

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM**

**MAURO ANTONIO MOREIRA GONÇALVES**

**ESTUDO DA COMBUSTÃO DO BIOETANOL COM EXCESSO DE ÁGUA  
UTILIZANDO UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE ACOPLADO A UM  
EVAPORADOR**

**JOINVILLE**

**2024**

**MAURO ANTONIO MOREIRA GONÇALVES**

**ESTUDO DA COMBUSTÃO DO BIOETANOL COM EXCESSO DE ÁGUA  
UTILIZANDO UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE ACOPLADO A UM  
EVAPORADOR**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEM, da Universidade do Estado de Santa Catarina – Udesc.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Wolf Fco.Jr

**JOINVILLE**

**2024**

**Ficha catalográfica elaborada pelo programa de geração automática da  
Biblioteca Universitária Udesc,  
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

Moreira Gonçalves, Mauro Antonio  
Estudo da combustão do bioetanol com excesso de água  
utilizando um queimador poroso radiante acoplado a um evaporador  
/ Mauro Antonio Moreira Gonçalves. -- 2024.  
101 p.

Orientador: Roberto Wolf Francisco Junior  
Dissertação (mestrado) -- Universidade do Estado de Santa  
Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2024.

1. Combustão de bioetanol. 2. Queimador de meio poroso. 3.  
Transferência de calor por evaporação. 4. Estabilidade de chama. 5.  
Biocombustíveis (etanol). I. Francisco Junior, Roberto Wolf. II.  
Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências  
Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. III. Título.

**MAURO ANTONIO MOREIRA GONÇALVES**

**ESTUDO DA COMBUSTÃO DO BIOETANOL COM EXCESSO DE ÁGUA  
UTILIZANDO UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE ACOPLADO A UM  
EVAPORADOR**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEM, da Universidade do Estado de Santa Catarina – Udesc.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Wolf Fco.Jr

**BANCA EXAMINADORA**

Prof. Dr. Roberto Wolf Francisco Jr.

Universidade do Estado de Santa Catarina – UDESC/CCT (presidente/orientador)

Membros:

Profa. Dra. Talita Sauter Possamai

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC/Joinville

Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdansk

Universidade do Estado de Santa Catarina – UDESC/CCT

Joinville, 19 de dezembro de 2024

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer a minha família pelo carinho e suporte nesta jornada. E em especial ao meu professor orientador Dr. Roberto Wolf Francisco Jr, pelo apoio, companheirismo, me orientando com seu conhecimento, sem o qual este trabalho não seria concretizado.

E aos colegas de laboratório com os quais compartilhei bons momentos durante esse período de aprendizado.

Agradeço o apoio financeiro da Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina (FAPESC/Brasil – termos de outorga 2021TR1457 e 2021TR843) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES – Código Financeiro 001).

## RESUMO

O desenvolvimento de energia limpa é uma forma eficaz de alcançar a neutralidade de carbono e fazer face às alterações climáticas globais. Existe grande interesse na produção de bioetanol a partir de matérias-primas renováveis, principalmente cana-de-açúcar e milho, para minimizar as emissões de dióxido de carbono, um gás de efeito estufa que contribui para o aquecimento global. Durante o processo de produção de etanol, é necessária uma etapa de destilação para reduzir a concentração de água presente na mistura, aumentando assim o grau de pureza do combustível. A razão para isto é que a utilização de bioetanol bruto, com excesso de água, resulta em problemas de instabilidade operacional e requer maiores taxas de energia na etapa de evaporação do combustível. No entanto, para maiores concentrações de etanol, o custo do processo de destilação acaba aumentando o valor final do produto. Assim, o objetivo deste projeto é avaliar a queima de bioetanol bruto, com excesso de água, utilizando um queimador poroso e um evaporador acoplado ao sistema. Os parâmetros avaliados experimentalmente foram a taxa de transferência de calor da chama para o evaporador, a faixa de estabilidade do queimador, a eficiência da radiação e a emissão de poluentes. A análise do evaporador acoplado ao queimador foi inicialmente realizada utilizando metano e ar pré-misturados, relação de equivalência de 0,53 e faixa de potência entre 0,6 e 1,7 kW. Nesta condição, a taxa de transferência de calor para o evaporador medida experimentalmente representa cerca de 20% da energia gerada pela reação de combustão. A eficiência da radiação ficou em torno de 17 a 24%. Para uma potência de 1,1 kW utilizando etanol anidro, a energia necessária para evaporar a mistura é de 76 W. O aumento da fração de água no bioetanol resulta em um aumento na quantidade de energia necessária na etapa de evaporação do combustível.

**Palavras-chave:** Combustão de bioetanol, Queimador de meio poroso, Transferência de calor por evaporação, Estabilidade de chama, Biocombustíveis (etanol).

## ABSTRACT

The development of clean energy is an effective way to realize carbon neutrality and cope with global climate change. Currently, there is much interest in the production of bioethanol from renewable raw materials, mainly sugarcane and corn, to minimize carbon dioxide emissions, a greenhouse gas that contributes to global warming. During the ethanol production process, a distillation step is necessary to reduce the concentration of water present in the mixture, thus increasing the degree of purity of the fuel. The reason for this is that the use of raw bioethanol, with excess water, results in operating instability problems and requires higher energy rates in the fuel evaporation stage. However, for higher concentrations of ethanol, the cost of the distillation process ends up increasing the final value of the product. Thus, the objective of this project is to evaluate the burning of raw bioethanol, with excess water, using a porous burner and an evaporator coupled to the system. The parameters evaluated experimentally were the heat transfer rate from the flame to the evaporator, the burner stability range and the radiation efficiency. The analysis of the evaporator coupled to the burner was initially performed using pre-mixed methane and air, equivalence ratio of 0.53 and power range between 0.6 and 1.7 kW. In this condition, the rate of heat transfer to the evaporator measured experimentally represented about 20% of the energy generated by the combustion reaction. Radiation efficiency was around 17 to 24%. For a power of 1.1 kW using anhydrous ethanol, the energy required to evaporate the mixture is 76 W. The increase in the fraction of water in bioethanol results in an increase in the amount of energy required in the fuel evaporation step.

**Keywords:** Bioethanol combustion, Porous media burner, Evaporation heat transfer, Flame stability, Biofuels (ethanol)

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Projeção da demanda total de etanol no Brasil. ....	11
Figura 2 - (a) Esponja cerâmica em carbetto de silício (SiC) e isolamento térmico do queimador, (b) chama estabilizada no interior do queimador poroso. ....	12
Figura 3 - Combustão em meios porosos sendo: $q_r$ - fluxo de calor radiante, $q_k$ - fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido, $q_u$ - fluxo de calor convectivo, $Y_c$ - concentração de combustível, $T_g$ - temperatura dos gases, $T_s$ - temperatura do sólido. ....	13
Figura 4 – Eficiência térmica para alumina ( $Al_2O_3$ ), zircônia ( $ZrO_2$ ) e carbetto de silício (SiC). Materiais porosos na REC. ....	20
Figura 5 - Variação da eficiência térmica com diferentes razões de equivalência e velocidades de chama. ....	21
Figura 6 – Limites de estabilidade de chama em queimadores porosos.....	24
Figura 7 – Limites de estabilidade de chama para cinco diferentes queimadores.....	25
Figura 8 – Cerâmicas (a) e (b) óxido de alumínio, (c) zircônia e (d) carbetto de silício.....	26
Figura 9 – Modelo de transferência de calor no meio poroso. ....	28
Figura 10 – Comparação entre o processo de combustão convencional (linha tracejada) e combustão com recirculação de calor (linha cheia). $H_i$ = entalpia inicial dos gases, $Q_{rec}$ = energia recirculada e $Q_c$ = energia liberada pela reação. ....	30
Figura 11 - Queimador poroso de duas camadas com trocador de calor.....	31
Figura 12 – Emissão de poluentes CO e $NO_x$ em diferentes condições experimentais: (a) em função da razão de equivalência e (b) em função da velocidade de entrada. ....	34
Figura 13 – Níveis de emissão de CO e $NO_x$ . (a) combustão em queimador convencional, (b) combustão em meio poroso. ....	35
Figura 14 – (a) Desenho esquemático do queimador poroso utilizado pelo autor com injeção de etanol líquido como combustível em um QPR. (b) Concentração de gases produzidos com diferentes excessos de água no etanol.....	37
Figura 15 - Processo de transferência de calor em um queimador poroso de duas camadas com injeção de etanol. ....	38
Figura 16 – Concentração produtos e eficiência de energia de conversão para diferentes razões de equivalência. ....	39
Figura 17 - Diagrama esquemático da bancada de teste.....	41
Figura 18 - Queimador poroso de duas camadas com trocador de calor. (a) Meio poroso em material SiC com duas porosidades diferentes. (b) Trocador de calor acoplado. (c) Queimador radiante em funcionamento. ....	42
Figura 19 – Termopares no queimador poroso: (a) Fotografia da bancada de teste. (b) Posição de termopares no centro do queimador. ....	42
Figura 20 - Termopar tipo K posicionado na superfície do queimador.....	43

Figura 21 - Algumas esponjas cerâmicas testadas: a) carbetto de silício, 40 ppi e 86% de porosidade, b) carbetto de silício, 10 ppi e 90% de porosidade volumétrica.....	44
Figura 22 – Componentes da linha de combustível: (a) Tanque de combustível, (b) Tubo capilar, (c) Balança analítica, (d) Controlador de pressão. ....	45
Figura 23 – (a) Chaminé posicionada no queimador. (b) Analisador de gases TESTO 350. ....	47
Figura 24 – Temperaturas de partida do queimador com metano. ....	48
Figura 25 – Poder calorífico superior (PCS) e inferior (PCI) das misturas de combustível.....	51
Figura 26 – Temperatura de saída dos reagentes da serpentina. ....	52
Figura 27 – Faixa de estabilidade de chama em função do excesso de água no etanol para $\varnothing = 0,53$ . ....	53
Figura 28 - Combustão de etanol puro em quatro níveis de potência. ....	54
Figura 29 - Combustão de etanol com 20% de excesso de água e três níveis de potência. ....	55
Figura 30 - Combustão de etanol com 30% de excesso de água e três níveis de potência. ....	56
Figura 31 - Combustão de etanol puro, 20% e 30% de excesso de água. ....	57
Figura 32 - Temperatura máxima para o etanol puro. ....	57
Figura 33 - Temperatura máxima para o etanol com 20% de água. ....	58
Figura 34- Temperatura máxima para o etanol com 30% de água. ....	58
Figura 35 - Temperatura na superfície radiante em função da potência aplicada ao queimador. ....	59
Figura 36 - Eficiência térmica em função da potência térmica do queimador. ....	60
Figura 37 – Imagens termográficas do experimento. (a) Imagem térmica do queimador em operação, (b) Imagem da superfície com medição de temperatura.. ....	61
Figura 38 – Índices de emissão (IE) obtidos na queima do etanol puro.....	62
Figura 39 – Índice de Emissões (IE) da queima do etanol com 20% de excesso de água. ....	63
Figura 40 – Índice de Emissões (IE) da queima do etanol com 30% de excesso de água. ....	63
Figura 41 – Efeitos da exposição ao CO em humanos. ....	64
Figura 42 – Níveis de CO verificados nos experimentos. ....	64
Figura 43 – Queimador poroso radiante com trocador de calor acoplado.....	66
Figura 44 – Volume de controle global do queimador poroso radiante, V.C.1. ....	67
Figura 45 - Volume de controle em torno do meio poroso, V.C.2.....	68
Figura 46 - Diagrama do circuito térmico do modelo analítico com o trocador de calor. ....	70
Figura 47- Vista superior do queimador com valores de raios em mm.....	70

Figura 48- Eficiência térmica com o combustível etanol com 30% de excesso de água. .....	76
Figura 49- Eficiência térmica para o combustível etanol com 20% de excesso de água. .....	77
Figura 50- Eficiência térmica para o combustível etanol puro.....	78
Figura 51- Trocador de calor instalado no queimador poroso. ....	79
Figura 52- Comprimento do trocador de calor e diferença de temperaturas. ....	79
Figura 53 - Perda de calor através da manta térmica na parte superior do queimador, valores simulados numericamente.....	80
Figura 54 - Coeficiente de transferência de calor interno por convecção. ....	81
Figura 55- Taxa de transferência de calor para evaporação em uma faixa de pressões. ....	83
Figura 56- Taxa de transferência de calor para evaporação e pressão de 1,0 bar. ....	83
Figura 57- Taxa de transferência de calor para evaporação e potência. ....	84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades termo físicas de cerâmicas mais utilizadas em queimadores porosos.....	26
Tabela 2 - Posição de termopares no centro do queimador.....	43
Tabela 3 - Incerteza de medição dos componentes do aparato experimental.....	46
Tabela 4 - Incerteza de medição TESTO 350.....	47
Tabela 5 - Parâmetros de combustão dos experimentos.....	50
Tabela 6 - Relação entre fração volumétrica e fração mássica das misturas combustíveis.....	51

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>A<sub>q</sub></b>	área transversal do queimador	[ m <sup>2</sup> ]
<b>CMP</b>	combustão em meio poroso	
$\overline{c_p}$	calor específico médio a pressão constante	[ kJ/kgK ]
<b>D</b>	diâmetro	[ m ]
$\Delta T_{ml}$	média logarítmica das diferenças de temperatura	[ °C ]
<b>e</b>	porosidade volumétrica	
<b>Esp.fv</b>	espessura da manta de fibra de vidro (isolante)	[ m ]
<b>exp</b>	experimental	
<b>EES</b>	programa computacional <i>Engineering Equation Solver</i>	
<b>EPE</b>	empresa de pesquisa energética	
<b>Et</b>	etanol	
<b>f</b>	razão combustível/ar	
<i>f</i>	fator de atrito	
<b>g</b>	aceleração da gravidade	[ m/s <sup>2</sup> ]
<b>GLP</b>	gás liquefeito de petróleo	
<b>Gr</b>	número de Grashoff	
<b>h</b>	entalpia específica	[ kJ/kg ]
$\overline{h}$	coeficiente de transferência de calor médio	[ W/m <sup>2</sup> K ]
<b>H</b>	entalpia	[ kJ ]
<b>IE</b>	índice de emissão	[ g/kg ]
<b>IM</b>	incerteza de medição	
<b>k</b>	condutividade térmica	[ W/m-K ]
<b>l</b>	comprimento do queimador	[ m ]
<b>L</b>	comprimento	[ m ]
<b>M</b>	massa molecular	[ kg/kJ ]
<b>m</b>	massa	[ kg ]
<b>md</b>	modelo	
$\dot{m}$	fluxo de massa	[ kg/s ]
<b>N</b>	número de mols	[ mol ]
<b>Nu</b>	número de Nusselt	
<b>P</b>	perímetro	[ m ]

<b>P</b>	potência	[ kW ]
<b>PCI</b>	poder calorífico inferior	[ kJ/kg ]
<b>ppcm</b>	poros por centímetro	
<b>ppi</b>	poros por polegada	
<b>ppm</b>	partes por milhão	
<b>Pr</b>	número de Prandtl	
<b>q<sub>k</sub></b>	calor emitido por condução	[ W/m <sup>2</sup> ]
<b>q<sub>r</sub></b>	calor emitido por radiação	[ W/m <sup>2</sup> ]
<b>q<sub>u</sub></b>	calor emitido por convecção	[ W/m <sup>2</sup> ]
<b>Q</b>	calor emitido	[ W ]
<b>Q<sub>r</sub></b>	calor por radiação emitido pelo queimador	[ W ]
<b>Q<sub>rec</sub></b>	calor recirculado	[ J/kg ]
<b>QPR</b>	queimador poroso radiante	
<b>r</b>	raio	[ m ]
<b>R<sub>t</sub></b>	resistência térmica	[ K/W ]
<b>Ra</b>	número de Rayleigh	
<b>Re</b>	número de Reynolds	
<b>REC</b>	região de estabilização de chama	
<b>RP</b>	região de pré-aquecimento	
<b>S<sub>R</sub></b>	energia liberada pela reação química de combustão	[ W ]
<b>T</b>	temperatura	[ K ]
<b>T<sub>ad</sub></b>	temperatura adiabática de chama	[ °C ]
<b>TC</b>	trocador de calor	
<b>u<sub>ch</sub></b>	velocidade de chama	[ cm/s ]
<b>V</b>	velocidade	[ m/s ]
<b>ṽ</b>	vazão volumétrica	[ m <sup>3</sup> /s ]
<b>V.C.</b>	volume de controle	
<b>x</b>	posição	[ m ]
<b>X<sub>H<sub>2</sub>O</sub></b>	concentração molar de excesso de água no etanol	
<b>Y<sub>H<sub>2</sub>O</sub></b>	concentração mássica de excesso de água no etanol	
<b>Y<sub>c</sub></b>	concentração mássica	

## Letras Gregas

$\alpha$	número de átomos ou fração molar de carbono	
$\beta$	número de átomos ou fração molar de hidrogênio	
$\beta$	coeficiente de expansão volumétrico	[ K <sup>-1</sup> ]
$\partial$	derivada parcial	
$\gamma$	número de átomos ou fração molar de oxigênio	
$\Delta h_{r,c}$	calor de reação do combustível	[ J/kg ]
$\epsilon$	emissividade	
$\emptyset$	razão de equivalência	
$\mu$	viscosidade dinâmica ou absoluta	[ Pa s ]
$\eta$	rendimento	[ % ]
$\rho$	densidade	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann	[ W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\nu$	viscosidade cinemática	[ m <sup>2</sup> /s ]

