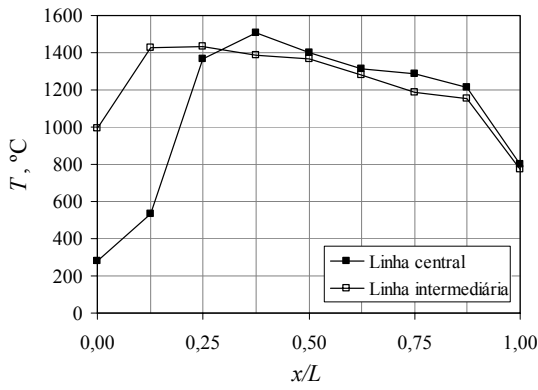
$\Phi = 0,55; S_L = 30 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



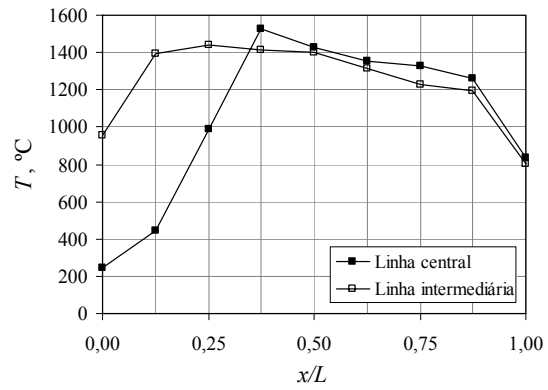
$\Phi = 0,55; S_L = 35 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



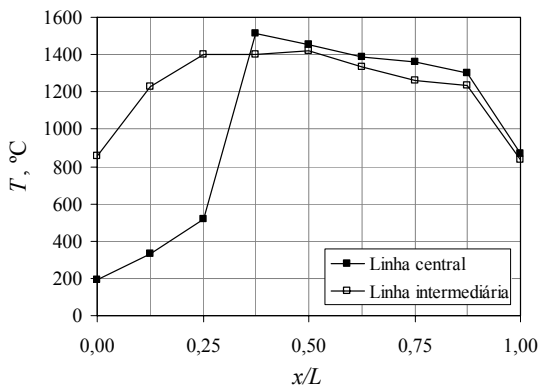
$\Phi = 0,55; S_L = 36 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



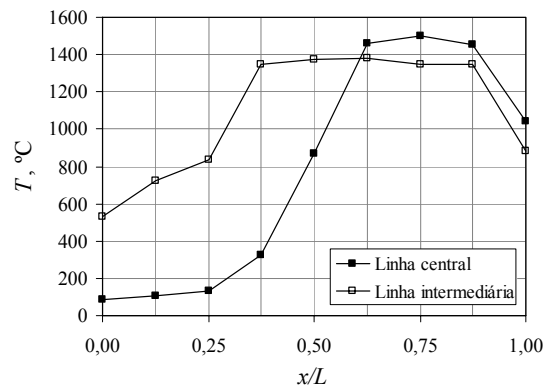
$\Phi = 0,60; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



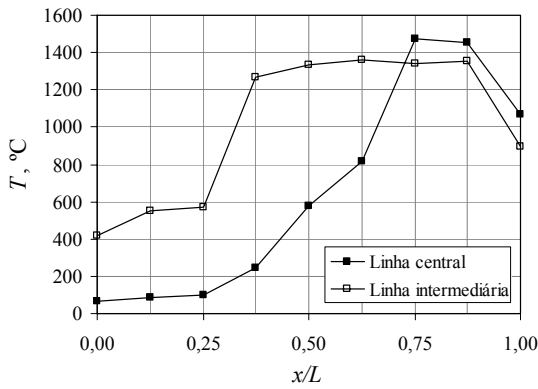
$\Phi = 0,60; S_L = 12 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



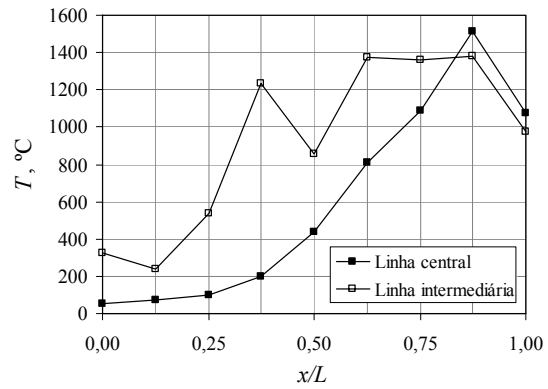
$\Phi = 0,60; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



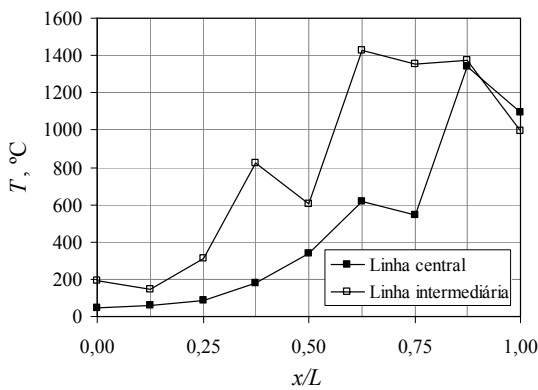
$\Phi = 0,60; S_L = 35 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



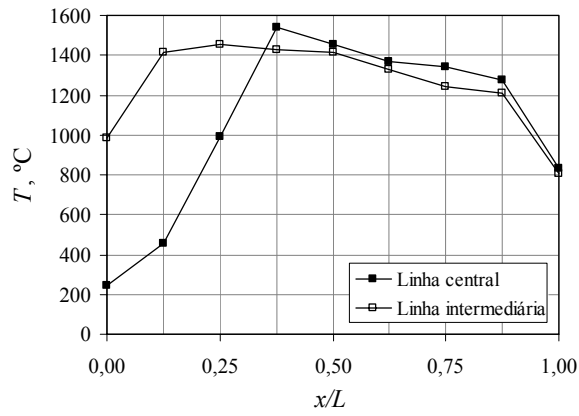
$\Phi = 0,60; S_L = 40 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



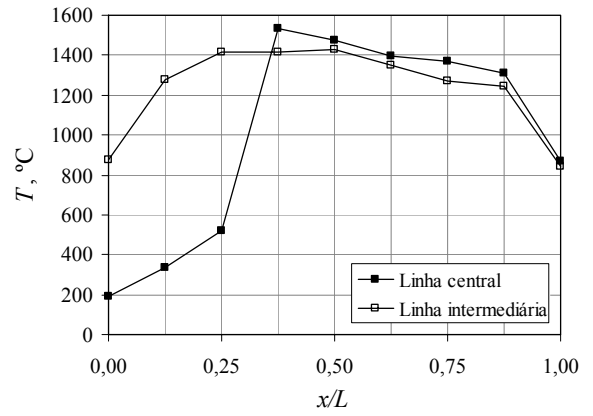
$\Phi = 0,60; S_L = 45 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$



$\Phi = 0,60; S_L = 50 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$

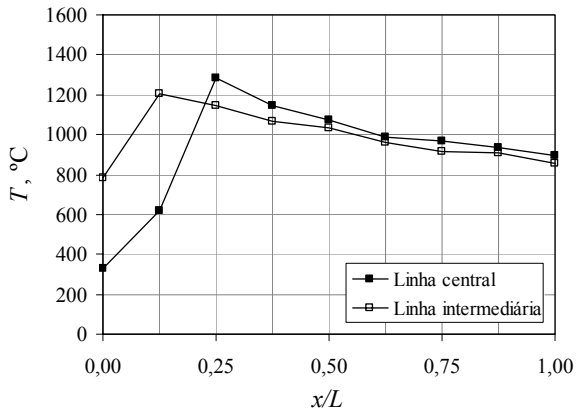


$\Phi = 0,65; S_L = 12 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$

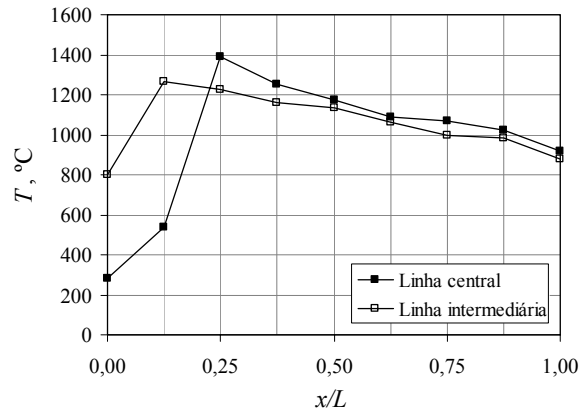


$\Phi = 0,65; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 500^\circ\text{C}$

