

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

IRALDO BELCHIOR CRISTINO AGUIAR

AQUECEDOR POROSO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO LANÇA-CHAMA APLICADO
AO GÁS NATURAL E AO BIOGÁS

FORTALEZA

2010

IRALDO BELCHIOR CRISTINO AGUIAR

AQUECEDOR POROSO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO LANÇA-CHAMA APLICADO
AO GÁS NATURAL E AO BIOGÁS

Dissertação submetida à coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, com área de concentração em Energias Renováveis, como requisito para obtenção do grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães
Barcellos – UFC

Co-Orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa
Rocha – UFC

FORTALEZA

2010

A229a Aguiar, Iraldo Belchior Cristino
 Aquecedor poroso com sistema de ignição lança-chama aplicado ao gás natural e ao biogás / Iraldo Belchior Cristino Aguiar . – Fortaleza, 2010. 99f. ; il. Color. enc.

 Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos
 Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
 Área de concentração: Energias renováveis
 Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção , Fortaleza, 2010.

 1. Engenharia Mecânica. 2. Combustão. 3. Biogás. 4. Aquecedor poroso. 5. Simulação (computadores) I. Barcellos, William Magalhães. II. Rocha, Paulo Alexandre Costa. III. Universidade Federal do Ceará – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD 620.1

IRALDO BELCHIOR CRISTINO AGUIAR

AQUECEDOR POROSO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO LANÇA-CHAMA APLICADO
AO GÁS NATURAL E AO BIOGÁS

Dissertação submetida à coordenação do
Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do Ceará,
com área de concentração em Energias
Renováveis, como requisito para obtenção do
grau de Mestre.

Aprovada em ____ / ____ / ____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Orientador)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha (Co-Orientador)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. João Batista Furlan Duarte
Universidade de Fortaleza

Dedico este trabalho:

A minha família, minha namorada Renata e a
Nossa Senhora Sant'ana.

Agradecimentos

A Deus, por sempre repor minhas forças e me fazer superar todos os obstáculos.

Ao prof. Dr. William Barcellos, que me encorajou a encarar esse desafio, que além de ser meu orientador, meu amigo.

Ao meu grande amigo e companheiro Luis Carlos, pela força, pelo apoio, pelo incentivo, em todas as horas.

A coordenação do programa de Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, especialmente ao Valdi e a Juliana devido ao apoio e paciência.

Ao Programa CAPES-REUNI, pela concessão da bolsa e me permitiu o desenvolvimento do projeto.

À prof. Dra. Eugênia Vieira por a grande mentora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Ao pessoal da Oficina Polares, que fez um excelente trabalho na confecção das peças.

“ A vida é feita de desafios, temos que enfrentá-los”.
(Eu)

Resumo

A “Combustão de Filtração” é uma tecnologia que tem sido empregada no desenvolvimento de aquecedores e caldeiras de alta eficiência e baixa emissão de poluentes. No entanto, o processo de ignição da combustão nesses equipamentos, constituídos de queimadores porosos volumétricos, tem sido ainda uma questão não resolvida. Os sistemas convencionais desenvolvidos para esses queimadores apresentam algum inconveniente operacional que prejudica a eficiência de combustão. Então, este trabalho tem como objetivo principal apresentar um projeto robusto e econômico de sistema de ignição por lança-chamas destinado a queimadores porosos volumétricos, em que a Combustão de Filtração está sendo aplicada como tecnologia de base para desenvolvimento de um novo modelo de aquecedor de água. Um protótipo do aquecedor equipado com o sistema de ignição foi desenvolvido, em escala de laboratório, realizando-se estudos experimental e teórico quanto à queima com gás natural e com biogás. A análise teórica envolve a caracterização do escoamento dos gases ao longo do corpo do sistema de ignição através da simulação com o software “ANSYS-CFX”, como também, dos fenômenos relacionados à onda de combustão propagando-se no queimador do aquecedor, para o qual foi utilizado um modelo numérico de simulação em FORTRAN. Neste contexto, é utilizado o software PREMIX no cálculo de equilíbrio químico, aplicável à combustão pré-misturada em um meio poroso, tomando como referência os dois parâmetros principais de operação: a razão de equivalência e a velocidade do escoamento da mistura ar-combustível. Como resultado: o sistema de ignição proposto mostrou-se adequado aos queimadores porosos, provendo estabilidade e facilidade de operação, e reduzindo significativamente o tempo necessário ao pré-aquecimento do meio poroso. O modelamento do escoamento e da combustão serviu de suporte para interpretação adequada dos fenômenos presentes nos processos. A Combustão de Filtração possibilitou a operação estável do aquecedor em ampla faixa de razão de equivalência (de 0.30 a 1).

Palavras-chaves: Combustão de Filtração, Sistema de Ignição Lança-Chamas, Aquecedor a Gás.

Abstract

"Filtration Combustion" is a technology that has been used in the development of heaters and boilers with high efficiency and low pollutant emissions. However, the ignition process of combustion in such equipments, constituted of volumetric porous burners, have been an issue still unresolved. Conventional systems developed for these burners present some operational drawback that affects the combustion efficiency. So, this work aims mainly to present a robust and economical design of flame-thrower ignition system aimed at volumetric porous burners, in which Filtration Combustion is being applied as a basis technology for the developing a new model of water heater. A prototype of the heater equipped with the ignition system has been developed in laboratory scale, carrying out experimental and theoretical studies on the burning natural gas and biogas. The theoretical analysis involves the characterization of gas flow along the body of the ignition system through simulation with the software "ANSYS-CFX," as well as of the phenomena related to the combustion wave propagating itself through the heater's burner, for which a numerical simulation in FORTRAN has been used. In this context, a software "PREMIX" was used in the chemical equilibrium calculation, applicable to premixed combustion in a porous medium, taking as reference the two main parameters of operation: the equivalence ratio and flow velocity of the air-fuel mixture. As a result, the ignition system proposed has been adequate to the porous burner, providing stability and ease of operation, and significantly reducing the time required for preheating the porous medium. The modeling of flow and combustion has served as a support for proper interpretation of the phenomena present in the processes. Filtration Combustion has allowed stable operation of the heater in a wide range of equivalence ratio (from 0.30 to 1).

Key-Words: Filtration Combustion, Flame-Thrower Ignition System, Gas heater.

Lista de Figuras

Figura 3.1 - Detalhe do Meio Poroso	7
Figura 3.2 - Perfil de distribuição de temperatura da Combustão	8
Figura 3.3 - Sentido da frente de chama	8
Figura 3.4 - Foto da Caldeira Superadiabática instalada no LACER	13
Figura 3.5 - Fotos do sistema de aquecimento utilizado na caldeira superadiabática instalada. (LACER)	13
Figura 3.6 - Desenho esquemático de um ignitor	15
Figura 3.7 - Sistema de ignição inserido no meio	15
Figura 3.8 - Detalhe do sistema de ignição inserido no	16
Figura 3.9 - Sistema de ignição por chama piloto. (Harris et al., 2008)	16
Figura 4.1 - Geometria interna do escoamento. (Destaque em verde)	18
Figura 4.2 - Tubos de quartzo selecionados para estudo.	19
Figura 4.3 - Linhas de corrente do tubo de 1/2"	21
Figura 4.4 - Linhas de corrente do tubo de 5/8"	22
Figura 4.5 - Linhas de corrente do tubo de 3/4"	22
Figura 4.6 - y+ nas paredes do tubo de 1/2"	23
Figura 4.7 - y+ nas paredes do tubo de 5/8"	23
Figura 4.8 - y+ nas paredes do tubo de 3/4"	24
Figura 4.9 - Campo de velocidade do tubo de 1/2"	24
Figura 4.10 - Campo de velocidade do tubo de 5/8"	25
Figura 4.11 - Campo de velocidade do tubo de 3/4"	25
Figura 4.12 - Bancada de teste da primeira fase do projeto.	27
Figura 4.13 - Detalhamento em corte da pré-montagem na primeira etapa do projeto	28
Figura 4.14 - Vista em corte da montagem do aquecedor.	45
Figura 4.15 - Detalhe em corte da montagem do aquecedor.	45
Figura 4.16 - Detalhe do isolamento.	46
Figura 4.17 - Sistema de Circulação de Ar	48
Figura 4.18 - Sistema de Circulação de Água.	49
Figura 4.19 - Sistema de Circulação de Combustível.	49
Figura 4.20 - Sistema Elétrico de Ignição.	50
Figura 4.21 - Distribuição dos termopares Tipo "S" ao longo do reator	51
Figura 4.22 - Vista esquemática do aquecedor com sistema de aquisição de dados	54
Figura 5.1 - Distribuição de temperatura desde a ignição ao longo do tempo.	56
Figura 5.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $V_{gf} = 0,20$ m/s (Gás Natural)	57
Figura 5.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $v_{gf} = 0,30$ m/s (Gás Natural)	58
Figura 5.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ (Biogás)	58
Figura 5.5 - Comparativo entre as Temperaturas de Aquecimento através	60
Figura 5.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s	61
Figura 5.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s	61
Figura 5.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s	62
Figura 5.9 - Temperatura de exaustão do aquecedor	63
Figura 5.10 - Gráfico da Temperatura da água na saída do trocador, com $v_{gf} = 0,20$ m/s.	64
Figura 5.11 - Gráfico de eficiência de extração com Gás Natural e Biogás	66

Figura A.1 - Lança-chamas "Zippo" da Marinha Americana. (Departamento de Defesa dos Estados Unidos).....	74
Figura A.2 - Esquema de funcionamento de um lança-chamas portátil.	75
Figura 0.3 - Aquecedor na fase inicial.....	80
Figura 0.4 - Detalhe do trocador no flange.....	80
Figura 0.5 - Montagem do ignitor no aquecedor.....	81
Figura 0.6 - Aquecedor montado na bancada de teste.....	81
Figura 0.7 - Aquecedor na bancada de teste com isolamento e instrumentos.....	81
Figura 0.8 - Aquecedor pronto para operação.....	83
Figura 0.9 - Detalhe da Válvula de Controle do Processo.....	83
Figura 0.10 - Detalhe dos rotâmetros na fase de teste.....	84
Figura 0.11 - Aquecedor com Sistema de Ignição Lança-Chamas em operação.....	85
Figura 0.12 - Bancada do ignitor.....	86
Figura 0.13 - Detalhe do Sistema de Ignição.....	86
Figura 0.14 - Ignitor - Monitorando temperatura e em detalhes.....	86
Figura 0.15 - Sistema em funcionamento.....	87

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Condições de fluxo de entrada	21
Tabela 4.2 - Valores brutos das amostras da análise cromatografia gasosa	29
Tabela 4.3 - Porcentagem de cada amostra da análise cromatografia gasosa	29
Tabela 4.4 - Composição do gás natural adotada para efeito de cálculos	30
Tabela 4.5 - Amostragem da Composição do Biogás	30
Tabela 4.6 - Cálculo das razões ar-combustível para partida e operação com tubo $\varnothing 3/4"$	33

Lista de Símbolos

A	–	Área	$[m^2]$
c_p	–	Calor específico	$[J/kg\cdot K]$
D	–	Coeficiente de difusão de massa e calor / Diâmetro	$[m^2/s] / [m]$
D_{ax}	–	Coeficiente de dispersão axial	$[m^2/s]$
f	–	Função genérica	
F	–	Fator de troca radiativa	
h	–	Vetor de correção	
h_v	–	Coeficiente volumétrico de convecção	$[W/m^2\cdot K]$
h_{reac}	–	Entalpia de reação por unidade de massa	$[J/kg]$
H	–	Entalpia	$[J/kg]$
k	–	Condutividade térmica	$[W/m\cdot K]$
l_{ex}	–	Comprimento do trocador de calor	$[m]$
L	–	Comprimento do reator	$[m]$
$\dot{m}$	–	Vazão mássica	$[kg/s]$
N	–	Número	
Nu	–	Número de Nusselt	
p	–	Pressão	$[Pa]$
PCI	–	Poder calorífico inferior	$[kJ/kg]$
PM	–	Peso molecular	
Pr	–	Número de Prandtl	
$\dot{Q}$	–	Potência	$[W]$
q_{reac}	–	Taxa de calor de reação	$[W/m^3]$
Re	–	Número de Reynolds	
R_u	–	Constante universal do gás perfeito	$[J/kmol\cdot K]$
T	–	Temperatura	$[K]$
v_g	–	Velocidade intersticial do gás	$[m/s]$
v_{gf}	–	Velocidade do escoamento dos gases	$[m/s]$
V	–	Velocidade de difusão	$[m/s]$
x	–	Coordenada espacial na linha de centro	$[m]$

t	–	Coordenada temporal	[s]
W	–	Taxa volumétrica de geração de produtos	[kg/m ³ -s]
$W_{i,j}$	–	Função peso	
y_p	–	Fração mássica de produtos	
y^+	–	Distância de parede adimensional	

Letras gregas:

β	–	Coeficiente de perda de calor	[W/m ³ -K]
γ	–	Fração mássica	
ε	–	Porosidade / Eficiência exergética	
η	–	Eficiência	
ρ	–	Densidade	[kg/m ³]
σ	–	Constante de Stephan-Boltzmann	[W/m ² -K ⁴]
ΔT	–	Variação de temperatura	
Φ	–	Razão de equivalência	
χ	–	Título do vapor	

Sub-índices:

0	–	entrada / ambiente
ad	–	adiabática
al	–	alumina
CH ₄	–	metano
ex	–	extração de calor
exch	–	trocadores de calor
g	–	gás
guess	–	condição inicial
H ₂ O	–	água
i	–	i-ésimo ponto
j	–	j-ésimo ponto
max	–	máximo

min	–	mínimo
mist	–	mistura ar-combustível
O ₂	–	oxigênio
N ₂	–	nitrogênio
quim	–	químico
r	–	radiação
s	–	sólido
VC	–	volume de controle
wall	–	parede

Abreviaturas:

CF	–	Combustão de Filtração
CQPR	–	Caldeira de Queimador Poroso Recíproco
LACER	-	Laboratório de Combustão e Energias Renováveis
VARIAC	–	Variador de Tensão de Corrente Alternada
SILC	–	Sistema de Ignição Lança-Chama

Índice

Agradecimentos	vi
Resumo	viii
Abstract.....	ix
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiii
Índice	xvi
Capítulo 1 -Introdução.....	1
Capítulo 2 -Objetivos	4
Capítulo 3 -Fundamentos da Tecnologia de Base	5
3.1 Combustão de filtração	5
3.2 Caldeira instalada no LACER	12
3.3 Sistema de Ignição da Combustão de Filtração Existentes	14
Capítulo 4 -Metodologia	17
4.1 Concepção de Projeto do Sistema de Ignição Lança-Chama (SILC).....	17
4.1.1 Análise Teórica.....	20
4.1.1.1 Modelamento do Escoamento	20
4.1.1.2 Resultados e Comentários sobre a Simulação	21
4.1.2 Estudo Experimental	26
4.1.2.1 Desenvolvimento da Bancada de Pesquisa do SILC	26
4.1.2.2 Teste de Desempenho do Protótipo de Estudo	33
4.2. Concepção de Projeto do Aquecedor Superadiabático.....	35
4.2.1 Análise Teórica.....	35
4.2.1.1 Declaração do Problema.....	36
4.2.1.2 Equações de Governo	36
4.2.1.3 Modelo Numérico para Simulação <i>One-Step</i>	40
4.2.1.4 Balanço Termodinâmico do Aquecedor	41
4.2.2 Estudo Experimental	44
4.2.2.1 Desenvolvimento da Bancada de Pesquisa do Aquecedor	44
4.2.2.2 Instrumentos de Operação	50
4.2.2.3 Teste de Desempenho do Aquecedor Superadiabático com SILC	54
Capítulo 5 - Resultados e Discussões.....	56
5.1 Simulação do Processo de Aquecimento.....	56
5.2 Perfis de Temperatura do Aquecedor (Experimental).....	57
5.3 Análise Comparativa Sobre o Tempo de Ignição	59
5.4 Perfis de Temperatura do Aquecedor (Experimental e Numérico)	60
5.5 Perfil de Temperatura dos Gases de Exaustão do Aquecedor	62
5.6 Perfil de Temperatura da Água na Saída do Aquecedor	64
5.7 Eficiência de Extração de Energia pelos Trocadores de Calor.....	65
Capítulo 6 -Conclusões	67
Referência Bibliográficas	69
Apêndice A Sistema Lança-Chamas Convencional	73
Apêndice B Normas de Referência para Projeto do Aquecedor Poroso	77
Anexos	78
Anexo I Fotos das Etapas de Montagem	78
Anexo II. Pré- Aquecedor	83

Capítulo 1 -Introdução

Pesquisadores do Laboratório de Combustão e Energia Renováveis (LACER) da Universidade Federal do Ceará têm desenvolvido, nos últimos anos, novos modelos de equipamentos e sistemas térmicos de combustão, tais como: aquecedores, caldeiras, reformadores e gaseificadores, a partir da aplicação de uma tecnologia não-convencional de projeto de reatores, a “Combustão em Meios Porosos” (Barcellos *et al.*, 2006; 2009). Essa tecnologia, também conhecida como “Combustão de Filtração” (CF), permite desenvolver sistemas térmicos eficientes e de operação mais limpa, porque traz como resultado menor índice de emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) e monóxido de carbono (CO) (Kennedy, *et al.*, 1995), em relação aos equipamentos modernos de mercado.

A CF é basicamente a combustão ocorrendo nos interstícios de um material poroso (inerte ou catalítico). Esse material preenche a câmara de combustão total ou parcialmente, mudando significativamente os fenômenos presentes no processo. O meio poroso, que pode ser constituído de diferentes materiais (alumina, quartzo, carbetos de silício, etc.) (Kaviany, 1995 e Barra, *et al.*, 2003), modifica os efeitos de convecção e radiação de calor dentro da câmara de combustão, introduzindo um outro processo de transferência de calor, a condução. A CF é um processo interno auto-organizado de recuperação de calor em que parte da energia, que seria normalmente liberada pela exaustão com os gases de descarga, é re-circulada na câmara de combustão (dentro do meio poroso). Esse meio armazena energia, que parte é absorvida por condução e radiação em regiões próximas à zona de reação, e parte é transportada por convecção através dos gases de combustão que, ao passar por um meio poroso de alta capacidade térmica, realiza um processo de intensa transferência de calor. Assim, a CF mantém uma distribuição de temperatura favorável à extração de energia, em que inserindo estrategicamente trocadores de calor no berço poroso resulta no desenvolvimento de equipamentos e sistemas térmicos alternativos, de alta eficiência e de baixa emissão de poluentes.

Então, aplicando essa tecnologia, os pesquisadores do LACER (Laboratório de Combustão e Energias Renováveis) desenvolveram uma caldeira de vapor saturado, constituída de um queimador poroso com o escoamento recíproco da mistura ar-combustível, denominada de “Caldeira Superadiabática”, a qual tem atingido eficiências superiores a 90% e níveis de emissões de CO e NO

inferiores a 1 ppm (Barcellos, *et al.*, 2006). Com base no projeto dessa caldeira, foi desenvolvido um novo modelo de aquecedor de água, visando às aplicações domésticas e industriais, o qual está sendo projetado para operar queimando gás natural e biogás.

Contudo, problemas operacionais devido a deficiências do projeto, tanto no caso da caldeira como no desse aquecedor, inviabilizavam a aplicação prática/efetiva desses equipamentos em sistemas térmicos comerciais, considerando o fato de ser necessário o pré-aquecimento do meio poroso para a auto-ignição da mistura ar-combustível.

O benefício do meio poroso em eliminar a necessidade de um sistema de manutenção de chama com um bico queimador, comum em caldeiras e aquecedores convencionais, geram consequentemente uma dificuldade de ignição para a queima da mistura ar-combustível, em operação contínua de um reator poroso. Diferentemente dos queimadores porosos radiantes, que têm a matriz porosa exposta com fácil acesso para fazer a ignição da mistura ar-combustível, os queimadores porosos volumétricos, que caracterizam tanto a Caldeira como o Aquecedor do LACER, são mais complexos em termos de concepção de projeto, porque o confinamento da matriz porosa em um espaço físico limitado dificulta o acesso para instalar um sistema de ignição simples e robusto, suportando temperaturas elevadas.

Para contornar essa questão, alguns autores (Brenner *et al.*, 2002), que também estudam com essa tecnologia, têm adotado estratégias para iniciar o processo de combustão, utilizando-se de velas de ignição inseridas no meio poroso, chama-piloto, dentre outras técnicas. Para tal, esses pesquisadores têm optado pela mudança da geometria da matriz porosa, modificando localmente a porosidade a fim de facilitar a ignição do processo de combustão. Objetivamente, a maioria dos projetistas de reatores porosos enfrenta dificuldades para desenvolver sistemas de ignição adequados aos seus equipamentos, particularmente para o caso dos queimadores volumétricos. Possivelmente, essa tem sido uma das fortes justificativas para os sistemas térmicos de combustão porosa desenvolvidos em laboratórios de pesquisa em todo o mundo não estarem plenamente difundidos como produtos de utilidade.

No caso dos projetos dos reatores do LACER em que é aplicada a CF, a ignição de combustão, até então, tem sido realizada através do aquecimento do berço poroso do queimador, por uma resistência elétrica envolvendo todo ele longitudinalmente. Em geral, esse processo demanda longo tempo de funcionamento, com elevado consumo de energia, gerando desgaste físico dos componentes dos equipamentos, dentre outros inconvenientes operacionais. A exemplo disso, deve-se ressaltar que o uso diário da Caldeira Superadiabática, equipada com sistema de

aquecimento por resistência, tem resultado em ciclos de manutenção corretiva, a cada 5 ou 6 meses de operação, devido ao rompimento do fio resistivo por ter uma vida útil limitada, definida pela severidade das condições de funcionamento em altas temperaturas, principalmente próximo às regiões onde se instala a zona de reação do queimador.

Diante das restrições das tecnologias disponíveis atualmente, surgiu então o interesse em desenvolver um sistema de ignição com uma tecnologia apropriada à Caldeira Superadiabática e ao Aquecedor de Água (LACER). Com isso, iniciou-se uma nova concepção de sistema de ignição, em que o princípio de funcionamento foi baseado naquele do lança-chamas largamente utilizado no mercado, mas com peculiaridades que o tornaram distinto dos equipamentos convencionais.

Basicamente, esse sistema é um dispositivo lança-chamas com uma característica diferenciada no que diz respeito ao processo de combustão do lançador, onde é empregada uma mistura ar-combustível gasosa, bem pré-misturada e levemente abaixo da estequiometria ($0,85 < \Phi < 0,95$), diferentemente dos sistemas lança-chamas convencionais que, na maioria dos casos, utilizam combustíveis líquidos em processo difusivo de combustão. Com esse novo dispositivo de geração de frente de chama, impõem-se uma onda de combustão que se propaga ao longo do corpo do dispositivo de ignição, a partir da pré-câmara onde é feita a ignição com o centelhamento de uma vela, até atingir o berço poroso do queimador do Aquecedor em desenvolvimento. Além disso, esse sistema apresenta algumas vantagens de projeto, destacando-se primeiramente a proteção do sistema elétrico com o distanciamento da pré-câmara do berço poroso, o que se traduz em longevidade do sistema e minimização significativa dos custos de manutenção, devido à não necessidade de desmontagens periódicas do conjunto.