## Sub-índices

0	condição de entrada
1	região antes da chama
2	região após a chama
a	ar
ad	adiabático
amb	ambiente
aq	pré-aquecidos
ar	ar
ar(est)	ar estequiométrico
c	combustível
<i>comb</i>	combustível
conv	convecção de calor
D	regime plenamente desenvolvido internamente
e	entrada

ent	entra
eq	equivalente
evap	evaporação
ext	externo
g	gás
gs	gases de saída
h	coeficiente de transferência de calor
i	inicial
int	interno
iso	isolante térmico (manta cerâmica))
l	regime laminar
LS	líquido saturado
nat	convecção natural
p	parede
p,mp	perdas pelo meio poroso
prod	produtos
r	real
rad	radiação
reag	reagentes
r,mp	meio poroso
s	saída
s	sólido ou superfície
sai	que sai
sup	Superfície
st	estequiométrico
t	térmico
<i>t</i>	tubo
tc	trocador de calor
VC	volume de controle
VS	vapor saturado
$\infty$	ambiente

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1	APRESENTAÇÃO.....	11
1.2	OBJETIVOS.....	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>15</b>
2.1	REAÇÃO GLOBAL E ESTEQUIOMETRIA .....	15
2.2	RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA .....	17
2.3	VELOCIDADE DE CHAMA .....	18
2.4	EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO.....	18
2.5	LIMITES DE INFLAMABILIDADE .....	21
2.6	LIMITES DE ESTABILIDADE DE CHAMA .....	22
2.7	MATERIAIS .....	25
2.8	COMBUSTÃO EM MEIOS POROSOS.....	28
2.9	EMISSÃO DE POLUENTES .....	33
2.10	APLICAÇÕES DE QUEIMADOS POROSOS RADIANTES .....	36
2.10.1	Produção de hidrogênio e <i>syngas</i> .....	36
2.10.2	Células de combustível.....	40
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>41</b>
3.1	BANCADA DE TESTE .....	41
3.2	PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS .....	47
<b>4</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>50</b>
4.1	ESTABILIDADE DE CHAMA .....	52
4.2	PERFIS DE TEMPERATURA .....	54
4.3	TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO .....	59
4.4	EMISSÕES DE POLUENTES.....	61

<b>5</b>	<b>MODELO ANALÍTICO.....</b>	<b>66</b>
5.1	MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO COM O TROCADOR DE CALOR.....	66
5.2	RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO .....	76
5.2.1	Análise das eficiências.....	76
5.2.2	Análise de parâmetros de projeto .....	78
5.2.3	Perdas de calor através do isolamento térmico.....	80
5.2.4	Coefficiente de calor interno convectivo .....	81
5.2.5	Taxa de transferência de calor para evaporação em função da pressão. ....	82
5.2.6	Taxa de transferência de calor para evaporação em função da potência.....	84
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....</b>	<b>86</b>
6.1	CONCLUSÕES.....	86
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	89
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>90</b>
	<b>ANEXO - FOTOS DA BANCADA DE TESTES DE QUEIMADORES POROSOS .....</b>	<b>95</b>

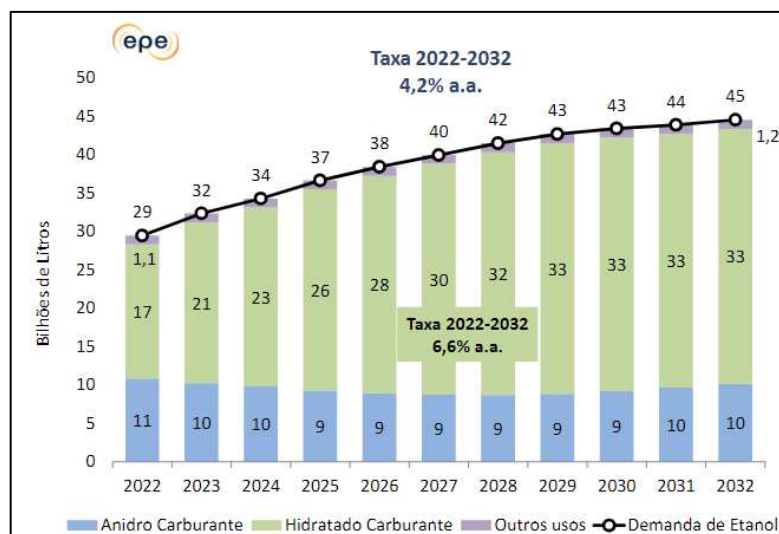
# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 APRESENTAÇÃO

O rápido consumo de combustíveis fósseis e o crescente desequilíbrio ambiental devido aos poluentes gerados na combustão têm pressionado pelo uso alternativo e eficiente de fontes de energia. O aquecimento global e o ambiente em constante mudança levantaram sérios alarmes. Nos últimos tempos, tecnologias para queimar combustíveis com maior eficiência e de forma ecologicamente correta têm atraído muitos pesquisadores. A combustão em meio poroso (CMP) surgiu como uma opção viável para lidar com esses problemas.

Atualmente, há muito interesse na produção de bioetanol a partir de matérias-primas renováveis, principalmente cana-de-açúcar e milho, para minimizar as emissões de dióxido de carbono, um gás de efeito estufa. Os Estados Unidos continuam a ser o líder mundial na produção de etanol, responsáveis por mais de metade da produção mundial, 53% em 2022, enquanto isso, a participação do Brasil se posiciona em segundo lugar com 31% (RFA, 2022). O plano decenal brasileiro para a expansão de energia projeta um crescimento anual de 4,2% na demanda por etanol, estimando um consumo de 45 bilhões de litros até 2032, conforme ilustrado na Figura 1 (EPE, 2022). A cana-de-açúcar é a principal matéria-prima utilizada para a produção de etanol combustível em áreas tropicais como Brasil, Índia e Colômbia, enquanto o milho domina em outras áreas, como Estados Unidos, União Europeia e China (MENDIBURU et al., 2022).

Figura 1 – Projeção da demanda total de etanol no Brasil.

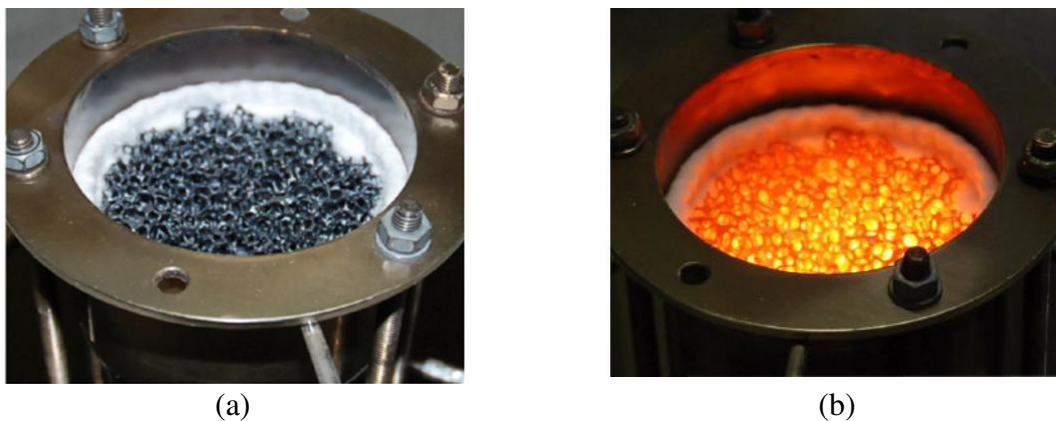


Fonte: EPE (2022).

Durante o processo de produção de bioetanol, a etapa de destilação é fundamental para alcançar uma maior pureza do combustível, embora essa operação eleve significativamente os custos, especialmente em concentrações mais altas de etanol. Nesse contexto, tecnologias inovadoras, como os queimadores porosos radiantes, podem desempenhar um papel importante, pois permitem a combustão de combustíveis com baixo teor de pureza, como o etanol com excesso de água, reduzindo assim os custos na etapa de destilação. Esses queimadores, caracterizados por sua alta eficiência de combustão e baixas emissões de poluentes, têm potencial para otimizar processos industriais de alta demanda energética.

A Figura 2 ilustra uma chama estabilizada dentro de uma esponja cerâmica de carbeto de silício, com o queimador funcionando em fornos da indústria de panificação na Alemanha (JOVICIC et al., 2020). A pesquisa intensiva sobre essa tecnologia teve início apenas no início da década de 1980 (KOTANI; TAKENO, 1982); (TAKENO; SATO; HASE, 1981) e (KOTANI; BEHBAHANI; TAKENO, 1984). Essa abordagem é caracterizada por taxas elevadas de transferência de calor direcional, principalmente por meio da radiação térmica a partir do meio sólido. Ela oferece notável eficiência de combustão e reduzidas emissões de poluentes. Essas vantagens em relação aos queimadores convencionais abrem uma ampla gama de possibilidades de aplicação para essa tecnologia, abrangendo desde equipamentos residenciais de pequeno porte até processos industriais com elevado consumo de energia.

Figura 2 - (a) Esponja cerâmica em carbeto de silício (SiC) e isolamento térmico do queimador, (b) chama estabilizada no interior do queimador poroso.

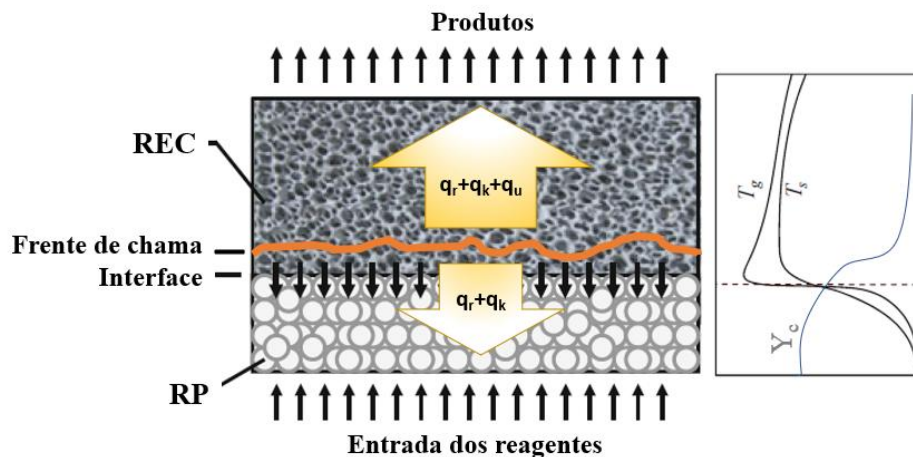


Fonte: JOVICIC et al. (2020).

Na Figura 3 são apresentados perfis de temperatura para os gases ( $T_g$ ) e o sólido ( $T_s$ ), juntamente com o perfil de concentração de combustível ( $Y_c$ ) ao longo do queimador poroso de duas camadas. Uma compreensão mais aprofundada desses perfis pode ser obtida ao analisar

minuciosamente a interação entre a reação química e o processo de transferência de energia entre o sólido e o gás. À medida que os gases entram no queimador com uma temperatura inicial, eles são aquecidos durante o fluxo devido à troca de calor com a fase sólida. Surge, assim, um equilíbrio entre os fluxos de calor por condução e radiação através do meio e o fluxo convectivo transportado pela mistura. Em um determinado ponto, ocorre a ignição dos reagentes, e o calor gerado pela reação química é equilibrado pela condução e radiação. Os produtos resultantes da reação fluem em direção à superfície de saída do queimador, aquecendo o meio poroso, que, por sua vez, irradia e conduz calor para as regiões mais frias antes mesmo de alcançar a chama. Assim, ao penetrar no meio poroso, a temperatura  $T_s$  é inicialmente superior à temperatura  $T_g$ , resultando no aquecimento dos gases pela matriz sólida. Em um ponto específico, devido à ocorrência da reação de combustão, a temperatura  $T_g$  ultrapassa  $T_s$  invertendo o processo e levando os gases a aquecerem o sólido. Os perfis de  $T_g$  e  $T_s$  atingem seu pico na posição da frente de chama e, posteriormente, decrescem. A diminuição de  $T_g$  ocorre devido à transferência de calor do gás para o sólido, enquanto  $T_s$  diminui devido à transferência de calor por radiação do sólido para o ambiente. Esse fenômeno de transferência de energia dos produtos quentes para os reagentes frios é denominado recirculação de calor e será examinado com mais detalhes no próximo capítulo. Nesta pesquisa, a recirculação de calor em um queimador poroso é analisada utilizando uma formulação unidimensional dependente do tempo com combustão completa.

Figura 3 - Combustão em meios porosos sendo:  $q_r$  - fluxo de calor radiante,  $q_k$  - fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido,  $q_u$  - fluxo de calor convectivo,  $Y_c$  - concentração de combustível,  $T_g$  - temperatura dos gases,  $T_s$  - temperatura do sólido.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A radiação proveniente do sólido a altas temperaturas é emitida em todas as direções; no entanto, o objetivo é otimizar a fração de energia que se desloca em direção à superfície de saída do queimador, enquanto se minimiza a porção que se propaga em direção à superfície de entrada. As laterais do queimador são isoladas para esse fim. Nesse contexto, a diferença no tamanho dos poros entre a região de pré-aquecimento (RP) e a região de estabilidade de chama (REC) desempenha novamente um papel crucial. Com o coeficiente de extinção aumentando à medida que o tamanho dos poros diminui, a RP atua como uma barreira à passagem da radiação, oferecendo proteção aos componentes localizados nas costas do queimador e maximizando a quantidade de energia irradiada para frente.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral desta pesquisa é investigar o processo de combustão do bioetanol com excesso de água em um queimador poroso radiante acoplado com um recuperador de calor. Este recuperador de calor é constituído por uma serpentina instalada na lateral do queimador, que realiza a evaporação do etanol com excesso de água e o pré-aquecimento do ar por meio do calor transferido pela lateral do meio poroso.

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

- a) Analisar a operação de queimadores porosos de esponja cerâmica para aplicações de médias e altas temperaturas (700 a 1200 °C);
- b) Analisar a combustão de etanol com excesso de água para a redução de custos de produção desse biocombustível;
- c) Medir o desempenho dos queimadores em termos de estabilidade de chama, limite inferior de inflamabilidade, eficiência de radiação e emissão de gases poluentes CO e NO<sub>x</sub>;
- d) Construir um modelo teórico capaz de auxiliar na compreensão do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes.
- e) Construir um modelo numérico para simular as eficiências térmicas de radiação, calcular perdas de calor através do isolamento térmico e taxas de transferência de calor por evaporação e analisar o dimensionamento do trocador de calor.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

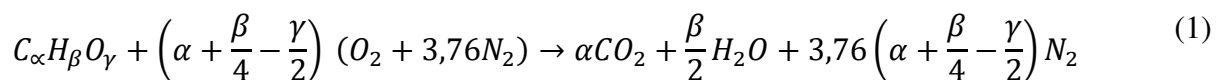
Este capítulo tem como objetivo destacar e discutir os diversos referenciais teóricos e metodologias que foram utilizadas em estudos anteriores referentes à combustão em queimadores porosos radiantes, além de auxiliar no estabelecimento da fundamentação teórica da dissertação e na orientação da metodologia escolhida para pesquisa.

### 2.1 REAÇÃO GLOBAL E ESTEQUIOMETRIA

A combustão é uma reação química de oxidação exotérmica. Nesta, uma certa quantidade de calor é liberada e as temperaturas envolvidas nos processos de combustão são normalmente muito elevadas, a densidade da mistura gasosa é consideravelmente baixa e os gases serão tratados como gases ideais.

O primeiro passo no projeto de um queimador é a seleção da potência nominal. Uma vez que isso esteja disponível, a vazão de combustível necessária pode ser calculada com base no poder calorífico do combustível escolhido. Na sequência é calculada a quantidade de oxidante necessária. A metodologia utilizada para esse propósito é chamada de estequiometria de combustão (RAGHAVAN, 2021).

A investigação e determinação quantitativa das relações entre reagentes e produtos numa reação de combustão pode dar início ao modelamento sobre a liberação de energia térmica, sendo necessária a definição do combustível utilizado. A proporção estequiométrica de oxidante-combustível é determinada escrevendo balanços atômicos simples e assumindo que o combustível reage para formar um conjunto ideal de produtos (TURNS, 2012). Para combustíveis que contêm oxigênio, como álcoois, parte da necessidade de oxigênio é fornecida pelo próprio combustível. Assim, a reação global pode ser expressa como



Onde  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  são o número de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio em uma molécula de combustível. Alternativamente,  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  são as frações molares de carbono, hidrogênio e oxigênio da análise final do combustível. Os mols de ar estequiométrico por mol de combustível são dados por

$$\frac{N_{ar(est)}}{N_c} = 4,76 \left( \alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \quad (2)$$

Escrever equações químicas e resolver problemas relativos às quantidades dos diversos constituintes envolvem basicamente a conservação da massa de cada elemento, na reação de combustão completa todo o carbono presente no combustível é queimado em dióxido de carbono, todo o hidrogênio é queimado em água e todos os outros elementos reagentes estão totalmente oxidados. Um sistema de reação representa moléculas reagindo a temperaturas inferiores aos seus produtos; fórmulas químicas são usadas para simbolizar essa cinética. O fenômeno físico-químico combustão é a liberação de energia, calor em joules, e o processo exotérmico é a reação do combustível e oxidante fornecendo calor e produtos. Na combustão do etanol as moléculas de oxigênio se dissociam e se combinam com as moléculas de combustível para produzir dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e vapor de água (H<sub>2</sub>O) através da seguinte reação química:



A maioria das reações elementares de interesse na combustão são bimoleculares; isto é, duas moléculas colidem e reagem para formar duas moléculas diferentes. As reações em cadeia envolvem a produção de uma espécie radical que posteriormente reage para produzir outro radical. Este radical, por sua vez, reage para produzir outro radical. Esta sequência de eventos, ou reação em cadeia, continua até que uma reação envolvendo a formação de uma espécie estável a partir de dois radicais quebre a cadeia (TURNS, 2012), por exemplo a reação  $\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{O}$ .