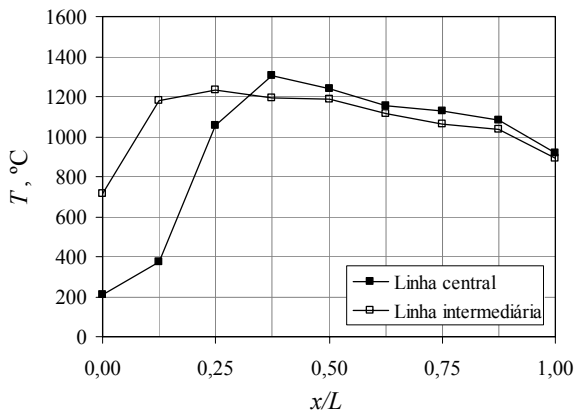
Nas figuras abaixo são apresentadas as distribuições de temperaturas medidas ao longo do meio poroso com o queimador operando em ambiente confinado a $T_f = 950^\circ\text{C}$



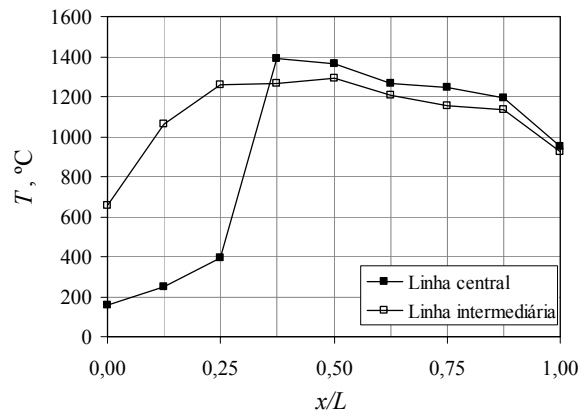
$\Phi = 0,40; S_L = 4 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



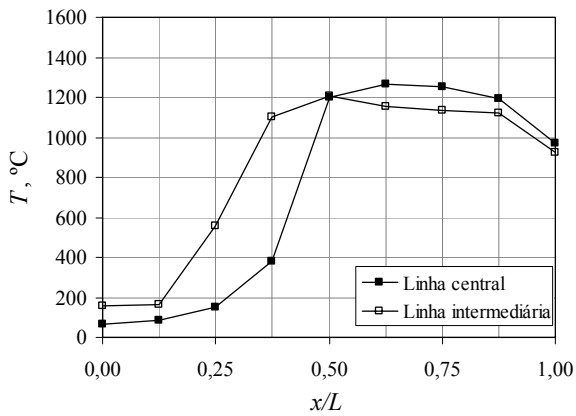
$\Phi = 0,40; S_L = 6 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



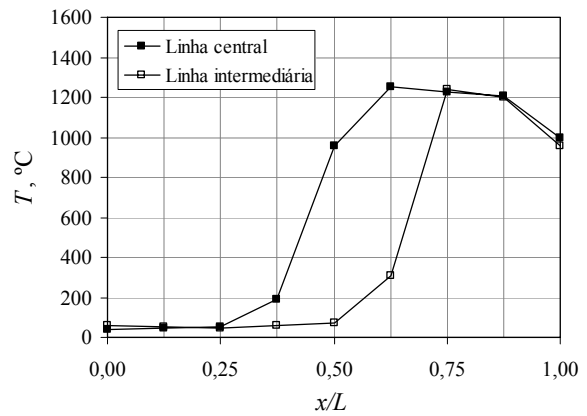
$\Phi = 0,40; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



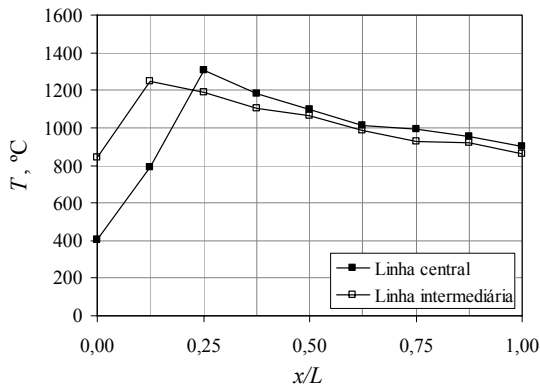
$\Phi = 0,40; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



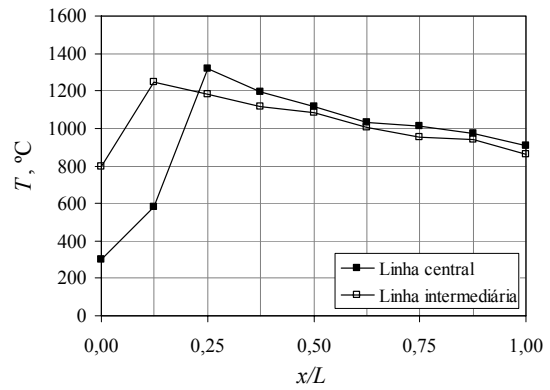
$\Phi = 0,40; S_L = 16 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



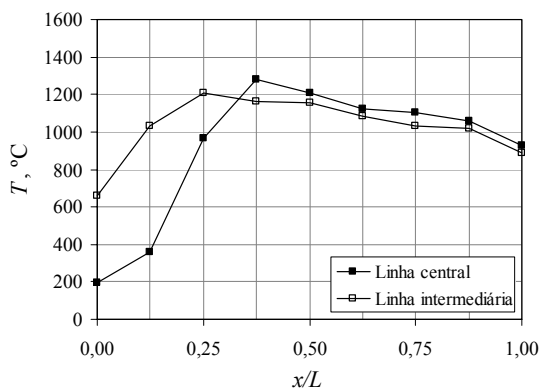
$\Phi = 0,40; S_L = 18 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



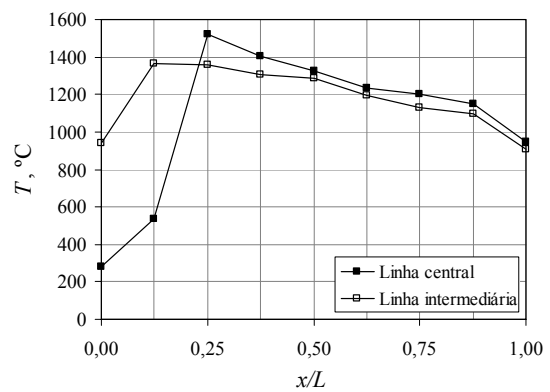
$\Phi = 0,45; S_L = 4 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



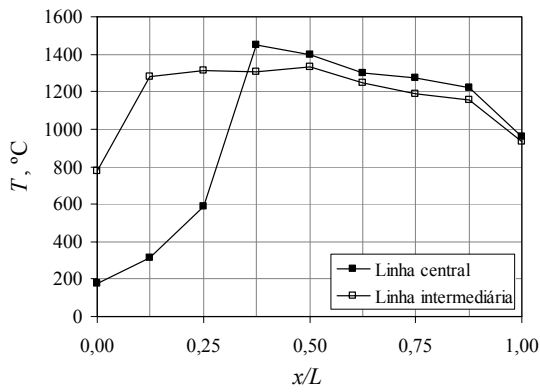
$\Phi = 0,45; S_L = 5 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



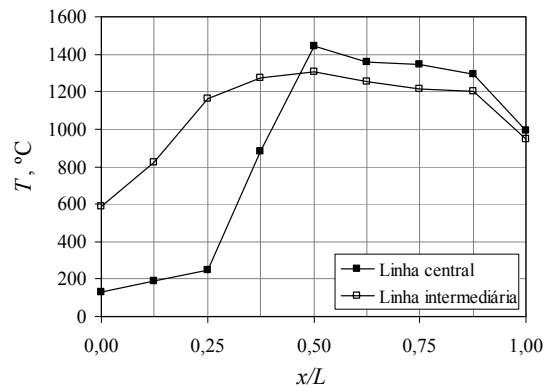
$\Phi = 0,45; S_L = 8 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