Concluindo, esse trabalho de pesquisa concentra-se primeiramente no desenvolvimento desse dispositivo e, depois, na sua instalação no Aquecedor Poroso como parte integrante de projeto, que a partir daí passa a ser desenvolvido conjuntamente como um novo equipamento térmico a ser estudado e projetado com vistas no mercado comercial de aquecedores, respeitando as normas técnicas aplicáveis ao projeto.

Capítulo 2 -Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento de um novo modelo aquecedor de água, com um sistema de ignição adequado a queimadores porosos, visando obter um sistema de aquecimento eficiente, robusto, de baixo custo de fabricação, operação e manutenção.

Esse estudo foi também desenvolvido com alguns objetivos específicos, tais como:

- Caracterização do escoamento e camada-limite na pré-câmara do sistema de ignição, definindo o regime laminar ou turbulento;
- Redução significativa do tempo de aquecimento da caldeira para auto-ignição;
- A estabilidade do processo de pré-aquecimento do queimador poroso;
- Definir a influência dos parâmetros de operação, velocidade da mistura ar-combustível e razão de equivalência, sobre o aquecimento do reator;
- O estudo da velocidade de propagação da frente, com registro visual da onda propagando no dispositivo de ignição e, depois, no queimador poroso;
- Estudo da interferência do sistema de ignição na estabilidade de operação do aquecedor de água como um todo;
- Analisar comparativamente o desempenho do Aquecedor queimando o gás natural e o biogás;
- Adaptar o modelo numérico da Caldeira Superadiabática para estudar por simulação a combustão porosa do Aquecedor em desenvolvimento, e depois comparar os resultados com os dados obtidos experimentalmente;

Capítulo 3 - Fundamentos da Tecnologia de Base

3.1 Combustão de filtração

A “Combustão em Meios Porosos”, conhecida como “Combustão de Filtração” (CF) é um processo não-convencional de oxidação do combustível, que ocorre nos interstícios de um meio poroso. Apesar de essa tecnologia ter sido iniciada há aproximadamente 100 anos, ela só veio a ser profundamente estudada nos últimos 20 anos. A Rússia foi um dos países que mais utilizou essa tecnologia em processos industriais, desde a confecção de cigarros até sistemas utilizados na fabricação de chapas metálicas (Babkin, 1993). A partir dos anos 80, esse assunto começou a ser estudado mais efetivamente no meio acadêmico, tanto numérica e analítica como experimentalmente, e hoje essa tecnologia está com um razoável grau de amadurecimento para o pleno emprego em sistemas e processos industriais e agroindustriais.

A combustão porosa é vantajosa em relação à combustão convencional, principalmente devida ao fenômeno de recirculação do calor proveniente da zona de reação dentro do meio poroso para a mistura ar-combustível fresca, que entra no queimador alimentando a reação. Algumas teorias têm sido fundamentadas para explicar esse fenômeno, para o qual tem sido introduzido o conceito de excesso de entalpia (Wiemberg et al., 1968), para justificar a maior temperatura da câmara de combustão em relação a temperatura adiabática de chama, especialmente para a queima de misturas ar-combustível com razão de equivalência ultra-baixas. O meio poroso de altas capacidade e condutividade térmicas, que constitui o queimador da caldeira (ou aquecedor), armazena uma grande quantidade da energia da reação, sendo parte absorvida por processo de condução e radiação, em regiões próximas a zona de reação, e parte transportada por convecção, através dos gases de combustão que, ao passar por um meio poroso, realiza um processo de intensa transferência de energia para os trocadores de calor inseridos no meio poroso.

A forte transferência de calor intersticial propicia baixo grau de não-equilíbrio térmico entre as fases gás e sólido, permitindo que a onda térmica ser acoplada com a onda de combustão. Esse é caracterizado como um regime de baixa velocidade, como definido por Babkin (1993). A propagação da onda de combustão em direção a montante, e.g., contra-corrente com o fluxo de gás, ou a propagação da onda em direção a jusante depende da velocidade de fluxo de gás (v_{gf}) e da

relação de equivalência (Φ) empregados na reação. A velocidade de propagação define, respectivamente, se o regime de operação é subadiabático ou superadiabático (Bingue et al., 2002a), Impondo um escoamento recíproco na mistura ar-combustível que entra no reator (queimador) poroso para ser queimado, duas zonas de reação são formadas viajando dentro do meio poroso do reator e afastando-se uma da outra em sentido às extremidades do reator, conforme é aumentada a razão de equivalência. As zonas de reação, aproximando-se das extremidades do reator, provoca uma transferência de energia intensa nos arredores dos trocadores de calor, ali posicionados.

Com o calor sendo armazenado na câmara, a temperatura dos gases de descarga fica extremamente baixa e, conseqüentemente, a eficiência térmica do sistema passa a ser alta. Com o armazenamento de calor no meio poroso, tem-se uma energia de ativação suficiente para queimar misturas ultra-pobres ou ultra-ricas, o que seria impossível em queimadores convencionais. Para misturas pobres, a produção de monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) são extremamente baixas. Dependendo da razão de equivalência, a emissão de ambos os gases pode ficar abaixo de 1 ppm (Barcellos, 2003).

Com base nesses conceitos, consegue otimizar os projetos dos sistemas térmicos de combustão, incluindo aquecedores e caldeiras, aquecedores, fornos, reformadores, etc., para serem mais eficientes e serem fabricados com custos consideravelmente menores. O universo de aplicações dessa área de pesquisa é bem amplo. Recentemente, a geração de hidrogênio a partir de diferentes combustíveis (inclusive os sólidos) tem sido alvo de interesse nos meios acadêmicos e industriais (Bingue et al., 2003). A Figura 3.1 mostra um exemplo de matriz porosa constituída de esferas de alumina de diferentes dimensões.



Figura 3.1 - Detalhe do Meio Poroso

A CF permite a recuperação do calor que seria liberada na exaustão dos gases de combustão, através do armazenamento do mesmo na câmara de combustão (dentro do meio poroso), que é recirculado para a mistura nova que está chegando à zona de reação. O domínio dessa tecnologia em estudo é a capacidade de controle do processo de combustão, mantendo a onda de combustão no local desejado da câmara, pela combinação dos principais parâmetros de operação e projeto, quais sejam: a razão de equivalência, a velocidade do escoamento da mistura ar-combustível que entra no meio poroso, a porosidade ideal e as perdas de calor pelas paredes.

O termo “Combustão Superadiabática”, utilizado em processos de combustão de reatores porosos, pode ser explicado observando a Figura 3.2, que mostra que, dependendo da razão de equivalência, a temperatura de chama adiabática pode ser menor que os valores calculados da temperatura dentro do reator. Essa condição ocorre quando as razões de equivalências são muito baixas ou muito altas, como pode ser observado na figura. Em razões de equivalência próximas da condição estequiométrica percebe-se que a temperatura dentro do reator é subadiabática, ficando nesse caso a temperatura menor que em reatores convencionais. Observa-se pelo desenho que a temperatura no reator é praticamente homogênea, independentemente da razão de equivalência.

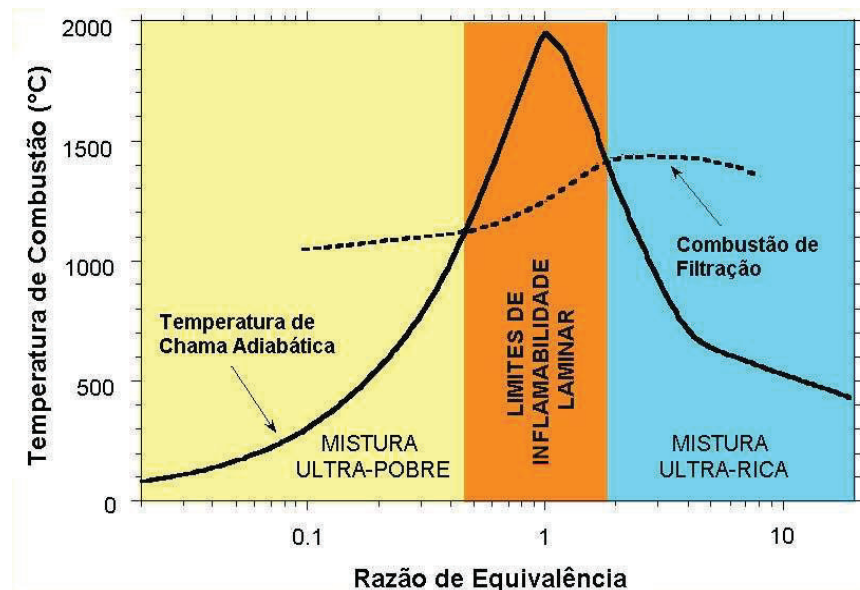


Figura 3.2 - Perfil de distribuição de temperatura da Combustão de Filtração do metano em função da razão de equivalência.
(Ref: Barcellos et al., 2003)

As duas regiões, a superadiabática e a subadiabática, são delimitadas por determinados valores de razão de equivalência que são aproximadamente os valores de limites de inflamabilidade do combustível, para as misturas ultra-ricas e as ultra-pobres. Justamente na região subadiabática é onde ocorrem as propagações da onda de combustão em sentido contrário ao fluxo da mistura, entrando no reator, e vice-versa na região superadiabática (ver Figura 3.3).

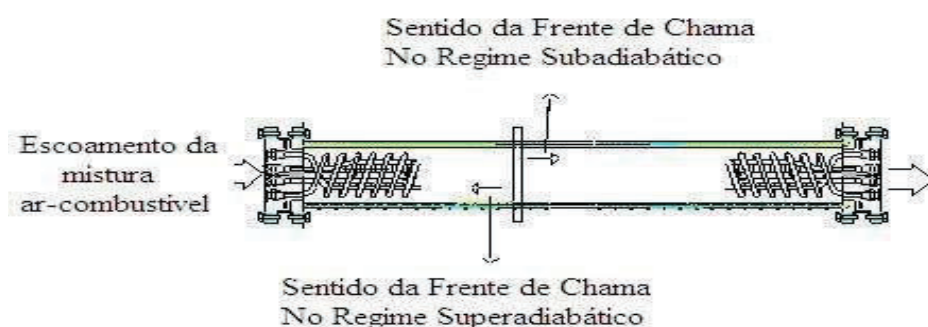


Figura 3.3 - Sentido da frente de chama

As temperaturas máxima e mínima dentro do reator, na faixa de razões de equivalência abaixo da estequiometria, é de 1300 a 1600 K, o que é muito abaixo do encontrado no reator convencional (Barcellos et al;2003, 2006). O perfil de temperatura esperado dentro reator,

quando é aplicado um escoamento recíproco é esperado ser trapezoidal, o que garante uniformidade de temperatura dentro do reator, especificamente na parte isolada. Entretanto, se o escoamento for apenas numa direção, a frente se localiza em uma certa região do reator e a onda térmica tende a se propagar em sentido ao escoamento, fazendo um perfil que tende a um decaimento quanto mais afastado da zona de reação (Hoffmann *et al.*, 1997).

As temperaturas dentro de uma caldeira convencional têm um valor de pico em certa região do queimador e cai subitamente saindo dessa região. As posições com picos de temperaturas numa caldeira convencional são as regiões de maior risco para o equipamento, onde os materiais são submetidos a condições estressantes em termos de temperatura, geralmente bem acima da temperatura de fusão do aço. Já na combustão em um queimador poroso, os picos de temperatura são pouco pronunciados e ocorrem na parte isolada estando, inclusive, sob valores que podem ser controlados para não prejudicar a integridade dos materiais que constituem o reator.

Semelhantemente às caldeiras convencionais, a pressão de entrada da mistura ar-combustível insuflada na câmara de combustão é levemente acima da atmosfera, ou seja próximo de 1.1 bar, e isso confere um aspecto da CF que é a baixa velocidade dos gases de combustão dentro da caldeira, o que aumenta o tempo de residência e melhora a eficiência de troca de calor com água.

Percebe-se pela Figura 3.2, os limites de inflamabilidade em que, no caso, são evidenciados os limites referentes ao gás natural. Entretanto, o limite de projeto das caldeiras convencionais quanto ao processo de CF é muito inferior ao limite de inflamabilidade. O resultado é sempre baixíssimos níveis de emissões de monóxido de carbono (CO) e traços de hidrocarbonetos não queimados. Os óxidos de nitrogênio são naturalmente baixos por causa das baixas temperaturas de combustão. Conclui-se também que, a mistura sendo pobre, os níveis de emissões de dióxido de carbono (CO₂) também são significativamente menores do que em caldeiras convencionais.

Embora o aspecto ambiental seja de extrema importância, pois toda sociedade está atenta para os processos que resultam em impactos para o meio ambiente, essa questão tem sido relegada a segundo plano por conta dos interesses econômicos no meio industrial, com conivência dos sistemas de governo dos países desenvolvidos e em desenvolvimento. Como sabido, os processos de combustão são os maiores responsáveis pelos problemas de

poluição atmosférica, em que, além dos automóveis, as caldeiras são grandes contribuintes para esse processo.

As caldeiras operadas com óleo produzem gases poluentes, tais como: NO_x, CO, HC, SO, SO₂ e, também, material particulado, dentre outros. As caldeiras a gás são bem menos poluentes porque sua poluição fica mais ou menos restrita à produção de NO_x, CO, HC. Entretanto a produção de CO₂ é o grande problema de qualquer tipo de combustível por causa do efeito estufa. O desenvolvimento de um equipamento moderno, com capacidade de produzir níveis de emissões extremamente baixos em relação às caldeiras convencionais, se justifica por operar com misturas ultra-pobres e/ou requeimar internamente os gases de combustão.

Comparando as caldeiras convencionais com as caldeiras com CF, observa-se que nesta última, o processo de transferência de calor é mais eficiente. Além disso, os queimadores superadiabáticos, assim chamados, conseguem operar dentro de limites de inflamabilidade muito mais amplos do que nos sistemas convencionais. Sob uma faixa de razão de equivalência de 0,2 a 1,0 e uma faixa de velocidade da mistura ar-combustível de 0,2 a 0,6 m/s, o protótipo em desenvolvimento consegue atingir eficiências superiores a 90%, produzindo níveis de emissões de NO_x e CO menores que 2 ppm e 0,5 ppm, (Barcellos, 2003), respectivamente, índices esses inferiores aos limites estabelecidos pelas normas ambientais do Tratado de Kyoto (Barcellos, 2006).

Em linhas gerais, o projeto de equipamentos aplicando a CF, ou seja, onde essa tecnologia está fundamentando o desenvolvimento de um sistema térmico de geração de vapor, alguns cuidados devem ser tomados para efeito de projeto. Estudos sobre a CF atribuem certa classificação quanto aos tipos de queimadores existentes para cada tipo de aplicação (Trimis *et al.*, 1997). Queimadores de combustão transiente e propagação da chama em meios porosos inertes, com transferência de calor em berço poroso com (Barcellos *et al.*, 2003; Contarin *et al.*, 2003) ou sem extração de calor (Hoffmann *et al.*, 1997), com superfície radiante, e também com conversão química catalítica em meios porosos, são alguns tipos comumente desenvolvidos para aplicações em diversos campos da engenharia.

Entretanto, as aplicações do CF podem ser classificadas em dois grandes grupos, queimadores radiantes e queimadores volumétricos. Embora, ambas aplicações utilizem a mesma fundamentação teórica, há uma grande diferença entre elas pelo fato dos fenômenos

predominantes de transferência de calor de interesse ocorrem de maneiras tecnicamente diferentes.

Queimadores Radiantes

Os queimadores radiantes funcionam segundo um processo de CF, onde a radiação é o fenômeno categoricamente mais importante na sua implementação em termos de Engenharia.

Normalmente são constituídos de placas ou feixes, cerâmicos ou metálicos, os quais são alojados em um receptáculo, deixando uma ou mais faces dessa placa exposta, para que irradie o calor resultante do processo de combustão que ocorre nos interstícios (ou alvéolos) do berço poroso, que a constituem. Com essas placas, vários Sistemas Térmicos de aquecimento têm sido desenvolvidos principalmente em processos de secagem de peças, produtos e materiais que precisam de controle térmico, tais como estufas, fornos e etc.

Queimadores Volumétricos

Quando a combustão ocorre num espaço confinado, ou seja, preenchido de material poroso, adota-se o termo queimador volumétrico. Ressalta, nesse caso, o fenômeno de transferência de calor por condução, como sendo o fator de maior importância empregando-se essa técnica no desenvolvimento de sistemas térmicos industriais.

Considerando que esse tipo de queimador é constituído de uma câmara de combustão isolada termicamente, o processo de combustão ocorre nos interstícios do meio poroso, sem contato com o meio externo. As aplicações desse tipo de queimador ficam mais direcionadas ao desenvolvimento de equipamentos e sistemas térmicos compactos, tais como caldeiras, fornos, aquecedores, geradores, reformadores de combustíveis para a produção de gás de síntese, sistemas anti-poluentes e etc.

Apesar de essa tecnologia estar bastante amadurecida em laboratório para a sua aplicação prática, ainda ela tem estado condicionada a questões operacionais. Em princípio, todos os tipos de queimadores porosos têm um problema operacional em comum, que é a questão do sistema de ignição da mistura ar-combustível para iniciar o funcionamento. Várias têm sido as técnicas

empregadas para desenvolver sistemas de ignição eficazes, entretanto, todos os sistemas desenvolvidos apresentam inconvenientes técnicos que são discutidos na sequência.

3.2 Caldeira instalada no LACER

O protótipo da caldeira a vapor instalada no LACER, construído em escala de laboratório, basicamente consiste de um queimador poroso com trocadores de calor inseridos no berço poroso, o qual funciona mediante um fluxo recíproco de mistura ar-combustível. Por esse berço, atravessa a mistura ar-combustível ao longo de todo seu comprimento, sendo revertida periodicamente a partir de um ciclo de tempo pré-estabelecido. A partir da aplicação do escoamento recíproco, o protótipo da Caldeira Superadiabática do LACER pode atingir valores de eficiência superiores a 90% e emissões de NO e CO inferiores a 1 ppm nos testes experimentais.

A Figura 3.4 e Figura 3.5 mostram, respectivamente, a caldeira instalada e algumas etapas da construção. Maiores detalhes e informações estão disponíveis em Souza (2009).



Figura 3.4 - Foto da Caldeira Superadiabática instalada no LACER.



Figura 3.5 - Fotos do sistema de aquecimento utilizado na caldeira superadiabática instalada. (LACER)

3.3 Sistema de Ignição da Combustão de Filtração Existentes

Em geral, os projetos de reatores para pesquisa na área de CF utilizam três classes de sistemas de ignição da mistura ar-combustível, que se diferem pelos seguintes detalhes de projeto: i) introdução de uma vela de centelha para ignição diretamente na matriz porosa; ii) envolvimento da matriz porosa com um fio resistivo para aquecimento até atingir a temperatura de combustão espontânea; iii) instalação de um dispositivo de chama-piloto próximo a matriz porosa. Cada uma dessas metodologias de projeto de sistemas de ignição apresenta vantagens e desvantagens em termos operacionais.

O sistema de ignição por centelhamento pode ser considerado como sendo o de menor custo, entretanto envolve um maior conjunto de componentes elétricos, como mostrado na Figura 3.6, Figura 3.7, Figura 3.8 e Figura 3.9 (Hoffmann et al., 1997; Brenner et al., 2002; Harris et al., 2008). Na maioria dos casos os eletrodos são danificados ao longo do uso com a própria temperatura da câmara porosa de combustão na qual estão inseridos. Deve ser ressaltada a necessidade de ser especificado no projeto do queimador um espaço vazio (vão livre) na matriz porosa, para que a ignição se processe. Consequentemente, a propagação da onda de combustão ao longo do berço poroso tende a ficar prejudicada.

Aquecer o berço poroso através de uma resistência elétrica, envolvendo todo o seu comprimento, tem sido predominantemente o procedimento mais utilizado pelos pesquisadores no estudo dos reatores porosos. O fato de poder aquecer a câmara de combustão externamente propicia condições para manter a homogeneidade de temperatura da matriz porosa, permitindo a plena liberdade de propagação da onda de combustão, ideal para os reatores volumétricos de escoamento recíproco (Kennedy *et al.*, 1995).

O sistema de ignição que depende de uma chama piloto para iniciar o processo de combustão tem sido pouco especificado para projetos de queimadores porosos (Hoffmann *et al.*, 1997; Kennedy *et al.*, 1999). A vantagem da presença da chama-piloto dentro da câmara porosa de um queimador volumétrico é a fácil ocorrência da ignição da mistura ar-combustível, desde que a geometria e posicionamento da chama estejam adequados em relação à direção do escoamento dos gases. Por outro lado, este tipo de sistema de ignição traz como desvantagem o consumo contínuo de combustível, que gera um incremento das emissões, e ainda dificulta a

implementação de um sistema recíproco de escoamento de mistura ar-combustível, quanto ao aspecto de segurança.