Devido à complexidade dessas reações, pesquisadores criam mecanismos de reações químicas em programas computacionais, de acordo com o combustível a ser utilizado. Um dos mais comumente citados em pesquisas que envolvem a combustão do metano é o GRIMech 3.0. Outros exemplos são o San Diego, desenvolvido pela universidade de San Diego-CA e o AramcoMech, desenvolvido pela empresa de petróleo saudita Aramco. Esses mecanismos de cinética química são utilizados em conjunto com softwares como o ANSYS Chemkin e o CANTERA para avaliar a reação de combustão de diversos tipos de combustíveis em diferentes condições de operação (CAMPOS, 2022).

A aplicação desses mecanismos possibilita uma análise mais aprofundada do processo de combustão, permitindo a identificação das reações mais relevantes em uma determinada fase

desse processo. Isso possibilita a estimativa das espécies químicas presentes na zona de reação e a potencial influência na reação de combustão e no desempenho do queimador. Exemplos de como essas ferramentas podem ser úteis para uma análise mais aprofundada da reação de combustão são evidenciados nos estudos conduzidos por Stelzner et al. (2015), Arrieta; García; Amell, (2017) e Maznoy et al. (2021).

## 2.2 RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA

Na combustão em meio poroso, reagentes são pré-aquecidos e o termo razão de equivalência ( $\phi$ ) é um parâmetro importante que significa as quantidades entre ar e combustível misturados. A razão de equivalência é a razão real da massa combustível-ar,  $f_r$ , dividida pela razão estequiométrica da massa combustível-ar,  $f_{st}$ .

$$\phi = \frac{f_r}{f_{st}} \quad (4)$$

$$f_r = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (5)$$

Sendo  $\dot{m}_a$  e  $\dot{m}_c$  os fluxos mássicos de ar e combustível respectivamente. Desta forma, quanto maior for  $\phi$  mais rica será a mistura, isto é, maior será a quantidade de combustível presente nos reagentes, A razão de equivalência é comumente usada para indicar quantitativamente se uma mistura combustível-oxidante é rica, pobre ou estequiométrica (TURNERS, 2012). Os reagentes formam uma mistura pobre quando a razão de equivalência é menor que a unidade e, se  $\phi$  for igual à unidade a mistura é estequiométrica, pois o ar real é igual ao ar teórico (MORAN; SHAPIRO; BAILEY, 2018).

A razão de equivalência é um dos fatores-chave na dinâmica da reação de combustão, desempenhando um papel significativo nas temperaturas resultantes e na eficiência do dispositivo de queima. A análise dessa relação possibilita a definição dos parâmetros iniciais, incluindo os fluxos de ar e combustível, ao mesmo tempo em que permite a avaliação de métricas cruciais para o desempenho do queimador, como a velocidade da chama e a carga térmica.

### 2.3 VELOCIDADE DE CHAMA

A velocidade da chama pré-misturada laminar refere-se à velocidade na qual uma mistura ar-combustível pré-misturada se propaga como uma chama sob condições de fluxo laminar. Uma chama pré-misturada ocorre quando o combustível e o oxidante (ar atmosférico padrão, 21% O<sub>2</sub> e 79% N<sub>2</sub>) são misturados antes da combustão ocorrer. Essa mistura está em um estado homogêneo, o que significa que o combustível e o oxidante estão distribuídos uniformemente em nível molecular. Isto contrasta com as chamas de difusão, onde o combustível e o oxidante são separados e se misturam na frente da chama.

Assim, a velocidade da chama é a velocidade na qual a frente da chama avança através da mistura ar-combustível pré-misturada. Representa a taxa na qual a reação de combustão progride. Portanto, numa chama estacionária, a velocidade de chama é definida como a velocidade em que os gases não reagidos se movem em direção à onda de combustão na direção normal à superfície da onda (GLASSMAN, 2014). Em queimadores porosos, a velocidade de chama é expressa através da Equação 6.

$$u_{ch} = \frac{\dot{V}_g}{A_q} \quad (6)$$

Sendo  $\dot{V}_g$  o fluxo volumétrico dos gases e  $A_q$  a área da seção transversal do queimador. A velocidade de chama é, portanto, igual à velocidade média em que os reagentes chegam à superfície de entrada do queimador - ver Figura 3. No interior da estrutura porosa, no entanto, a área de passagem dos gases é reduzida e a velocidade de chama real é igual  $u_{ch}$  dividida pela porosidade do meio ( $\epsilon$ ).

### 2.4 EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO

No contexto da tecnologia da combustão em queimadores radiantes de meio poroso, o termo *firing rate* (fluxo térmico) refere-se à quantidade de energia liberada na forma de calor pelo queimador por unidade de área na sua superfície, recebendo a notação de  $Q_r$ . Normalmente é expresso em unidades de quilowatts por metro quadrado (kW/m<sup>2</sup>). Este parâmetro fornece uma medida da potência térmica gerada pelo processo de combustão dentro do meio poroso e irradiada para fora. A eficiência de radiação é definida como a parcela do calor gerado pela

reação química que é emitida como radiação térmica pelo meio sólido e pode ser calculada como

$$\eta_{rad} = \frac{Q_r}{S_r} \quad (7)$$

$$S_R = \dot{m}_c \Delta h_{r,c} \quad (8)$$

sendo  $Q_r$  o fluxo de calor por radiação emitido pelo queimador,  $Q_r = A_q \epsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)$ ,  $S_R$  a energia liberada pela reação química de combustão e  $\Delta h_{r,c}$  o calor de reação do combustível.

A taxa de transferência de calor por radiação  $Q_r$  é calculada a partir da medição da temperatura da superfície do queimador ( $T_s$ ) do queimador e da temperatura do ambiente ( $T_\infty$ ), da área superficial do queimador poroso ( $A_q$ ) e da emissividade média hemisférica da superfície do queimador ( $\epsilon$ ). A letra sigma é a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ). A emissividade média da superfície do queimador é aproximada como a emissividade de um corpo negro ( $\epsilon = 1,0$ ).

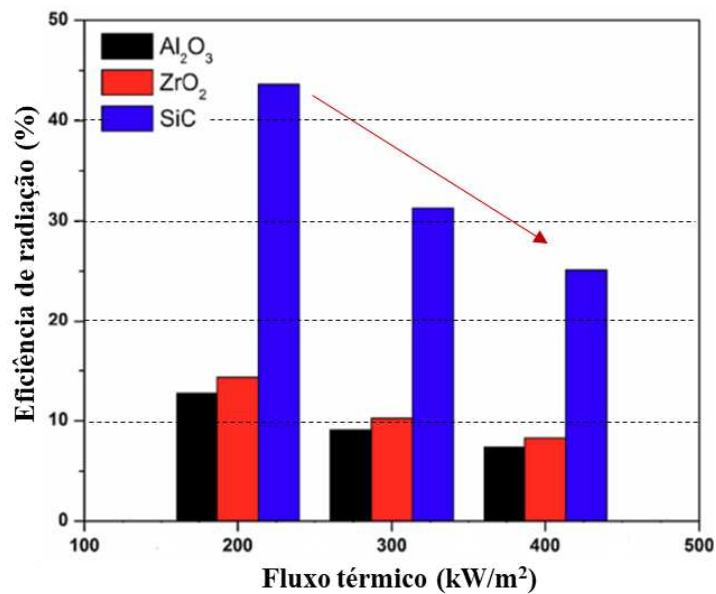
Dash et al. (2023) investigaram experimentalmente a eficiência de radiação na combustão de GLP para razões de equivalência de 0,55 a 0,86. O queimador utilizado teve como objetivo comparar três materiais diferentes instalados na região de estabilização de chama; a alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), a zircônia ( $\text{ZrO}_2$ ) e o carbetto de silício ( $\text{SiC}$ ). Esses materiais da REC são esponjas cerâmicas com espessura de 20 mm, diâmetro de 80 mm e porosidade de 90%. A medição do calor transferido por radiação foi realizada por meio de uma câmera de radiação infravermelha.

Os resultados experimentais obtidos podem ser observados na Figura 4 e mostram que a eficiência de radiação diminui com o aumento da potência aplicada e razão de equivalência. A maior eficiência de radiação foi de 43,62%, 14,35% e 12,73% para  $\text{SiC}$ ,  $\text{ZrO}_2$  e  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , respectivamente, na faixa de menor potência de radiação de  $200 \text{ kW/m}^2$  e  $\phi$  igual a 0,70. Assim, o carbetto de silício na REC ofereceu a maior eficiência de radiação (43,62%), além da menor taxa de emissão de CO (62 a 82 ppm). No geral, o  $\text{SiC}$  foi uma escolha melhor do que  $\text{ZrO}_2$  e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  como material utilizado na REC em um QPR de duas camadas alimentado a GLP.

Devi et al. (2020) verificaram que a eficiência de radiação é diretamente proporcional à razão de equivalência devido a maior presença de ar em misturas pobres, resultando em menores temperaturas de reação e da superfície de saída do queimador. Constataram também

que o aumento da potência térmica fornecida ao queimador resulta no aumento da temperatura superficial, mas a eficiência de radiação diminui, isso em função do aumento das perdas de calor para o ambiente. Esses comportamentos são similares aos resultados relatados em estudos anteriores (KERAMIOTIS et al., 2015) e (ARRIETA; et al. 2017).

Figura 4 – Eficiência térmica para alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), zircônia ( $\text{ZrO}_2$ ) e carbetto de silício (SiC).  
Materiais porosos na REC.



Fonte: Adaptado de Dash et al. (2023).

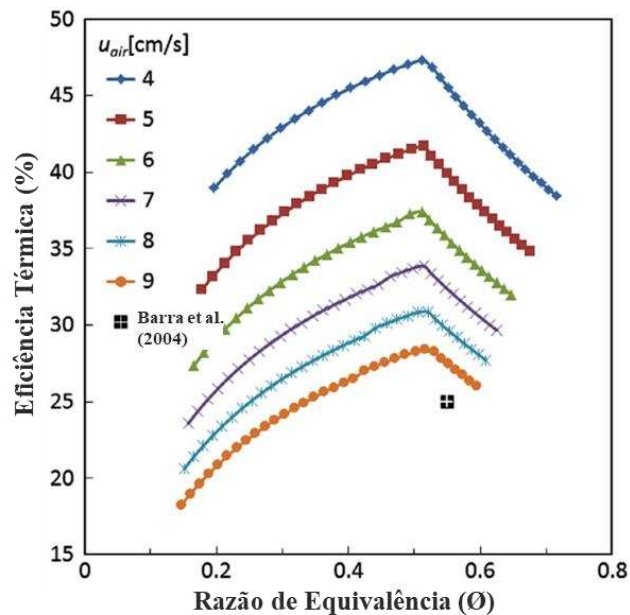
O decréscimo da eficiência de radiação com o aumento da potência é associado ao aumento das velocidades dos gases no interior do meio poroso, pois há uma redução do tempo de permanência dos gases queimados que diminui a transferência de calor dos gases para o material poroso, impedindo que a temperatura da superfície alcance valores maiores para um ganho de eficiência.

Mital et al. (2017) também investigaram a eficiência de radiação em queimadores porosos de cordierita. O efeito da variação na espessura e no tamanho dos poros da região de estabilização de chama foi avaliado para a relação de equivalência de 0,9 em potências entre 150 e 650  $\text{kW/m}^2$ . Para uma REC de 4 ppcm, a variação na espessura de 3,2 para 6,5 mm não causou grandes alterações na eficiência de radiação - a eficiência máxima ficou em torno de 30% para as duas condições. No entanto, mantendo-se a espessura da REC constante em 3,2 mm e variando-se a densidade linear de poros de 4 para 8 ppcm, a máxima eficiência de radiação medida caiu para 23%. Esta diferença se dá devido à menor espessura ótica da REC de 4ppcm.

Poros de maior diâmetro expõem ao ambiente partes mais profundas da matriz sólida fazendo com que a temperatura efetiva da superfície (para fins de radiação) se eleve.

Vandadi et al. (2013), no experimento com pré-aquecimento, verificaram que a eficiência de radiação aumenta com maiores razões de equivalência, até um máximo quando  $\phi$  é igual a 50%, conforme a Figura 5. Também concluíram que a posição da região de combustão dentro do queimador afeta a eficiência de radiação, ou seja, quanto mais próxima da base maiores são as perdas por radiação para a vizinhança devido às temperaturas mais elevadas na entrada do queimador, diminuindo a radiação emitida pela superfície e reduzindo sua eficiência. Por fim, menores velocidades do ar pré-aquecido resultaram em maiores eficiências.

Figura 5 - Variação da eficiência térmica com diferentes razões de equivalência e velocidades de chama.



Fonte: Adaptado de Vandadi et al. (2013).

## 2.5 LIMITES DE INFLAMABILIDADE

A composição crítica que delimita misturas combustíveis e não combustíveis é chamada de limite de inflamabilidade. Normalmente, um limite de inflamabilidade pobre ou inferior (LII) e um limite de inflamabilidade rico ou superior (LSI) podem ser identificados para um sistema de determinada temperatura e pressão e consistindo em combustível, oxidante e inerte (FRANCISCO et al. 2013).

Para que a reação química se autossustente é necessário que a mistura de reagentes alcance o limite de explosão. O limite de explosão é definido pela fronteira no diagrama pressão em função da temperatura, para uma certa mistura ar/combustível, separando as regiões de reação lenta e reação rápida. Para hidrocarbonetos à pressão atmosférica, a região de reação rápida é encontrada a partir de temperaturas entre 300 e 400 ° C, ou um pouco superior (GLASSMAN, 2014).

Em uma dada pressão e temperatura inicial dos reagentes existirá uma faixa de concentrações de combustível em que o limite de explosão poderá ser alcançado. As extremidades desta faixa, além das quais não ocorre a propagação da chama, são denominadas de limites de inflamabilidade. Assim, em misturas muito pobres, abaixo do limite inferior de inflamabilidade, ou muito ricas, acima do limite superior de inflamabilidade, a autossustentação da chama não é mais possível devido à incapacidade destas misturas de alcançar o limite de explosão. Na combustão de metano e ar a 1 atm e 25 ° C, a faixa de concentração de combustível em que se consegue a propagação da chama vai de 5 a 15% de metano em volume (BORMAN; RAGLAND, 1998) ou, em termos de relação de equivalência, de 0,50 a 1,67.

## 2.6 LIMITES DE ESTABILIDADE DE CHAMA

Em um queimador convencional de chama livre laminar pré-misturada existe apenas uma única velocidade de chama correspondente a cada razão de equivalência. Porém, em um queimador poroso ocorre uma faixa de velocidades de chama para cada razão de equivalência, onde é possível obter uma chama em regime estável.

O fator mais importante que caracteriza o desempenho do queimador poroso é o limite de estabilidade, onde ele pode operar sem ocorrência de duas situações: *blowoff e flashback*. A condição de *blowoff* ocorre quando a velocidade de entrada da mistura ar-combustível injetada no queimador é maior que a velocidade da chama da mistura queimada no meio poroso e, neste caso, a chama desloca-se a jusante (*downstream*) e sai da superfície do queimador, determinando assim o seu limite superior de estabilidade. A situação oposta é o *flashback*, que determina o seu limite inferior de estabilidade, onde a chama se desloca à montante (*upstream*) devido à menor velocidade dos reagentes não queimados do que a velocidade da chama (DEVI; SAHOO; MUTHUKUMAR, 2023). A zona de combustão estável é geralmente designada pela faixa de razão de equivalência ( $\phi$ ) na qual o queimador permanece estável em uma determinada potência. Uma chama é quando a flutuação de temperatura permanece dentro de 10 ° C por um período mínimo de 30 minutos (GAO et al., 2011).

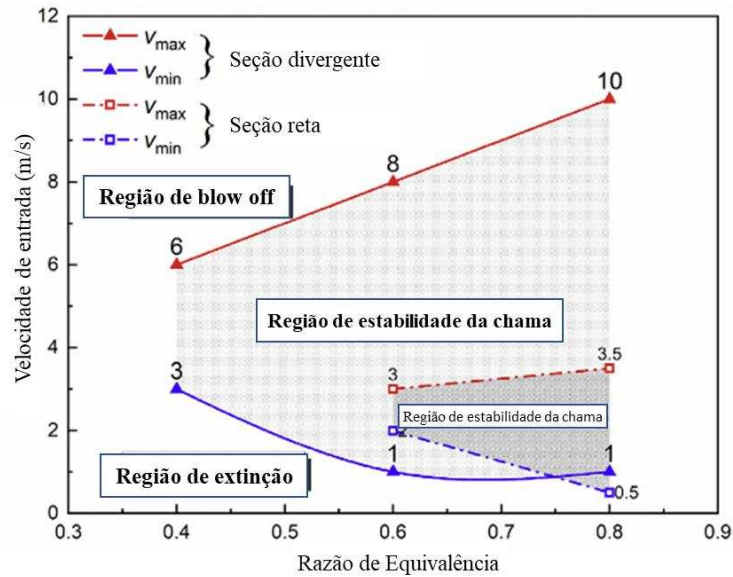
Para uma chama permanecer estável no queimador poroso, a velocidade de propagação da frente de chama no meio poroso deve ser igual à velocidade de escoamento dos reagentes. Quando a velocidade dos reagentes aumenta, em função de um aumento de potência do queimador na mesma razão de equivalência, a frente de chama se move na direção do escoamento até estabilizar em uma nova posição no meio poroso onde as velocidades se igualam novamente.