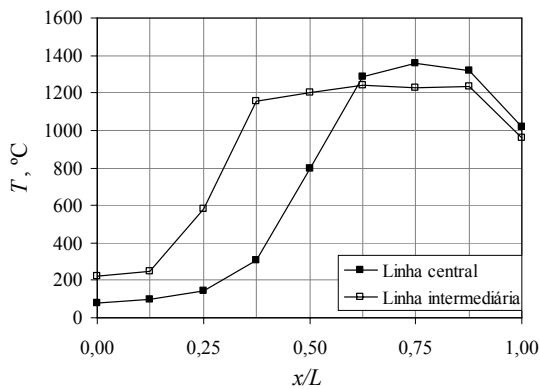
$\Phi = 0,45; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



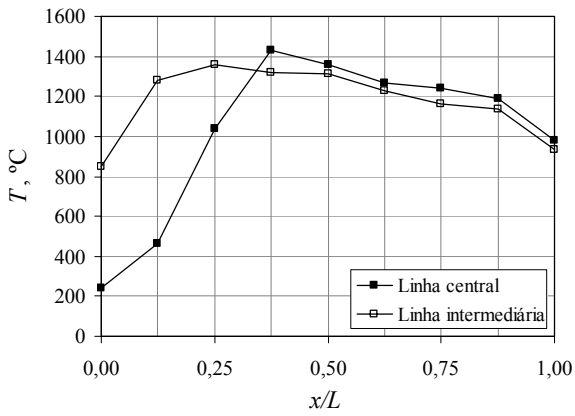
$\Phi = 0,45; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



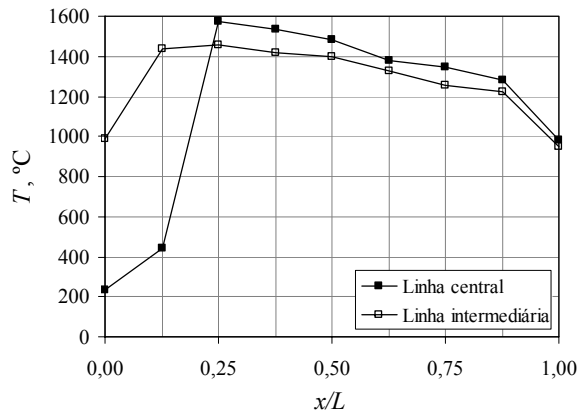
$\Phi = 0,45; S_L = 20 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



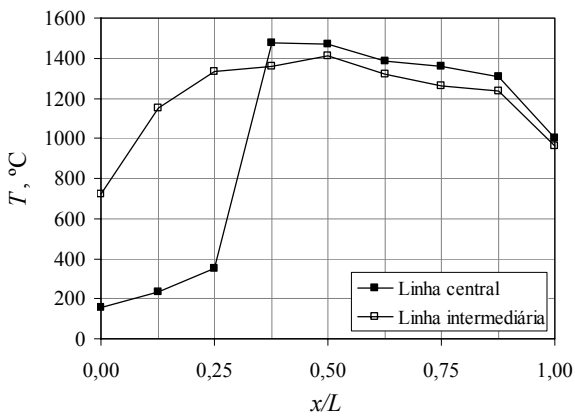
$\Phi = 0,45; S_L = 25 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



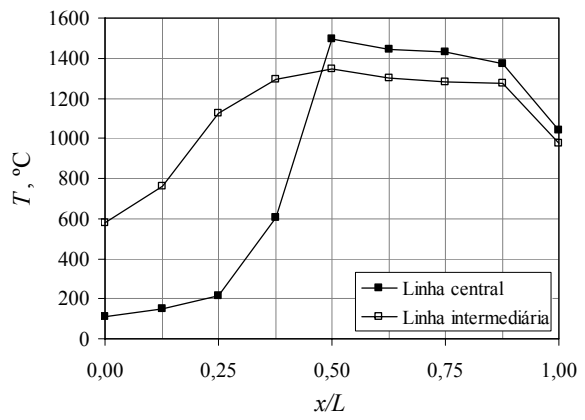
$\Phi = 0,50; S_L = 10 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



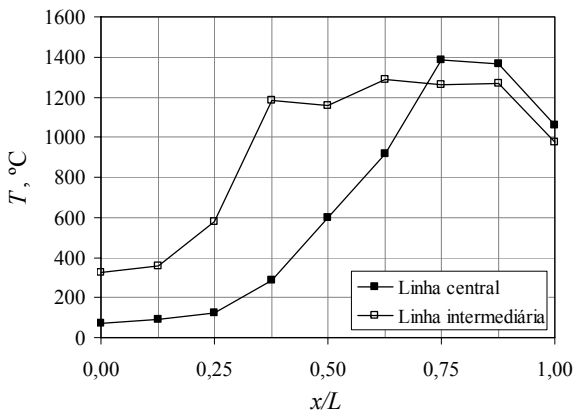
$\Phi = 0,50; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



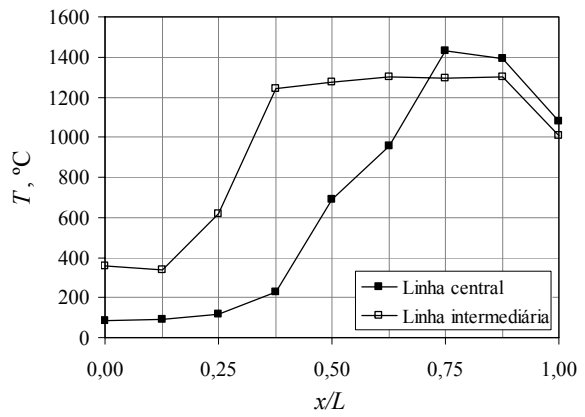
$\Phi = 0,50; S_L = 20 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



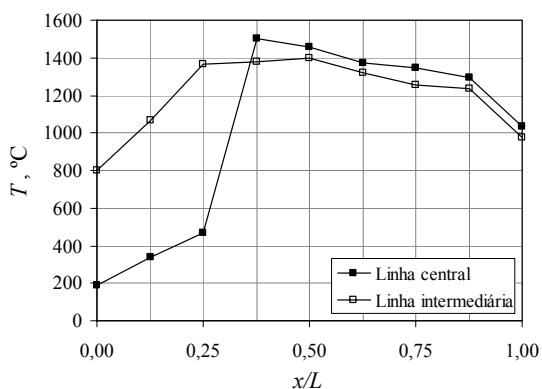
$\Phi = 0,50; S_L = 25 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



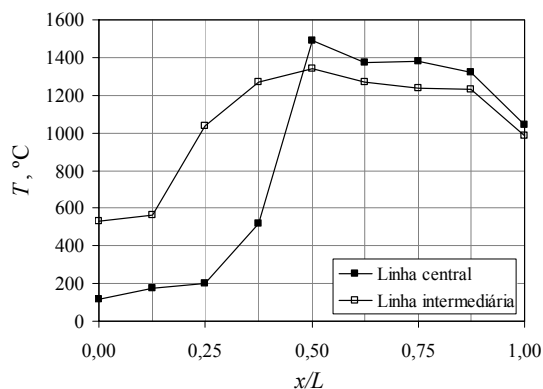
$\Phi = 0,50; S_L = 30 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



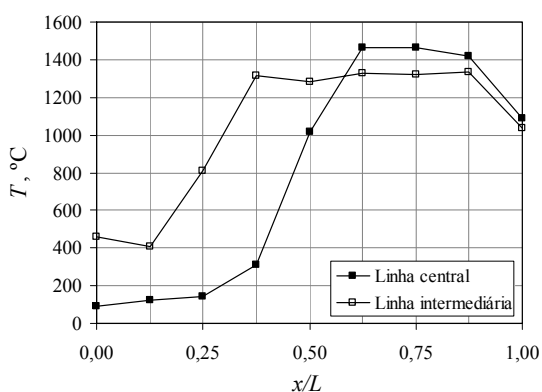
$\Phi = 0,50; S_L = 32 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



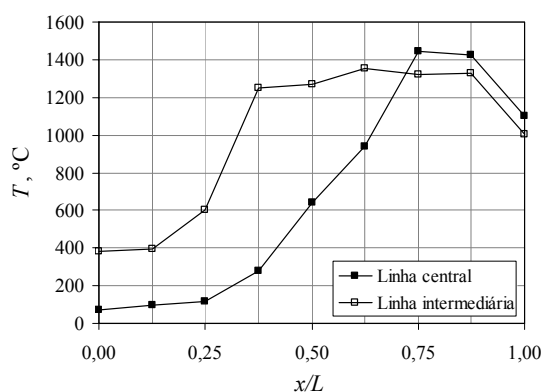
$\Phi = 0,55; S_L = 15 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