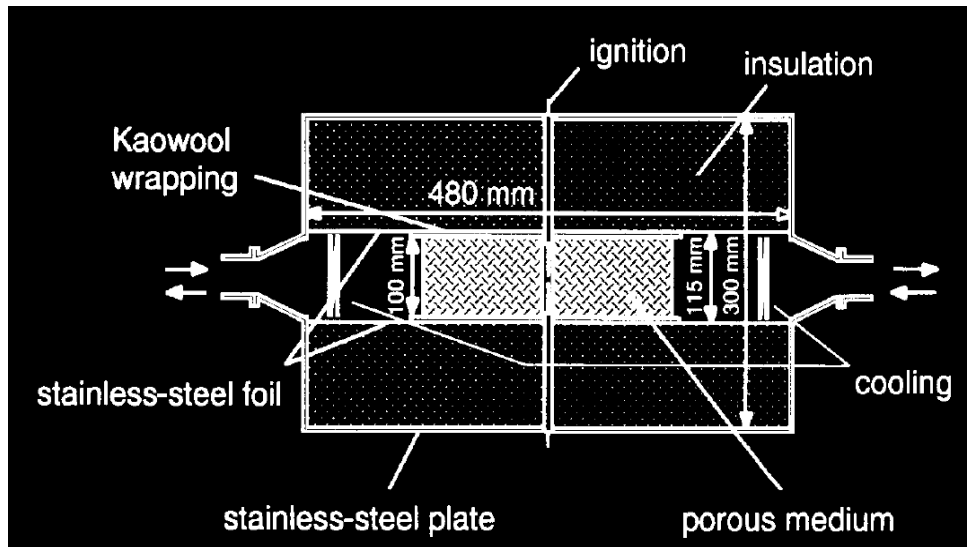


Figura 3.6 - Desenho esquemático de um ignitor próximo do aquecimento. (Hoffmann et al., 1997)

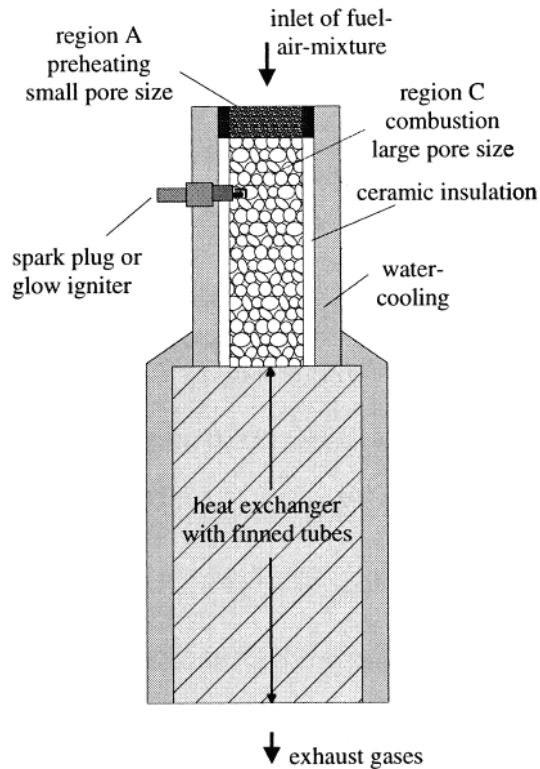


Figura 3.7 - Sistema de ignição inserido no meio poroso. (Brenner et al., 2002)

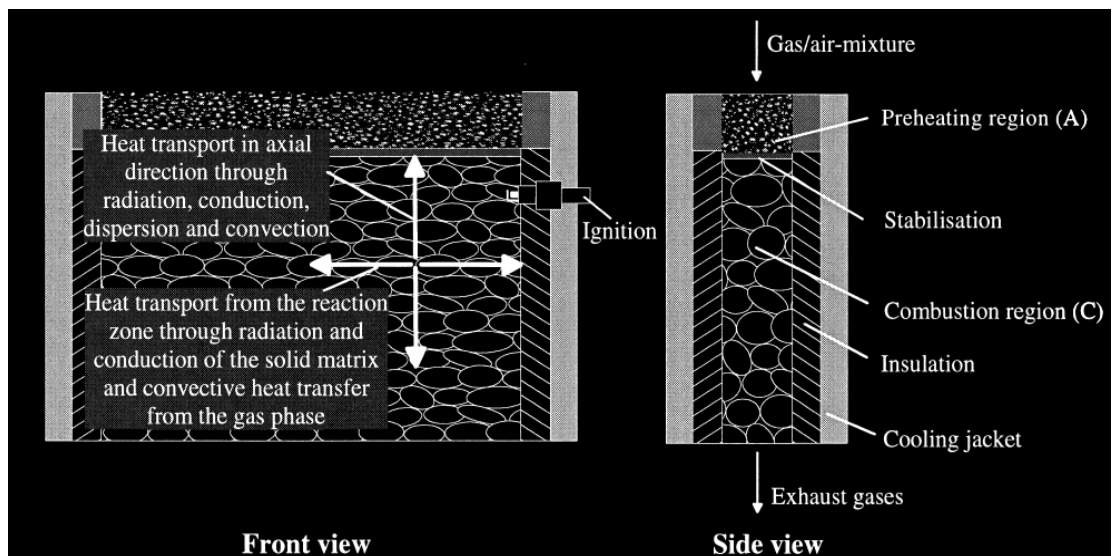


Figura 3.8 - Detalhe do sistema de ignição inserido no meio poroso. (Brenner et al., 2002)

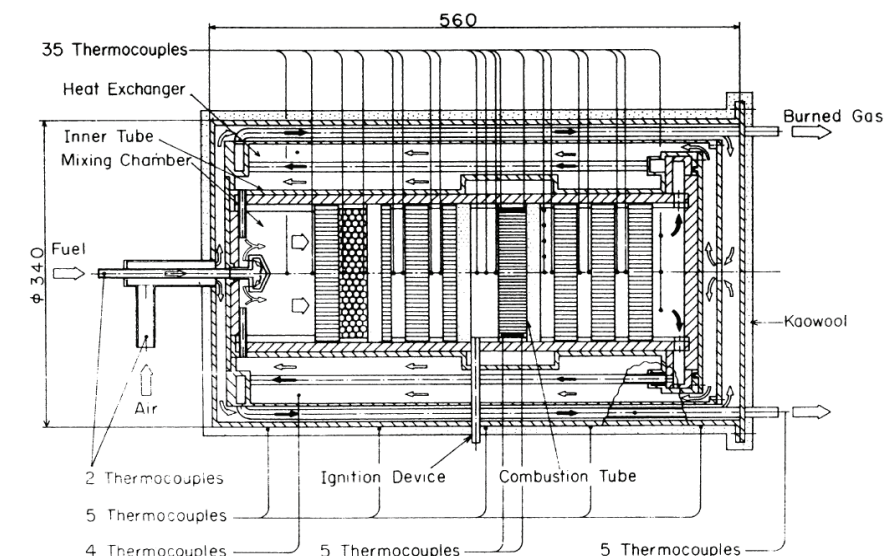


Figura 3.9 - Sistema de ignição por chama piloto. (Harris et al., 2008)

Capítulo 4 -Metodologia

4.1 Concepção de Projeto do Sistema de Ignição Lança-Chama (SILC)

O sistema de ignição lança-chamas desenvolvido para o aquecedor superadiabático tem o princípio de funcionamento inovador, pelo fato de apresentar características bastante diferenciadas em relação aos equipamentos convencionais. O equipamento em desenvolvimento opera com a frente de chama sendo arrastada pelo escoamento da mistura ar-combustível, ao invés da frente ser impulsionada pelo combustível, como ocorre nos lança-chamas conhecidos. A principal vantagem do sistema proposto é a combustão controlada com misturas levemente pobres, processando-se no meio poroso com baixa emissão de poluente. Ao contrário, os sistemas convencionais operam concentrações elevadas de combustível, o que gera elevados índices de poluente, em especial de particulado, (Souza, 2009).

Alguns benefícios tecnológicos para a Caldeira/Aquecedor Superadiabáticos instalados no Laboratório foram obtidos no desenvolvimento dessa pesquisa, quanto à introdução do novo sistema de ignição lança-chamas (SILC) no processo de aquecimento do meio poroso para iniciar seu funcionamento, citados abaixo:

- i) A maior durabilidade do sistema de ignição por estar fora da zona de reação, o que evita a desmontagem do equipamento para substituição do fio resistivo;
- ii) O tempo de aquecimento do berço poroso foi reduzido em aproximadamente 1:12 (um doze avos) do tempo atualmente despendido com o sistema de ignição com fio resistivo, eliminando o custo de energia elétrica e reduzindo o risco de avarias para os componentes da caldeira;
- iii) A frequência de manutenção corretiva deverá ser significativamente diminuída, praticamente dispensando a desmontagem de praxe;
- iv) O sistema de ignição do aquecedor é robusto e poderá ser empregado também em caldeiras para uso no meio rural, porque o protótipo desenvolvido elimina a necessidade de um equipamento supridor de potência (VARIAC) que tende a danificar-se com facilidade e que depende de uma fonte estável de suprimento de energia elétrica.

A seguir é mostrada a Figura 4.1 que começa apresentar alguns detalhes do SILC, caracterizando o corpo desse dispositivo, desde a pré-câmara com a vela de ignição até o tubo de lançamento da chama com extremidade atingindo a região próximo do berço poroso do queimador do Aquecedor em desenvolvimento. Observa-se que o sistema de ignição, instalado no corpo do aquecedor foi projetado para ter uma angulação de forma a evitar que as esferas que constituem o queimador poroso não tendam a se depositar dentro do tubo-lançador de chamas do sistema de ignição. Verifica-se também que o protótipo do sistema de ignição está instalado em posição aproximadamente intermediária do comprimento do queimador da caldeira, para manter certa distância em relação aos trocadores de calor da caldeira.

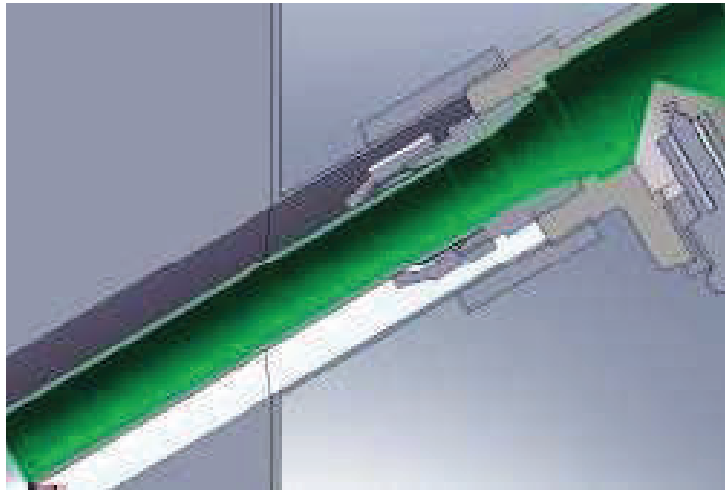


Figura 4.1 - Geometria interna do escoamento. (Destaque em verde)

Os parâmetros observados a partir de experimentos em laboratório, assessorados por um estudo de caracterização do escoamento dos gases no interior do protótipo lança-chamas, contribuíram para o entendimento do processo de propagação da onda de combustão, ao longo do tubo de quartzo. Certos parâmetros de projeto foram objeto de análise para especificação das dimensões do protótipo, tais como:

- i) A geometria da pré-câmara de ignição é um fator que influencia diretamente na propagação da onda de combustão, devendo ser uniforme, sem quinas contundentes ao longo da superfície de escoamento dentro da pré-câmara e do tubo-lançador, como mostra a Figura 4.1.

- ii) O tempo para estabilização da chama no meio poroso após lançamento da frente de chama pela pré-câmara, segundo valores de razão de equivalência e de velocidade da mistura ar-combustível, sofre influência dos fenômenos de transmissão de calor;
- iii) A especificação do projeto construtivo, considerando o material utilizado, as velocidades de escoamento, as distâncias entre o ponto de centelhamento e o meio poroso, são os elementos fundamentais para determinação da relação diâmetro/comprimento do tubo lançador.

Objetivamente, o projeto pode ser resumido ao interesse de investigar os fenômenos presentes no processo para determinar as proporções ideais do sistema de ignição em desenvolvimento, constituído de pré-câmara e tubo-lançador de chama, tomando como referência a distância entre a pré-câmara e o meio poroso do queimador, e compatibilizando o suprimento de calor do sistema de ignição com as dimensões do aquecedor.

A priori, a dúvida residia na definição quanto à melhor relação diâmetro/comprimento do tubo-lançador e, também, quanto aos efeitos da redução de área desse tubo em relação às dimensões da pré-câmara. Com base nas distâncias impostas pelas dimensões do aquecedor, foram selecionados 3 (três) diâmetros de tubo de quartzo para o estudo teórico-experimental do sistema de ignição em desenvolvimento. Efetivamente, os diâmetros selecionados para realização dos ensaios foram 12.7 mm (1/2”), 15.8 mm (5/8”) e 19.05 mm (3/4”), conforme mostra na Figura 4.2.



Figura 4.2 - Tubos de quartzo selecionados para estudo.

4.1.1 Análise Teórica

4.1.1.1 Modelamento do Escoamento

Neste trabalho especificamente, o principal objetivo foi obter uma solução numérica para caracterização do escoamento no interior da câmara do sistema de ignição lança-chamas.

A análise de simulação do escoamento no sistema de ignição é importante para entendimento do processo.

Para realizar este estudo, as seguintes etapas foram executadas:

- Geração de malha;
- Determinação de uma solução do campo de escoamento;
- Verificação da distância adimensional em relação à parede (y^+), o que caracteriza a configuração do escoamento indicando a necessidade de maior ou menor refinamento da malha;
- Validação visual da estrutura do fluxo.

Os domínios do fluxo foram gerados em um software CAE, e exportados no formato STL. Os arquivos puderam então ser lidos pelo software de fonte livre CAE SALOMÉ, que foi usado para gerar a malha para a simulação. A geração de malha Foi realizada aplicando o algoritmo NETGEN (Schoberl, 1997), que é fornecido pelo software SALOMÉ, Este algoritmo produz malhas tetraédricas plenas, automática e refinamento sobre superfícies curvas.

Nesta fase, a principal intenção foi obter malhas semelhantes ao que foi realizado experimentalmente. Os resultados da distância adimensional da parede (y^+) indicaram um bom nível de refinamento da malha perto da parede. Uma vez pronta, a malha foi exportada no arquivo de formato universal I-Deas (UNV). Este arquivo de malha pode ser importado diretamente no caso ANSYS CFX.

Seguindo o procedimento proposto, a malha foi lida pelo software, e as condições de contorno apropriadas foram aplicadas. Nesta etapa de estudo, somente as condições de entrada foram necessárias para obter o fluxo de solução, as velocidades para cada diâmetro de tubo são apresentadas na Tabela 4.1. Deve ser ressaltado que os valores mostrados nessa tabela foram aqueles empregados na iniciação do trabalho experimental, os quais foram obtidos a partir de uma expectativa de uma mistura ar-combustível estequiométrica seguindo uma proporção

próxima ao que ocorre no queimador poroso. Evidentemente, com a vivência no trabalho experimental esses valores são alterados conforme será comentado nas seções subseqüentes desta monografia.

Tabela 4.1 - Condições de fluxo de entrada

	Tubo 1/2"	Tubo 5/8"	Tubo 3/4"
Velocidade Normal (m/s)	4.041	3.575	2.527

Estes valores foram os que geraram a maior estabilidade das frentes de chama nos experimentos. Uma vez que todas as condições-limite foram colocadas no software, as simulações foram realizadas. Os parâmetros de referência para simulação foram: estado estacionário; Regime de alta resolução numérica; Valor máximo da média RMS no domínio de todas as variáveis foram 1.10^{-5} , e modelo de turbulência "k-ε".

4.1.1.2 Resultados e Comentários sobre a Simulação

A simulação alcançou a convergência em cerca de 500 passos. A racionalização para cada caso (tubos de 1/2", 5/8" e 3/4") foram plotadas na Figura 4.3, Figura 4.4 e na Figura 4.5. A aceleração do fluxo pode ser vista e, também, as velocidades máximas.

Para confirmar que as malhas foram apropriadas à simulação, o y^+ (Wilcox, 1994) na parede foi avaliado, e os resultados são mostrados na Figura 4.6, Figura 4.7 e na Figura 4.8.

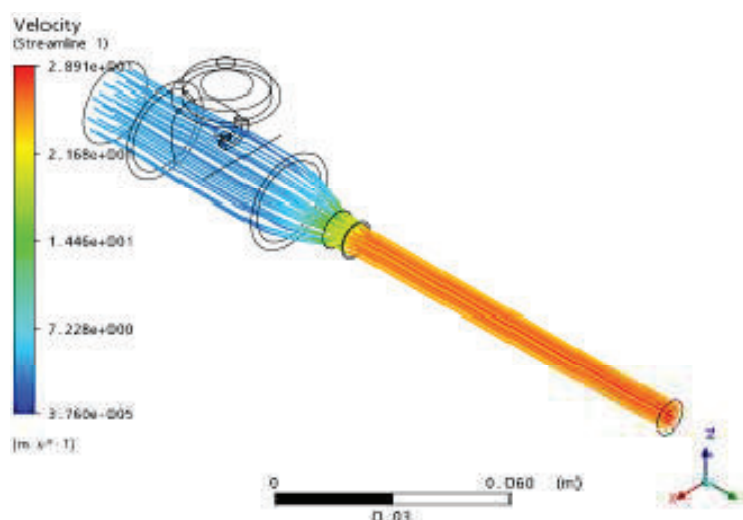


Figura 4.3 - Linhas de corrente do tubo de 1/2".

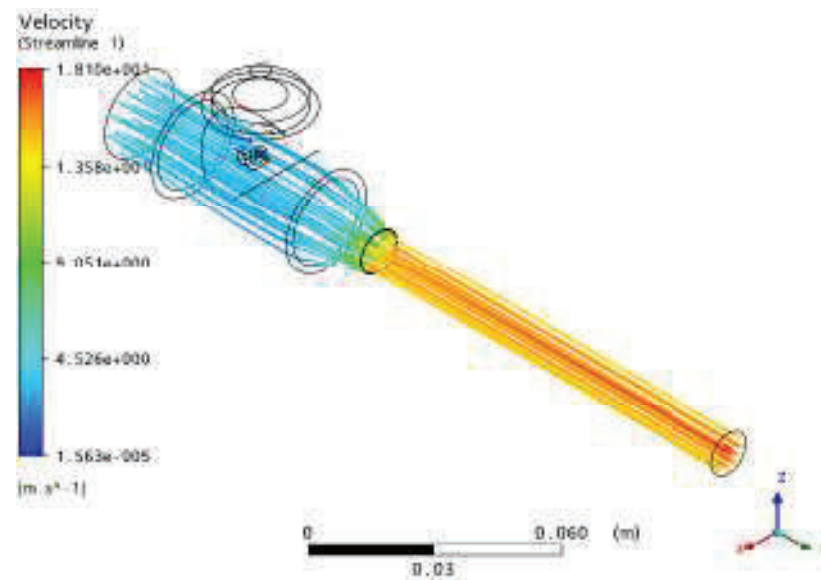


Figura 4.4 - Linhas de corrente do tubo de 5/8”.

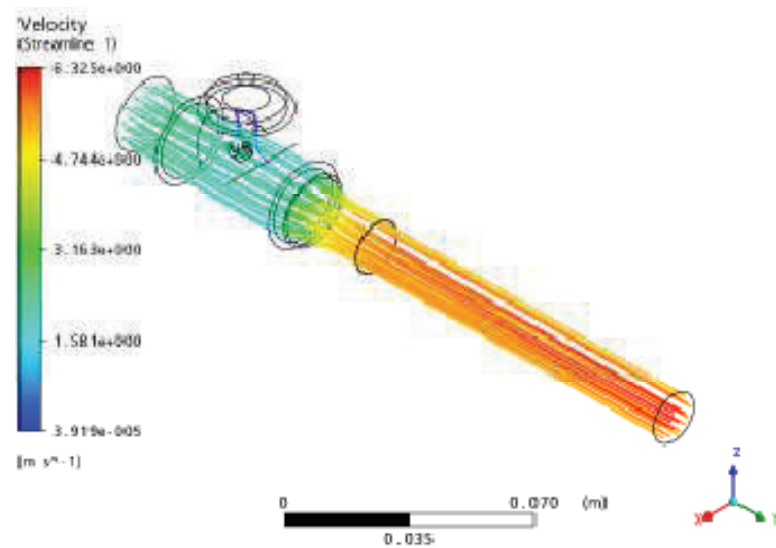


Figura 4.5 - Linhas de corrente do tubo de 3/4”.

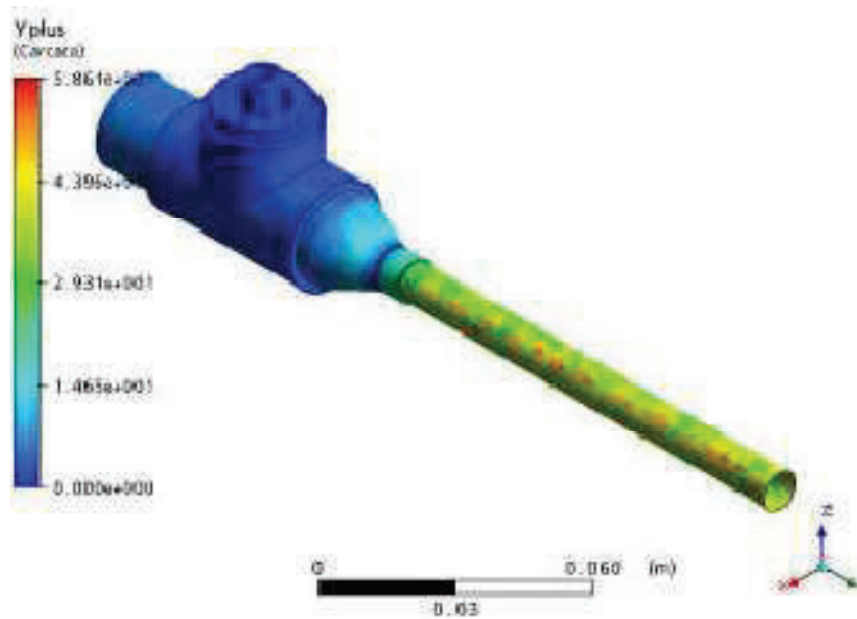


Figura 4.6 - y^+ nas paredes do tubo de 1/2".

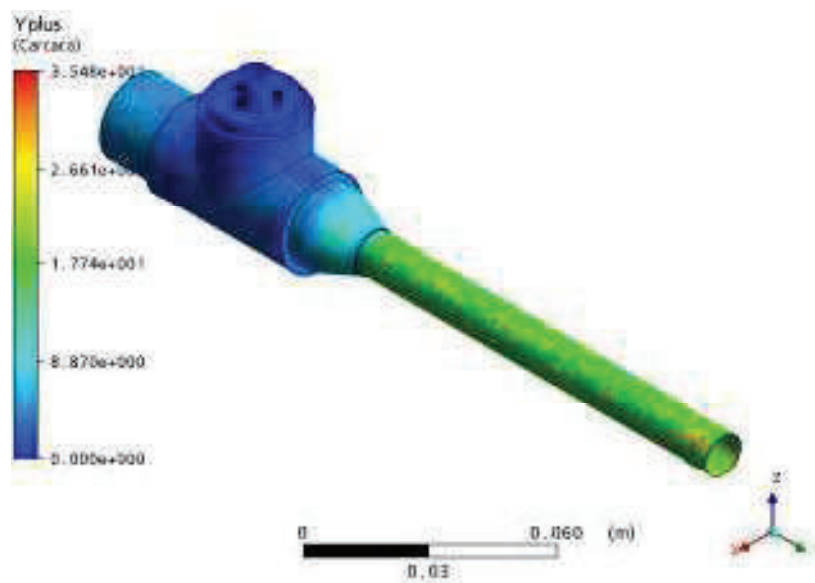


Figura 4.7 - y^+ nas paredes do tubo de 5/8".



Figura 4.8 - y^+ nas paredes do tubo de 3/4".

Todos os resultados das simulações do escoamento mostraram que o y^+ ficou abaixo ou em torno de 60, o que é um resultado satisfatório para o modelo de turbulência selecionado (RANS $k-\epsilon$), e indica que as camadas-limite desenvolvidas estão bem representadas, (Wilcox,1994). Uma vez que os resultados indicam que a simulação realizada foi bem estabelecida, a característica do fluxo é apresentado na Figura 4.9, na Figura 4.10 e na Figura 4.11, que é um plano de corte do domínio, incluindo a ignição por centelha e mostrando o campo de velocidade.

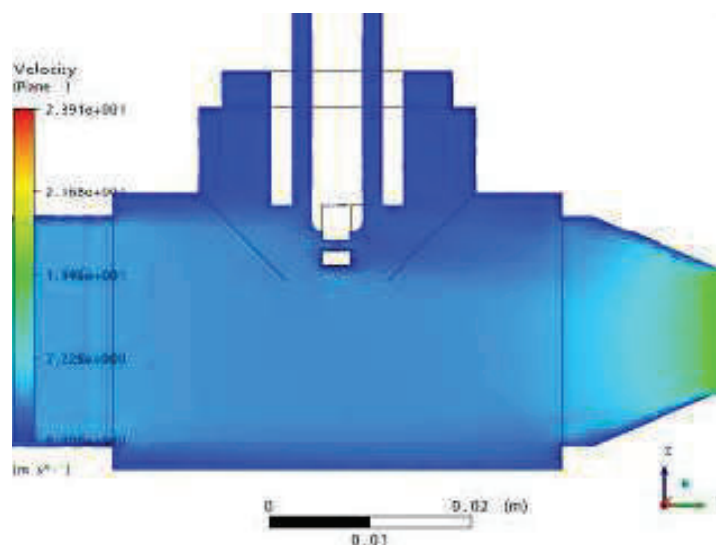


Figura 4.9 - Campo de velocidade do tubo de 1/2".