Além dos limites de estabilidade de chama, outros fatores podem restringir a faixa de operação do queimador, como por exemplo, a temperatura máxima suportada pela matriz porosa. Nesse caso, o queimador fica limitado a operar com razões de equivalência mais afastadas da condição estequiométrica.

A estabilidade de chama em um queimador poroso pode ser ampliada com a inclusão de mecanismos adicionais de estabilização de chama, como por exemplo, uma placa de injeção. Posicionada à montante do meio poroso, a placa de injeção é feita de um material isolante e possui um orifício central por onde passa a mistura reagente. O estreitamento do escoamento promovido pelo orifício aumenta a velocidade dos reagentes dificultando o retorno de chama. Nessa configuração de queimador, os reagentes entram no meio poroso na forma de um jato central e a chama tende a assumir um formato cônico, diferentemente do formato aproximadamente plano encontrado em queimadores porosos sem a placa de injeção. No entanto, mesmo com a existência de injeção de reagentes através de uma placa perfurada, a chama pode estabilizar-se em uma forma plana, conforme mostrado por Catapan et al. (2011).

Qian et al. (2020) compararam por simulação numérica características entre um queimador poroso de seção transversal reta e outro queimador de seção divergente. Os limites de extinção e de explosão são identificados para razões de equivalência entre 0,40 e 0,80. Como mostrado na Figura 6, é possível observar que a região de combustão estável do canal divergente é muito superior que a do canal reto. Na razão de equivalência entre 0,60 a 0,80, os limites de *blowoff* são significativamente estendidos em 167% e 186%, respectivamente, em comparação com o canal divergente, enquanto os limites de *flashback* destes dois canais permanecem quase os mesmos. Vale ressaltar que a combustão não pode ser mantida para o canal reto quando a razão de equivalência é menor que 0,6.

Figura 6 – Limites de estabilidade de chama em queimadores porosos.

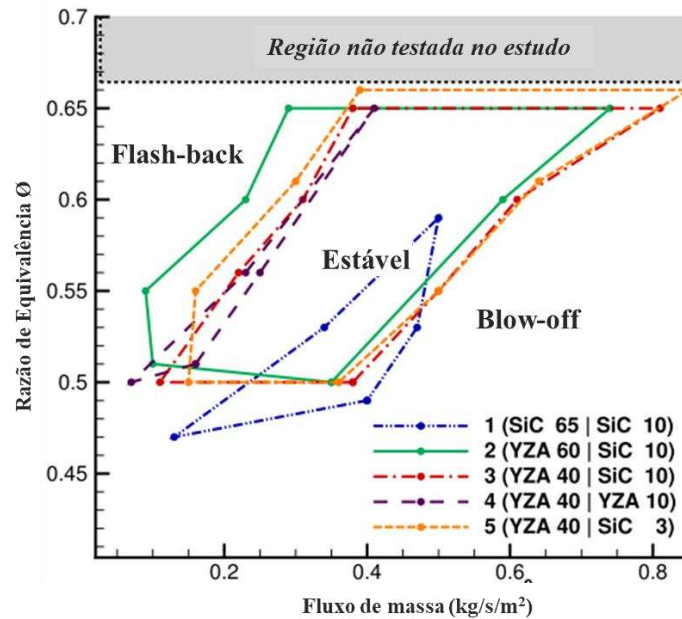


Fonte: Adaptado de Qian et al. (2020).

A estabilidade operacional da combustão em queimadores de meios porosos de duas camadas cerâmicas foi examinada experimentalmente e numericamente por Sobhani et al. (2017). Cinco diferentes queimadores exibiram perfis de temperatura e regimes de estabilidade variados, associados às propriedades térmicas e geométricas das amostras porosas, as estabilidades são mostradas na Figura 7. A condutividade térmica sólida das espumas YZA é de  $0,30 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  e a do SiC é próxima de  $1,5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Com quase cinco vezes a condutividade térmica, o SiC exibe propriedades favoráveis de estabilidade de chama quando empregado na zona de reação a jusante, mas inversamente afeta a estabilidade da chama quando empregado na zona supressora de chama a montante. A espuma YZA de poros pequenos e baixa condutividade demonstrou ser um supressor de chamas a montante superior em comparação com o SiC e permitiu a operação em níveis mais elevados de razões de equivalência e fluxos de massa.

Uma maior estabilidade da chama foi observada para queimadores com zircônia alumina estabilizada com ítrio (YZA) na seção a montante do queimador e carboneto de silício (SiC) na zona de combustão a jusante. O SiC exibe propriedades favoráveis de estabilidade de chama quando empregado na zona de reação a jusante, mas inversamente, afeta a estabilidade da chama quando empregado na zona supressora de chama a montante. A espuma YZA de poros pequenos e baixa condutividade demonstrou ser um supressor de chamas a montante superior em comparação com o SiC e permitiu a operação em níveis mais elevados de razões de equivalência e fluxos de massa.

Figura 7 – Limites de estabilidade de chama para cinco diferentes queimadores.



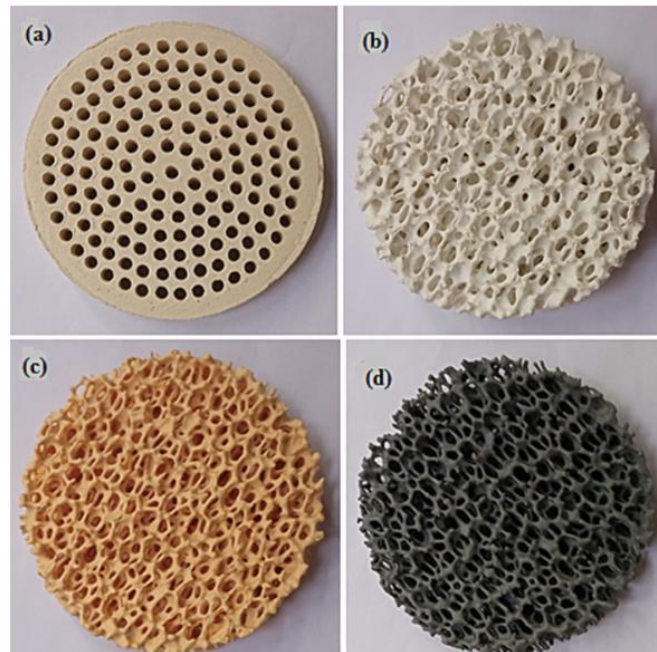
Fonte: Adaptado de Sobhani et al. (2017).

A maior condutividade térmica do SiC na seção a montante do queimador 1 resultou em valores mais baixos de razão de equivalência em comparação com todos os outros queimadores. Os queimadores 2, 3 e 5 têm desempenhos de estabilidade semelhantes, com o queimador 5 alcançando o maior fluxo de massa e a menor queda de pressão. Os queimadores 1 e 4 tiveram envelopes de estabilidade muito menores, em comparação. O queimador 1, com SiC para ambas as zonas do PMB, só foi estável em condições de teste de baixo fluxo de massa e razão de equivalência. O queimador 4 utilizou YZA para ambas as zonas do QPR e a purga ocorreu com taxas de fluxo de massa mais baixas em comparação com os queimadores 1-3 e 5.

## 2.7 MATERIAIS

Óxido de alumínio/ alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), carbetto de silício (SiC) e dióxido de zircônio/ zircônia ( $\text{ZrO}_2$ ) são os materiais mais importantes utilizados como meio cerâmico em aplicações de queimadores porosos (Figura 8). Esses materiais cerâmicos são preferidos devido à excelente resistência ao choque térmico, capacidade de condução de calor e resistência mecânica. Em numerosos estudos, o nitreto de silício, a mulita e a cordierita também foram identificados como materiais adequados (CHALIA et al., 2021), configurados em estruturas cerâmicas reticuladas, esponjas cerâmicas, malhas metálicas etc.

Figura 8 – Cerâmicas (a) e (b) óxido de alumínio, (c) zircônia e (d) carbeto de silício.



Fonte: Adaptado de Chalia et al. (2021).

Os principais fatores que restringem a utilização de um material são a sua capacidade de resistir às altas temperaturas de operação por prolongados períodos e a resistência à fadiga térmica, causada por gradientes de temperatura ao longo da matriz, este parâmetro em cerâmicas é uma métrica que avalia a capacidade do material de resistir a tensões térmicas que ocorrem devido a mudanças rápidas de temperatura. Ele é expresso em  $W/m$  e reflete o fluxo térmico que a cerâmica consegue suportar antes de falhar devido ao choque térmico (MISHRA; MUTHUKUMAR; PANIGRAHY, 2018). A Tabela 1 especifica algumas propriedades termo físicas dos materiais cerâmicos utilizados em queimadores porosos.

Tabela 1 – Propriedades termo físicas de cerâmicas mais utilizadas em queimadores porosos.

Parâmetro	Unidade	$Al_2O_3$	SiC	$ZrO_2$
Temperatura máxima de uso em ar	$^{\circ}C$	1700	1600	2000
Coefficiente de expansão térmica	$10^{-6} 1/K$	8	4-5	10-13
Condutividade térmica a $20^{\circ}C$	$W/m \cdot K$	20-30	80-150	2-5
Condutividade térmica a $1000^{\circ}C$	$W/m \cdot K$	5-6	20-50	2-4
Capacidade térmica específica	$J/g \cdot K$	0,9-1	0,7-0,8	0,5-0,6
Parâmetro de resistência a fadiga térmica	$10^3 W/m$	3	23	1
Emissividade total a 2000 K	-	0,28	0,9	0,31

Fonte: Adaptado de MISHRA; MUTHUKUMAR; PANIGRAHY (2018).

Materiais a base de  $ZrO_2$  e  $Al_2O_3$  podem operar em temperaturas acima de  $1650\text{ }^\circ\text{C}$ . Já os metais e SiC são restritos a temperaturas mais baixas ( $900$  a  $1300\text{ }^\circ\text{C}$ ), no entanto, apresentam ótima resistência mecânica, ótima resistência a choque térmico e alta condutividade térmica. São ainda comumente empregadas, em queimadores porosos, misturas destes materiais, buscando combinar propriedades térmicas e mecânicas de uma forma mais conveniente. Estruturas de cordierita e de mulita são dois exemplos. Para algumas aplicações, malhas metálicas de ferro-cromo-alumínio ou aços a base de níquel são utilizados como meio poroso.

É importante frisar que o desempenho do meio poroso é sempre resultado da combinação das propriedades do material de que ele é constituído e da estrutura porosa em que ele se apresenta. Assim, a condutividade térmica de um meio poroso, por exemplo, será igual a uma média ponderada entre as condutividades da matriz sólida e dos gases que a preenchem, sendo que esta média dependerá do tipo de estrutura do meio. Em relação à emissividade pode-se dizer a mesma coisa. A estrutura em que se apresenta o meio poroso faz com que a emissividade do queimador seja diferente daquela associada ao seu material constituinte. Os parágrafos abaixo trazem algumas propriedades dos materiais usuais em queimadores porosos (CHALIA et al., 2021). No entanto, estes autores afirmam que os seus próprios dados referentes às emissividades precisam ser utilizados considerando incertezas de medição.

Óxidos de alumínio ( $Al_2O_3$ ) podem operar em temperaturas de até  $1700\text{ }^\circ\text{C}$ . Apresentam condutividade térmica intermediária, variando desde  $5\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $1000\text{ }^\circ\text{C}$  até  $30\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $20\text{ }^\circ\text{C}$ . A resistência a choque térmico e a expansão térmica também estão num patamar intermediário. A emissividade a  $2000\text{ K}$  fica em torno de  $0,28$ .

Carbetos de silício (SiC) de alta qualidade podem alcançar temperaturas até  $1600\text{ }^\circ\text{C}$ , já materiais mais comuns (baixa pureza) ficam restritos a  $1300\text{ }^\circ\text{C}$ . Este material possui alta condutividade térmica ( $20\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $1000\text{ }^\circ\text{C}$  até  $150\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $20\text{ }^\circ\text{C}$ ), pequena expansão térmica e boa resistência a choques térmicos. De forma geral, a emissividade do carbetos de silício a  $2000\text{ K}$  varia de  $0,8$  a  $0,9$ .

Aços resistentes a altas temperaturas são usados em temperaturas máximas de  $1250\text{ }^\circ\text{C}$  apresentam boa condutividade térmica ( $28\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $1000\text{ }^\circ\text{C}$  até  $10\text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $20\text{ }^\circ\text{C}$ ), altíssima expansão térmica e ótima resistência a choques térmicos. A emissividade destes metais varia fortemente com o tipo de metal e o acabamento do material. Por exemplo, a  $300\text{ K}$  a emissividade do níquel polido é de  $0,045$ , enquanto do aço inox é de  $0,5$ .

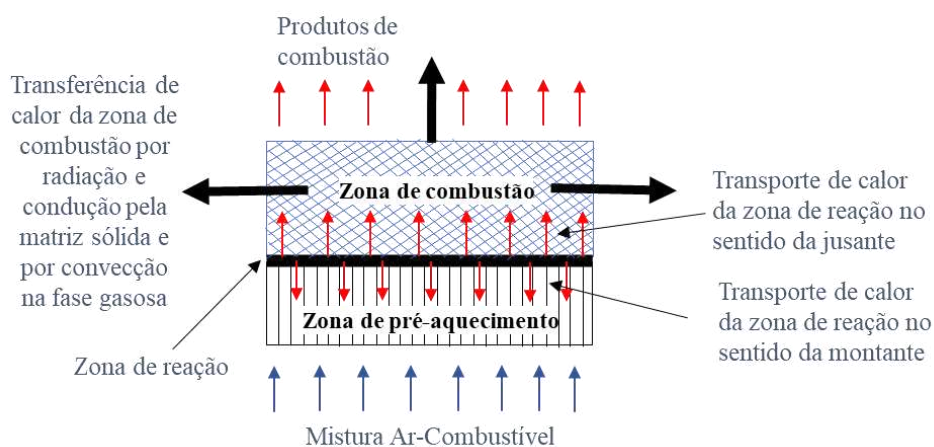
A zirconita ( $ZrO_2$ ) permite a maior temperatura de operação, com valores na ordem de 2000 °C. A condutividade da zirconita é altamente dependente da temperatura variando de 2 a 5 W/m·K. A emissividade a 2000 K fica em torno de 0,31.

O desempenho de um queimador de meio poroso é imensamente dependente da seleção do material poroso. O trabalho experimental de Zhang et al. (2023), que investiga o impacto do material do queimador no desempenho térmico da mistura pobre de GLP/ar, inclui o estudo de limites de combustão estáveis na superfície de meios porosos, uniformidade da distribuição de temperatura em meios porosos durante a combustão estacionária e danos permanentes aos meios porosos.

## 2.8 COMBUSTÃO EM MEIOS POROSOS

Em um queimador poroso radiante (QPR) o modo de transferência de calor difere de um queimador convencional, em função da combustão ocorrer dentro das cavidades de um meio inerte poroso altamente condutor e radiante, que continuamente é aquecido por convecção pelo gás que flui. Em um estudo pioneiro, Hardesty e Weinberg (1974) abordaram o tema utilizando o conceito de "empréstimo de energia" para explicar o funcionamento de queimadores capazes de gerar chamas com alto excesso de entalpia. Neste caso, o meio poroso recircula o calor, pois irradia energia térmica em todas as direções e pré-aquecendo a mistura ar-combustível que entra no queimador (DEVI; SAHOO; MUTHUKUMAR, 2023). Na Figura 9 é apresentado esse processo de maneira ilustrativa.

Figura 9 – Modelo de transferência de calor no meio poroso.



Fonte: Adaptado de Devi et al. (2023).

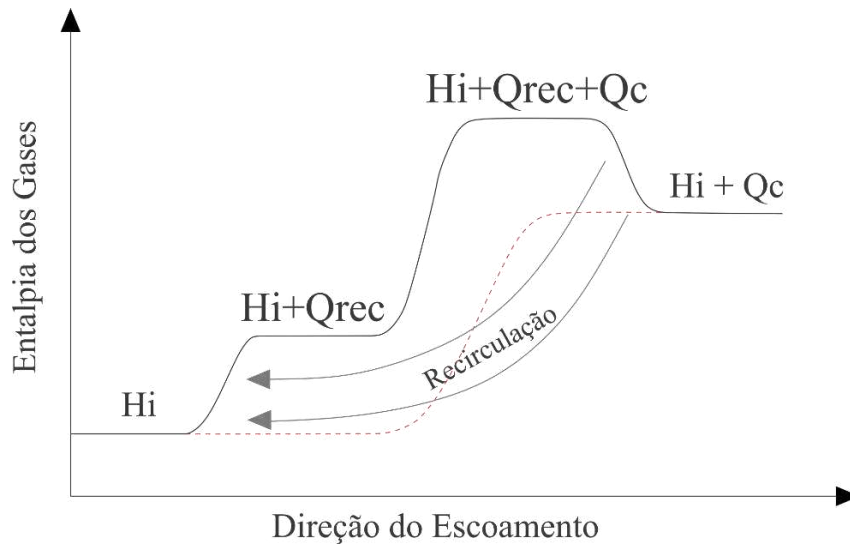
Devido à existência de todos os três modos de transferência de calor, os QPRs são caracterizados por uma melhor transferência de calor e distribuição uniforme de temperatura. A dependência da posição da chama com a porosidade levou ao conceito de um QPR de camada dupla com porosidades variadas.