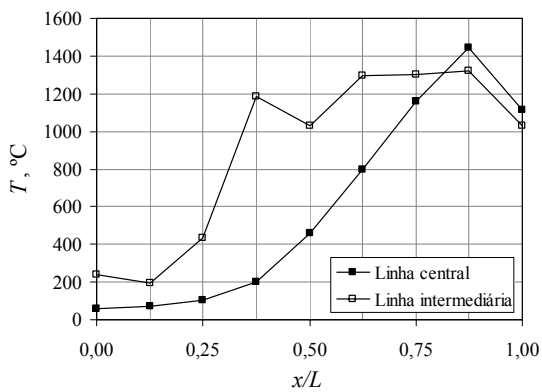
$\Phi = 0,55; S_L = 18 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



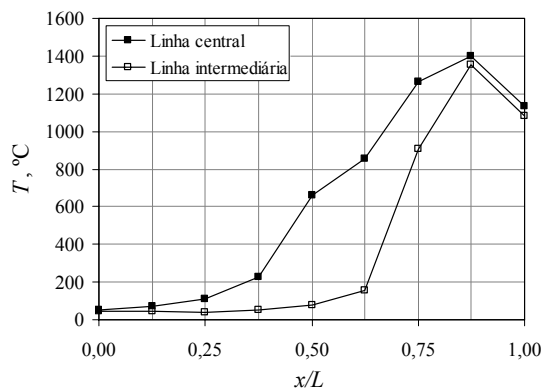
$\Phi = 0,55; S_L = 30 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



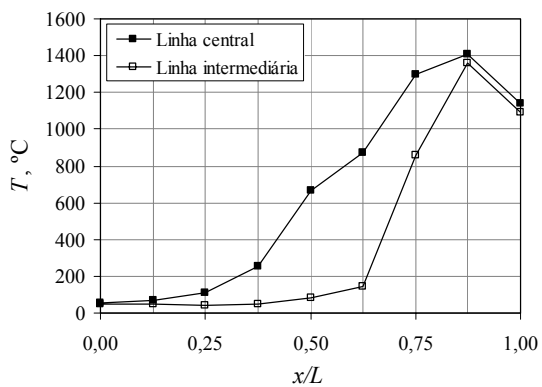
$\Phi = 0,55; S_L = 35 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



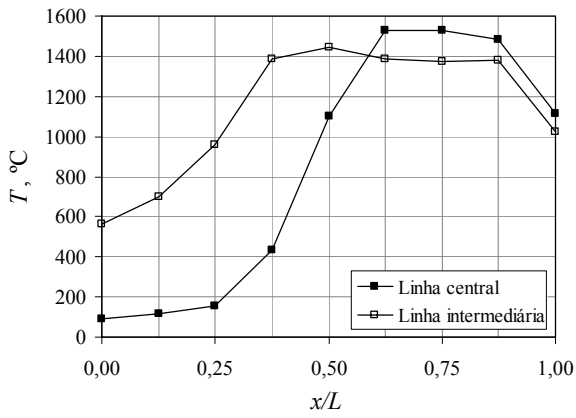
$\Phi = 0,55; S_L = 38 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



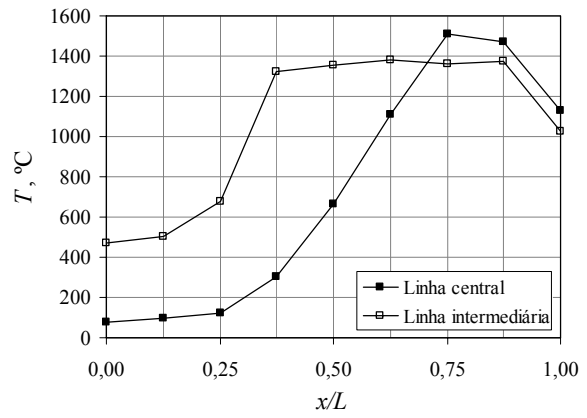
$\Phi = 0,55; S_L = 40 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



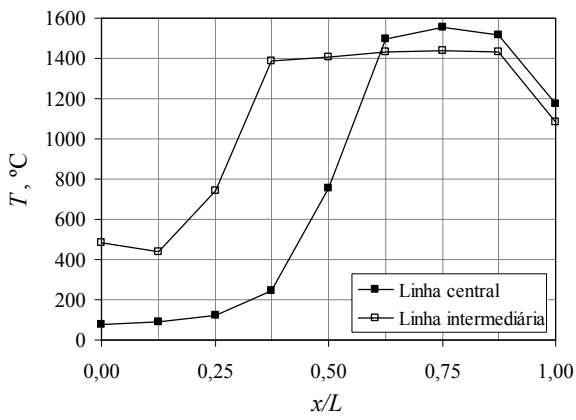
$\Phi = 0,55; S_L = 42 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



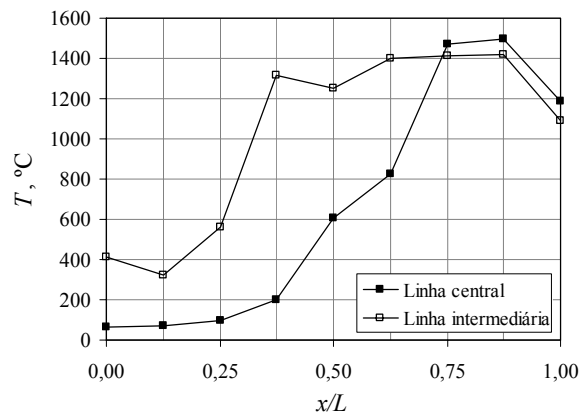
$\Phi = 0,60; S_L = 35 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



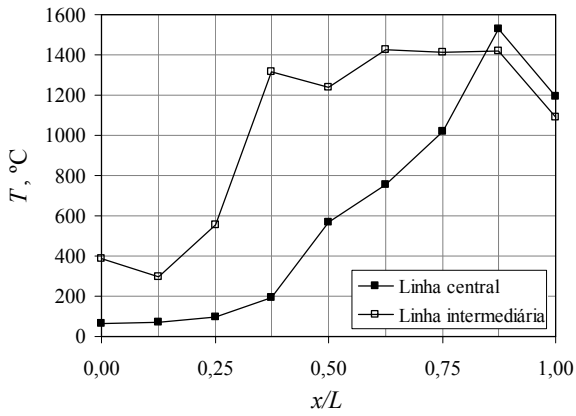
$\Phi = 0,60; S_L = 40 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



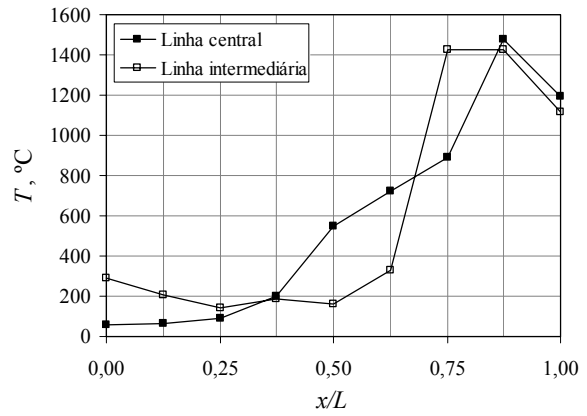
$\Phi = 0,60; S_L = 45 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



$\Phi = 0,60; S_L = 50 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



$\Phi = 0,60; S_L = 52 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$



$\Phi = 0,60; S_L = 55 \text{ cm/s}; T_f = 950^\circ\text{C}$

APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Incertezas dos resultados da razão de equivalência e da velocidade de chama

As oscilações periódicas na pressão da linha de ar, descritas no Capítulo 4, ocasionam uma incerteza na medição da vazão volumétrica de ar. A magnitude da incerteza de medição, obtida através da observação da vazão máxima e da vazão mínima que cada vazão requerida apresentava, muitas vezes foi maior que a incerteza de medição do próprio instrumento, que por definição, é a metade da menor divisão de sua escala. Na Figura B.1 são apresentados os resultados das incertezas de medição, relativas às oscilações e ao instrumento, de cada rotâmetro em função de sua faixa de medição. Pode-se observar que a incerteza de medição devido às oscilações é maior do que as incertezas dos rotômetros 1 e 2, sendo aproximadamente igual no rotômetro 3.