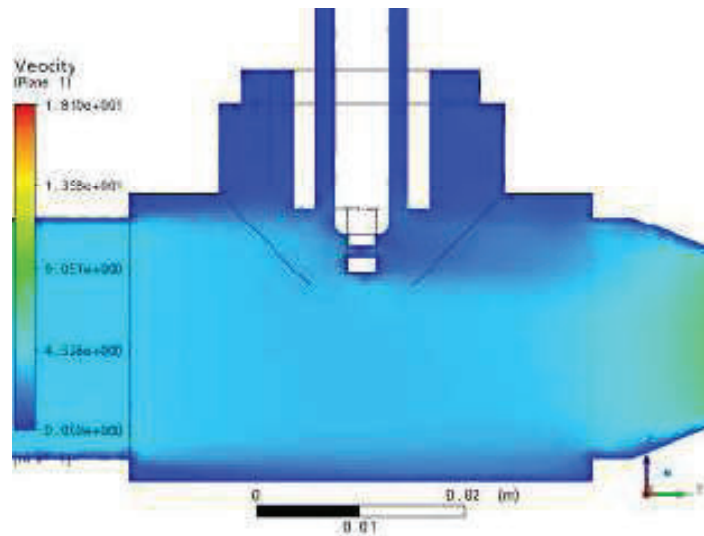


Figura 4.10 - Campo de velocidade do tubo de 5/8".

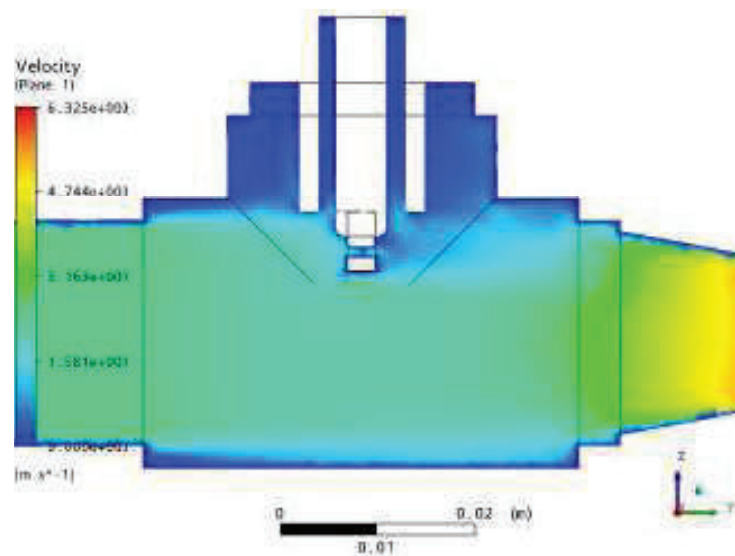


Figura 4.11 - Campo de velocidade do tubo de 3/4".

Como mostrado anteriormente, o fluxo é viável para as condições físicas impostas. Deve ser notada a formação de uma corrente a jusante na região de ignição da centelha. Regiões de pequena recirculação de escoamento também existem nos cantos. É importante notar que o fluxo está estagnado na região da centelha (azul), na qual a área de menor estagnação ocorre para o caso do tubo de 3/4".

4.1.2 Estudo Experimental

O estudo experimental do sistema de ignição lança-chamas desenvolvido para o aquecedor de queimador poroso foi realizado a partir de alguns conceitos físicos aplicados, consubstanciado pela análise teórica a partir da simulação numérica de caracterização do escoamento dos gases no interior do corpo da pré-câmara e do tubo-lançador, que constituem esse sistema de ignição.

No dimensionamento dos componentes, teve-se o cuidado de se verificar as geometrias dos bocais formados pelas conexões dos componentes do sistema, projetando canais com menor incidência de ressaltos que pudessem oferecer resistência ao escoamento. O mesmo cuidado foi tomado quanto às relações de diâmetro na transição entre as seções de escoamento, no sentido de favorecer a projeção da frente de chama ao longo do corpo do sistema de ignição.

Objetivando entender os fenômenos presentes no funcionamento do sistema de ignição, alguns critérios de desenvolvimento do estudo experimental foram estabelecidos. O planejamento do estudo do sistema levou à análise experimental em duas etapas: i) o estudo do sistema de ignição propriamente em bancada específica para conhecer o processo de propagação da frente de chama; e ii) o estudo do funcionamento do sistema de ignição instalado no aquecedor. Na primeira etapa objetivou-se visualizar o escoamento para avaliar a velocidade de deslocamento da frente de chama ao longo do tubo-lançador, e também medir o tempo necessário para estabilizar o processo, quando efetivamente inicia o aquecimento da matriz porosa da caldeira. Na segunda etapa, o protótipo foi incorporado ao aquecedor.

4.1.2.1 Desenvolvimento da Bancada de Pesquisa do SILC

Como mencionado na seção anterior, a bancada de pesquisa desenvolvida para estudo do sistema de ignição foi construída em etapas. A primeira foi a construção do protótipo do sistema de ignição e instalação em uma seção de tubo com diâmetro semelhante ao do queimador do aquecedor, onde foram depositadas as esferas cerâmicas de alumina com pouco mais de 5 mm de diâmetro, como é feito na montagem da aquecedor.

Com esse protótipo, como mostra a Figura 4.12, controla-se as vazões de ar e combustível e mede-se o tempo de estabilização da frente no meio poroso. Além de rotâmetros adequados às faixas de vazões dos reagentes, foram utilizados termopares para medição de temperaturas no

interior da matriz porosa do queimador, na parede do tubo do queimador e nos componentes do sistema de ignição, para verificar as possibilidades de avarias ocasionadas pela temperatura da zona de reação.



Figura 4.12 - Bancada de teste da primeira fase do projeto.

A seção do protótipo com o tubo de quartzo exposto permite visualizar a frente de chama propagando-se dentro do tubo-lançador, como também permite perceber o momento que a frente de chama se instala definitivamente no meio poroso do queimador (ver Figura A.15).

Basicamente, o objetivo principal do estudo experimental com essa bancada de pesquisa foi verificar a influência do diâmetro do tubo-lançador de quartzo sobre o processo, mediante um comprimento especificado (Figura 4.2, página 20), o qual é limitado pela montagem do protótipo do sistema de ignição no corpo da caldeira. Efetivamente, o tubo de diâmetro selecionado para ensaio (3/4") pôde ser facilmente adaptado ao corpo da pré-câmara, onde está instalada a vela de ignição, como mostra a Figura 4.13.

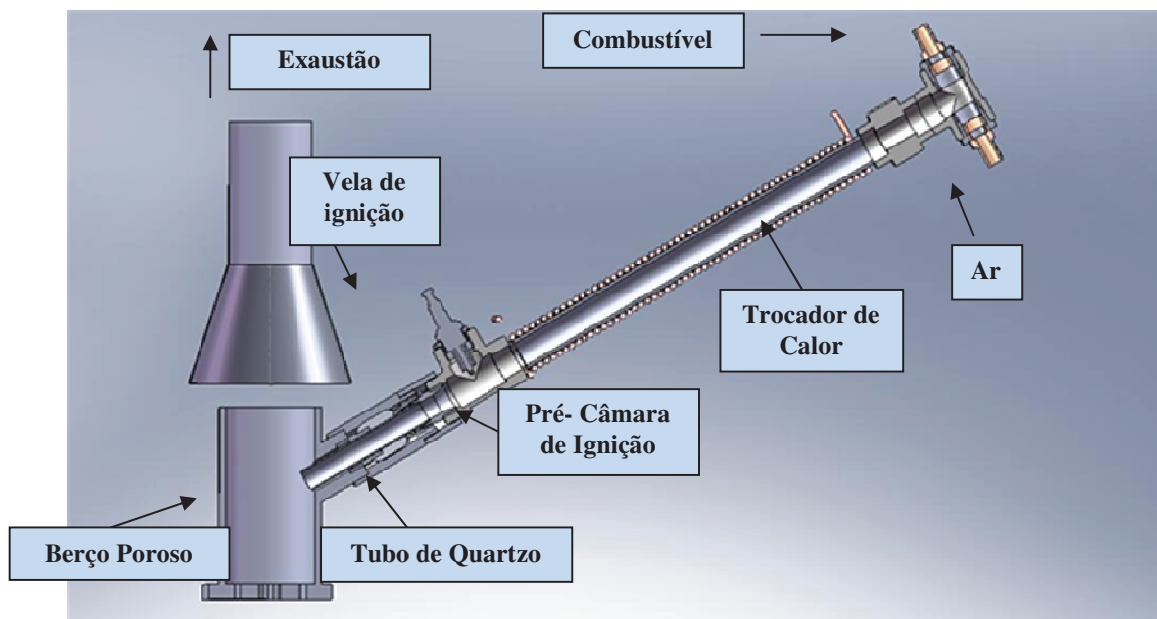
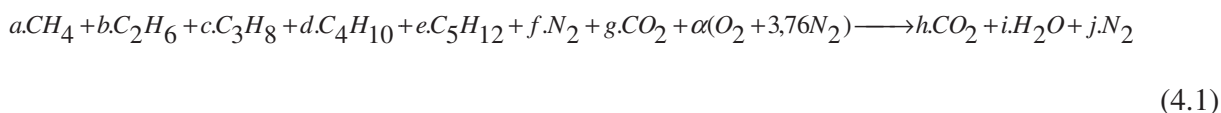


Figura 4.13 - Detalhamento em corte da pré-montagem na primeira etapa do projeto.

O sistema de ignição lança-chamas permite realizar a ignição e o aquecimento de maneira eficiente, para misturas pobres, de forma a se obter alta eficiência de queima e baixa produção de poluentes. Entretanto, para estimar a vazão ar-combustível a ser empregada nos testes foi considerado o modelo de reação global, onde o combustível e o ar são queimados de forma plena, ou seja, gerando apenas CO_2 , H_2O e N_2 . Os coeficientes que indicam o percentual de cada espécie na composição do gás natural da rede de distribuição comercial, como mostra a equação abaixo da reação global, podem ser identificados com base numa análise cromatográfica.



Para a avaliação da composição do gás natural utilizados nos testes, uma amostra foi remetida ao laboratório de análise cromatográfica do Departamento de Engenharia Química da UFC. Amostras do gás natural foram analisadas utilizando o processo de cromatografia gasosa, e o resultado é apresentado a seguir. Sendo, portanto, utilizado como base de cálculo nesse projeto.

Tabela 4.2 - Valores brutos das amostras da análise cromatografia gasosa

Valores Brutos (mols)					
	Amostra 01	Amostra 02	Amostra 03	Amostra 04	Amostra 05
N2	3,0209	0,01339	0,013534	0,013674	0,013831
Metano	1	0,5	0,5	0,6	0,9
CO2	0,00826	0,008061	0,008063	0,008043	0,008056
C2	0,033177	0,03255	0,032525	0,03247	0,032435
C3	0,028523	0,028166	0,028108	0,028067	0,028008
ISO-C4	0	0,5	0	0	0
N-C4	0	0	0	0	0
ISO-C5	0	0	0	0	0
N-C5	0	0	0	0	0
SOMATÓRIO	4,090828	1,082167	0,58223	0,682254	0,98233

Tabela 4.3 - Porcentagem de cada amostra da análise cromatografia gasosa

Porcentagem de cada amostra (%)					
	Amostra 01	Amostra 02	Amostra 03	Amostra 04	Amostra 05
N2	3,020868	3,214655	3,056819	2,999992	3,117376
metano	86,263756	85,434471	84,758865	84,137123	84,011803
CO2	1,299462	1,321278	1,276045	1,268745	1,270542
C2	3,714480	3,673790	3,650084	3,627601	3,618346
C3	0,087593	0,092466	0,087710	0,087487	0,086652
ISO-C4	0,063536	0,094057	0,072244	0,068907	0,090413
NC4	0,012503	0,114715	0,032685	0,000000	0,032215
ISO-C5	0,000000	0,000000	0,018926	0,000000	0,014287
N-C5	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000

Tabela 4.4 - Composição do gás natural adotada para efeito de cálculos:

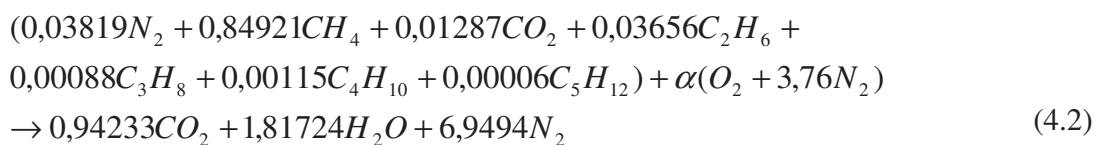
Porcentagem (%)	
N2	3,081942
Metano	84,921204
CO2	1,287214
C2	3,656860
C3	0,088382
ISO-C4	0,077831
N-C4	0,038424
ISO-C5	0,006643

Foram feitas também análises do biogás, que será relatado posteriormente, os resultados são apresentados a seguir, entretanto o biogás utilizado apenas para os experimentos com o aquecedor. Também foram realizados testes com metano técnico com 99,9% metano.

Tabela 4.5 - Amostragem da Composição do Biogás:

Porcentagem (%)	
N2	4,05
Metano	74,10
CO2	19,9
ISO-C4	0,40

Assim, balanceando a equação acima de acordo com as porcentagens dos componentes do gás natural na Tabela 4.4, tem-se:



Então, resulta em $\alpha = 1,83815$. Agora, calculando as massas molares de cada componente tem-se que:

$$m_{GásNatural} = [(0,84921 * 16) + (0,03656 * 30) + (0,00088 * 44) + (0,00115 * 58) + (0,00006 * 72)]$$

Portanto,

$$m_{GásNatural} = 14,78885 \text{ g / mol}$$

Para o ar, a massa resultante é:

$$m_{Ar} = [(1,83815 * 32) + (1,83815 * 3,76 * 28)] = 58,82089 + 194,58474$$

$$m_{Ar} = 253,40564g$$

Sendo, a massa total:

$$m_{Total} = m_{GásNatural} + m_{Ar} = 14,78885 + 253,40564 = 268,19449g$$

E a razão mássica combustível-ar para essa composição de gás natural é respectivamente:

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{Teórico_{Gás.Natural}} = \frac{14,78882}{253,40564} = 0,05836$$

Da equação dos Gases Ideais, obteve-se que:

$$Pv = RT \quad (4.3)$$

E,

$$v = \frac{RT}{P} \quad (4.4)$$

Sendo,

$$\bar{R} = 8,314 \frac{KJ}{KmolK}$$

Então, como a operação ocorre a pressão atmosférica e 300 K, encontra-se que o volume específico para o gás natural é:

$$v = \left(\frac{8,314 \frac{KJ}{kmolK} * 300K}{16,424452 \frac{kg}{kmol} * 10^5 \frac{N}{m^2}} \right)$$

Adotando:

$$1kmolGN = 16,424452 kg$$

Então,

$$v = 1,518589 \frac{m^3}{kg}$$

Refazendo os mesmos cálculos para o ar, sendo:

$$R = \frac{\bar{R}}{PM_{AR}} = \frac{8,314 \frac{KJ}{kmolK}}{28,9 \frac{kg}{kmol}} = 0,287 \frac{KJ}{kgK} = 0,287 \frac{J}{gK}$$

Resulta em um volume específico igual a:

$$v = \left(\frac{0,287 \frac{KJ}{kgK} * 300K}{10^5 \frac{N}{m^2}} \right) = 0,861 \frac{m^3}{kg}$$

Da equação da continuidade, tem-se que:

$$\dot{m} = \rho AV \quad (4.5)$$

Mas, sendo a densidade igual a:

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (4.6)$$

A vazão volumétrica dada por:

$$\dot{V} = AV \quad (4.7)$$

A área por:

$$A = \pi \frac{d^2}{4} \quad (4.8)$$

E finalmente, a razão de equivalência:

$$\Phi = \frac{\left(\frac{F}{A} \right) Real_{Gás.Natural}}{\left(\frac{F}{A} \right) Teórico_{GásNatural}} \quad (4.9)$$

Reunindo os cálculos efetuados até então,

Tabela 4.6 - Cálculo das razões ar-combustível para partida e operação com tubo $\phi 3/4"$

	Ar		Combustível	
	Partida	Operação	Partida	Operação
SCFH	60	70	4,55	4,55
m ³ / kg	0,861	0,861	1,518589	1,518589
m ³ /s	0,000471947	0,000550605	0,0000357893	0,0000357893
kg/s	0,000548139	0,000639495	0,0000235661	0,0000235661
Massa Total (g)	0,000571705	0,000663061	0,000571705	0,000663061
Φ	0,7366795	0,6314396	0,7366795	0,6314396
d (mm)	16	16	16	16
A (m ²)	0,00020096	0,00020096	0,00020096	0,00020096
Vazão Total (m ³ /s)	0,000507737	0,000586395	0,000507737	0,000586395
Velocidade (m/s)	2,526556484	2,917967248	2,526556484	2,917967248

Assim, de conhecimento das vazões de partida puderam-se realizar os testes.

4.1.2.2 Teste de Desempenho do Protótipo de Estudo

Para iniciar a realização dos testes, primeiramente foi preciso montar o protótipo do sistema de ignição. Uma das dificuldades enfrentadas esteve relacionada à aquisição das conexões necessárias, sendo superada apenas após a confecção das mesmas.

Em seguida, com todos os constituintes prontos para a etapa de montagem um extremo cuidado foi necessário no corte do tubo de quartzo, pois a formação de rachaduras impossibilitaria a utilização do mesmo.

Utilizando a experiência de resultados anteriores obtidos por pesquisadores do LACER (Barcellos et al., 2009), iniciou-se os testes utilizando vazões de ar em torno de $4,72 \times 10^{-4}$ m³/s e de combustível aproximadamente $3,58 \times 10^{-5}$ m³/s.

No entanto, os resultados diferiram do esperado, visto que o combustível de estudo utilizado anteriormente tinha sido o metano técnico (99,9%), e não o gás natural. Assim, com as vazões referidas acima foi observado que a frente de chama demorava bastante para se alojar no berço poroso em alguns dos testes, por exemplo, com o tubo de menor diâmetro. Esta demora foi superior a 2 (duas) horas para atingir a temperatura ideal de estabilização.

O sistema de fornecimento de ar oriundo do compressor também pode ter influenciado o resultado dos testes, visto que devido à grande variação na vazão frequentemente tornava a mistura rica, fazendo com que a frente de chama se propagasse em direção oposta ao berço poroso, ou seja, em sentido contrário ao fluxo para se instalar na válvula corta-chama.

Foi observada após o início dos testes a questão da segurança da operação. Constatou-se diversas vezes a estagnação da chama nas proximidades da zona de entrada da mistura ar-combustível, acarretando elevação na temperatura nesse local. Essa foi, então, razão pela qual foi introduzida a válvula corta-chama e, assim, minimizou-se os riscos.

Devido à insatisfação com os resultados apresentados, resolveu-se, então, modificar as vazões utilizadas para iniciar o funcionamento do aquecedor. Assim, a vazão de ar foi alterada para $6,29 \times 10^{-4}$ m³/s e a de combustível para $5,52 \times 10^{-5}$ m³/s. Com essas vazões foi observado que a chama atingia rapidamente temperaturas aproximadamente iguais a 500K e se instalava no berço poroso. A partir deste momento, pode-se variar os valores da razão ar-combustível, pois a estabilidade não é mais prejudicada.

Os testes experimentais do protótipo puderam ressaltar algumas características do Sistema de Ignição Lança-Chamas desenvolvido para o Aquecedor de Queimador Poroso, evidenciando os aspectos operacionais desse sistema, tais como:

- Algumas relações entre velocidades de escoamento do combustível e do ar mostraram-se adequadas à ignição da mistura na pré-câmara e à propagação da chama ao longo do corpo do protótipo do sistema de ignição. Entretanto, todas elas mantiveram razões de equivalência correspondentes a misturas levemente pobres.
- A estabilização do processo de aquecimento do queimador de fato ocorre, quando a frente se instala definitivamente na matriz porosa. Entretanto, para que isso aconteça a frente, inicialmente se instala na pré-câmara e se mantém no bocal que conecta o tubo de quartzo, até que o berço poroso tenha quantidade de calor mínima suficiente para que a frente se transfira da pré-câmara para o berço poroso do queimador.
- Já que a alumina (Al₂O₃) é dotada de alta condutividade térmica, o que faz dissipar rapidamente o calor para todo o meio poroso. Após armazenamento de certa quantidade de calor no meio poroso, a frente de chama lançada se instala e inicia o processo de aquecimento de forma gradativa;

- Em menos de 5 minutos, a frente de chama consegue dissipar calor suficiente para manter uma temperatura do meio poroso circunvizinho em valores superiores a 500 K (aproximadamente), e então, o processo de aquecimento se mantém estável, permitindo, inclusive, reduzir a razão de equivalência sem comprometer a estabilidade do processo de aquecimento.
- A partir do momento que a frente de chama aloja-se no meio poroso de forma estável, todo processo de aquecimento pode ser considerado como um processo normal semelhante a Combustão de Filtração, como ocorre no funcionamento regular do Aquecedor de Queimador Poroso. Inclusive, após certo tempo de funcionamento quando a temperatura atinge valores superiores a 700 K, a mistura que penetra na pré-câmara e alimenta a frente de chama no meio poroso pode ser alterada sua razão de equivalência a valores ultra-baixos, próximos de 0.1.
- Os inúmeros testes experimentais evidenciaram uma relação entre o comprimento (L) e o diâmetro (D) do tubo-lançador que seria ideal para garantir o funcionamento desse sistema de ignição em desenvolvimento. Baseado nesses experimentos, a relação L/D que pode ser recomendável para projeto desse tipo de sistema não deve ser superior a 7 (sete).

4.2. Concepção de Projeto do Aquecedor Superadiabático

4.2.1 Análise Teórica

Modelar a “Combustão de Filtração” é relativamente complexo pela dificuldade intrínseca do processo transiente, diferentemente da maioria dos processos de combustão, em que é proposto um conjunto de equações em regime permanente. Com base em Kennedy et al. (1995), sabe-se que a combustão em meio poroso irrestrito é um fenômeno tipicamente transiente. No protótipo do aquecedor é adotado um sistema de escoamento da mistura ar-combustível, no qual o ar e o combustíveis entram separadamente e se encontram na linha de admissão do queimador poroso.

O modelamento utilizado neste estudo foi adotado a partir de duas vertentes, um o CFX-ANSYS, anteriormente comentado, que é um programa comercial amplamente utilizado inclusive na indústria, já o outro modelo é baseado no código desenvolvido da linguagem Fortran, especificamente dedicado a reatores de queimador poroso. Esse modelo numérico desenvolvido para simulação da combustão de filtração na caldeira de queimador poroso de fluxo recíproco

consegue uma boa aproximação dos resultados experimentais. Nesse caso, o modelo foi adaptado para operar de forma idêntica do aquecedor do presente estudo. O modelo numérico pode prever a composição dos gases de exaustão através de um mecanismo de reação detalhado. A reação é descrita como o resultado de um número de reações elementares ao invés de uma global. Essas reações elementares envolvem alta diversidade de espécies, inclusive intermediárias (mais numerosas), que são produzidas e imediatamente destruídas. O mecanismo de reação é razoavelmente complexo, capaz de prever a produção de NO_x e de CO, tomando em conta 49 espécies e 279 reações elementares, de acordo com Contarin et al. (2001).