A característica de um queimador poroso possuir duas camadas consiste em possuir uma zona de pré-aquecimento (RP) e uma zona de combustão (REC). A porosidade da zona de pré-aquecimento é baixa, o que impede a ignição e a propagação da chama nessa parte do queimador. Como a ignição é evitada na zona de pré-aquecimento, a mistura ar-combustível é pré-aquecida através da recirculação de calor da zona de combustão. A interface das duas zonas atua como porta-chama. A chama se estabiliza dentro do queimador ou logo acima da superfície da matriz porosa, dependendo da velocidade do fluxo e das propriedades termo físicas do material poroso. Para obter uma reação de combustão estável, deve ser alcançado um equilíbrio entre recirculação de calor, liberação de calor e perdas de calor, de modo que a velocidade efetiva da chama seja igual à velocidade do fluxo dos reagentes. A chama se moverá a jusante (*downstream*) quando a velocidade do fluxo for maior que a velocidade da chama e vice-versa (FURSENKO et al., 2022).

Portanto, o fundamento da combustão em meios porosos está na utilização de uma matriz sólida porosa interposta na zona de combustão para promover a recirculação interna de calor e pré-aquecer os reagentes. A combustão pode ocorrer em regime permanente, com a frente de chama estabilizada no interior do meio poroso, ou no modo transiente, com a frente de chama se deslocando continuamente a favor do fluxo (*downstream*) ou contra o fluxo (*upstream*) dos reagentes. Este modo transiente recebe a denominação na literatura de “filtration combustion” (BANERJEE; PAUL, 2021).

Na Figura 10 é apresentado um esquema comparativo entre um processo convencional de combustão (linha tracejada) e um processo de combustão com recirculação de calor, também conhecido como empréstimo de energia.

Figura 10 – Comparação entre o processo de combustão convencional (linha tracejada) e combustão com recirculação de calor (linha cheia).  $H_i$  = entalpia inicial dos gases,  $Q_{rec}$  = energia recirculada e  $Q_c$  = energia liberada pela reação.



Fonte: Adaptado de Gharehghani et al. (2021).

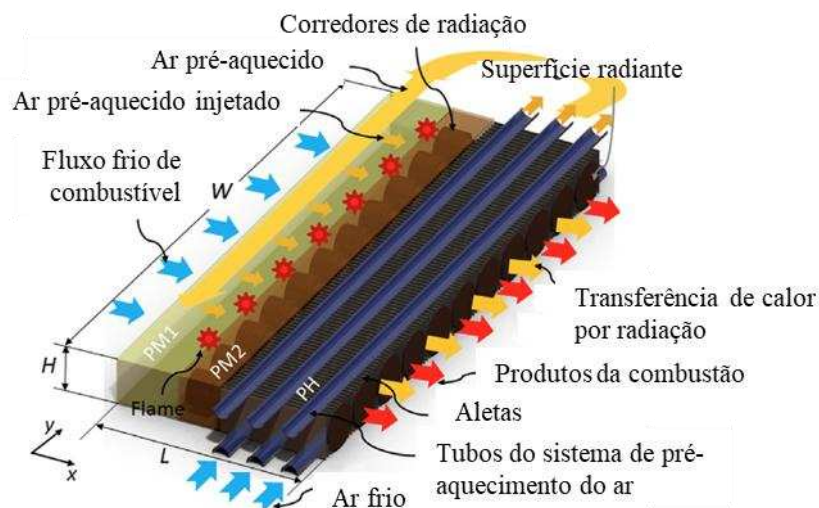
No processo convencional, a mistura de ar e combustível, com entalpia inicial  $H_i$ , entra no queimador e recebe a energia química  $Q_c$  liberada pela reação de combustão. Assim, os gases transitam diretamente do nível energético inicial  $H_i$  para o nível máximo de energia ( $H_i + Q_c$ ), que é o limite termodinâmico para a combustão adiabática. No processo com recirculação de calor, a mistura de ar/combustível entra no queimador e recebe o calor recirculado  $Q_{rec}$ . Na zona de reação, o combustível libera energia química  $Q_c$  e os gases atingem seu nível energético máximo ( $H_i + Q_{rec} + Q_c$ ). Em seguida, eles transferem a parcela  $Q_{rec}$  para os gases de entrada e reduzem sua energia até alcançar o limite termodinâmico do processo. Dessa forma, em uma região específica do sistema, os gases adquirem um nível de energia superior ao limite termodinâmico (excesso de entalpia). Esse pré-aquecimento dos reagentes resulta em temperaturas elevadas na zona de reação, taxas de reação elevadas e alta eficiência termodinâmica na conversão de energia. A recirculação de calor pode elevar a temperatura da chama além da temperatura de chama adiabática calculada a partir da temperatura inicial dos gases  $T_{g,0}$ . Por isso, esse processo é conhecido como combustão superadiabática. No entanto, essa condição ocorre apenas localmente na região da chama; mais adiante, a temperatura dos gases diminui devido à perda de calor para o sólido e retorna ao nível da temperatura de chama adiabática, conforme exigido pela primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle que engloba todo o sistema. Vale ressaltar que, se a capacidade

de recirculação de calor for suficientemente alta, essa condição superadiabática pode ser alcançada mesmo em sistemas com perdas consideráveis de calor pelas paredes do queimador.

As vantagens do pré-aquecimento dos reagentes em um processo de combustão são conhecidas a cerca de cinco décadas, conforme mencionado. A ideia de que o aumento na energia dos reagentes poder ser obtido diretamente dos produtos da combustão não é nova e, na verdade, este princípio é frequentemente aplicado a processos de combustão e sistemas térmicos industriais. Em unidades geradoras de vapor, por exemplo, ar primário, pré-aquecido pelos gases da combustão, é utilizado no transporte de carvão pulverizado para o interior da câmara de queima. Caldeiras de leito fluidizado, gaseificadores de carvão ou biomassa, fornos cerâmicos e inúmeros outros processos também se utilizam deste princípio e em todos os casos há um aumento significativo na eficiência global do sistema. Existem também processos em que os reagentes ganham entalpia devido ao aumento da pressão, como é o caso das turbinas a gás e dos motores de combustão interna. As vantagens associadas a este conceito tornam-se particularmente interessantes em sistemas de combustão que possibilitem altas taxas de recuperação de calor de forma simples e compacta.

Vários estudos utilizaram diferentes projetos de queimadores para recuperar a perda de calor dos gases de escape para pré-aquecer a mistura combustível/ar de entrada. O efeito de pré-aquecimento na combustão super adiabática foi estudado por Vandadi et al. (2016), onde os queimadores porosos foram projetados para fornecer uma combustão eficiente e estável, promovendo uma melhor mistura de combustível e ar, melhorando a estabilidade da chama, Figura 11.

Figura 11 - Queimador poroso de duas camadas com trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Vanvadi et al. (2013).

Nessa figura é apresentada uma nova estrutura para pré-aquecimento eficaz e recirculação de calor de radiação para aumentar a eficiência. Esse queimador poroso recupera o calor dos gases de combustão para aumentar a temperatura do ar de entrada e eleva a temperatura da chama localmente acima da temperatura adiabática (chama superadiabática) para as condições de reduzido consumo de combustível. O calor da região superadiabática é então extraído e conduzido através de corredores de radiação embutidos de alta condutividade térmica e é irradiado, a uma temperatura mais alta que o gás de combustão (VANDADI; PARK; KAVIANY, 2013). A eficiência do queimador radiante foi prevista acima de 45%.

O meio poroso proporciona vários benefícios para a combustão. Em primeiro lugar, melhora o contacto entre o combustível e o ar, garantindo uma mistura eficiente e reduzindo a probabilidade de combustão incompleta ou de formação de subprodutos nocivos como o monóxido de carbono (CO). Além disso, a estrutura porosa promove a transferência de calor, permitindo uma combustão uniforme e controlada. O projeto do meio poroso do queimador pode ser otimizado para atingir características de combustão específicas, como estabilidade de chama, baixas emissões e alta eficiência térmica. Fatores como tamanho dos poros, porosidade e composição do material do meio do queimador podem influenciar o desempenho da combustão. Ajustando cuidadosamente esses parâmetros, é possível obter uma combustão eficiente e limpa em queimadores porosos.

A economia de combustível em operações de baixa potência é viabilizada pela capacidade de queima de misturas empobrecidas. Em um queimador convencional, as baixas temperaturas são alcançadas diluindo os gases de combustão com ar frio. No entanto, em um sistema com recirculação de calor (queimador poroso), é possível obter baixas temperaturas sem a necessidade de diluição por meio da queima de misturas mais pobres.

Esta abordagem oferece vantagens em termos de melhor mistura, melhor estabilidade da chama e transferência eficiente de calor, tornando-a uma tecnologia promissora para diversas aplicações de combustão. Assim, os queimadores de meios porosos provaram ser ideais para lidar com estes problemas devido à sua redução de poluição, eficiência técnica e energética (JANVEKAR et al., 2017).

Portanto, as chamas estabilizadas em meios porosos diferem das chamas convencionais principalmente devido à recirculação de calor fornecida pela matriz sólida. O calor é recirculado através da condução sólida e da radiação sólido-sólido da matriz a jusante da chama para a matriz a montante da chama. A convecção sólido-gás a montante da chama pré-aquece os reagentes que chegam, resultando em velocidades de chama aumentadas e temperaturas locais acima da temperatura da chama adiabática (BARRA; ELLZEY, 2004). O aumento da

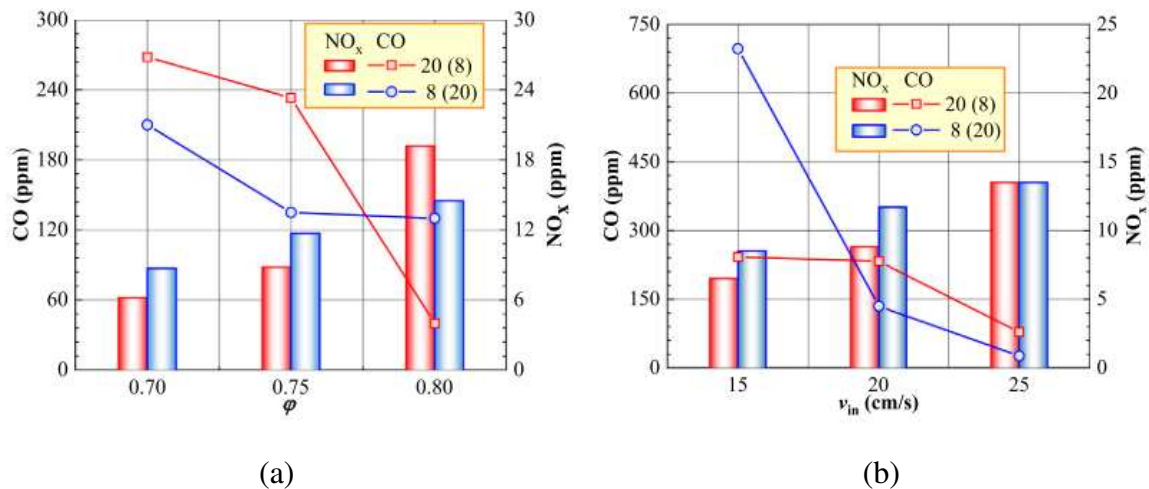
velocidade da chama é apresentado em termos de uma razão entre a velocidade efetiva da chama em um meio poroso e a velocidade da chama laminar. A eficiência de recirculação de calor é definida como uma porcentagem da taxa de queima transferida para a zona de pré-aquecimento. A importância da condução sólida e da radiação sólido-sólido é discutida para várias condições operacionais estáveis. A eficiência de saída radiante também é apresentada. Além disso, estão incluídas discussões sobre tendências de temperatura de pico e de saída do gás. Os resultados indicam que com o aumento da razão de equivalência, a eficiência da recirculação de calor diminui. Tanto a condução sólida quanto a radiação desempenham papéis importantes no processo de transferência de calor. Além disso, os resultados indicam que as tendências observadas são válidas para queimadores de vários comprimentos.

## 2.9 EMISSÃO DE POLUENTES

A emissão de poluentes está fortemente relacionada com as características de operação do queimador poroso. Diversos fatores como a composição química do combustível, o material e porosidade do meio poroso, a razão de equivalência e a potência térmica fornecida ao queimador influenciam na reação de combustão e na temperatura de chama. Dependendo da temperatura atingida na zona de reação de combustão, a produção e consumo das espécies químicas presentes na reação como monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) podem ser favorecidas ou não, causando variações nas emissões destes componentes (CAMPOS, 2023).

A Figura 12 mostra um estudo realizado por Dai et al. (2022) sobre emissões de poluentes na queima de gás de baixo poder calorífico (gás de aterro) em diferentes condições experimentais dos meios porosos na região de estabilidade de chama (REC).

Figura 12 – Emissão de poluentes CO e NO<sub>x</sub> em diferentes condições experimentais: (a) em função da razão de equivalência e (b) em função da velocidade de entrada.



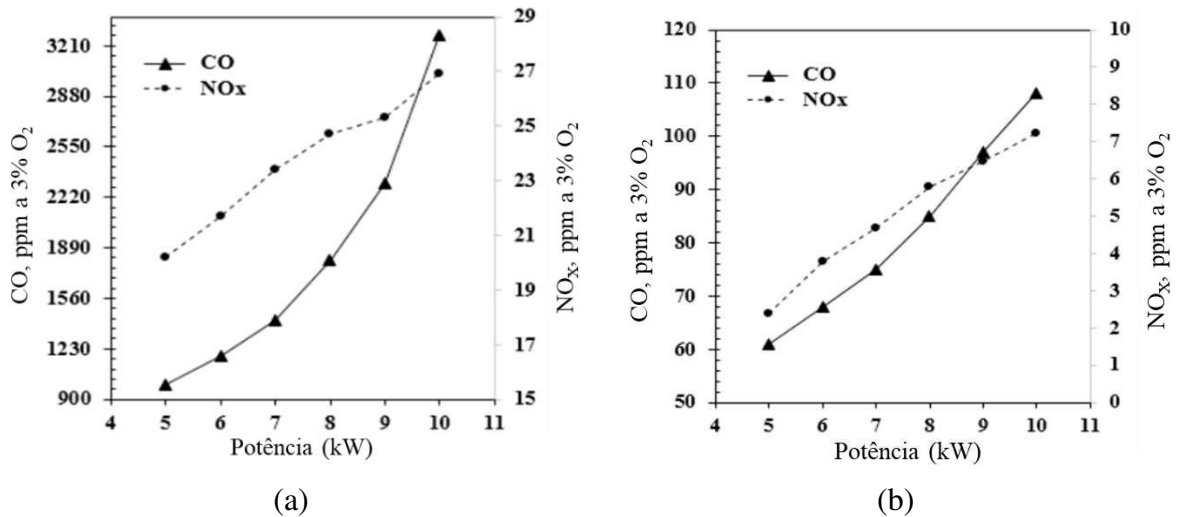
Fonte: Adaptado de Dai et al. (2022).

A RP possui pellets de zircônia com 3 mm de diâmetro. A REC tem uma configuração denominada 20(8), que é um anel de esponja cerâmica de alumina com porosidade de 20 PPI com 200 mm de altura, diâmetro externo de 60 mm e diâmetro interno de 30 mm, no seu interior foram inseridos pellets de zircônia com diâmetro de 8 mm. Em uma segunda configuração ocorre a inversão dos dois materiais e denominou-se como 8(20). Na Figura 12 (a), pode-se verificar que com o aumento da razão de equivalência, a emissão de NO<sub>x</sub> aumentou e a emissão de CO diminuiu devido ao aumento da temperatura. Além disso, o NO<sub>x</sub> mais elevado foi de apenas 19,2 ppm, o que demonstrou plenamente as vantagens da baixa emissão de poluentes dos queimadores de meio poroso. Conforme mostrado na Figura 12 (b), o impacto da velocidade de entrada nos poluentes foi o mesmo da razão de equivalência. O aumento da velocidade propiciou a redução das emissões de CO e promoveu o aumento da liberação de NO<sub>x</sub>. Quando a velocidade de entrada do 8(20) queimador foi de 25 cm/s, as emissões de CO e NO<sub>x</sub> foram de 26 e 13,5 ppm respectivamente.

Devi et al. (2019) compararam experimentalmente as emissões de CO e NO<sub>x</sub> entre queimadores convencionais (QC) e queimadores porosos radiante (QPR) operando com biogás e ar pré-misturados na faixa de potência de 5 a 10 kW. Os meios porosos eram compostos de carbeto de silício (SiC) e alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) com 90 mm de diâmetro e porosidade de 90% e 7%, respectivamente, e atuando nas regiões de combustão estabilizada (REC) e pré-aquecimento (RP). A razão de equivalência ( $\phi$ ) ficou dentro da faixa operacional estável de 0,75 a 0,97. Os resultados mostraram uma melhor eficiência de combustão e uma diminuição de 95% e 85% de CO e NO<sub>x</sub> na combustão em meio poroso. Os valores de emissão de CO e NO<sub>x</sub> medidos para

QC e QPR para a faixa de potência de 5-10 kW são mostrados nas Figuras 13 (a) e (b), respectivamente.