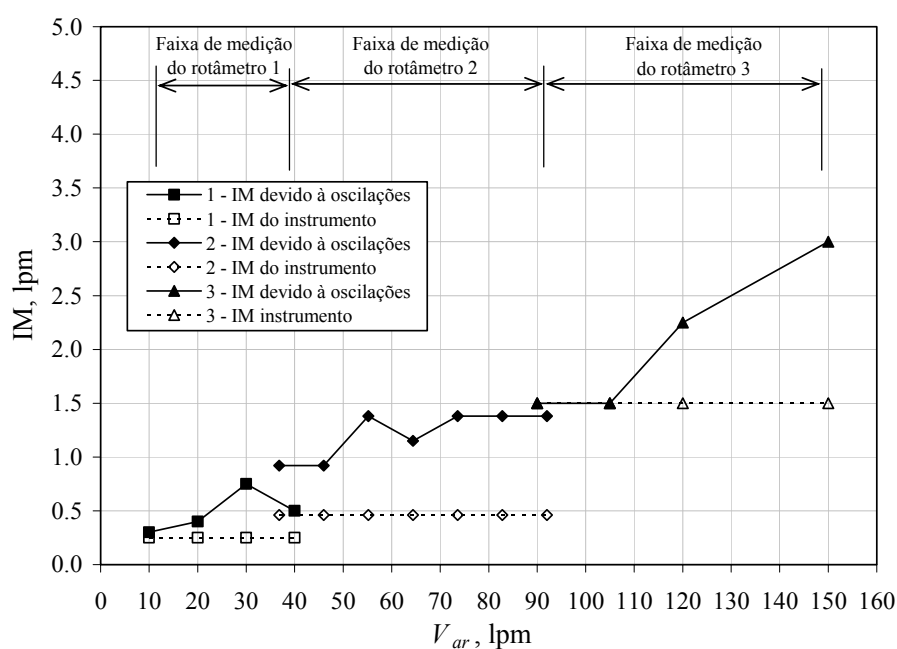


Figura B.1 – Incerteza de medição da vazão volumétrica de ar em função da vazão nominal medida. São indicadas ainda as faixas de medição de cada rotâmetro utilizado.

Tendo isto em vista, foram definidas como incertezas de medição dos rotômetros a maior incerteza observada. Este valores são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Incerteza de medição das vazões volumétricas de ar adotadas.

Rotâmetro	IM, lpm
1	0,8
2	1,5
3	1,5

Para a determinação da incerteza de medição dos valores de Φ e S_L foi feita uma análise da propagação das incertezas de medição da vazão volumétrica de ar, de gás combustível e do diâmetro do queimador a partir das seguintes expressões (Gonçalvez, 1996).

$$IM_{\Phi} = \sqrt{\left(IM_{Ar} \frac{\partial \Phi}{\partial Ar} \right)^2 + \left(IM_{CH_4} \frac{\partial \Phi}{\partial CH_4} \right)^2} \quad (B.1)$$

$$IM_{S_L} = \sqrt{\left(IM_{Ar} \frac{\partial S_L}{\partial Ar} \right)^2 + \left(IM_{CH_4} \frac{\partial S_L}{\partial CH_4} \right)^2 + \left(IM_{D_q} \frac{\partial S_L}{\partial D_q} \right)^2} \quad (B.2)$$

Os valores das incertezas de medição de Φ e S_L para todas as condições estudadas são apresentados na Tabela B.2.

Tabela B.2 – Incerteza dos resultados de Φ e S_L .

Φ	IM_{Φ}	%	S_L , lpm	IM_{S_L} , lpm	%
0,40	0,17	43	5,0	0,3	5
0,40	0,09	21	10,0	0,4	4
0,40	0,06	14	15,0	0,5	3
0,40	0,04	11	20,0	0,9	4
0,40	0,03	9	25,0	1,0	4
0,45	0,17	38	5,0	0,3	5
0,45	0,09	19	10,0	0,4	4
0,45	0,06	13	15,0	0,5	3
0,45	0,04	10	20,0	0,9	4
0,45	0,03	8	25,0	1,0	4
0,45	0,03	6	30,0	1,1	4
0,50	0,17	35	5,0	0,3	5
0,50	0,09	17	10,0	0,4	4
0,50	0,06	12	15,0	0,5	3
0,50	0,04	9	20,0	0,9	4
0,50	0,03	7	25,0	1,0	4
0,50	0,03	6	30,0	1,1	4
0,50	0,02	5	35,0	1,2	3

0,55	0,17	32	5,0	0,3	5
0,55	0,09	16	10,0	0,4	4
0,55	0,06	11	15,0	0,5	3
0,55	0,04	8	20,0	0,9	4
0,55	0,03	6	25,0	1,0	4
0,55	0,03	5	30,0	1,1	4
0,55	0,02	5	35,0	1,2	3
0,55	0,02	4	40,0	1,3	3
0,55	0,02	4	45,0	1,4	3
0,60	0,18	29	5,0	0,3	5
0,60	0,09	15	10,0	0,4	4
0,60	0,06	10	15,0	0,5	3
0,60	0,04	7	20,0	0,9	4
0,60	0,04	6	25,0	1,0	4
0,60	0,03	5	30,0	1,1	4
0,60	0,03	4	35,0	1,2	3
0,6	0,02	4	40,0	1,3	3
0,6	0,02	3	45,0	1,4	3
0,6	0,02	3	50,0	1,6	3
0,6	0,02	3	55,0	1,7	3
0,6	0,01	2	60,0	1,8	3
0,65	0,09	14	10,0	0,4	4
0,65	0,06	9	15,0	0,5	3
0,65	0,04	7	20,0	0,9	4
0,65	0,04	5	25,0	1,0	4
0,65	0,03	5	30,0	1,1	4
0,65	0,03	4	35,0	1,2	3
0,65	0,02	3	40,0	1,3	3

Incerteza dos resultados de eficiência de radiação

Para determinação de incerteza de medição da eficiência de radiação, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura superficial, da vazão volumétrica do combustível, da emissividade superficial e da área do queimador conforme a seguinte expressão (Gonçalves, 1996).

$$IM\eta_{rad} = \sqrt{\left(IMT_{rad} \frac{\partial \eta_{rad}}{\partial T_{rad}} \right)^2 + \left(IM\dot{V}_c \frac{\partial \eta_{rad}}{\partial \dot{V}_c} \right)^2 + \left(IM\varepsilon \frac{\partial \eta_{rad}}{\partial \varepsilon} \right)^2 + \left(IMD_q \frac{\partial \eta_{rad}}{\partial D_q} \right)^2} \quad (B.3)$$

Os valores das incertezas de medição das variáveis consideradas na Equação B.3, na Equação B.4 e na Equação B.5 são apresentados na Tabela B.3.

Tabela B.3 – Incerteza de medição de T_{rad} , \dot{V}_c , ε , D_q , c_p e T_{ch} .

Variável	IM
T_{rad}	50 °C
\dot{V}_c	0,2 lpm
ε	0,05
D_q	0,002 m
c_p	10 %
T_{ch}	50 °C

Os valores da incerteza dos resultados da eficiência de radiação são apresentados na Tabela B.4 considerando as condições experimentais em ambiente aberto.

Tabela B.4 - Incerteza dos resultados da eficiência de radiação.