4.2.1.1 Declaração do Problema

As características térmicas e geométricas foram descritas no código para que se pareça com o aquecedor utilizado nos experimentos. Algumas propriedades foram variadas nas simulações de forma a verificar suas influências. Um reservatório cilíndrico ($L = 460$ mm, $D = 76,4$ mm) é preenchido com esferas de alumina ($d = 5,6$ mm), formando um berço poroso com uma porosidade $\varepsilon = 0,4$. Uma camada espessa de isolamento envolve o reservatório, permitindo que gradientes radiais de temperatura dentro do reator sejam desprezíveis, o que faz o sistema ser capaz de armazenar o calor com eficiência. Dois conjuntos de trocadores de calor encontram-se nas seções terminais do reator, com comprimento total de $l_{ex} = 120$ mm. O equipamento é operado como segue: Uma fonte externa de calor aumenta progressivamente a temperatura do meio poroso. Quando a temperatura suficiente para iniciar a combustão é alcançada (~ 1223 K) a fonte externa de calor é removida, e a mistura ar-combustível entra escoando no queimador. A forma do perfil da temperatura altera-se com o tempo aos poucos, assumindo um comportamento periódico assintótico. Para uma descrição detalhada do aquecedor, veja as seções 4.1 e 4.2.

4.2.1.2 Equações de Governo

Como antecipado logo no início desta seção, a fase gás é considerada como uma mistura de apenas duas espécies generalizadas: os reagentes e os produtos. A simplificação introduzida por essa consideração de reação “*single-step*” permite que o número de funções incógnitas seja reduzido a três:

1. T_s : Temperatura da fase sólido
2. T_g : Temperatura da fase gás
3. y_p : Fração mássica dos produtos

Observe que a escolha da fração mássica ser dos produtos, ao invés dos reagentes, é meramente arbitrária. Tanto a distribuição de temperatura como a fração mássica dos produtos dentro do meio poroso é considerado unidimensional. A validade dessa consideração é apoiada por pesquisas experimentais conduzidas em reatores similares. As três equações diferenciais dependentes do tempo necessárias para encontrar a solução estão descritas na seção 4.3.3, nas Equações 4.21, 4.22 e 4.23.

Na Equação 4.23, W representa a taxa de produção de massa de produtos por unidade de volume, dada pela lei de Arrhenius para reações de primeira ordem:

$$W = \rho_s (1 - y_p) A_{pf} \exp\left(-\frac{E_{act}}{R_u T}\right) \quad (4.10)$$

O fator pré-exponencial e a energia de ativação (dada como temperatura de ativação) são: $\frac{E_{act}}{R_u} = 24358K$ e $A_{pf} = 2,6 \cdot 10^8 s^{-1}$ como sugerido por Contarin et al. (2003c). O calor de reação é computado como:

$$h_{reac} = \gamma \cdot PCI_{CH_4} \quad (4.11)$$

onde γ é a fração mássica do metano da mistura não queimada, e é dada por:

$$\gamma = \frac{PM_{CH_4}}{PM_{CH_4} + \frac{2}{\Phi} (PM_{O_2} + 3,76 PM_{N_2})} \quad (4.12)$$

Na Equação 4.21, ρ_s é a densidade do sólido (*bulk density*), que pode ser diretamente calculada a partir da densidade da alumina (ρ_{al}), como $\rho_s = (1-\epsilon)\rho_{al}$. De maneira análoga, k_s é a

condutividade do sólido, estimada por Contarin et al. (2003c) como igual a $5 \cdot 10^{-3} k_{al}$, onde k_{al} é a condutividade da alumina. Com vistas a relacionar a velocidade local do gás com a temperatura, a equação da continuidade foi utilizada:

$$\frac{\partial \varepsilon \rho v_g}{\partial x} = 0 \quad (4.13)$$

onde v_g é a velocidade intersticial do gás. Deve se observado que tanto a uma *Velocidade do Fluxo de Gás* (escoamento no tubo livre), v_{gf} , como também a uma *Velocidade Intersticial*, v_g . Contarin et al. (2003c) estabeleceram uma relação numérica entre as duas:

$$\dot{m} = v_{gf}(T_0) \rho_g(T_0) A = \varepsilon v_g \rho_g A \quad (4.14)$$

sendo A a secção transversal do reator.

Os termos restantes das Equações 4.21, 4.22 e 4.23, representam os termos de acumulação. No lado direito da equação da energia na fase sólida, na ordem de aparição temos:

1. Termo de condução
2. Termo de troca de calor na interfase
3. Termos de perdas por parede

A transferência de calor por radiação está sendo levada em conta pelo modelo de condutividade radiante proposto por Kaviany (1995). O coeficiente de condutividade radiante é definido por:

$$k_r = 4Fd\sigma T_s^3 \quad (4.15)$$

onde F é o fator de troca radiativa, com o valor de 0,4, d é o diâmetro das esferas e $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$ é a constante de Stephan-Boltzmann. O coeficiente de transferência de calor convectivo volumétrico h_v é encontrado como:

$$h_v = \frac{6\varepsilon}{d^2} Nu k_g \quad (4.16)$$

como sugerido por Wakao e Kaguei (1982). Onde Nu é o número de Nusselt, computado como:

$$Nu = 2 + 1,1 Pr^{1,3} Re^{0,6} \quad (4.17)$$

O fluxo de calor que escoar através das paredes do queimador é considerado proporcional à diferença de temperatura de dentro para fora, por um fator β [W/(K·m³)]. Esse coeficiente de perda de calor será assunto de discussão nas seções posteriores.

Ambas as equações de conservação da energia da fase gás e das espécies são similares às equações de fase homogênea. Observe também que ambos os fenômenos de transferência de massa e calor são melhorados pela dispersão, por meio do coeficiente de dispersão axial D_{ax} estimado por Wakao (1982). Este é dado por:

$$D_{ax} = 0,5 d v_g \quad (4.18)$$

A capacidade calorífica, a condutividade térmica e a densidade da matriz porosa são consideradas constantes com relação à temperatura. Para levar em conta a dependência da temperatura das propriedades do gás (c_p , k_g , μ), as bibliotecas das sub-rotinas CHEMKIN e TRANSPORT são utilizadas. Comparando soluções obtidas usando esse método assumindo propriedades de valores médios constantes, concluímos que o efeito de suas dependências da temperatura pode ser desprezado. Por outro lado, o uso dessas sub-rotinas aumenta significativamente o custo computacional.

O modelo analítico descrito nesta seção é basicamente similar ao usado por Hannamura e Echigo (1993a, 1993b). Embora, alguns termos das equações foram refinados, o efeito da dispersão foi levado em conta, o coeficiente de transferência de calor convectivo foi relacionado com as propriedades locais do escoamento e grande parte das propriedades físicas e termodinâmicas como sendo dependente da temperatura. Por outro lado, o cálculo do fluxo radiante foi simplificado. No entanto, a principal propriedade introduzida no modelo remanesce no termo de Perdas de Calor / Calor Extraído.

4.2.1.3 Modelo Numérico para Simulação *One-Step*

O modelo *one-step* possui o máximo grau de simplificação, que consiste basicamente na consideração da Reação Global:



onde:

- Reagentes: $CH_4 + \frac{2}{\Phi}(O_2 + 3,76N_2)$
- Produtos: $CO_2 + 2H_2O + 2\left(\frac{1}{\Phi} - 1\right)O_2 + \frac{2}{\Phi}3,76N_2$

Usando a simplificação de uma única variável (por exemplo, a fração mássica dos produtos) é suficiente para descrever a composição química da mistura em uma determinada posição. Isto permite limitar o número total de funções incógnitas por três. Tal consideração priva o modelo da capacidade de prever a estrutura química da reação. Não obstante, a vantagem em obter tempos de CPU relativamente pequenos é suficiente para ser a escolha preferida, ao menos durante a fase preliminar do estudo. Além disso, o modelo *one-step* pode ser usado como base para um modelo mais detalhado.

O modelo mencionado anteriormente foi implementado em um código FORTRAN90. O programa gerado pode simular a operação do aquecedor para parâmetros de escoamento dados e uma distribuição de temperatura inicial no berço poroso. Essa condição inicial poderia ser tanto uma solução anterior ou um berço *frio*. Neste último caso, é necessária uma etapa de preaquecimento para iniciar a combustão. Um termo de aquecimento uniforme é então introduzido na equação de conservação da energia fase sólido, e removido assim que a combustão é iniciada.

A simulação continua até atingir um comportamento periódico. Essa condição, dependendo das condições iniciais, da velocidade e do conteúdo da mistura, é alcançado após 5000 s a 10000 s de tempo simulado. A saída do programa consiste na evolução do tempo da distribuição da temperatura de ambas as fases, gás e sólido, e fração mássica dos produtos. Essa

saída é então pós-processada com o objetivo de determinar a potência extraída instantânea e média do reator.

4.2.1.4 Balanço Termodinâmico do Aquecedor

Modelar a “Combustão de Filtração” é relativamente complexo pela dificuldade intrínseca do processo transiente, diferentemente da maioria dos processos de combustão, em que é proposto um conjunto de equações em regime permanente. Com base em Kennedy et al. (1995), sabe-se que a combustão em meio poroso irrestrito é um fenômeno tipicamente transiente. No protótipo do aquecedor é adotado um sistema de escoamento em sentido único da mistura ar-combustível, que flui no queimador poroso.

O modelo numérico desenvolvido para simulação da combustão de filtração no aquecedor de queimador poroso consegue uma boa aproximação dos resultados experimentais. O modelo numérico pode prever a distribuição de temperatura ao longo do reator.

Em geral, o modelo trata basicamente do processo de transferência de calor a partir das equações de conservação de energia, de massa e de quantidade de movimento, acopladas às equações de estado e, também, às que tratam das espécies do processo de combustão, conforme segue abaixo:

i. A Equação da Continuidade

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial x} = 0 \quad (4.20)$$

ii. A Equação da Energia da Fase Sólida (matriz porosa)

$$(1 - \epsilon) c_{ps} \rho_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([k_s + k_r] \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + h_v (T_g - T_s) - \beta (T_s - T_0) \quad (4.21)$$

iii. A Equação da Energia da Fase Gasosa

$$c_{pg} \rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([k_g + (c_{pg} \rho_g) D_{ax}] \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) - c_{pg} \rho_g v_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h_v}{\epsilon} (T_s - T_g) + h_{reac} W \quad (4.22)$$

iv. A Equação de Conservação das Espécies (produtos)

$$\rho_g \frac{\partial y_p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([D + D_{ax}] \frac{\partial y_p}{\partial x} \right) - \rho_g v_g \frac{\partial y_p}{\partial x} + W \quad (4.23)$$

Cabe ressaltar que o último termo do lado direito da equação da energia da fase sólida (Eq. 4.21) foi adotado como um artifício para representar a extração de energia do meio poroso através dos trocadores de calor. Através de experimentos, quanto às perdas de calor localizadas ao longo do corpo do reator, determinou-se a taxa de extração.

A reação química é contabilizada a partir da utilização de um modelo de reação do tipo Arrhenius de primeira ordem em *single-step*. O número de variáveis, considerando apenas a direção linha de centro do reator, está restrito a três: $T_g(x)$; $T_s(x)$; e $y_p(x)$. As condições de contorno que impostas ao modelo numérico são as seguintes:

$$T_g(0) = T_0 \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x}(L) = 0 \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial x}(L) = 0 \quad (4.26)$$

$$k_s(0) = k_s(L) = 0 \quad (4.27)$$

$$y_p(0) = 0 \quad (4.28)$$

Observar que as condições expostas consideram o escoamento seguindo na direção “x”, no sentido de $x = 0$ para $x = L$. Quando o fluxo é invertido devido ao sistema de reversão, as condições devem ser ajustadas para o outro sentido.

O processo caracteriza-se pela coexistência de fenômenos muito rápidos (a combustão) arranjados com outros muito lentos (a transferência de calor para o meio poroso). O algoritmo foi compilado em linguagem FORTRAN, e o software de combustão, o PREMIX (Sandia National Laboratories-USA), apropriado para solução de chamas laminares pré-misturadas. Ele foi adaptado para considerar a interação entre a fase sólida (meio poroso) e a fase gás, sendo esse modelo desenvolvido pelo “Energy Systems Laboratory” (Department of Mechanical Engineering - University of Illinois at Chicago - UIC), como citam Contarin et al. (2003b). Entretanto, esse modelo foi adaptado para conceber a operação do aquecedor com o ignitor utilizando gás natural, no Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção/Universidade Federal do Ceará.

O sistema de extração de energia do aquecedor empregou um trocador de calor em cada uma das extremidades para remoção de calor. O fluxo de gases quentes vindos da zona central localizada no platô central aquece o trocador de calor instalados na extremidade do reator, a jusante do platô. E o trocador de calor da outra extremidade, a montante da zona de reação, é aquecido por efeito de condução e radiação. Entretanto, a mistura fresca entrando no queimador resfria esse trocador de calor (montante), por efeito de convecção.

Por essa razão, a potência extraída pelos trocadores de calor foi definida como o produto da taxa de fluxo global de massa de água (que alimenta ambos trocadores) pelo calor específico da água a pressão constante e pela variação de temperatura entre a entrada e a saída da caldeira ΔT . Isso está expresso na equação abaixo:

$$\dot{Q}_{ex} = (\dot{m} c_p \Delta T)_{H_2O} \quad (4.29)$$

A dificuldade de se medir e registrar a vazão da água na saída do aquecedor para cada condição de operação sugere que a potência extraída seja determinada através do cálculo da diferença de entalpia na entrada e na saída da caldeira, como parte da energia disponível da combustão. Essa diferença de entalpia é proporcional ao somatório da energia extraída pelos trocadores de calor mais as perdas de calor pelas paredes do reator, expressas pela equação abaixo:

$$\Delta H_{Aquecedor} = (\dot{m}c_p \Delta T)_{H_2O} + \int_0^{500} \dot{Q}_{parede} dx \quad (4.30)$$

A eficiência de extração de calor (η_{extr}) foi determinada como a razão entre a energia transferida para o fluxo de água nos trocadores de calor e a energia química provida pelo combustível, que está expressa pela seguinte equação:

$$\eta_{extr} = \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{Q}_{quim}} \quad (4.31)$$

onde a potência química é proporcional ao produto da vazão mássica de combustível pelo seu poder calorífico inferior (PCI), sendo expresso pela equação a seguir:

$$\dot{Q}_{quim} = (\dot{m}.PCI)_{CH_4} \quad (4.32)$$

4.2.2 Estudo Experimental

4.2.2.1 Desenvolvimento da Bancada de Pesquisa do Aquecedor

O princípio de funcionamento do aquecedor de queimador poroso é razoavelmente simples. Diferentes níveis do aparato são mostrados nas Figura 4.14. A Figura 4.15 mostra uma vista de uma parte do reator, próxima aos trocadores de calor e sistema de ignição. Um arranjo esquemático do sistema de suprimento de água está ilustrado na Figura 4.18. A Figura 4.19 e a Figura 4.17 mostram o arranjo esquemático do sistema de gás e ar, respectivamente. Finalmente, na Figura 4.22, que será mostrada posteriormente, há uma vista esquemática geral do queimador, incluindo o sistema de aquisição de dados.

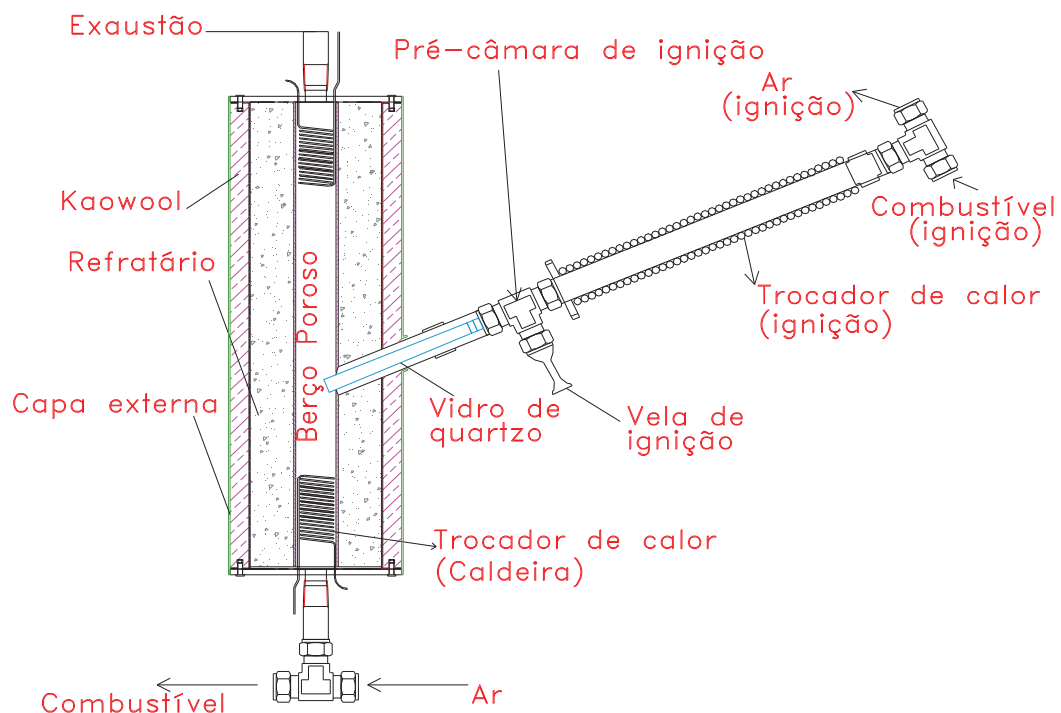


Figura 4.14 - Vista em corte da montagem do aquecedor.

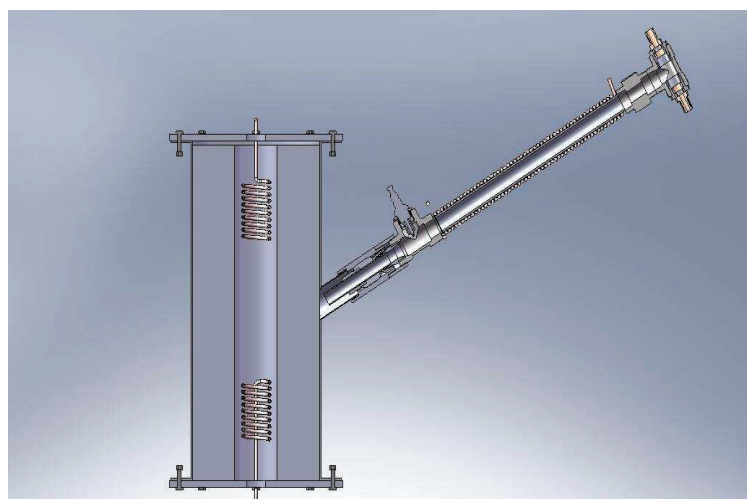


Figura 4.15 - Detalhe em corte da montagem do aquecedor.

O objetivo final do projeto é a aplicação do protótipo do Sistema de Ignição Lança-Chama no Aquecedor, como mostra a Figura 4.14. Todas as dimensões de instalação do protótipo no aquecedor foram respeitadas para desenvolvimento da bancada de pesquisa.

Como pode ser observado o sistema de ignição é instalado no corpo do aquecedor com uma angulação de forma a evitar que as esferas que constituem o queimador poroso não tendam a

se depositar dentro do tubo-lançador de chamas do sistema de ignição. Observa-se também que o protótipo do sistema de ignição está instalado em posição aproximadamente intermediária do comprimento do queimador da caldeira, para manter certa distância em relação aos trocadores de calor da caldeira.

O protótipo do aquecedor em estudo, construído em escala de laboratório, basicamente consiste de um queimador poroso com trocadores de calor inseridos no berço poroso. Por esse berço, atravessa a mistura ar-combustível ao longo de todo seu comprimento.

O núcleo do aquecedor consiste de um corpo refratário ($L = 460$ mm, $D = 76,4$ mm), o qual cria o meio poroso de porosidade aproximada de $\varepsilon = 0,4$, ao ser constituído de esferas de alumina (Al_2O_3) de diâmetro de 5,5 mm, aproximadamente, que preenche integralmente a câmara de combustão. Entre as esferas de alumina e a parede do refratário há uma camada de 3 mm de isolamento de fibra cerâmica (*Kaowool*) interposta. Essa camada serve para evitar o contato direto das esferas com o quartzo, que pode ser tanto fonte de perdas de calor como esforço mecânico exercido no refratário, no caso de haver dilatação térmica do meio poroso. Após o refratário tem uma outra camada de *Kaowool* de aproximadamente 35 mm, ver Figura 4.16. Em ambas as extremidades do reator existem dois flanges de aço que retêm o meio poroso dentro do refratário. Entre esses flanges, anéis de silicone estão interpostos de modo a auxiliar em manter o sistema o mais isolado possível da vizinhança, além de ajudar a manter a câmara de combustão estanque.

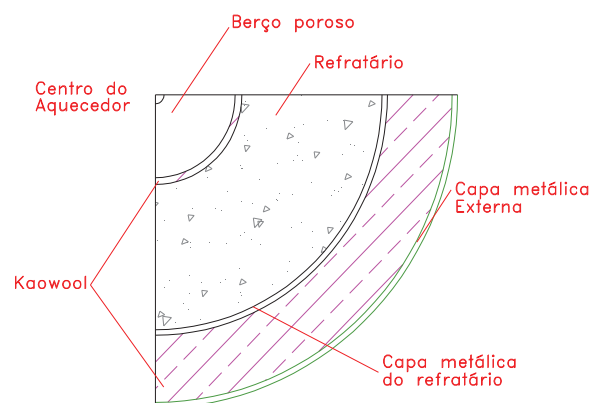


Figura 4.16 - Detalhe do isolamento.

A mistura ar-combustível entra no aquecedor através do furo principal, localizados no centro do flange inferior. Outros dois furos menores existem em cada um dos flanges. Estes permitem a passagem dos trocadores de calor de cobre.

Um tubo de quartzo de $D = 19,05$ mm está centrado lateralmente ao aquecedor, apanhado de um tê e uma vela de ignição. A finalidade desse sistema é para pré-aquecer o meio poroso ver Figura 4.15.

O aquecedor está isolada termicamente com uma espessa camada de *Kaowool*. O material de isolamento, especialmente quando novo, produz gases quando aquecido. Para evitar a exalação desses gases, uma carcaça de metal é presa nos dois flanges e envolve o sistema. Além disso, essa carcaça está ligada ao sistema de exaustão da sala de teste, por meio de um duto flexível de 76,2 mm (3 polegadas) de diâmetro (nominal).

Visando o pleno funcionamento do Aquecedor Poroso com Sistema de Ignição Lança-Chamas foi preciso garantir o fornecimento de Ar, Água e Combustível. Detalhes do Sistema Elétrico do ignitor serão mostrados na Figura 4.20.

Para garantir segurança na realização dos testes foi preciso inicialmente, liberar o sistema circulação de ar, em seguida, o sistema de circulação de água e, em seguida, o sistema de circulação de combustível. Assim, quando esses três sistemas estão operando de forma controlada, pode-se iniciar o sistema elétrico.

A Figura 4.17 referente ao sistema de circulação de ar retrata o diagrama esquemático do caminho percorrido pelo ar até a entrada no sistema de ignição ou entrada no corpo do aquecedor. Inicialmente esse ar é fornecido por um compressor passando por reguladores de pressão, e posteriormente, segue até os rotâmetros para serem controlados conforme vazão requerida pelo sistema. Então, existe uma bifurcação que induz o ar a seguir ou para o sistema de ignição (onde é realizada a mistura com o combustível) ou, para o queimador poroso para depois ser lançado na exaustão.