Figura 13 – Níveis de emissão de CO e NO<sub>x</sub>. (a) combustão em queimador convencional, (b) combustão em meio poroso.



Fonte: Adaptado de Devi et al. (2019).

QC são caracterizados por uma característica indesejável de elevação da chama (*lift-off*) e, para evitar a ocorrência desse fenômeno, ele é projetado para combustão de misturas ricas de combustível e ar. As emissões de CO e NO<sub>x</sub> aumentaram com o aumento da potência aplicada, no caso de ambos os queimadores. A combustão em QC é caracterizada pelo menor tempo que os gases permanecem na zona de combustão, devido ao qual a combustão completa dos reagentes não é possível. Isso resulta em altos valores de CO na saída do queimador. Em caso de maior potência, a mistura ar-combustível se torna rica, pois o arraste de ar não pode ser aumentado para um projeto específico de QC. As emissões de CO são, portanto, aumentadas. Os valores de NO<sub>x</sub> seguem uma tendência semelhante como resultado da alta temperatura na zona de reação e da combustão rica em combustível com o aumento da carga térmica. As Figuras 13 (a) e (b), determinam claramente que a emissão do QPR é muito baixa em comparação ao QC nas mesmas condições operacionais.

Em um novo trabalho Devi et al. (2020) mostraram que, a relação entre as emissões de poluentes, a carga térmica e a razão de equivalência apresentam uma correlação positiva com as emissões de CO e NO<sub>x</sub>, sendo que foram observados valores medidos de emissões de CO e NO<sub>x</sub> crescentes com o aumento da potência de entrada e da razão de equivalência e atingiram máximos de 165 ppm e 8,2 ppm, respectivamente.

Resultados experimentais mostram que a concentração de CO é menor em um queimador de meio poroso quando comparado com a combustão em chama livre. O incremento das emissões de CO<sub>2</sub> está intrinsecamente relacionado à temperatura e às concentrações dos radicais de oxigênio (O) e hidroxila (OH). A oxidação do CO segue um processo encadeado de quatro etapas, sendo iniciado em temperaturas elevadas, com o oxigênio atuando como desencadeador primário. As concentrações dos radicais OH e H<sub>2</sub>O exercem uma influência significativa sobre as taxas de oxidação. A introdução de um aumento no excesso de ar na mistura (redução de Ø) provoca uma redução da temperatura e um acréscimo nas concentrações de O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e OH. Isso resulta em variações na concentração de CO, dependendo do parâmetro que se torna dominante (GHORASHI et al., 2018).

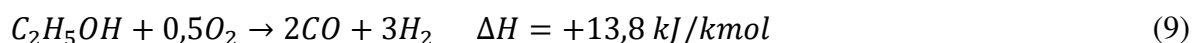
## 2.10 APLICAÇÕES DE QUEIMADOES POROSOS RADIANTES

Algumas das aplicações em escala doméstica e industrial da tecnologia de combustão em meio poroso estão mencionadas abaixo.

### 2.10.1 Produção de hidrogênio e *syngas*

O hidrogênio não produz emissões quando usado para geração de eletricidade em uma célula de combustível. É o elemento com maior conteúdo energético por massa unitária (141,9 MJ/kg). A combustão em meio poroso é frequentemente empregada para a produção de hidrogênio usando combustíveis como metano e sulfeto de hidrogênio (BANERJEE; PAUL, 2021).

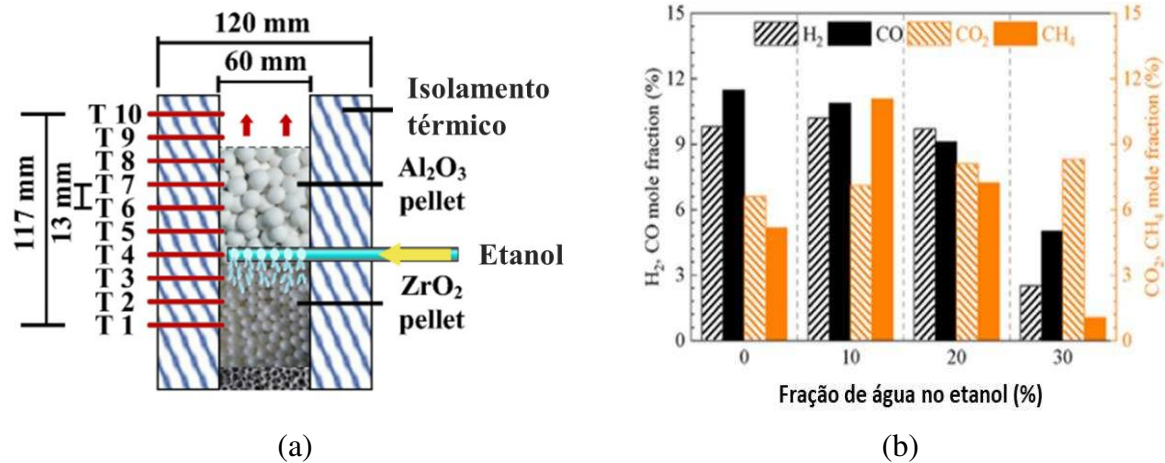
Com base nas vantagens dos meios porosos, a oxidação parcial para a produção de hidrogênio tem atraído muita atenção. A oxidação parcial é uma técnica de produção de gás de síntese que consiste na combustão de uma mistura rica, reagente com excesso de combustível, onde a falta de oxigênio para oxidar totalmente o combustível resulta na produção de CO e H<sub>2</sub>. A reação global do processo de oxidação parcial de etanol está representada na Equação 9 (SAWATMONGKHON et al., 2019).



As características da produção de hidrogênio pela oxidação parcial do etanol em um queimador de meio poroso de dupla camada foram estudadas por Wang et al. (2022). Etanol no

estado líquido foi injetado próximo a interface das camadas do material poroso, composto por pellets de alumina na REC e zircônia (diâmetro de 3 mm) na RP, Figura 14.

Figura 14 – (a) Desenho esquemático do queimador poroso utilizado pelo autor com injeção de etanol líquido como combustível em um QPR. (b) Concentração de gases produzidos com diferentes excessos de água no etanol.



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2022).

Os efeitos do diâmetro do pellet, da posição de entrada do etanol e da temperatura inicial do etanol na distribuição de temperatura e na produção de gás foram investigados. O queimador de dupla camada com seção a jusante de pellets de 8 mm  $\text{Al}_2\text{O}_3$  obteve o menor tempo de inicialização (2400 s), a maior temperatura (855 K) e a melhor produção de hidrogênio (9,80%) em comparação com os pellets de 6 e 10 mm, quando o etanol foi introduzido na posição a montante (T4) do queimador. A oxidação parcial do etanol em um queimador de meio poroso de dupla camada confirmou que a eficiência do processo de produção poderia ser melhorada otimizando a estrutura do meio poroso, alterando o método de adição de etanol e os parâmetros iniciais.

A Figura 14 (b) mostra que a fração molar de  $\text{H}_2$  aumentou de 9,8% para 10,2% sob a adição de água em 10% no etanol, o que foi devido à reação de deslocamento água-gás ( $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$ ). A fração molar de CO diminuiu de 11,5% para 10,9%. Além disso, a fração molar de  $\text{CH}_4$  foi bastante melhorada de 5,2% para 11,1% com excesso de água em 10%, devido à reação de metanação aprimorada. À medida que a fração de água continuou a aumentar, o combustível reduzido produziu menos calor para as reações de etanol e mais calor foi necessário para a gaseificação da água. Quando a fração de água foi aumentada para 30%, a combustão instável diminuiu bastante a temperatura do queimador.

A Figura 15 mostra a transferência de calor do meio poroso de camada dupla com a adição de etanol.

Figura 15 - Processo de transferência de calor em um queimador poroso de duas camadas com injeção de etanol.



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2022).

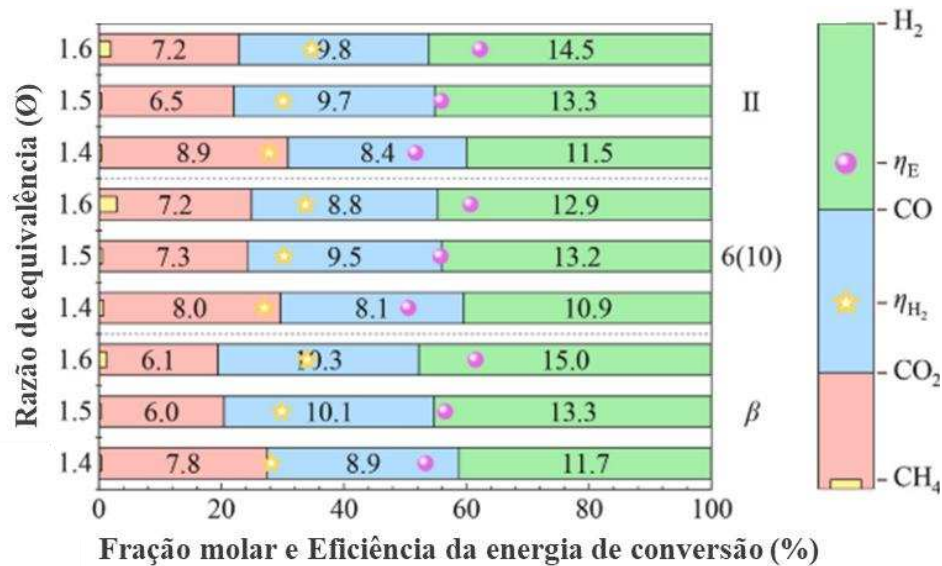
A princípio, o calor gerado pela combustão do gás etanol a jusante foi transferido dos produtos de alta temperatura para os pellets. Então o calor foi movido para a seção a montante pela condução e radiação dos pellets para que o etanol frio fosse suficientemente evaporado. Além disso, os pellets a montante com diâmetro menor dispersaram significativamente as moléculas de etanol e aumentaram a mistura das moléculas de etanol e ar. Durante o movimento do etanol gasoso para o jusante, os pellets de alta temperatura realizaram o pré-aquecimento das moléculas de etanol por condução e radiação. E o primeiro gás aquecido também transferiu muito calor para o gás fresco por convecção. Assim, o efeito de circulação de calor do meio poroso foi realizado por condução, convecção e radiação, o que promoveu muito a produção de hidrogênio (WANG et al, 2022)

Em relação às outras técnicas de produção de gás de síntese, a oxidação parcial apresenta algumas vantagens como a rápida resposta à variação de carga, a capacidade de converter hidrocarbonetos leves e pesados e a desnecessidade de adição de água. Além disso, a reação é exotérmica e por isso não depende de uma fonte externa de energia, o que resulta em um reator mais compacto. As desvantagens da oxidação parcial estão relacionadas com a formação de fuligem e a cinética lenta para misturas com grande excesso de combustível.

Para produzir hidrogênio, um novo sistema de coprodução calor-hidrogênio em meio poroso com estrutura regular foi construído e espuma cerâmica foi adicionada para melhorar o

desempenho da radiação térmica (DAI; WU, 2023). Os efeitos da estrutura regular porosa na distribuição de temperatura, concentração de produtos e eficiência da radiação térmica foram investigados em diferentes condições operacionais, Figura 16.

Figura 16 – Concentração produtos e eficiência de energia de conversão para diferentes razões de equivalência.



Fonte: Adaptado de Dai; Wu (2023).

A Figura 16 mostra o efeito da razão de equivalência nas produções de hidrogênio nos diferentes reatores. Com o aumento da razão de equivalência de 1,4 para 1,6, a concentração de hidrogênio e a eficiência de conversão de energia aumentaram gradualmente para os reatores do tipo β e II. Tendências de aumento semelhantes foram observadas na fração molar de metano residual. A maior concentração de hidrogênio de 15,0% foi obtida no reator do tipo β quando a razão de equivalência era 1,6. O aumento de metano no gás pré-misturado foi propício à reação de oxidação incompleta, o que aumentou o rendimento de hidrogênio até certo ponto. No entanto, as concentrações de hidrogênio e monóxido de carbono do reator do tipo 6 (10) aumentaram primeiro e depois diminuíram com o aumento da razão de equivalência. O motivo foi que a posição da chama em  $\phi = 1,6$  estava próxima da saída da zona de combustão e não havia distância suficiente para a reação de oxidação parcial do metano. Portanto, a razão de equivalência apropriada contribuiu para obter maior concentração de hidrogênio e eficiência de conversão de energia.

### 2.10.2 Células de combustível

Uma célula de combustível é usada para converter a energia química do combustível em eletricidade. Wang et al. (2016) estudaram um queimador de meio poroso para aumentar a eficiência. Eles projetaram uma configuração de célula de combustível baseada em uma célula de combustível de óxido sólido microtubular e um queimador médio poroso de duas camadas. Este meio proporcionou uma operação estável para misturas ricas de combustível e ar. A chama do queimador aqueceu a célula tubular de combustível de óxido sólido e reduziu-a quimicamente. Eles relataram a energia gerada pela célula de combustível em chama. Zheng et al. (2017) estudaram células de combustível de chama para geração de energia usando biogás. Eles alcançaram combustão estável usando biogás enquanto operavam em um regime rico em combustível. Recentemente, em 2018, Wang et al. geraram potência de 3,6 W a 0,6 V usando 4 pilhas de células de combustível alimentadas por um queimador de meio poroso. Uma pilha de células de combustível de óxido sólido microtubular foi projetada e alimentada por chama de metano em um queimador poroso. Este dispositivo tinha 6% de eficiência elétrica e 46% de eficiência de reforma com 23% de utilização de combustível.

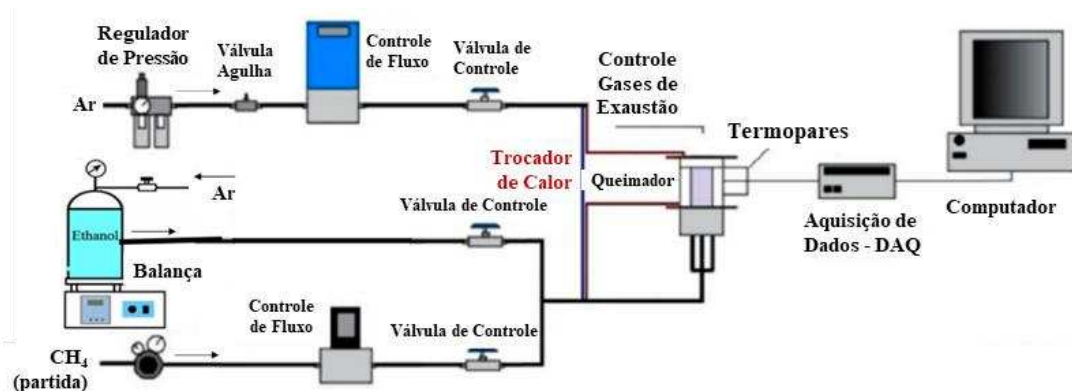
### 3. METODOLOGIA

A bancada experimental com seus equipamentos é apresentada neste capítulo. Também, são descritos os procedimentos utilizados para a realização dos experimentos com o queimador poroso radiante e as incertezas de medição inerentes aos parâmetros avaliados.

#### 3.1 BANCADA DE TESTE

A combustão em meios porosos inertes foi investigada experimentalmente em uma bancada de testes de queimadores porosos (Figura 17). Esta bancada permite controlar independentemente as vazões de ar e combustível, medir o perfil de temperatura do queimador e acompanhar o deslocamento da frente de chama através do meio poroso.

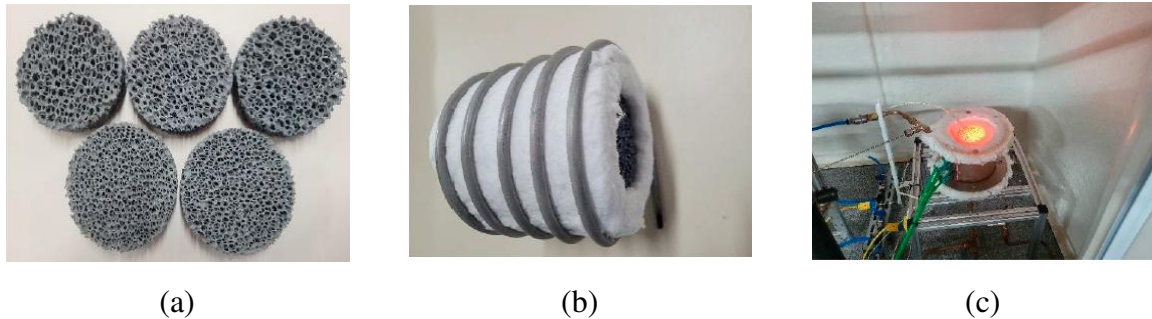
Figura 17 - Diagrama esquemático da bancada de teste.



Fonte: Adaptado de Campos (2022).

Esta bancada tem a sua operação baseada nas propostas de Francisco (2008), onde afirma que a introdução da recirculação de calor no interior do tampão poroso permite sustentar a combustão com vazões muito maiores que a velocidade normal de queima, de modo que a combustão em um queimador de meio poroso cerâmico de duas camadas acoplado a um trocador de calor em formato de espiral pode ser investigada experimentalmente, conforme mostrado na Figura 18.

Figura 18 - Queimador poroso de duas camadas com trocador de calor. (a) Meio poroso em material SiC com duas porosidades diferentes. (b) Trocador de calor acoplado. (c) Queimador radiante em funcionamento.