Φ	S_L	η_{rad}	IM η_{rad} , %	%
0,40	12	32	7,7	24
0,40	14	32	6,9	22
0,40	16	33	6,5	20
0,40	20	34	6,0	18
0,45	15	31	6,4	21
0,45	20	32	5,4	17
0,45	24	29	4,8	16
0,45	26	30	4,7	16
0,50	18	32	5,4	17
0,50	20	30	5,1	17
0,50	26	30	4,4	15
0,50	32	28	3,9	14
0,55	25	27	4,1	15
0,55	26	27	4,0	15
0,55	28	27	3,8	14
0,55	30	26	3,7	15
0,55	32	25	3,5	14
0,55	35	24	3,4	14
0,55	36	23	3,2	14
0,60	30	27	3,8	14
0,60	32	26	3,6	14
0,60	36	25	3,4	13
0,60	40	24	3,2	13
0,60	45	23	3,0	13
0,60	50	22	2,8	13
0,65	40	25	3,2	13
0,65	45	24	3,0	13
0,65	50	23	2,8	12

Incerteza dos resultados de eficiência do transporte convectivo de energia

Para determinação de incerteza de medição da eficiência do transporte convectivo de energia, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura superficial, da vazão volumétrica do combustível, da vazão volumétrica de ar e do calor específico dos produtos de combustão conforme a seguinte expressão (Gonçalvez, 1996).

$$IM\eta_u = \sqrt{\left(IM T_{rad} \frac{\partial \eta_u}{\partial T_{rad}} \right)^2 + \left(IM \dot{V}_c \frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_c} \right)^2 + \left(IM \dot{V}_{ar} \frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_{ar}} \right)^2 + \left(IM c_p \frac{\partial \eta_u}{\partial c_p} \right)^2} \quad (B.4)$$

Os valores das incertezas de medição das variáveis consideradas na Equação B.4 são apresentados na Tabela B.3. Os valores da incerteza dos resultados da eficiência do transporte convectivo de energia são apresentados na Tabela B.5 considerando as condições experimentais em ambiente aberto.

Tabela B.5 - Incerteza dos resultados da eficiência do transporte convectivo de energia.

Φ	S_L	$\eta_u, \%$	$IM \eta_u, \%$	$\%$
0,40	12	63	14	21
0,40	14	66	13	19
0,40	16	70	12	18
0,40	20	77	12	16
0,45	15	64	11	17
0,45	20	70	11	15
0,45	24	74	10	14
0,45	26	76	10	14
0,50	18	63	9	15
0,50	20	65	10	15
0,50	26	71	9	13
0,50	32	74	9	13
0,55	25	64	8	13
0,55	26	65	8	13
0,55	28	66	8	13
0,55	30	67	8	13
0,55	32	67	8	12
0,55	35	69	8	12
0,55	36	68	8	12
0,60	30	65	8	12
0,60	32	65	8	12
0,60	36	67	8	12
0,60	40	69	8	12
0,60	45	71	8	12
0,60	50	72	8	11

0,65	40	66	8	12
0,65	45	67	8	11
0,65	50	71	8	11

Incerteza dos resultados de eficiência de recirculação de calor

Para determinação de incerteza de medição da eficiência de recirculação de calor, é considerada a propagação das incertezas de medição da temperatura de chama, da vazão volumétrica do combustível, da vazão volumétrica de ar e do calor específico dos produtos de combustão conforme a seguinte expressão (Gonçalves, 1996).

$$IM \eta_{rec} = \sqrt{\left(IM T_{ch} \frac{\partial \eta_{rec}}{\partial T_{ch}} \right)^2 + \left(IM \dot{V}_c \frac{\partial \eta_{rec}}{\partial \dot{V}_c} \right)^2 + \left(IM \dot{V}_{ar} \frac{\partial \eta_{rec}}{\partial \dot{V}_{ar}} \right)^2 + \left(IM c_p \frac{\partial \eta_{rec}}{\partial c_p} \right)^2} \quad (B.5)$$

Os valores das incertezas de medição das variáveis consideradas na Equação B.5 são apresentados na Tabela B.3. Os valores da incerteza dos resultados da eficiência de recirculação de calor são apresentados na Tabela B.6 considerando as condições experimentais em ambiente aberto.

Tabela B.6 - Incerteza dos resultados da eficiência de recirculação de calor.

Φ	S_L	$\eta_{rec}, \%$	$IM \eta_{rec}, \%$	$\%$
0,40	12	37	9	24
0,40	14	33	8	24
0,40	16	32	7	23
0,40	20	25	6	25
0,45	15	40	8	20
0,45	20	26	6	22
0,45	24	20	5	26
0,45	26	17	5	29
0,50	18	31	6	19
0,50	20	25	5	21
0,50	26	16	4	28
0,50	32	12	4	35
0,55	25	16	4	26
0,55	30	12	4	33
0,55	32	9	4	41
0,55	35	9	4	44
0,55	36	5	4	81
0,60	30	11	4	34
0,60	32	7	3	52
0,60	36	5	3	69

0,60	40	6	3	57
0,60	45	5	3	68
0,60	50	4	3	83
0,65	40	5	3	59
0,65	45	6	3	57
0,65	50	6	3	52

APÊNDICE C – MEDIÇÕES DA CONCENTRAÇÃO DAS ESPÉCIES QUÍMICAS GASOSAS

Na Tabela C.1 são apresentados os valores das medições das concentrações das principais espécies químicas presentes nos produtos de combustão em todas as condições experimentais com o queimador operando em ambiente aberto. Também são apresentados os valores IENO_x e o IECO, calculados para cada condição experimental, bem como a razão de equivalência (Φ), a velocidade de chama (S_L), a potência total (\dot{S}_r) e o rotâmetro com o qual foram feitas as medições da vazão de ar. Os dados foram organizados de acordo com a data em que foram obtidos.

Tabela C.1 – Medições da concentração das principais espécies químicas de todas as condições experimentais com o queimador operando em ambiente aberto.

Mês	Dia	Φ	S_L , cm/s	\dot{S}_r , kW	Rotâ- metro	CO, ppm	CO ₂ , %	NO _x , ppm	O ₂ , %	IENO _x , g/kg	IECO, g/kg
6	20	0,55	25	1,7	2	7	6,8	8,0	8,2	0,34	0,30
6	20	0,55	30	2,1	2	7	6,5	6,0	8,7	0,26	0,31
6	20	0,55	26	1,8	2	5	6,8	9,0	7,9	0,38	0,21
6	20	0,55	30	2,1	2	8	6,9	4,7	8,2	0,20	0,33
6	21	0,60	30	2,3	2	9	7,1	12,7	7,4	0,51	0,36
6	21	0,60	36	2,7	2	14	6,6	6,8	8,3	0,30	0,61
6	21	0,60	36	2,7	2	17	6,8	6,3	8,1	0,27	0,72
6	22	0,60	45	3,4	2	37	6,9	5,9	7,7	0,25	1,54
6	26	0,55	35	2,4	2	10	6,1	5,0	9,2	0,24	0,47
6	26	0,55	36	2,5	2	15	6,2	5,0	9,2	0,23	0,69
6	26	0,60	50	3,8	2	71	7,1	5,5	7,7	0,22	2,86
7	20	0,40	16	0,8	2	1	5,8	2,9	10,0	0,14	0,05
7	20	0,40	20	1,0	2	4	5,6	2,5	10,4	0,13	0,20
7	20	0,45	15	0,9	2	0	6,7	6,8	8,4	0,29	0,00
7	20	0,45	20	1,1	2	1	6,2	4,2	9,2	0,19	0,05
7	20	0,50	18	1,1	2	0	7,1	8,6	7,7	0,35	0,00
7	20	0,50	20	1,3	2	1	7,0	8,4	7,8	0,34	0,04
7	21	0,40	10	0,5	2	5	5,2	1,8	11,2	0,10	0,28
7	21	0,45	24	1,4	2	1	6,0	3,4	9,9	0,16	0,05
7	21	0,45	26	1,5	2	8	5,8	3,0	10,0	0,15	0,40
7	21	0,50	26	1,6	2	4	6,5	6,1	8,8	0,27	0,18
7	21	0,50	32	2,0	2	10	6,1	4,0	9,6	0,19	0,47
7	21	0,65	40	3,2	2	18	7,6	11,6	6,7	0,44	0,68
7	21	0,65	45	3,6	2	24	7,5	9,0	7,0	0,34	0,92
7	21	0,65	50	4,0	2	33	7,6	10,0	6,8	0,38	1,24
7	26	0,40	12	0,6	2	3	6,0	3,5	9,8	0,17	0,14
7	26	0,55	34	2,4	2	12	6,6	5,3	8,5	0,23	0,52
7	26	0,60	32	2,4	2	9	7,2	8,8	7,5	0,35	0,36

7	26	0,60	40	3,0	2	18	6,9	6,5	8,0	0,27	0,75
7	26	0,60	50	3,8	2	33	6,9	5,9	8,0	0,25	1,37
9	15	0,55	30	2,1	2	14	6,8	5,0	8,4	0,21	0,59

Na Tabela C.2 e na Tabela C.3 são apresentados os valores das medições das concentrações das principais espécies químicas presentes nos produtos de combustão em todas as condições experimentais com o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$ e $T_f = 950^\circ\text{C}$, respectivamente. Também são apresentados os valores IENO_x e o IECO , calculados para cada condição experimental, bem como a razão de equivalência (Φ), a velocidade de chama (S_L), a potência total (\dot{S}_r) e o rotâmetro com o qual foram feitas as medições da vazão de ar. Os dados foram organizados de acordo com a data em que foram obtidos.