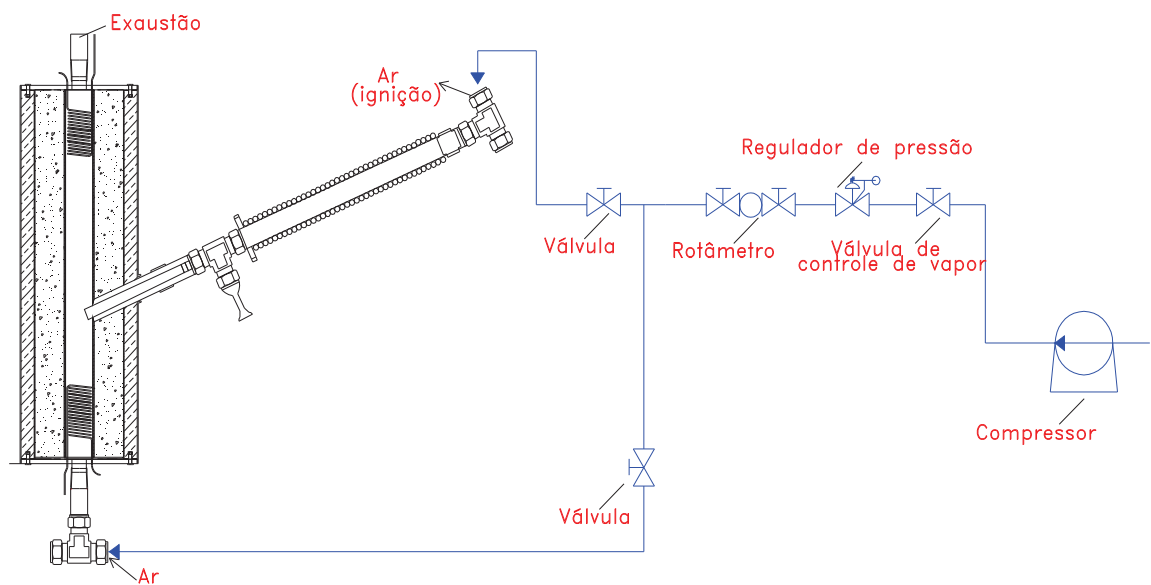


Figura 4.17 - Sistema de Circulação de Ar.

Já para o sistema de circulação de água que é fornecido pela rede pública, pode-se verificar através da

Figura 4.18, que a água é responsável por promover o resfriamento da pré-câmara, e, também, pelo pleno funcionamento do sistema de ignição como um todo, pois controla a tendência da chama de seguir em direção oposta ao berço poroso. Por essa razão o tubo de alimentação de ar-combustível para a pré-câmara é envolvido por um tubo de cobre (trocador de calor) para seu esfriamento e bloqueio de propagação da frente em direção ao ponto de junção das redes de ar e de combustível, a montante da pré-câmara. Então, após a captação no sistema ela pode seguir diretamente para circulação no trocador de calor do sistema de ignição, ou pode ainda, atravessar a válvula de controle de processo e posteriormente os rotômetros para finalmente, adentrar nos trocadores inseridos no corpo do aquecedor.

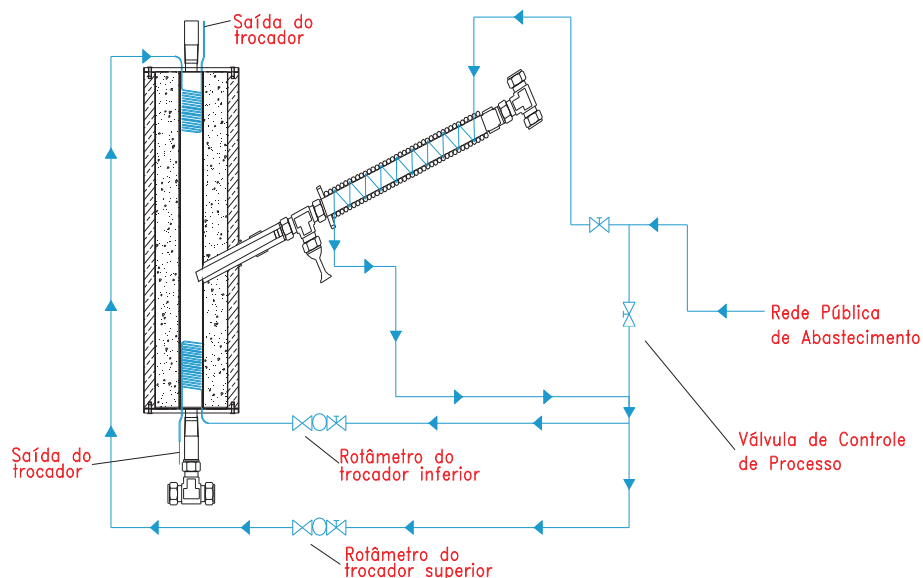


Figura 4.18 - Sistema de Circulação de Água.

O sistema de circulação de combustível, apresentado na Figura 4.19, é suprido por um cilindro composto por válvulas de bloqueio e reguladores de alta e baixa pressão. Saindo do cilindro, o combustível segue para os rotômetros e atravessa a válvula de controle de processo, essa válvula regula água e combustível. Por fim, depois de regulado, o combustível pode seguir para o sistema de ignição ou para o corpo do aquecedor.

Depois que todo esse conjunto composto pelos sistemas citados anteriormente (ar, água e combustível) estão operando de forma controlada, pode-se iniciar o processo de ignição.

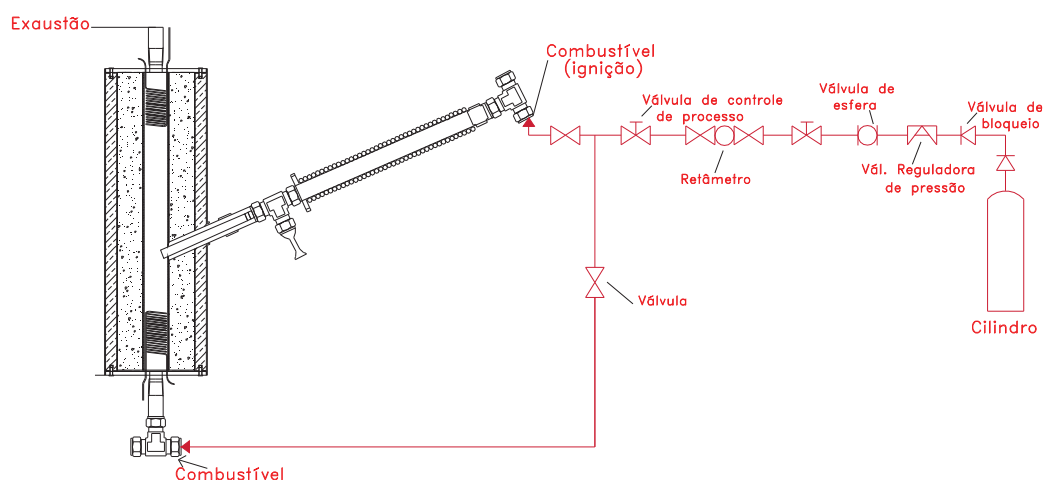


Figura 4.19 - Sistema de Circulação de Combustível.

O sistema de ignição apresentado na Figura 4.20 é um circuito composto de uma bateria devidamente aterrada (-) e ligada a uma bobina (+). Esta possui ligações tanto com a vela de ignição localizada na pré-câmara (circuito secundário de alta tensão) quanto com o condensador (circuito primário de baixa tensão). E finalmente, este se liga ao platinado que se encontra aterrado, fazendo o trabalho de interruptor, fechando e abrindo o circuito primário.

Foi observado durante os ensaios do sistema de ignição em desenvolvimento que a frente pode se propagar em sentido contrário ao escoamento da mistura ar-combustível fresca que entra no tubo de alimentação, ou ser arrastada pelo escoamento em direção ao berço poroso do aquecedor. Basicamente, o fator determinante é a razão de equivalência, isto é, quando a mistura se torna pobre não tem energia suficiente para caminhar contrariamente ao escoamento.

Por essa razão, foi necessário desenvolver uma válvula corta-chama, para ser instalada na entrada do tubo de alimentação da pré-câmara, a fim de impedir que a frente se propague e avance para o ponto de alimentação de combustível.

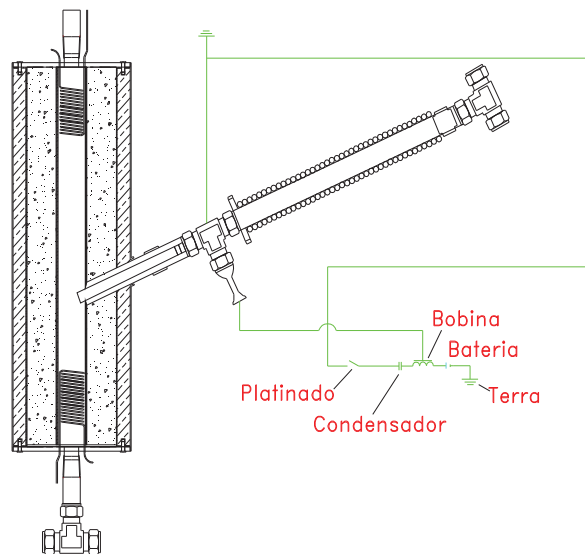


Figura 4.20 - Sistema Elétrico de Ignição.

4.2.2.2 Instrumentos de Operação

Termopares

A temperatura da câmara de combustão é medida através de 4 termopares tipo “S”, que consiste de um fio de liga Platina/Platina-Ródio 10% de 0.08 mm de diâmetro unidos por solda.

A junta soldada gera um potencial elétrico, o qual é função da temperatura da interface (junção) conhecida. Um tubo cerâmico de 8 mm de diâmetro que possui 8 furos axiais para alojar os termopares. Esse tubo atravessa o reator de ponta a ponta. Os comprimentos das porções de Platina e de Platina/Ródio foram arranjados de forma que a junção ficou em posição próxima à zona de reação. O fio do termopar (TP) na parte de baixo do reator está conectado a uma linha comum (pólo negativo). Na parte de cima do queimador, o fio do termopar está conectado ao pólo positivo. Estes termopares foram distribuídos ao longo do reator conforme Figura 4.21 e Figura 4.22.

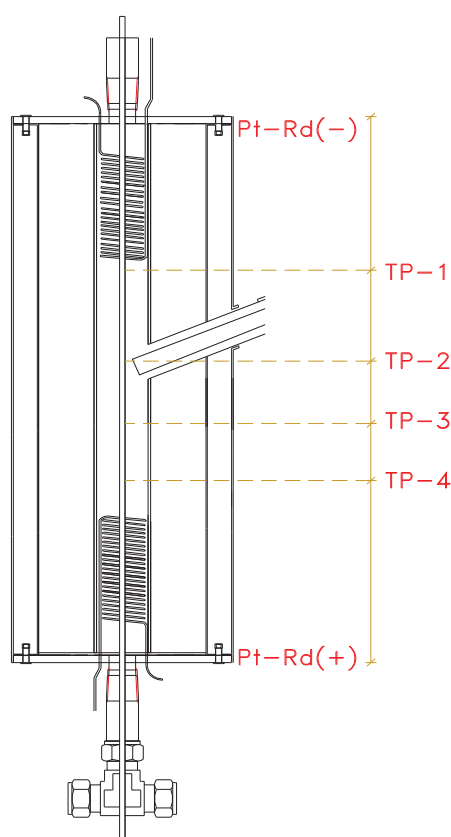


Figura 4.21 - Distribuição dos termopares Tipo “S” ao longo do reator.

A temperatura de exaustão dos gases (admissão da mistura, ocasionalmente) é medida por um termopar do tipo “K”, contendo uma ponta fina (diâmetro de 0.02”) que permite uma resposta mais rápida. O tempo de resposta desses TP, nesse caso, é um assunto de importância devido à natureza transiente do reator (a temperatura muda periodicamente com o tempo devido à reversão do escoamento). O TP é colocado na tubulação de saída a uma distância relativamente curta da

extremidade do reator por meio de uma conexão rosqueada e vedada com uma anilha de teflon, ver Figura 4.22.

A medição da temperatura da água tem que ser com boa precisão, já que diferenças de temperaturas são relativamente pequenas. A água, com temperatura de entrada aproximadamente igual a 25°C, é aquecida até atingir cerca de 55°C, dependendo das condições de operação (razão de equivalência e velocidade da mistura ar-combustível) adotadas, sendo medida com termopares tipo “J”, ver Figura 4.22.

Rotâmetros

A vazão de água é controlada por meio de dois rotâmetros, marca *Dwyer* – modelo MMA-37, o que fornece uma escala total de $3,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$. Os rotâmetros estão diretamente ligados à linha de suprimento de água.

A admissão do sistema consiste de uma mistura de combustível e ar, onde o combustível utilizado foi o gás natural (GN). Devido ao interesse em estudar o desempenho do sistema a conhecidas razões de equivalência (Φ) e velocidades de filtração (v_{gf}), é essencial poder controlar a vazão dos dois gases.

A taxa de vazão do gás natural é medida (e controlada) com o auxílio de dois rotâmetros *Dwyer*, com uma escala de 0 a $3,93 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ cada um. A pressão a montante dos rotâmetros é mantida constante por um regulador de pressão, conectado à tubulação.

A vazão do ar é medida (e controlada) com o auxílio de dois rotâmetros *Dwyer*, um com escala de $7,96 \cdot 10^{-5}$ a $7,96 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ e outro de $3,93 \cdot 10^{-5}$ a $3,93 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. A tubulação a montante dos rotâmetros é conectada com a linha central de ar comprimido seco. O combustível se mistura ao escoamento de ar após os rotâmetros através de uma tubulação relativamente comprida, juntamente com uma alta velocidade dos gases, garantindo uma boa mistura.

Sistema de Aquisição de Dados

Um número de parâmetros é monitorado durante a operação do reator:

Temperatura de saída dos trocadores de calor;

Temperatura dos gases de exaustão;

Temperatura do meio poroso próximo à zona de reação.

Todos esses parâmetros precisam de um sistema capaz de colhê-los, armazená-los e processá-los a cada intervalo de tempo. O Laboratório de Combustão e Energias Renováveis possui um sistema que integra a parte que faz a coleta e o armazenamento dos dados (hardware) com o processamento (software).

Os termopares são conectados ao condicionador de sinais (marca National Instruments, modelo CPF2020). A sua função principal é de amplificar o sinal de voltagem gerado pelos termopares, e ao mesmo tempo filtrar o ruído e fazer a compensação da junção fria, no caso dos TP. A saída tem um sinal padrão de 0 a 10V, onde 0V corresponde a 0°C e 10V, a 1750°C. Já o sinal de corrente admite valores entre 0 a 20 mA.

O número total de sensores de temperatura é 3: 1 (um) para a exaustão e 2 (dois) para os trocadores de calor, Figura 4.22. Para a aquisição desses parâmetros, dois módulos específicos para TP estão disponíveis (marca National Instruments, modelo cFP-TC-120), ver Figura 4.22. Os módulos que fazem o condicionamento de sinais ficam montados na estrutura (National Instruments Compact Field), alimentado por uma fonte transformadora AC/DC (Phoenix 24 VDC).

O software que faz o processamento e a interface entre o hardware e o usuário é o National Instruments - LabView. Esse programa se encarrega de organizar a aquisição de dados das variáveis físicas relevantes em uma interface gráfica interativa, a qual foi construída especificamente para fazer os experimentos. A interface é capaz de mostrar as temperaturas em tempo real dentro do reator e as temperaturas do gás e da água que passam pelo sistema. No entanto, as medições foram programadas para serem coletadas a cada 5 segundos. Outros parâmetros de utilidade que são mostrados, a título de auxílio no pós-processamento dos dados: a direção do escoamento, a razão de equivalência, a velocidade do escoamento, alarmes.

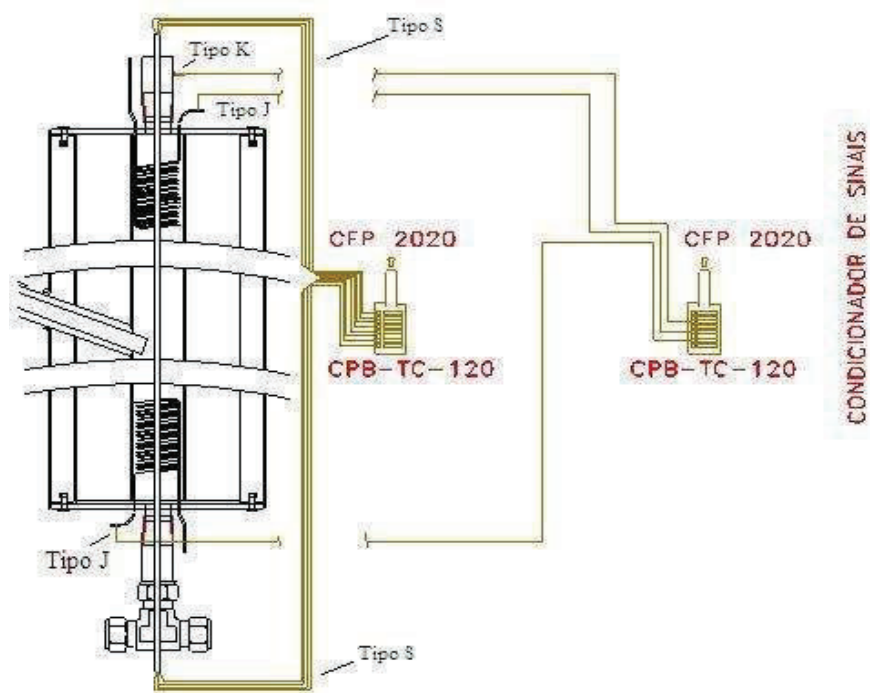


Figura 4.22 - Vista esquemática do aquecedor com sistema de aquisição de dados.

4.2.2.3 Teste de Desempenho do Aquecedor Superadiabático com SILC

Para operar o aquecedor com o ignitor é necessário seguir um procedimento experimental. Antes de iniciar o sistema de aquecimento, a vazão da água é fixada em um valor conhecido – tipicamente $6,67 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (400 cm^3/min). Em seguida inicia-se o processo de pré-aquecimento, começando pelo centelhamento da vela, sobre a mistura ar combustível que passa pelo tubo lançador. A temperatura dentro do reator começa a aumentar gradualmente, desenvolvendo um formato de colina, monitorada pelo sistema de aquisição de dados. O pré-aquecimento é considerado completo quando a temperatura do pico alcança 1223 K (950°C), quando esta situação está próximo de ocorrer, abre-se a admissão da mistura ar-combustível também para escoar no queimador poroso. Essa condição é obtida em aproximadamente 15 minutos. Assim que a temperatura desejada do pico é alcançada, a vazão de ar é ajustada, seguido da vazão do combustível. É cortado então o suprimento da mistura ar-combustível do ignitor. Em seguida, ajusta-se a vazão de suprimento de água. Depois de iniciada a combustão, a forma da distribuição da temperatura passa por modificações relativamente rápidas. Assim, um pico

começa a aparecer, correspondendo a uma localização da zona de combustão para a direção do escoamento. A localização da frente de chama é específico para cada ponto de operação.

Após atingir a estabilidade, o reator continua ligado por mais 30 a 40 minutos com o intuito de coletar dados com um número significativo de ciclos para fazer a média das variáveis. Para aproveitar o tempo de pré-aquecimento, calibração de instrumentos e tempo experimental, são realizadas diversas coletas variando-se os parâmetros de controle do experimento (razão de equivalência e velocidade do escoamento da mistura). Para isso, o experimento é iniciado próximo da estequiometria e é finalizado com uma mistura ultra-pobre. Durante o experimento, a atenção é dada ao monitoramento dos instrumentos, em especial aos rotâmetros, que precisam manter a vazão com valores fixos para um dado valor de Φ e v_{gf} .

Capítulo 5 - Resultados e Discussões

5.1 Simulação do Processo de Aquecimento

A Figura 5.1 mostra o resultado de uma simulação utilizando o modelo “One-Step” deste o pré-aquecimento (ignição) até a estabilização da frente de chama.

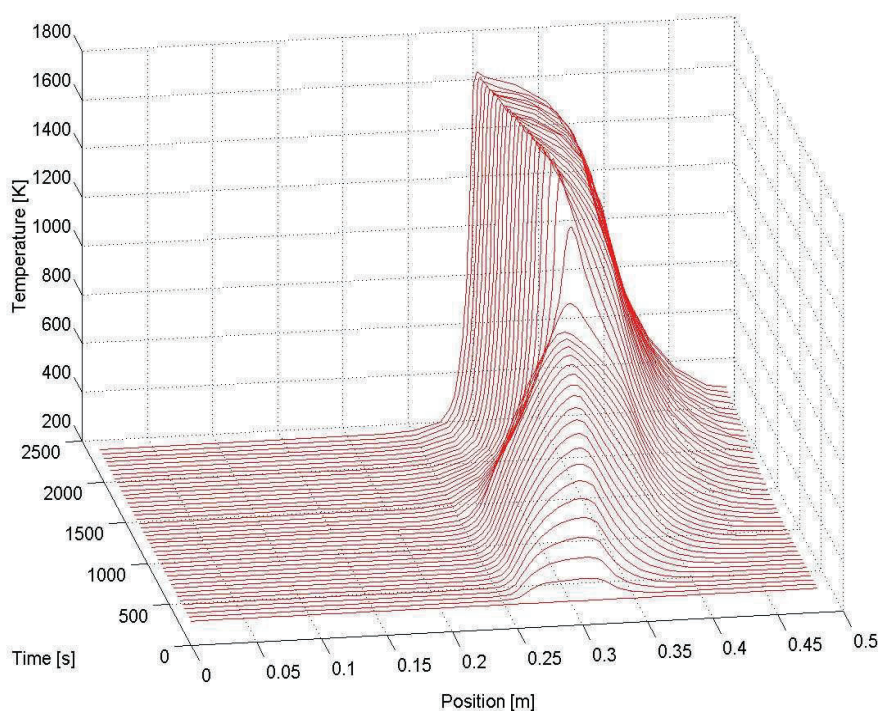


Figura 5.1 - Distribuição de temperatura desde a ignição ao longo do tempo.

A figura acima mostra um crescimento inicial da temperatura em forma de colina, característico do pré-aquecimento. Entre o tempo $950 \leq t \leq 1200$ segundos, dependendo da simulação, a rotina de pré-aquecimento é interrompida para dar lugar ao processo de combustão no queimador poroso. O modelo numérico não está mostrando a acumulação de calor adequadamente, a propagação da onda térmica depende do fenômeno de acumulação.

5.2 Perfis de Temperatura do Aquecedor (Experimental)

A Figura 5.2 e a Figura 5.3 mostram os dados experimentais com gás natural com $v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s, respectivamente, sendo que os perfis estão plotados variando Φ de 0,30 a 0,90. A Figura 5.4 mostra os dados experimentais com biogás. Nesse último caso, apenas foi possível a operação do aquecedor com $\Phi = 0,90$, variando v_{gf} de 0,20 m/s a 0,40 m/s.