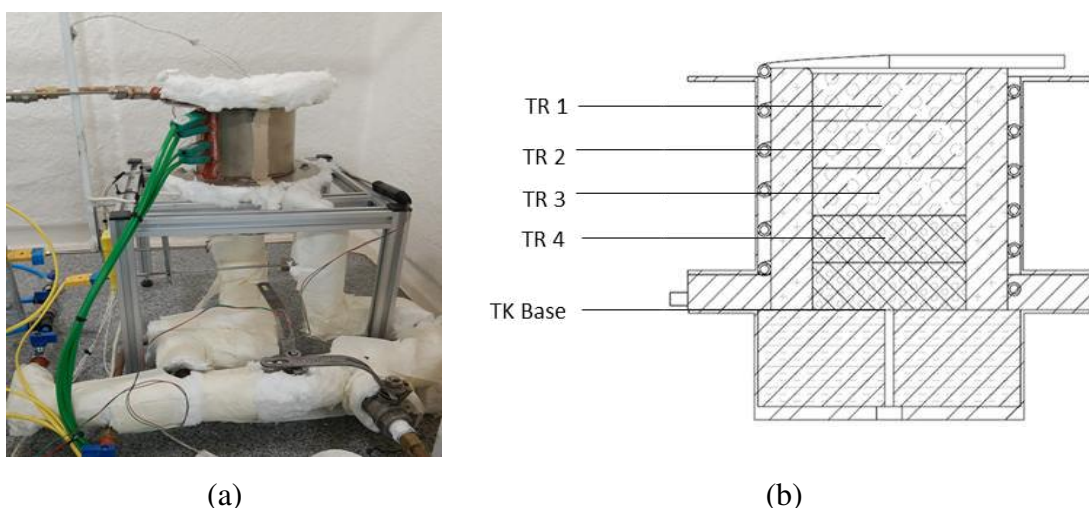


Fonte: Adaptado de Campos (2022).

A Figura 18 (a) apresenta cinco meios porosos com duas porosidades diferentes, que são empilhados e envolvidos por uma manta cerâmica isolante, um trocador de calor helicoidal é acoplado na parte externa da manta, Figura 18 (b). Na Figura 18 (c) é mostrado o queimador em funcionamento com termopares tipo R posicionados na lateral do queimador.

Termopares tipo R (Pt / Pt-13%Rh, com 0,01 polegadas de diâmetro, operação de -50 °C até 1768 °C, cor verde) são dispostos em uma bateria vertical de quatro termopares, com 20 mm entre cada termopar, Figura 19.

Figura 19 – Termopares no queimador poroso: (a) Fotografia da bancada de teste. (b) Posição de termopares no centro do queimador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Esta montagem permite monitorar o deslocamento axial da frente de chama e a homogeneidade do perfil de temperatura. Cada termopar é introduzido através de um dos

orifícios da seção de teste. A ponta do termopar entra em equilíbrio térmico com os gases e o sólido por meio de convecção, radiação e condução. Assim, a medição fornecida por estes sensores deve ser entendida como uma média entre as temperaturas dos gases e do sólido naquela posição.

A posição de cada termopar tipo R ao longo do eixo vertical (altura em mm) tem sua origem na face inferior do primeiro meio poroso (ponto zero), Tabela 2, verificando assim que a posição da chama está sempre um pouco abaixo da interface a jusante e a montante (40 mm) em regime estável. Na base do queimador está inserido um termopar tipo K (TK Base) definindo o início do eixo axial ou altura do queimador, localizado na interface entre a placa de isolamento o primeiro meio poroso.

Tabela 2 - Posição de termopares no centro do queimador.

<b>Termopar.</b>	<b>Altura do queimador. (mm)</b>
TR 1	88
TR 2	72
TR 3	54
TR 4	35
TK Base	0

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A medição da temperatura na superfície do queimador é realizada através de um termopar tipo K, posicionado no topo do queimador, Figura 20. Através dessa temperatura é calculada a transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente.

Figura 20 - Termopar tipo K posicionado na superfície do queimador.



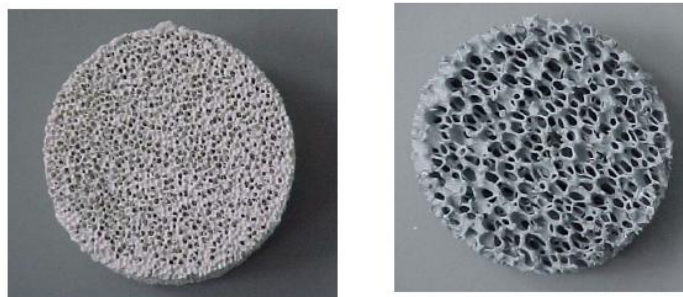
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O material isolante entre o meio poroso e o trocador de calor/carcaça do queimador é uma manta cerâmica produzida a partir de sílica e alumina de alto grau de pureza, resultando em fibras refratárias inorgânicas, adensadas e agulhadas de forma a garantir boa resistência mecânica ao manuseio e instalação, conforme informações de seu fabricante, empresa Unifrax do Brasil Ltda. Essa manta cerâmica possui uma densidade de  $160 \text{ kg/m}^3$  com uma condutividade térmica igual a  $0,23 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$ , faixa de temperatura 980 a  $1090 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Uma capela foi construída para comportar a bancada experimental. Esta capela é constituída por paredes de fibra de vidro em base de granito acoplada a uma coifa com exaustor ( $3600 \text{ m}^3/\text{h}$ ) para sucção dos gases da combustão. No Anexo1 podem ser observadas algumas fotografias da bancada e dos sistemas que a compõem.

Os queimadores testados foram construídos a partir de filtros cerâmicos comerciais, comumente empregados na indústria metalúrgica no processo de fundição de aço (a Figura 21 mostra alguns destes filtros). Estas estruturas reticuladas são semelhantes a esponjas, onde se tem uma série de nervuras que se cruzam e se conectam, formando no seu interior um conjunto tridimensional de cavidades interligadas. Os filtros utilizados possuem 70 mm de diâmetro e 20 mm de espessura. Os queimadores foram construídos empilhando-se camadas destas esponjas cerâmicas, essas cerâmicas foram envolvidas nas laterais por uma manta térmica isolante, que também impede o escape de gases pelas laterais. A porosidade é indicada pela densidade linear dos poros, PPI, que indica poros por polegada (*inch*).

Figura 21 - Algumas esponjas cerâmicas testadas: a) carbetto de silício, 40 ppi e 86% de porosidade, b) carbetto de silício, 10 ppi e 90% de porosidade volumétrica.



(a)

(b)

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

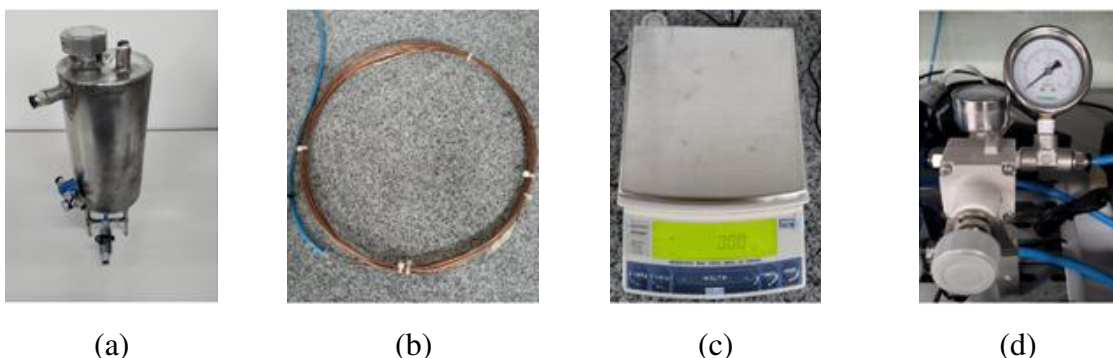
A Figura 19 (b) mostra a configuração utilizada nos testes. Como REC foram usadas duas esponjas cerâmicas com 10 ppi ( $3,9 \text{ ppcm}$ ) e 90% de porosidade volumétrica. Na RP foram usadas também duas esponjas, agora com 40 ppi ( $15,74 \text{ ppcm}$ ) e 86% de porosidade

volumétrica. Assim, o comprimento total do queimador é de 80 mm, sendo 40 mm de REC e 40 mm de RP.

Foram testados queimadores construídos a partir do material cerâmico carbeto de silício (SiC). O fabricante não forneceu maiores informações sobre a composição dos filtros de carbeto de silício; no entanto, percebe-se que são feitos com material de baixa pureza/qualidade - constatação a partir do baixo desempenho obtido nos experimentos. Todos os filtros cerâmicos utilizados foram fabricados pela empresa FOSECO S.A. (grupo Vesuvius Indústria e Comércio - SP).

O sistema de controle de fluxo mássico de combustível envolve a utilização de uma balança eletrônica de massa e um tanque de aço contendo etanol líquido (puro ou com excesso de água) pressurizado por com ar comprimido, Figura 22. A balança eletrônica é acoplada ao computador e serve para medir instantaneamente a massa de etanol líquido injetado no queimador. A pressão do ar dentro do tanque é controlada por uma válvula reguladora de pressão de precisão, que opera entre 0,5 e 2,0 bar. A injeção do combustível que entra no evaporador é feita controlando a pressão dentro do tanque de combustível por meio do controlador de pressão juntamente com a perda de carga exercida pelo tubo capilar Um tubo capilar é utilizado para elevar a perda de carga da linha e permitir a operação do queimador com baixas vazões de combustível. Para determinar a vazão mássica de combustível desejada controla-se o  $\Delta m$  registrado pela balança, e por meio do programa no software desenvolvido no laboratório utilizando o software LabVIEW.

Figura 22 – Componentes da linha de combustível: (a) Tanque de combustível, (b) Tubo capilar, (c) Balança analítica, (d) Controlador de pressão.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O ar vem de uma linha de ar comprimido com pressão de 6,9 bar, conectada à linha está um filtro areador de pressão (elemento filtrante de 20  $\mu\text{m}$ ) mais um filtro coalescente (elemento

filtrante de 0,3  $\mu\text{m}$ ), onde o óleo e a umidade são extraídos, e a pressão é reduzida para 4,5 bar. O controle da vazão é realizado por meio de um controlador eletrônico de vazão FMA A2323-OMEGA, que é capaz de absorver flutuações na pressão da linha, garantindo uma vazão constante.

O queimador é aceso com metano pré-misturado com ar. O metano utilizado nos testes possui um grau de pureza de 99,5%. A Tabela 3 lista os instrumentos de controle de bancada com suas incertezas de medição.

Tabela 3 - Incerteza de medição dos componentes do aparato experimental.

<b>Instrumento de Medição</b>	<b>Incerteza</b>
Ar – Controlador fluxo de massa OMEGA FMA-A2323	$\pm 1,0\%$ Full scale
CH <sub>4</sub> – Controlador fluxo de massa OMEGA FMA-2408A	$\pm (0,8\%$ Leitura + $0,2\%$ Escala)
Etanol – Medição de fluxo de massa SHIMADZU UX4-200H	d = 0,01g / e = 0,1g
Câmera termográfica – FLIR T650sc	$\pm (1,0\text{ }^\circ\text{C} \pm 1,0\%$ da leitura)
Termopar Tipo-K (NiCr–NiAl)	$\pm 2,2\text{ }^\circ\text{C}$ ou $0,75\%$
Termopar Tipo-R (Pt–Pt/Rh 13%)	$\pm 1,5\text{ }^\circ\text{C}$ ou $0,25\%$
Sistema de Aquisição de Dados Keysight DAQ970A	$\pm 1,0\text{ }^\circ\text{C}$

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Os medidores de vazão de ar e metano funcionam por princípio térmico. A medição é efetivamente feita em uma dada parcela do escoamento, que é desviada para um canal secundário dotado de duas tomadas de temperatura em suas extremidades e uma resistência elétrica entre elas. A resistência fornece a esta parcela do escoamento uma quantidade conhecida de energia. Assim, medindo-se a temperatura do gás na entrada e na saída do canal, pode-se calcular a vazão que escoou pelo tubo secundário e, por extensão, a vazão total que passa pelo medidor.

A aquisição dos dados de vazão, temperatura e pressão é feita por meio do sistema de aquisição Keysight DAQ970A, em conjunto com o software BenchVue Data Logger, versão 2022.

As emissões de poluentes foram medidas com um analisador de gases do fabricante TESTO modelo 350, com o qual foram avaliadas as concentrações de CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub> e hidrocarbonetos (CH<sub>4</sub>) nos produtos de combustão. Para a realização das medições foi construída uma chaminé com base cônica em aço inox A-306, Figura 23 (a), posicionada sobre a carcaça do queimador e com um orifício de entrada para a sonda de coleta de gases. Durante

o experimento o analisador de gases é conectado ao computador através do software Easyemissions do fabricante TESTO. A Tabela 4 mostra as incertezas de medição relativas à medição de cada espécie química a serem avaliadas.

Figura 23 – (a) Chaminé posicionada no queimador. (b) Analisador de gases TESTO 350.



(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Tabela 4 - Incerteza de medição TESTO 350.

Espécie	Faixa de medição	Resolução
O <sub>2</sub>	± 0,2% Vol.	< 20s (t <sub>95</sub> )
HC	± 400 ppm (100...4000 ppm) ±10% de leitura (restante da faixa)	< 40s (t <sub>90</sub> )
NO	± 5 ppm (0...99) ± 5% leitura (100...1999 ppm) ±10% de leitura (restante da faixa)	< 30s (t <sub>90</sub> )
NO <sub>2</sub>	± 5 ppm (0...99) ± 5% leitura (restante da faixa)	< 40s (t <sub>90</sub> )
CO	± 10 ppm (0...199) ± 5% leitura (200...2000 ppm) ±10% de leitura (restante da faixa)	< 40s (t <sub>90</sub> )
CO <sub>2</sub>	± 0,3 Vol.% ±1% de leitura (0...25 Vol.%) ± 0,5% Vol.% ±1,5% de leitura (restante da faixa)	< 10s (t <sub>90</sub> ) tempo de aquecimento < 15s

Fonte: Adaptado de TESTO.

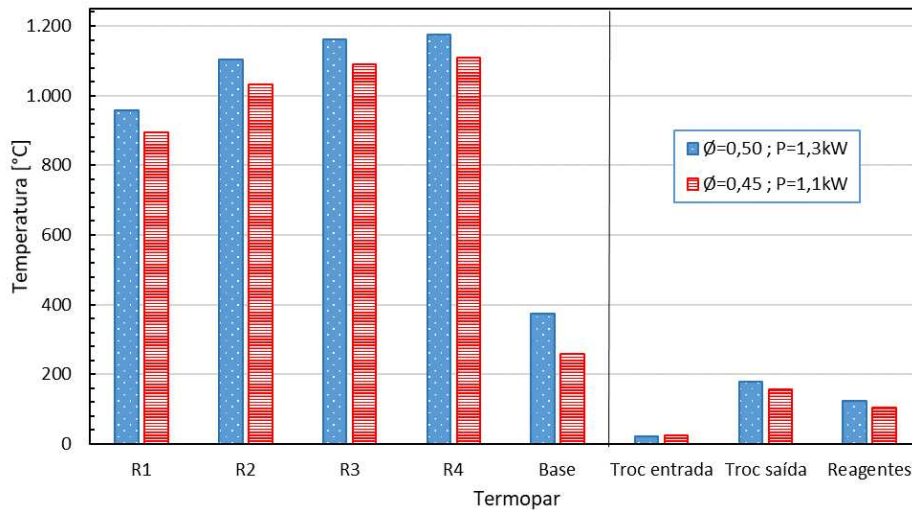
### 3.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A partida do queimador é realizada utilizando-se metano e ar pré-misturados, isto ocorre em função da maior facilidade e segurança da combustão de um gás no meio poroso radiante, em comparação com o etanol no estado líquido em temperatura ambiente, injetado diretamente. Os parâmetros de partida, como razão de equivalência e potência, são utilizados para o cálculo das vazões de ar e combustível (metano ou etanol) que devem ser ajustados nos controladores. Estes cálculos são realizados com o auxílio do programa EES.

Inicialmente, o queimador é acionado com combustível metano em uma condição operacional onde a chama se propaga facilmente no meio poroso. A condição inicial escolhida foi a razão de equivalência de 0,48 e potência de 1,50 kW, obtidos adicionando-se 54,2 SLPM de ar e 2,74 SLPM de metano. A ignição é feita manualmente na parte superior do queimador. A chama começa como uma chama azul livre e, à medida que a superfície do queimador é aquecida, a frente da chama começa a se propagar no meio poroso. A posição da frente de chama é definida, em cada uma das três baterias do termopar, como sendo coincidente com o termopar de temperatura mais alta.

A Figura 24 possui no seu eixo das abscissas termopares tipo R, nomeados R1, R2, R3 e R4 e três termopares tipo K, sendo um termopar para a temperatura de entrada dos reagentes no trocador de calor (Troc entrada), outro termopar medindo a temperatura dos reagentes na saída do trocador (Troc saída) e um terceiro termopar tipo K posicionado próximo a entrada dos reagentes no queimador poroso (Reagentes). A Figura 24 mostra as temperatura obtidas para duas condições estáveis de partida do queimador utilizando metano, nesse momento é alterado o combustível de metano para etanol puro ou etanol com excesso de água e ajustada a vazão mássica de ar, para a estabelecer a razão de equivalência e potência de interesse.