Tabela C.2 - Medições das concentrações das principais espécies químicas presentes nos produtos de combustão em todas as condições experimentais com o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 500^\circ\text{C}$.

Mês	Dia	Φ	S_L , cm/s	\dot{S}_r , kW	Rotâ- metro	CO, ppm	CO ₂ , %	NO _x , ppm	O ₂ , %	IENO _x , g/kg	IECO, g/kg
8	23	0,55	40	2,8	2	3	5,8	2,6	11,8	0,13	0,15
8	23	0,50	26	1,6	2	4	6,5	3,1	10,6	0,14	0,18
8	27	0,50	32	2,0	2	0	6,2	3	9,9	0,14	0,00
9	4	0,60	40	3,0	2	0	7,2	7,0	7,7	0,28	0,00
9	4	0,60	45	3,4	3	0	7,2	6,8	7,6	0,27	0,00
9	4	0,60	50	3,8	3	0	7,1	6,2	7,7	0,25	0,00
9	4	0,60	55	4,1	3	0	6,8	5,2	8,2	0,22	0,00
9	4	0,50	32	2,0	2	3	6,2	3,7	9,3	0,17	0,14
9	6	0,55	30	2,1	2	0	6,9	6,9	7,8	0,29	0,00
9	6	0,60	38	2,9	2	0	7,3	8,4	7,1	0,33	0,00
9	6	0,50	26	1,6	2	0	6,9	7,0	8	0,29	0,00
9	6	0,55	32	2,2	2	0	6,9	6,3	7,8	0,26	0,00
9	6	0,45	20	1,1	2	0	6,6	5,2	8,5	0,23	0,00
9	6	0,40	16	0,8	2	2	6,2	3,3	9,5	0,15	0,09
9	6	0,40	20	1,0	2	1	5,8	2,4	10,1	0,12	0,05
9	11	0,55	28	1,9	2	0	7,3	7,8	7,6	0,31	0,00
9	11	0,55	30	2,1	2	0	7,2	6,5	7,8	0,26	0,00
9	11	0,55	40	2,8	2	0	6,6	3,7	8,9	0,16	0,00
9	11	0,55	42	2,9	2	0	6,6	3,9	8,8	0,17	0,00
9	11	0,55	36	2,5	2	0	6,6	3,8	8,8	0,17	0,00
9	26	0,55	35	2,4	2	7	5,3	2,3	11,2	0,12	0,38
9	26	0,55	36	2,5	2	5	5,4	2,3	11,1	0,12	0,27
9	26	0,55	30	2,1	2	18	5,6	1	11,2	0,05	0,92
9	26	0,55	25	1,7	2	13	5,4	2,6	11,0	0,14	0,69

9	28	0,40	15	0,8	2	14	3,6	0,8	13,8	0,06	1,11
10	2	0,45	15	0,9	2	8	4,3	1,7	12,8	0,11	0,53
10	2	0,45	20	1,1	2	9	4,6	1,4	12,2	0,09	0,56
10	2	0,50	15	2,8	2	8	4,6	2,3	12,3	0,14	0,50
10	2	0,50	20	1,6	2	7	5,1	2,5	11,3	0,14	0,39
10	2	0,50	30	2,0	2	7	5,1	1,8	11,2	0,10	0,39
10	2	0,60	35	3,0	2	2	5,9	4,6	9,6	0,22	0,10
10	2	0,60	40	3,4	2	1	5,9	4	9,8	0,19	0,05
10	2	0,50	25	3,8	2	8	5,2	2,1	11,0	0,12	0,44
10	2	0,55	20	4,1	2	5	5,6	5,1	10,4	0,26	0,26
10	6	0,40	10	2,0	1	18	3,3	1	14,6	0,09	1,56
10	6	0,45	10	2,1	2	11	4	1,7	13,6	0,12	0,79
10	6	0,50	10	2,9	2	6	4,2	3,5	13,3	0,24	0,41
10	8	0,50	25	1,6	2	4	4,8	1,2	11,8	0,07	0,24
11	1	0,40	4	2,2	1	139	1,9	0,3	16,9	0,04	20,83
11	1	0,40	6	0,3	1	68	2,3	0,4	16,0	0,05	8,45
11	1	0,60	10	0,8	1	1,2	4,4	3,8	12,4	0,25	0,08
11	1	0,60	12	0,9	1	0,6	4,7	3,8	11,8	0,23	0,04
11	1	0,60	15	1,1	1	0,7	5,1	3,3	11,7	0,19	0,04
11	1	0,55	4	0,3	1	55	2,3	0,7	16,2	0,09	6,84
11	1	0,55	6	0,4	1	8,4	3,1	1,4	14,71	0,13	0,78
11	1	0,55	10	0,7	1	2,6	4	1,8	13,1	0,13	0,19
11	1	0,55	15	1,0	1	2,3	4,5	1,6	12,1	0,10	0,15
11	1	0,45	4	0,2	1	72	2,1	0,5	16,4	0,07	9,80
11	2	0,45	22	1,3	1	13	4,2	1,7	12,7	0,12	0,89
11	2	0,45	24	1,4	1	61	4,7	1	12,2	0,06	3,72
11	3	0,60	45	3,4	3	3	5,7	5,0	10,0	0,25	0,15
11	3	0,60	50	3,8	3	3	5,8	4,1	9,7	0,20	0,15
11	8	0,55	20	1,4	2	3	5,2	3,2	11,1	0,18	0,17
11	8	0,55	25	1,7	2	2	5,3	3,1	10,8	0,17	0,11
11	8	0,55	30	2,1	2	2	5,4	3,3	10,7	0,18	0,11
11	8	0,55	20	1,4	2	1	5,1	5,2	11,2	0,29	0,06
11	8	0,55	25	1,7	2	1	5,2	4,5	11,0	0,25	0,06
11	8	0,55	30	2,1	2	1	5,5	4,2	10,8	0,22	0,05
11	8	0,50	25	1,6	2	0	4,8	2,9	11,7	0,17	0,00

Tabela C.3 - Medições das concentrações das principais espécies químicas presentes nos produtos de combustão em todas as condições experimentais com o queimador operando em ambiente confinado com $T_f = 950^\circ\text{C}$.