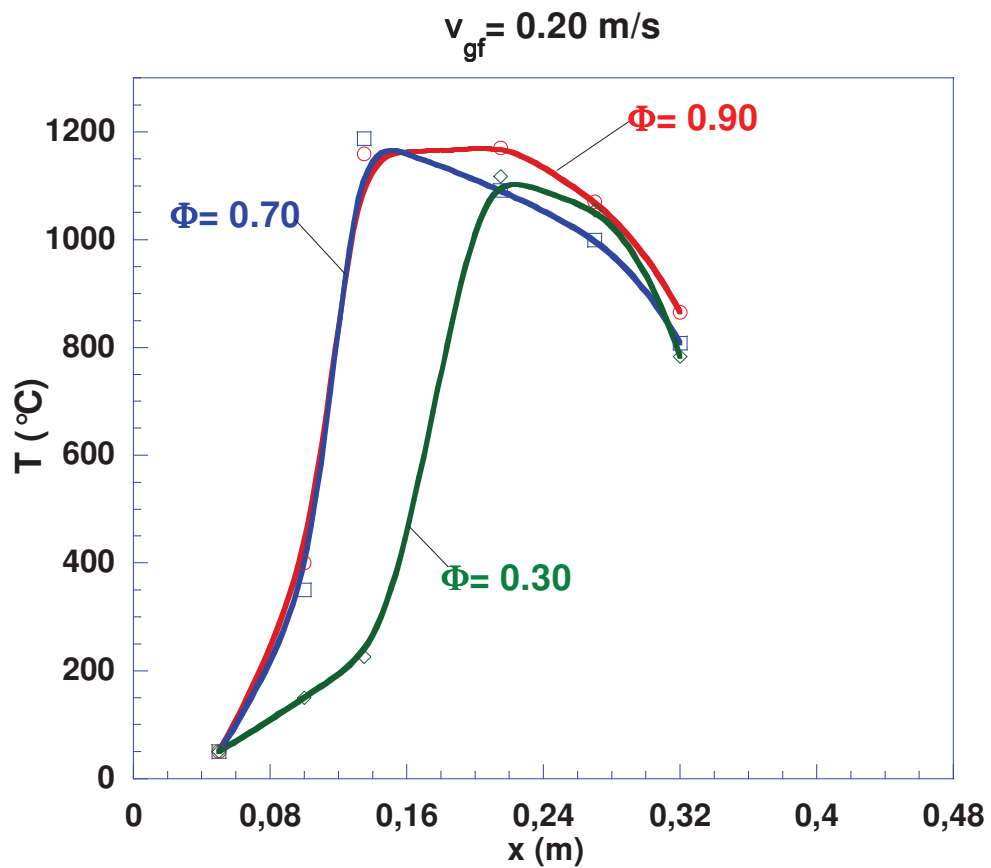


Figura 5.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $V_{gf} = 0,20$ m/s (Gás Natural).

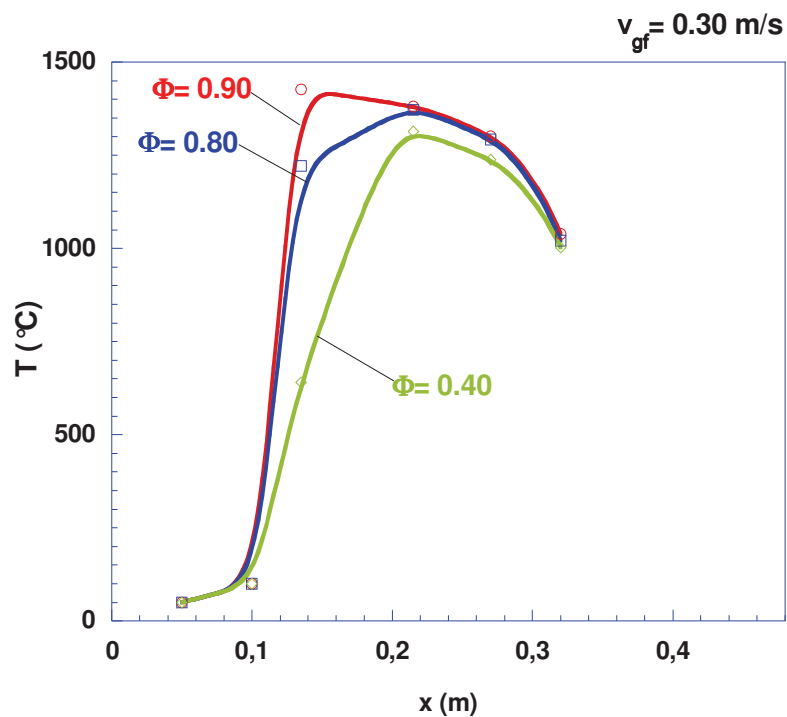


Figura 5.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $v_{gf} = 0,30$ m/s (Gás Natural).

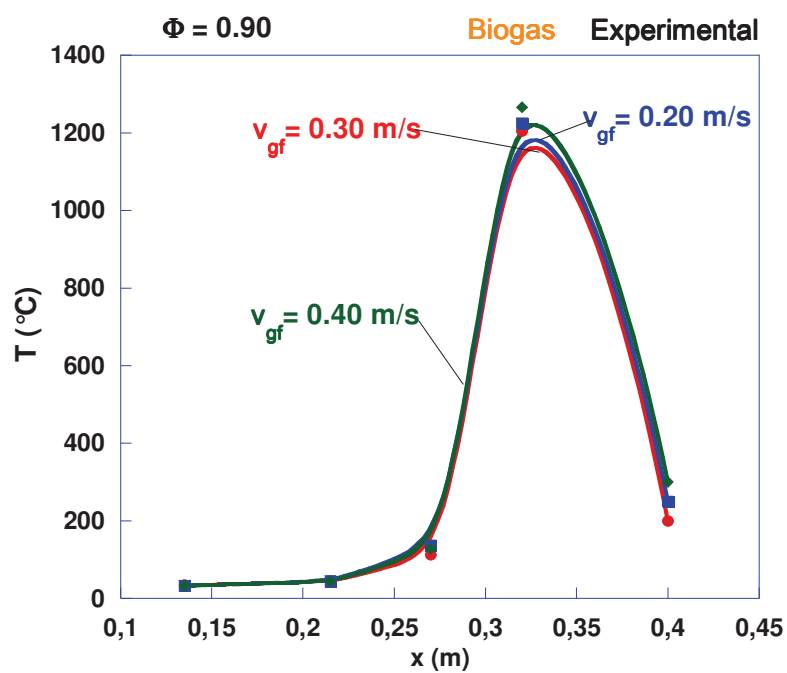


Figura 5.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ (Biogás).

O efeito da razão de equivalência no perfil de temperatura foram apresentados na Figura 5.2 e na Figura 5.3. Os resultados experimentais demonstram a influência desse parâmetro nos perfis

de temperaturas, que foram obtidos com o aquecedor operando a velocidades de escoamento dos gases de 0,20 m/s e 0,30m/s.

Os experimentos foram realizados variando razões de equivalência desde misturas ar-combustível ultra-pobres ($0,30 \leq \Phi$) até misturas próximo da estequiometria ($\Phi = 0,90$), ressaltando que o interesse da pesquisa foi exatamente a região ultra-pobre, onde as caldeiras e aquecedores convencionais não conseguem operar. Entretanto, na operação do aquecedor, de um modo geral, foi observado excelente estabilidade de combustão.

Com base ainda na Figura 5.2 e na Figura 5.3, observa-se um pico de temperatura para ponto de operação (variação de Φ), o que comprova a localização mais provável da frente de chama. Esse pico de temperatura é aumentado levemente, conforme ocorre o crescimento da razão de equivalência.

Já na Figura 5.4, observa-se que apesar da razão de equivalência esta próxima da estequiometria ($\Phi=0,90$), a frente de chama está relativamente afastada, estando próxima do trocador de calor da outra extremidade, o que indica que a operação com o biogás está em condições limítrofes. Isso significa que em razões de equivalência menores a combustão se torna instável tendendo ao apagamento da frente de chama. Deve-se ressaltar que o teste do aquecedor com o biogás foi realizado adotando os mesmos valores de vazão utilizados nos rotâmetros para o gás natural, não fazendo qualquer correção quanto à diferença de densidade, o que resulta na aplicação de razões de equivalências diferentes para ambos os gases e, conseqüentemente, gera erros de medição. Por essa razão esse estudo quanto ao biogás é mais qualitativo do que quantitativo.

5.3 Análise Comparativa Sobre o Tempo de Ignição

Foi realizado, um teste comparativo quanto ao tempo de aquecimento do queimador poroso, tomando-se como base o tempo necessário para iniciar a combustão na Caldeira Superadiabática do LACER, a partir do o método antigo com o fio resistivo envolvendo o berço poroso. O sistema alternativo, SILC, foi empregado no Aquecedor de Água de Queimador Poroso, que tem praticamente as mesmas proporções da caldeira, cronometrando o processo desde o centelhamento, quanto inicia a frente de chama, até ela se alojar no berço poroso. Utilizou-se um sistema de aquisição de dados da National Instruments - LabView 8.20, que registrou as temperaturas a cada 5 segundos até atingir aproximadamente 1200K que é a

temperatura em que o queimador poroso pode realmente começar a operar. As temperaturas encontradas por cada instante de tempo foram plotadas e são apresentadas na Figura 5.5.

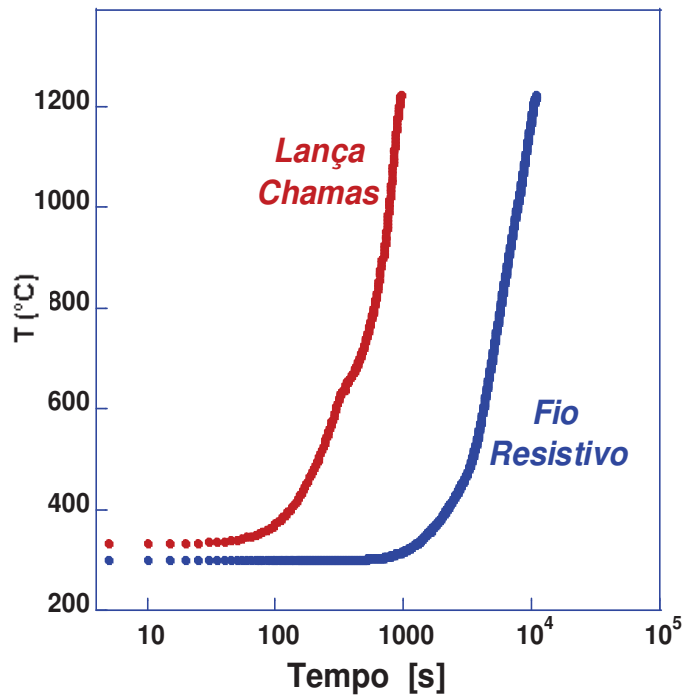


Figura 5.5 - Comparativo entre as Temperaturas de Aquecimento através do Sistema Lança-Chamas e por Resistência Elétrica versus Tempo.

De acordo com os perfis apresentados nesta figura, observa-se uma grande vantagem no uso do SILC, em relação ao processo de aquecimento com o fio resistivo, ou seja, uma redução de 90% do tempo despendido com o sistema do fio resistivo.

5.4 Perfis de Temperatura do Aquecedor (Experimental e Numérico)

As Figura 5.6, Figura 5.7 e Figura 5.8 mostram os resultados numéricos do modelo *one-step* e experimentais com gás natural com velocidade de escoamento dos gases, $v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s. Os perfis estão plotados variando a razão de equivalência (Φ) de 0,30 a 0,90.

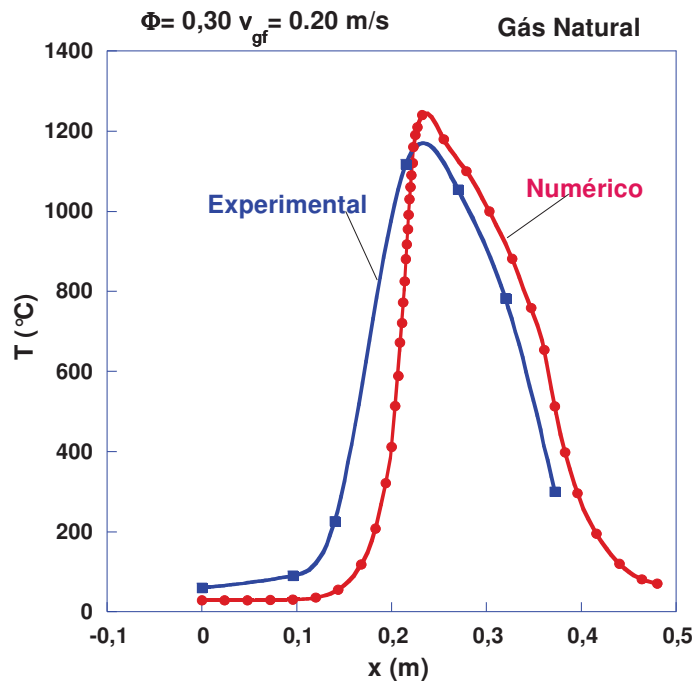


Figura 5.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ (Experimental x Numérico).

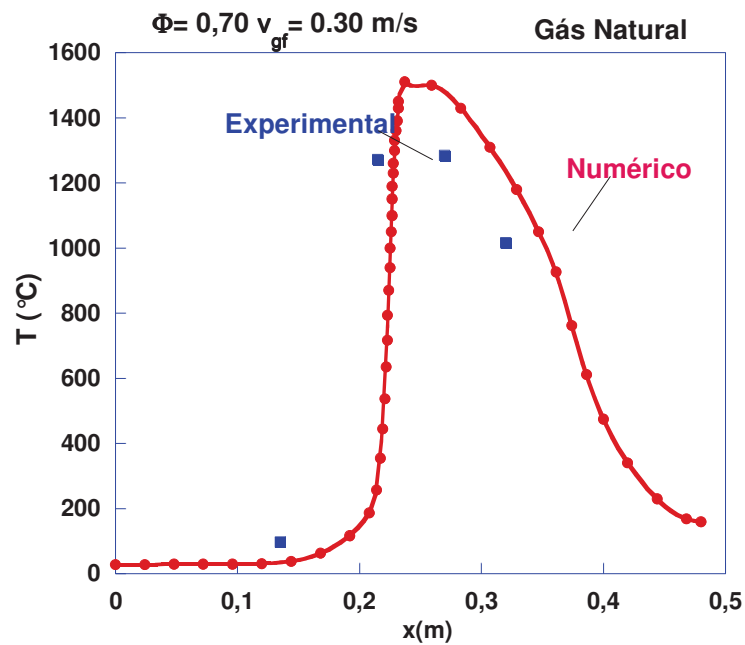


Figura 5.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ (Experimental x numérico).

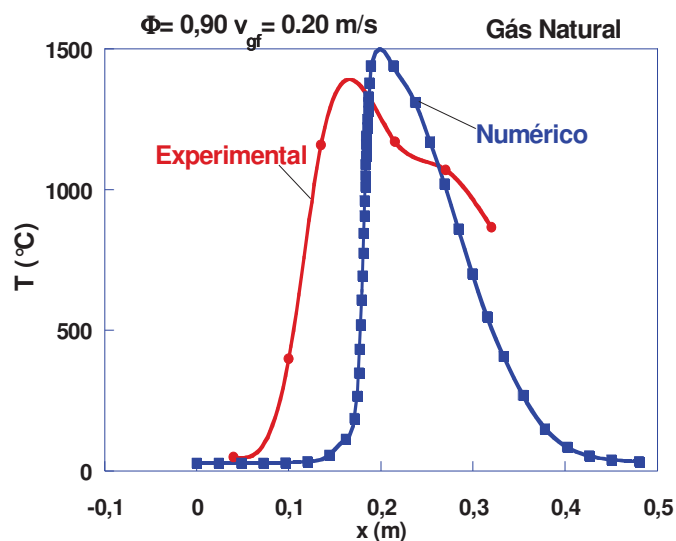


Figura 5.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Experimental x numérico).

Os resultados apresentados nas Figura 5.6 a Figura 5.8 mostram que os perfis de temperatura do modelo numérico estão em coerência com as medições experimentais. É provável a presença de um erro sistemático por conta da acumulação térmica deficiente presente no modelo. Verifica-se que o modelo não retrata bem para altas razões de equivalência o processo de acumulação de calor.

5.5 Perfil de Temperatura dos Gases de Exaustão do Aquecedor

A Figura 5.9 mostra a curva de temperatura de exaustão tanto para gás natural como para biogás, neste último apenas no seu possível ponto de operação.

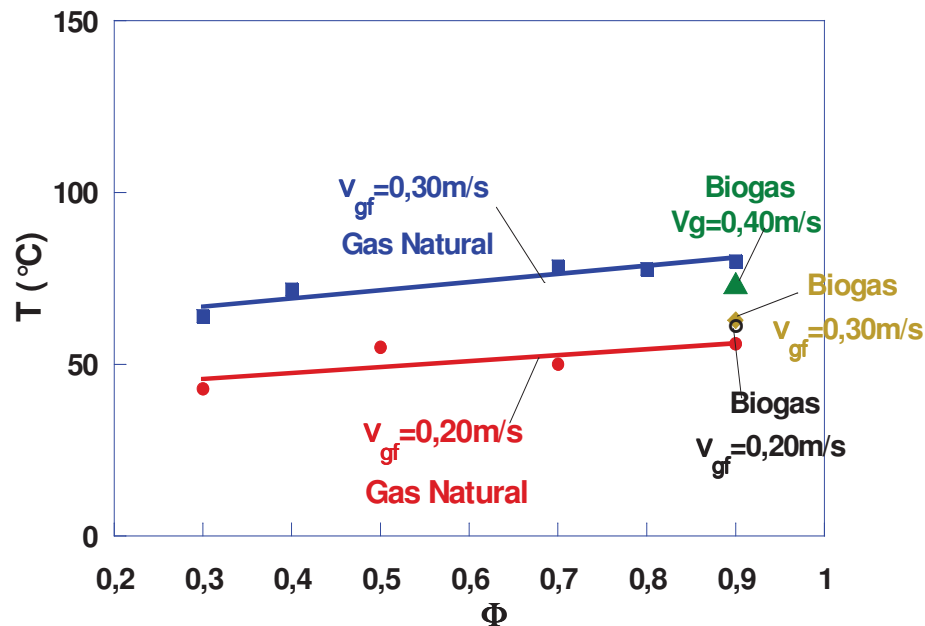


Figura 5.9 - Temperatura de exaustão do aquecedor.

As Figura 5.9 mostra influências da velocidade de escoamento dos gases e da razão de equivalência sobre a temperatura de exaustão. Embora seja possível perceber que a tendência em termos de perfil de temperatura, seja praticamente a mesma, há alguns aspectos para serem analisados.

Primeiramente, todas as temperaturas de exaustão são bastante baixas em comparação àsquelas de exaustão de caldeiras e aquecedores convencionais, em qualquer condição de operação e independentemente da razão de equivalência ou da velocidade de escoamento dos gases. Isso está provavelmente relacionado ao fato de o calor de combustão, que seria perdido por radiação e convecção através dos gases na exaustão, ser absorvido pelo meio poroso e transferido aos trocadores de calor e a mistura fresca que penetra no queimador, em sentido à zona de reação. Essa temperatura de exaustão reduzida sinaliza a ocorrência de uma alta eficiência de extração nos trocadores de calor.

Um segundo aspecto, a respeito dos gases de escape, está relacionado à inclinação da linha de variação de temperatura dos gráficos de exaustão. A temperatura muda conforme a razão de equivalência é aumentada e, também, verificam-se maiores valores quando se aumenta a

velocidade de escoamento dos gases de 0,2 m/s para 0,3 m/s, porém percebe-se um paralelismo entre as linhas de temperatura.

5.6 Perfil de Temperatura da Água na Saída do Aquecedor

Abaixo na Figura 5.10 mostra o gráfico de temperatura da água, tanto para o Gás Natural, quanto para o Biogás.

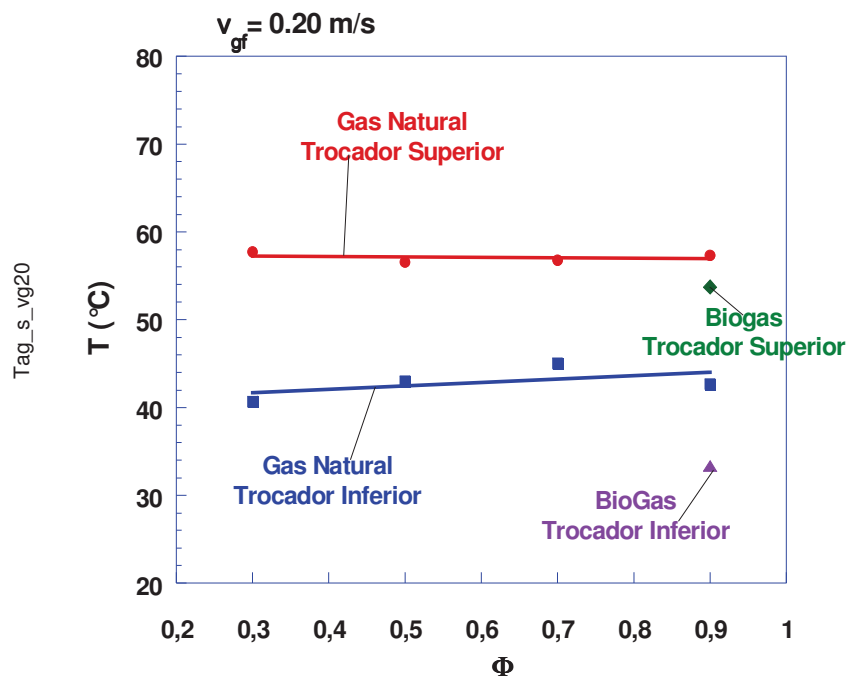


Figura 5.10 - Gráfico da Temperatura da água na saída do trocador, com $v_{gf}=0,20\text{m/s}$.

No funcionamento do aquecedor teve-se a preocupação de manter uma temperatura constante na saída do aquecedor de por volta de 55°C , fazendo manualmente a mudança da vazão. Então não tem o registro dos valores das vazões, explicando assim os dados da Figura 5.9, ou seja, uma reta horizontal.

5.7 Eficiência de Extração de Energia pelos Trocadores de Calor

A Figura 5.11 mostra a eficiência de extração para as duas velocidades de escoamento operadas com Gás Natural, comparando também o desempenho da combustão do biogás no ponto que foi possível a operação.

As eficiências térmicas medidas experimentalmente, que correspondem à eficiência de extração, estão na faixa de 69 a 92 %, dependendo da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases empregados, como mostra a Figura 5.11. Os resultados experimentais apontam para um crescimento dos valores de eficiência com o aumento da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases. Além disso, pode ser observada a diferença entre a eficiência da combustão com o biogás, que é menor em relação à do gás natural. Isso também está provavelmente relacionado com o poder calorífico do biogás, o qual é menor do que o gás de referência.

Quando a velocidade de escoamento dos gases e a razão de equivalência são baixas, relativamente, a quantidade de água tem que ser proporcional à extração de energia do processo de combustão e, então, ela passa a não ser suficiente para arrefecer plenamente os trocadores de calor do protótipo em estudo. Operar nessa condição pode representar risco para estrutura física do protótipo desenvolvido.

Pelo que se observa Figura 5.11, a faixa de operação recomendada para esse protótipo está entre as razões de equivalência de $0,3 \leq \Phi \leq 0,9$, que foi a faixa para a qual esse protótipo foi projetado, denotando uma boa flexibilidade de operação desse protótipo. A expectativa no desenvolvimento desse equipamento em escala de aplicação comercial é a de conseguir melhores resultados de eficiência do que esses obtidos com o protótipo, por conta dos efeitos das perdas de calor pelas paredes, que elas são especialmente significativas quando em pequenos protótipos, devido a sua alta relação área-volume, relativamente comparada com protótipos de escalas maiores, que possuem área superficial menor em relação ao seu volume, e, conseqüentemente, as perdas também são relativamente menores.