Mês	Dia	Φ	S_L , cm/s	\dot{S}_r , kW	Rotâ- metro	CO, ppm	CO ₂ , %	NO _x , ppm	O ₂ , %	IENO _x , g/kg	IECO, g/kg
10	3	0,40	15	0,8	2	2	4,2	3,5	12,9	0,24	0,14
10	3	0,45	10	0,6	2	2	4,3	4,6	12,8	0,31	0,13
10	3	0,45	15	0,9	2	2	4,6	4,7	12,4	0,29	0,12
10	3	0,45	20	1,1	2	2	4,8	3,8	12,0	0,23	0,12
10	3	0,45	25	1,4	2	0	4,8	2,4	11,9	0,14	0,00
10	3	0,50	15	0,9	2	1	5,2	8,1	11,3	0,45	0,06
10	3	0,50	20	1,3	2	2	5,1	5,5	11,5	0,31	0,11
10	3	0,50	25	1,6	2	2	5,3	4,4	11,1	0,24	0,11
10	3	0,50	30	1,9	2	2	5,1	3,3	11,4	0,19	0,11
10	3	0,55	35	2,4	2	1	5,6	4,3	10,5	0,22	0,05
10	3	0,60	35	2,6	2	0	6	6,1	9,7	0,29	0,00
10	3	0,60	40	3,0	2	1	6	5,3	9,7	0,25	0,05
10	6	0,40	10	0,5	2	3	3,7	2,5	13,9	0,19	0,23
10	7	0,40	16	0,8	2	3	3,8	1,7	13,8	0,13	0,23
10	7	0,40	18	0,9	2	3	4,5	2,2	12,5	0,14	0,19
10	7	0,40	20	1,0	2	2	4,7	2,4	12,1	0,15	0,12
10	7	0,50	32	2,0	2	1	5,4	3,2	10,8	0,17	0,05
10	7	0,60	45	3,4	3	1	6,4	6,4	9,0	0,29	0,04
10	7	0,60	50	3,8	3	1	6,3	5,8	9,1	0,26	0,05
10	7	0,60	52	3,9	3	1	6,3	5,7	9,2	0,26	0,05
10	7	0,60	55	4,1	3	0	6,3	5,3	9,2	0,24	0,00
10	10	0,55	38	2,6	2	1	5,3	3,5	10,9	0,19	0,05
10	10	0,55	40	2,8	2	1	5,5	3,6	10,6	0,19	0,05
10	10	0,55	42	2,9	2	2	5,7	3,7	10,3	0,19	0,10
10	11	0,40	4	0,2	1	3	2,3	1,5	16,5	0,19	0,37
10	11	0,40	6	0,3	1	2	3	1,9	15,3	0,18	0,19
10	11	0,45	4	0,2	1	3	2,3	2	16,4	0,25	0,37
10	11	0,45	5	0,8	1	3	2,6	1,9	16,0	0,21	0,33
10	11	0,45	8	0,6	1	3	3,3	1,9	14,7	0,17	0,26
10	11	0,50	10	0,9	2	2	4,3	3,5	12,8	0,23	0,13
10	11	0,55	15	1,1	1	1	5,2	4,7	11,3	0,26	0,06
10	11	0,55	18	1,4	1	1	5	3,2	11,6	0,18	0,06
11	10	0,60	40	0,9	2	0	6	6,5	9,3	0,31	0,00
11	10	0,55	10	1,3	1	5	3,3	1,9	14,6	0,17	6,60
11	10	0,60	30	1,6	2	3	5,3	4,8	10,8	0,26	0,16

APÊNDICE D – FOTOS DO EXPERIMENTO



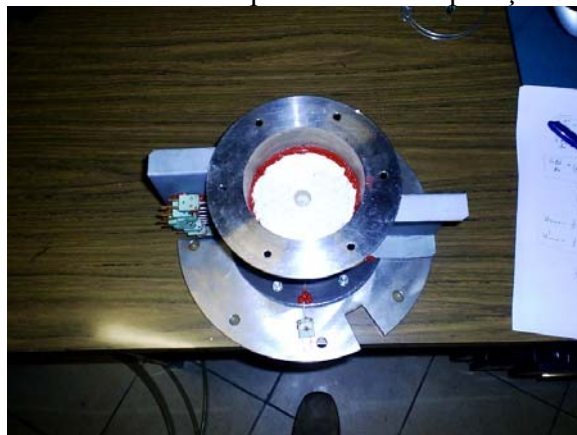
Bancada experimental.



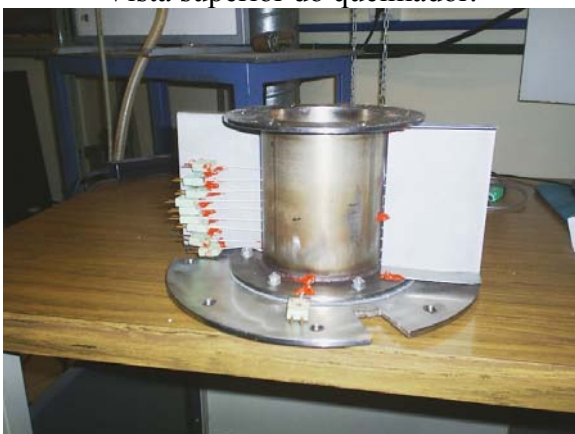
Fornalha com o queimador em operação.



Vista superior do queimador.



Vista inferior do queimador.



Vista lateral do queimador.



Montagem do queimador na fornalha.



Paredes da fornalha com sistema de aquecimento.



Cilindro principal da fornalha.



Queimador poroso radiante antes dos experimentos.



Queimador poroso radiante após o uso prolongado.

APÊNDICE E – AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO EM AMBIENTE CONFINADO

A eficiência de radiação da queimador poroso radiante em ambiente confinado segue a mesma definição apresentada na Equação (2.3), onde \dot{Q}_{rad} representa a taxa de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente e \dot{S}_r é a taxa de liberação de energia térmica pela reação de combustão. Para avaliar a parcela \dot{Q}_{rad} , um modelo de troca de calor radiante entre superfícies com temperaturas prescritas foi utilizado. Com a finalidade de aproximar a influência do gradiente longitudinal de temperaturas na parede da fornalha, conforme visto no Capítulo 4, sua superfície cilíndrica foi dividida em 3 segmentos. Na Figura E.1, mostra-se uma representação esquemática da fornalha, indicando as superfícies consideradas e as principais dimensões utilizadas.

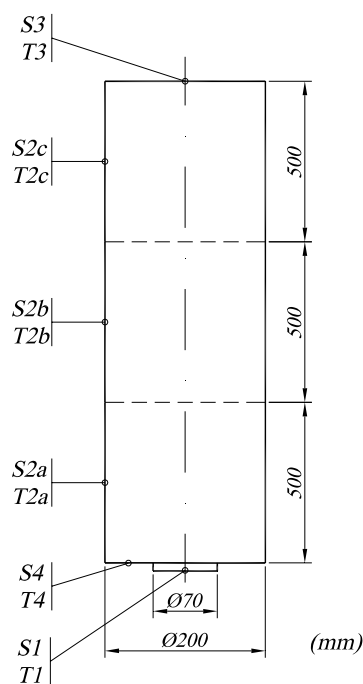


Figura E.1 - Representação esquemática da fornalha, indicando as superfícies consideradas e as principais dimensões utilizadas.

As temperaturas da parede cilíndrica foram medidas conforme apresentado no Capítulo 3. A temperatura na superfície $S4$ foi considerada igual a da superfície $S2a$, devido à proximidade entre as mesmas. A superfície $S3$ foi considerada com um corpo negro a temperatura de 298 K. A temperatura da superfície $S1$, ou seja, a da superfície do queimador, foi considerada com sendo a média das temperaturas do termopar 1 e do termopar 11, indicados na Figura 3.1.

Assumindo as hipóteses das superfícies da fornalha serem isotérmicas, com comportamento de superfícies opacas, cinzentas e difusas e o meio no interior da fornalha ser não participante, pode-se avaliar a taxa líquida de troca de calor radiante em uma superfície qualquer como sendo:

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} \quad (\text{E.1})$$

onde E_{bi} é o poder emissivo, J_i é a radiosidade, ε é a emissividade e A é a área da superfície i . A taxa líquida de transferência de calor por radiação entre a superfície i e as demais superfícies j é avaliada por:

$$q_i = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (\text{E.2})$$

onde F_{ij} é o fator de forma entre as superfícies i e j .

Os fatores de forma entre as superfícies foram avaliados de acordo com as expressões C-78, C-80, C-81, C-82, C-86 e C-87 listadas em < www.me.utexas.edu/~howell >. Para calcular os demais fatores de forma foram utilizadas relações de reciprocidade entre as superfícies (Equação (E.3)) e a regra do somatório (Equação (E.4)) aplicada a uma superfície.

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (\text{E.3})$$

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

Os valores da emissividade hemisférica média de cada superfície são apresentados na Tabela E.1.

Tabela E.1 - Emissividade hemisférica média de cada superfície da fornalha (Incropera e De Witt, 2002).

Superfície	Característica	ϵ
<i>S1</i>	Queimador	1
<i>S2a</i>	Aço inox levemente oxidado	0,40 a 1000 K
<i>S2b</i>	Aço inox levemente oxidado	0,40 a 1000 K
<i>S2c</i>	Aço inox levemente oxidado	0,40 a 1000 K
<i>S3</i>	Ambiente	1
<i>S4</i>	Aço inox levemente oxidado	0,40 a 1000 K

As Equações (E.1) e (E.2) são escritas para cada superfície, formando um sistema linear de equações que foi resolvido no *software EES*. A variável q_1 é a própria taxa líquida de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente externo, ou seja,

$$q_1 = \dot{Q}_{rad} \quad (E.5)$$

Os resultados da eficiência de radiação para cada condição experimental são apresentados e discutidos na Seção 5.4.