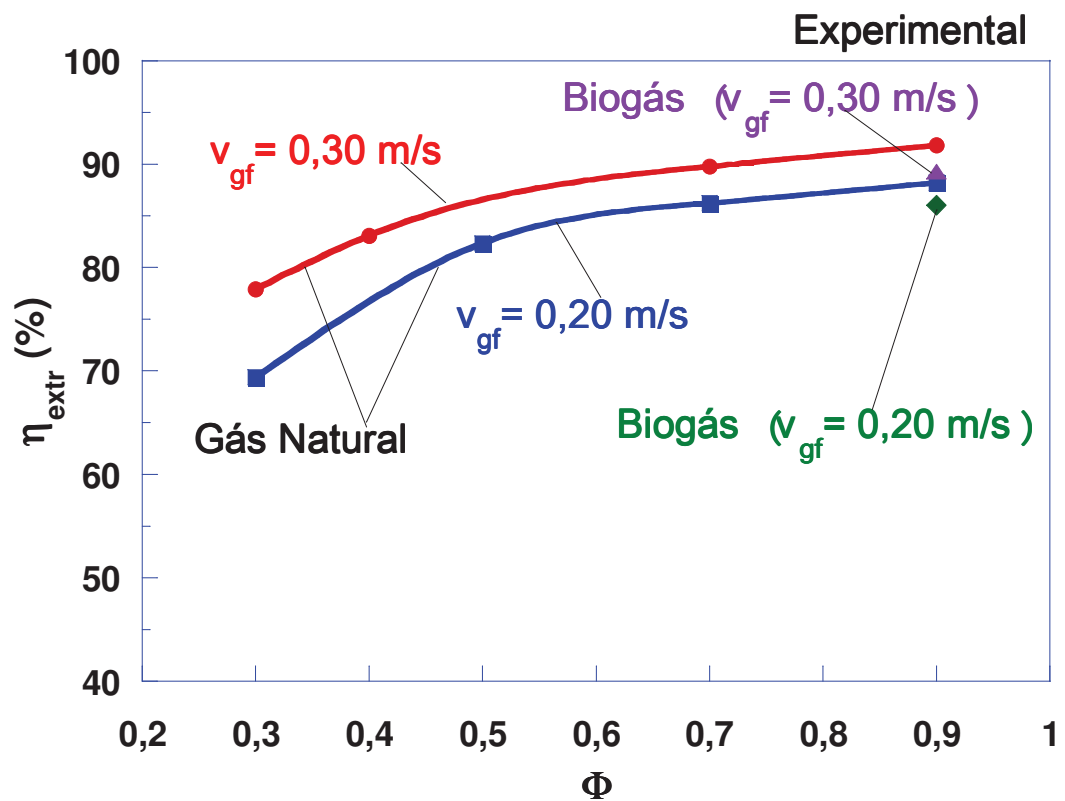


Figura 5.11 - Gráfico de eficiência de extração de calor com Gás Natural e Biogás.

Capítulo 6 -Conclusões

O Aquecedor Poroso, equipado com o sistema de ignição lança-chamas desenvolvido (SILC) foi construído e testado, empregando-se o gás natural ou o biogás como combustíveis de estudo. Algumas conclusões puderam ser tiradas, as quais estão resumidas a seguir:

- i. O SILC desenvolvido mostrou ser uma boa alternativa para substituir o atual sistema de aquecimento por resistência da Caldeira Superadiabática, de baixo custo de fabricação e montagem, bem como em termos operacionais, com um tempo significativamente reduzido para aquecimento da caldeira;
- ii. Os resultados de simulação obtidos com o CFX apresentaram boa aproximação com o esperado e ajudaram a entender os fenômenos presentes no SILC;
- iii. A partir dos estudos experimentais pôde-se identificar relações e parâmetros adequados de projeto para estabelecer boas condições de funcionamento;
- iv. Com esse estudo, observou-se indicativos que existe uma relação entre o comprimento do tubo e seu diâmetro para um valor menor que 7 (sete);
- v. O sistema de monitoramento implementado foi capaz de mostrar os processos de combustão e da extração de energia da zona de reação;
- vi. Foi possível verificar os efeitos da queima de um combustível renovável.
- vii. Uma combustão estável no aquecedor foi conseguida funcionando em uma ampla faixa de operação: $0,30 < \Phi < 0,90$ e $0,20 < v_{gf} < 0,30$ m/s;
- viii. A razão de equivalência e a velocidade de escoamento dos gases exibem uma forte influência sobre os perfis de temperatura;
- ix. A presença de trocadores de calor confina as zonas de reação na seção central dos queimadores, permitindo combustão estável para uma faixa de razão de equivalência extensa;
- x. A eficiência obtida com o metano ficou variando entre 92% ($\Phi = 90$, $v_{gf} = 30$) e 69% ($\Phi = 30$, $v_{gf} = 20$) e com biogás ($\Phi = 90$, $v_{gf} = 30$) ficou próximo dos 85%.
- xi. Os resultados numéricos apresentam valores coerentes com as medições experimentais, no que diz respeito a perfis de temperatura.
- xii. O uso do CFX mostrou-se adequado a obtenção de resultados de simulação.

Para finalizar essa análise, também, a partir dessa experiência pode-se visualizar algumas atividades que poderiam ser realizadas, como sugestões para trabalhos futuros, em continuidade ao trabalho realizado:

- i. Melhorar o suprimento de ar comprimido nos rotâmetros para minimizar os problemas de operação;
- ii. Estudar mais profundamente a questão do biogás para razões de equivalência menores;
- iii. Colocar mais termopares para poder ter melhor visualização do perfil de distribuição de temperatura.
- iv. Implementar o código numérico para que tenha um bom funcionamento no escoamento unidirecional.

Referência Bibliográficas

BABKIN, V. S., **Filtration combustion of gases, present state of affairs and prospects**, Pure and Applied Chemistry 65, 1993. pp. 335-344.

BARCELLOS, W. M.; SABELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **Low emission saturated steam boiler with reciprocal flow inert porous media combustor operating on ultra-lean natural gas/air mixtures**, Clean Air Conference, Lisbon, Portugal, 2003.

BARCELLOS, W. M.; SABELIEV, A.V.; KENNEDY, L.A., **A Combustão em meios porosos de fluxo recíproco aplicada ao desenvolvimento de caldeira de vapor de baixa emissão e alta eficiência**, I Seminário da Rede GasEnergia Tecnologia e Desenvolvimento, Petrobrás, Brasil, 2006.

BARCELLOS, W. M.; ROCHA, P. A. C.; SABELIEV, A.V.; AGUIAR, I. B. C., **Combustion wave propagation in flame-thrower ignition system applied to porous burner superadiabatic boiler**, 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Paraná, Brazil, 2009.

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 134, 2003. pp. 369-379.

BAZZO, E., **Geração de vapor**, Editora da UFSC, 2ª Edição, 1995. 216 p.

BINGUE, J. P; SABELIEV, A. V; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **NO_x and CO Emissions of Lean and Ultra-Lean Filtration Combustion of Methane/Air Mixtures in an Inert Porous Media**, Clean Air, 3, 2002. pp. 199-210.

BINGUE, J. P; SAVELIEV, A. V; KENNEDY, L. A., **Optimization of hydrogen production by filtration combustion of methane by oxygen enrichment and depletion**, International Journal of Hydrogen Energy, 2003.

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 123, 2002. pp 201–213.

CONTARIN, F., **Porous medium reciprocal flow burner with heat extraction**, Thesis submitted for partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering in the Graduate College of the University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, 2001. 160 p.

CONTARIN, F.; BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **A porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchanger**, Proceed. ASME Summer Heat Transfer Confer., 2003. Paper no. HT2003-47098.

CONTARIN, F.; BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **Energy extraction from a porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003. pp. 949-961.

CONTARIN, F.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **A reciprocal flow filtration combustor with embedded heat exchangers: numerical study**, Int. J Heat and Mass Transfer, 2003.

HANNAMURA, K.; ECHIGO, R.; ZHDANOK, S., **Superadiabatic combustion in porous media**, International Journal of Heat and Mass Transfer 36, 1993. pp. 3201-3209.

HANNAMURA, K.; ECHIGO, R., **Thermal structure of superadiabatic combustion in porous media**, Thermal Engineering Conference, 1993.

HARRIS, T. A.; WOOD. S, **Porous burners for lean-burn applications**, Progress in Energy and Combustion Science 34, 2008. pp. 667-684.

HOFFMANN, J. G.; ECHIGO, R.; YOSHIDA, H.; TADA, S., **Experimental study on combustion in porous media with a reciprocating system**, Combust. Flame, 111, 1997. pp. 32-46.

KAVIANY, M., **Principles of heat transfer in porous media**, Ed. Springer-Verlag, New York, NY, 1995.

KENNEDY, L. A.; FRIDMAN, A. A.; SAVELIEV, A. V., **Superadiabatic combustion in porous media: wave propagation, instabilities, new type of chemical reactor**, Fluid Mechanics Research 22, 1995. pp. 1-26.

KENNEDY, L. A.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A., **Transient filtration combustion**, Proceedings of Mediterranean Combustion Symposium, Antalya, Turkey, 1999. pp. 105-139.

MORAN, M.; SHAPIRO, H., **Princípio de termodinâmica para engenharia**, Ed. LTC, 4ª Edição, 2002.

SCHÖBERL, N., **An advancing front 2D/3D-mesh generator based on abstract rules**, Computing and Visualization in Science, Volume 1, No. 1, pp 41-52, Springer Berlin/Heidelberg, 1997.

SOUZA, LUÍS CARLOS EDUARDO OLIVEIRA DE; **Estudo teórico-experimental de uma caldeira de queimador poroso recíproco aplicada ao biogas**, Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, 2009, 178 p.

TRIMIS, D.; DURST, F.; PICKENÄCKER, O.; PICKENÄCKER, K., **Porous Medium Combustor versus Combustion Systems with Free Flames**, ISSHTEEC '97, Guangzhou, China, 1997. pp. 339-345.

WAKAO, N.; KAGUEI, S., **Heat and mass transfer in packed beds**, Gordon and Breach Science Publications, New York, NY, 1982.

WILCOX, D.C., **Turbulence for CFD**, DCW Industries Inc., La Canada, CA, 1994.

Apêndice A Sistema Lança-Chamas Convencional

A.1 Histórico dos Sistemas Lança-Chamas

O crédito pelo desenvolvimento do primeiro lança-chamas é geralmente dado ao alemão Richard Fiedler (Richardson, 2004), o qual submeteu os modelos do seu “*Flammenwerfer*” para avaliação ao exército alemão em 1901.

O modelo mais significativo que ele submeteu foi um aparelho portátil de um só homem, que consistia num único cilindro medindo cerca de 1.2 metros de altura, dividido na horizontal por um gás pressurizado na secção inferior e com um óleo inflamável na secção superior. Ao carregar numa alavanca, o gás forçava o líquido a sair através de um tubo de borracha e a passar por um simples dispositivo de ignição numa saída de aço. A arma podia projetar um jato inflamável e enormes nuvens de fumo numa área de 18 metros com dois minutos de tempo de utilização, em que o aparelho era de um único disparo, para o contínuo funcionamento.

Só em 1911 (Richardson, 2004), o exército alemão aceitou o aparelho, criando um regime especialista de doze companhias equipadas com “*Flammenwerferapparate*”. Embora o exército alemão estivesse equipado com esta arma, o lança-chamas não foi utilizado na Primeira Guerra Mundial até fevereiro de 1916, quando foi utilizado contra as forças francesas em Verdun e contra as trincheiras britânicas em “Hooge”.

Os lança-chamas foram intensamente utilizados na Segunda Guerra Mundial, sendo que a Grã-Bretanha desenvolveu sistemas portáteis. Os fuzileiros norte-americanos utilizaram lança-chamas M2A1-7, tornando-os úteis contra trincheiras ocupadas pelos japoneses no Pacífico. Os alemães utilizaram consideravelmente o lança-chamas, com o nome de “*Flammenwerfer 35*” durante a invasão do Leste Europeu.

A.2 Funcionamento do Sistema

Um lança-chamas convencional é um aparelho mecânico desenhado para projetar uma chama longa e controlável. Alguns gêneros, incluindo os lança-chamas militares mais comuns, projetam um líquido inflamável, enquanto outros projetam um gás inflamável. É utilizado pelas

forças militares e por civis que precisem de uma chama controlada. Muitos lança-chamas, não militares, não utilizam um líquido inflamável, mas em vez disso, um gás inflamável de alta pressão, tais como, gás propano ou gás natural; que são considerados mais seguros para utilização agrícola, industrial, ou de entretenimento.



Figura A.1 - Lança-chamas "Zippo" da Marinha Americana. (Departamento de Defesa dos Estados Unidos).

O diagrama abaixo exemplifica como um lança-chamas portátil funciona.

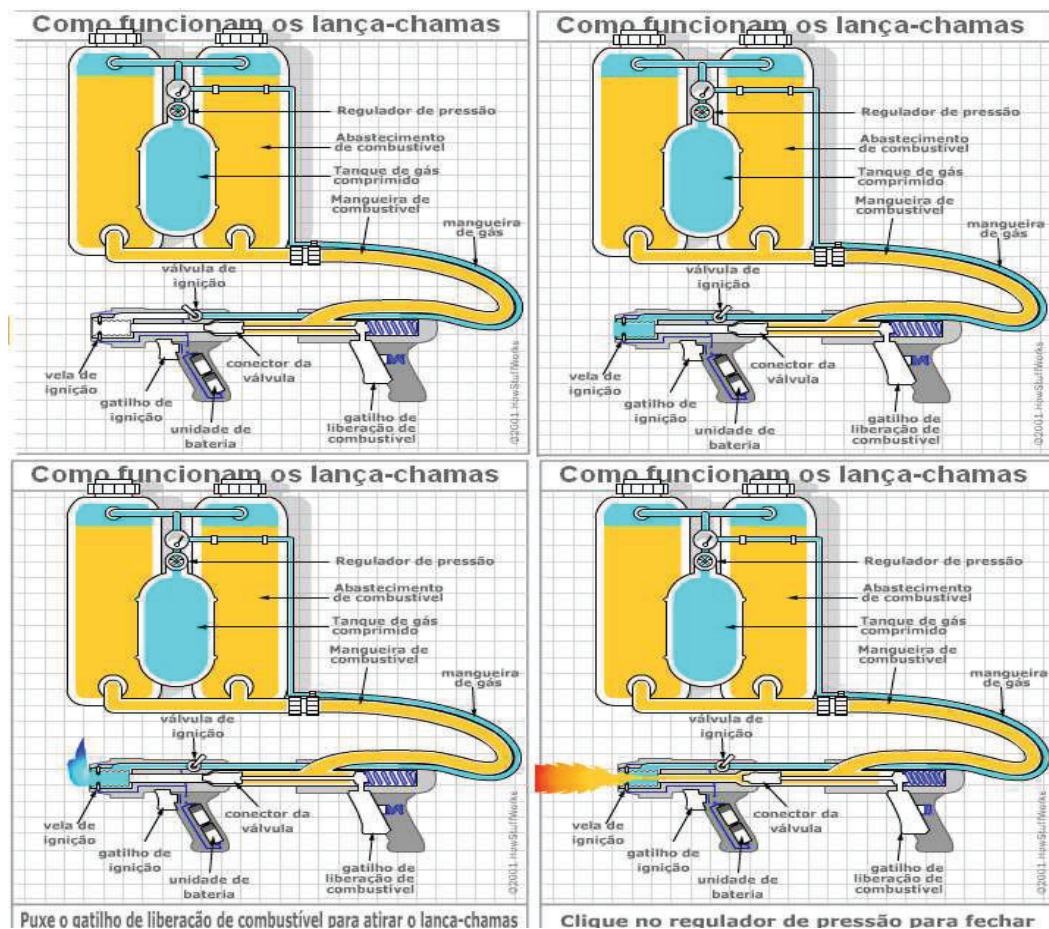


Figura A.2 - Esquema de funcionamento de um lança-chamas portátil.
(Retirado do site <http://ciencia.hsw.uol.com.br/lanca-chamas3.htm>)

O equipamento portátil contém três tanques cilíndricos. Os dois tanques de fora contêm líquido combustível à base de óleo. Os tanques têm tampa de rosca, assim podem ser recarregados facilmente. O tanque do meio contém um gás inflamável comprimido (como o butano). Esse tanque fornece gás através de um regulador de pressão a dois tubos conectados.

Um tubo vai até o sistema de ignição da arma e o outro tubo vai até os dois tanques de combustível laterais, permitindo ao gás comprimido entrar na parte vazia acima do líquido inflamável. O gás comprimido exerce uma grande pressão sobre o combustível, fazendo-o sair dos tanques, através de uma mangueira, para um reservatório na arma.

O alojamento da arma tem uma longa haste que se desloca através dele, com uma válvula de pino na ponta. Uma mola na parte de trás da arma força a haste para frente, pressionando o pino sobre a sede da válvula. Isso impede o combustível de sair através do bocal da arma quando

o gatilho está solto. Quando o operador aperta o gatilho, ele puxa a haste (com o pino na ponta) para trás. Com a válvula aberta o combustível pressurizado pode sair pelo bocal. Um lança-chamas como este pode lançar um jato de combustível a até 46 metros.

Ao sair pelo bocal o combustível passa pelo sistema de ignição. Através dos anos surgiu uma variedade de sistemas de ignição usados em lança-chamas. Um dos sistemas mais simples era uma bobina de fio de alta resistência. Quando a corrente elétrica passava através desses fios liberavam bastante calor, aquecendo o combustível até o ponto de combustão. A arma da Figura 3.2 tem um sistema ligeiramente mais elaborado.

Quando a válvula de ignição é aberta, gás inflamável comprimido do cilindro do meio passa através de uma longa mangueira até a arma. Então, ele é misturado com o ar e liberado, através de diversos furos pequenos, para a câmara no bocal de saída. A arma também tem duas velas de ignição colocadas na frente do bocal, que são acionadas pela carga de uma bateria portátil. Para preparar a arma, o operador abre a válvula e pressiona um gatilho que ativa a vela de ignição. Isso cria uma pequena chama na frente do bocal, que inflama o combustível, criando o jato de fogo.

Apêndice B Normas de Referência para Projeto do Aquecedor Poroso

B.1 Principais normas utilizadas:

NBR 7198	- Projeto e execução Instalação água quente;
NBR 8130	- Aquecedor de água a gás instantâneo;
NBR 10540	- Aquecedores de água a gás tipo acumulação;

B.2 Tópicos de Importância

Nas normas citadas descrevem as exigências técnicas mínimas quanto à higiene, à segurança, à economia e ao conforto dos usuários, pelas quais devem ser projetadas e executadas as instalações prediais de água quente.

Estabelece condições como temperatura, pressão, emissões de poluentes, especificações dos materiais que devem ser utilizados (tubulações e válvulas), critérios de segurança, estimativa de consumo, velocidade e vazões da água e dilatações térmicas.

As instalações de água quente devem ser projetadas e executadas de modo a:

- a) garantir o fornecimento de água de forma contínua, em quantidade suficiente e temperatura controlável, com segurança, aos usuários, com as pressões e velocidades compatíveis com o perfeito funcionamento dos aparelhos sanitários e das tubulações;
- b) preservar a potabilidade da água;
- c) proporcionar o nível de conforto adequado aos usuários;
- d) racionalizar o consumo de energia.

Anexos

Anexo I Fotos das Etapas de Montagem



Figura 0.3 - Aquecedor na fase inicial



Figura 0.4 - Detalhe do trocador no flange.



Figura 0.5 - Montagem do ignitor no aquecedor.



Figura 0.6 - Aquecedor montado na bancada de teste



Figura 0.7 - Aquecedor na bancada de teste com isolamento e instrumentos

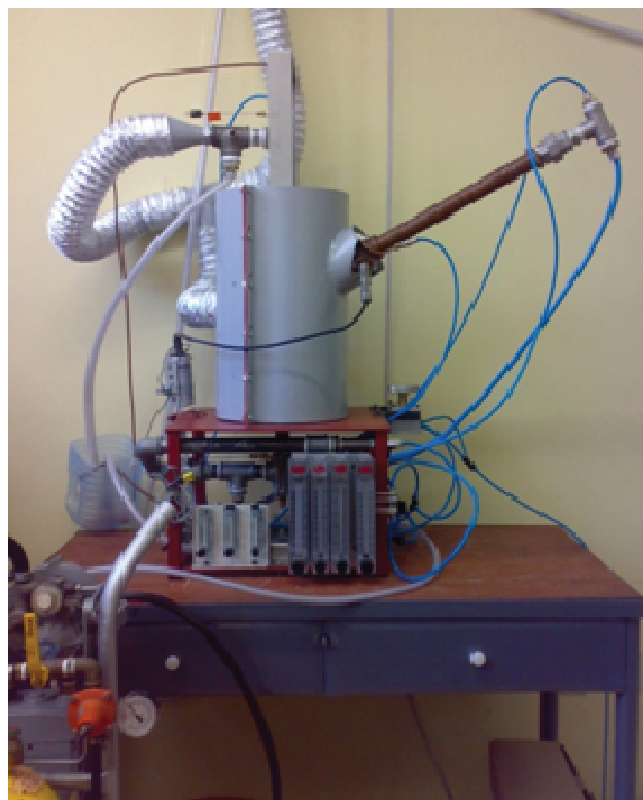


Figura 0.8 - Aquecedor pronto para operação



Figura 0.9 - Detalhe da Válvula de Controle do Processo



Figura 0.10 - Detalhe dos rotômetros na fase de teste



Figura 0.11 - Aquecedor com Sistema de Ignição Lança-Chamas em operação

Anexo II. Pré- Aquecedor



Figura 0.12 - Bancada do ignitor.



Figura 0.13 - Detalhe do Sistema de Ignição



Figura 0.14 - Ignitor - Monitorando temperatura e em detalhes.

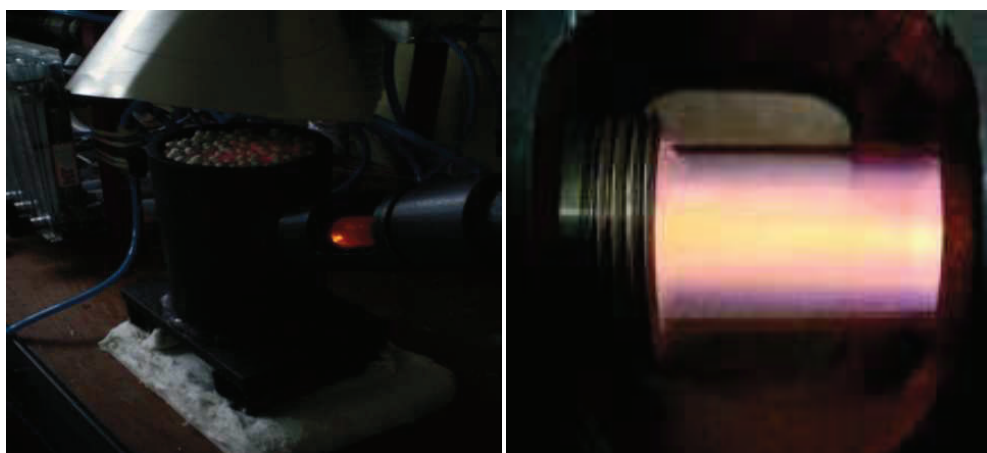


Figura 0.15 - Sistema em funcionamento