Figura 24 – Temperaturas de partida do queimador com metano.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Após a estabilização da chama para um determinado ponto de operação, as vazões mássicas de ar e combustível são ajustadas para outra potência de operação, mantendo-se a razão de equivalência constante. Desta forma, foi possível determinar a faixa de operação estável (ou faixa de potência) do queimador para uma determinada razão de equivalência. O limite superior de estabilidade é definido como sendo a potência térmica obtida antes que ocorra

o desprendimento da chama (*blowoff*). É considerado desprendimento da chama quando qualquer parte da frente da chama sai do REC, tornando-se visível na forma de uma chama livre de cor azul. O limite inferior de estabilidade é definido como potência térmica obtida na qual o termopar TK Base (ver Figura 19) apresenta temperaturas superiores a 1000 °C. Esta condição foi imposta para garantir a segurança dos ensaios e evitar o retorno de chama (*flashback*).

## 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos a partir de testes com etanol puro e etanol com excesso de água, combustíveis que foram aplicados no queimador poroso radiante. A análise desses experimentos foi realizada com uma razão de equivalência fixa de 0,53, permitindo avaliar como o efeito da adição de água ao etanol afeta o desempenho do queimador. A Tabela 5 apresenta de forma resumida; todos os combustíveis testados com as respectivas potências aplicadas.

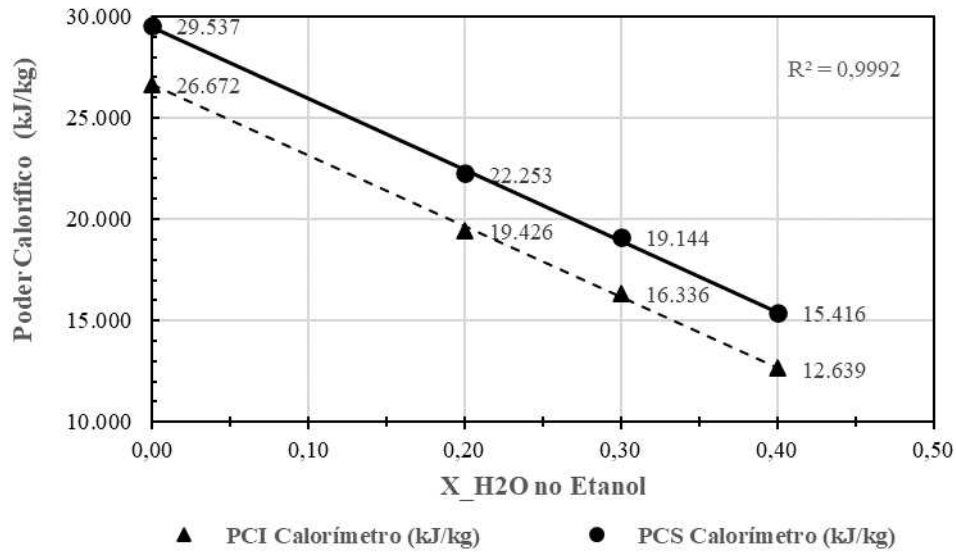
Tabela 5 - Parâmetros de combustão dos experimentos.

<b>Combustível [% volume]</b>	<b>PCI [kJ/kg]</b>	<b>Ø</b>	<b>Faixa de Potência (kW)</b>	<b>Observação com relação a estabilidade</b>
Etanol puro	26672	0,45 e 0,53	1,10 - 1,70	Chama estável
20% água	19426	0,45	1,10 - 1,50	Chama não estável
20% água	19426	0,53	1,10 - 1,50	Chama estável
30% água	16336	0,53	0,60 – 0,80	Chama estável
40% água	12639	0,53 – 0,86	1,10 – 1,50	Chama não estável

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Inicialmente, os valores do poder calorífico inferior (PCI) de cada mistura combustível foram medidos de modo experimental, por meio de um calorímetro do tipo isoperibol modelo 6200, instalado no Laboratório de Engenharia de Combustão e Fluidos da UDESC/CCT, fabricado pela PARR INSTRUMENTS. Este calorímetro fornece o poder calorífico superior (PCS) das amostras, ou seja, o calor liberado considerando a condensação da água. Para calcular o PCI é necessário subtrair a entalpia de condensação, valores de PCI em função da presença de água no etanol são mostrados na Figura 25.

Figura 25 – Poder calorífico superior (PCS) e inferior (PCI) das misturas de combustível.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A quantidade de água diluída no etanol nos experimentos é indicada pela sua fração volumétrica ( $X_{H_2O}$ ), ou seja, na base de uma unidade de volume. A relação entre a fração volumétrica e a fração mássica ( $Y_{H_2O}$ ) é calculada através das densidades dos líquidos em condições de temperatura e pressão padrão (25 °C e 101,33 kPa), conforme Tabela 6. As densidades da água e do etanol consideradas foram 997,1 e 785,3 kg/m<sup>3</sup> respectivamente, valores retirados da base de dados do programa EES.

Tabela 6 - Relação entre fração volumétrica e fração mássica das misturas combustíveis.

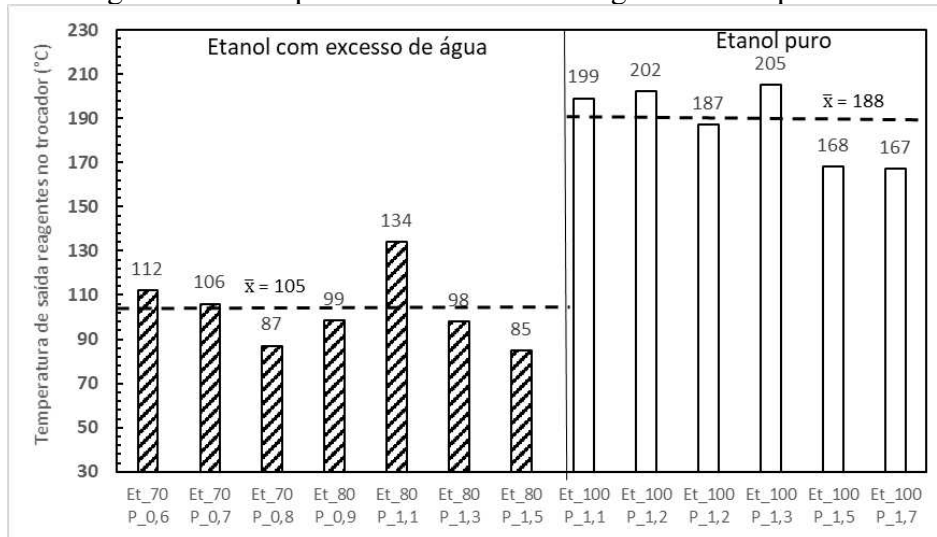
Mistura combustível	X_H <sub>2</sub> O comb	Y_H <sub>2</sub> O comb
Etanol puro	0,005 máx	0,006 máx
20% H <sub>2</sub> O	0,20	0,241
30% H <sub>2</sub> O	0,30	0,352
40% H <sub>2</sub> O	0,40	0,458

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Todos os testes foram realizados com uma razão de equivalência de 0,53, onde a estabilidade do queimador foi alcançada por um período mínimo de 20 minutos, com oscilações máximas de 10 K nas temperaturas medidas. O aquecimento dos reagentes que passam na serpentina, acoplada ao queimador, é um ponto importante do trabalho, pois propicia recuperar a energia térmica (calor) que seria desperdiçada através das paredes do queimador.

A Figura 26 mostra que o etanol puro com ar injetado no evaporador aqueceu em média até a temperatura de 185 °C, em cinco condições de testes, com diferentes temperaturas térmicas finais.

Figura 26 – Temperatura de saída dos reagentes da serpentina.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Quando o etanol possui excesso de água (20 e 30%) a temperatura de saída dos reagentes do evaporador apresentou uma redução média de 56%, o motivo foi a energia necessária para a evaporação da água, que possui temperatura ambiente na sua entrada do trocador de calor e que está presente na mistura combustível.

A seguir são apresentados os resultados experimentais obtidos para a estabilidade de chama, perfil de temperatura, temperatura da superfície radiante, eficiência de radiação e emissão de poluentes.

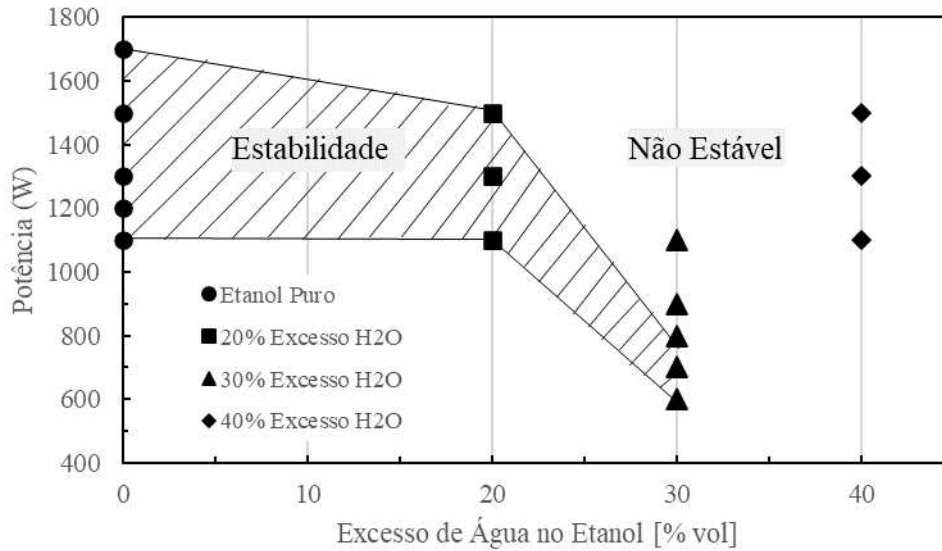
#### 4.1 ESTABILIDADE DE CHAMA

A estabilidade de chama (chama estável por mais de 20 minutos) é um parâmetro que indica os limites de operação (ou de potência térmica) do queimador para uma determinada razão de equivalência.

A Figura 27 apresenta as faixas de estabilidade para diferentes combustíveis testados em função da diluição de água na mistura combustível, a variação do excesso de água no etanol puro é em fração ou percentual de volume (0 a 0,40 ou 0 a 40%). A razão de equivalência utilizada para os resultados experimentais foi de 0,53, sendo que a maior amplitude de potências

ocorreu com o etanol puro (1100 a 1700 W). Pontos de não estabilidade também são mostrados na Figura 27.

Figura 27 – Faixa de estabilidade de chama em função do excesso de água no etanol para  $\phi = 0,53$ .



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Faixas mais discretas de potência são observadas quando água é diluída no combustível; no caso de 20% de excesso de água a faixa operacional do queimador reduziu para o intervalo de 1100 a 1500 W, com temperaturas da base alcançando valores acima de 1000 °C. A menor amplitude de potência e menores valores de operação (600 a 800 W) aconteceram com o etanol com 30% de diluição de água.

Nos primeiros testes de combustão do etanol puro foi possível obter uma chama estável com uma razão de equivalência de 0,45. Porém, a estabilidade de chama, com essa razão de equivalência, não aconteceu para misturas de 20% e 30% de água no etanol. A menor razão de equivalência alcançada com excesso de água foi de 0,53. Em razões de equivalência menores, a temperatura do meio poroso manteve-se abaixo de 1000 °C e a mistura de reagentes na saída do evaporador (antes de entrar no meio poroso) manteve-se inferior a 100 °C, que podem resultar em condensação de água na tubulação, tanto no evaporador quanto na região de entrada dos reagentes.

A maior potência para o etanol com 30% de excesso de água foi de 800 W, valores acima resultaram em um resfriamento gradual do meio poroso, que por consequência resfriaram os reagentes no interior da serpentina até uma condição de extinção da chama no queimador.

Isto ocorreu em função do aumento das vazões dos reagentes, que por sua vez necessitam de uma energia térmica maior para evaporação do combustível.

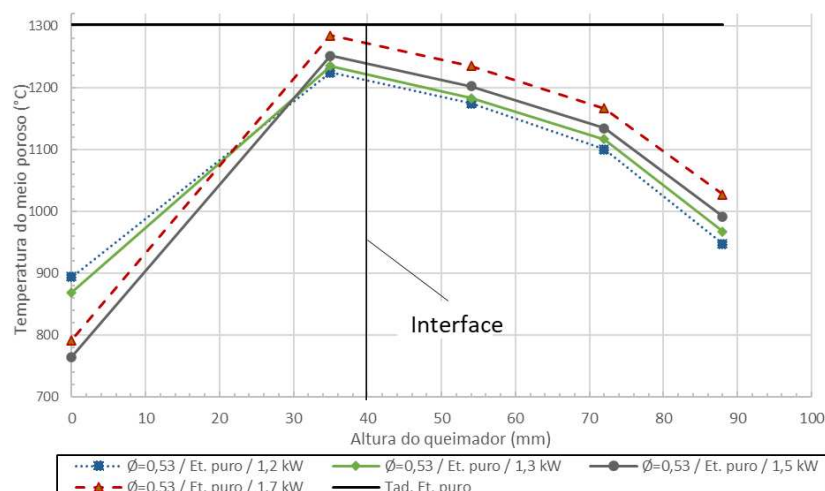
Diversas tentativas para a combustão estável para o etanol com 40% de excesso de água foram exploradas sem sucesso. Experimentos com intervalo de potência entre 1100 e 1500 W e razões de equivalência entre 0,53 e 0,86 resultaram na falta de estabilidade de chama, com as temperaturas do meio poroso sendo reduzidas até a extinção da reação de combustão. Ressaltando que 40% em volume de excesso de água representa 45,84% em percentual de massa de água na mistura combustível, o que demanda uma elevada taxa de transferência de energia para evaporação do combustível (etanol e água) no interior da serpentina.

## 4.2 PERFIS DE TEMPERATURA

Nessa seção é realizada uma análise dos perfis de temperatura para cada um dos três tipos de combustíveis testados. O eixo das abscissas possui sua origem na base do queimador (entrada dos reagentes) com um termopar tipo K alocado nesse local. Também, quatro termopares tipo R, designados por TR1, TR2, TR3 e TR4, estão posicionados ao longo da parede do queimador (eixo das abscissas), sendo que a junção (ponto de medição) de cada termopar está fixada na parte central do meio poroso, conforme Tabela 2 e Figura 19.

A Figura 28 apresenta os perfis de temperatura para a combustão do etanol puro em função do comprimento do queimador, para razão de equivalência 0,53 e quatro diferentes níveis de potência (1,20; 1,30; 1,50 e 1,70 kW). A temperatura adiabática de chama também é representada por meio de uma linha contínua ( $T_{ad} = 1303 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Figura 28 - Combustão de etanol puro em quatro níveis de potência.



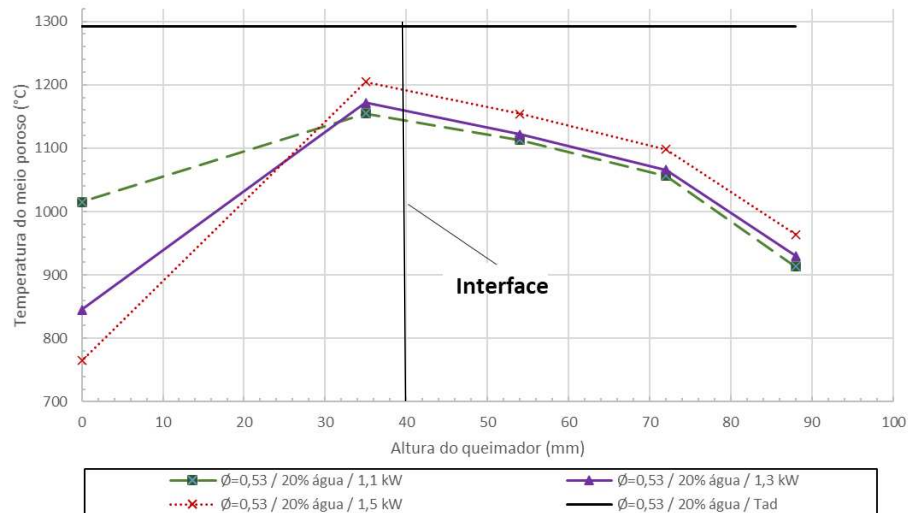
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A maior temperatura observada na base (894 °C) ocorreu para menor potência térmica aplicada (1,20 kW), confirmando a tendência da chama de se deslocar no sentido da entrada dos reagentes devido a menor velocidade do escoamento dos reagentes. Outro aspecto observado foi o posicionamento da reação de combustão, indicado pela região de maior temperatura, que está sempre próxima à interface dos dois tipos de meios porosos (em 40 mm se encontra a interface entre as regiões de pré-aquecimento e estabilização de chama). A maior temperatura foi observada para maior potência térmica aplicado no queimador.

A temperatura adiabática não foi ultrapassada nessa faixa de potências, pois a presença do trocador de calor utiliza parte da energia térmica liberada na reação de combustão com a finalidade de aquecer e evaporar os reagentes. Vale lembrar que as temperaturas que passam a ser mostradas e analisadas são médias entre as temperaturas do sólido e dos gases medidas por cada termopar, como já comentado no Item 3.1.

A Figura 29 apresenta os perfis de temperatura para a combustão do etanol com 20% de excesso de água e razão de equivalência 0,53 em três diferentes níveis de potência (1,2; 1,3; e 1,5 kW). Neste caso, a temperatura adiabática de chama reduziu para 1292 °C.

Figura 29 - Combustão de etanol com 20% de excesso de água e três níveis de potência.

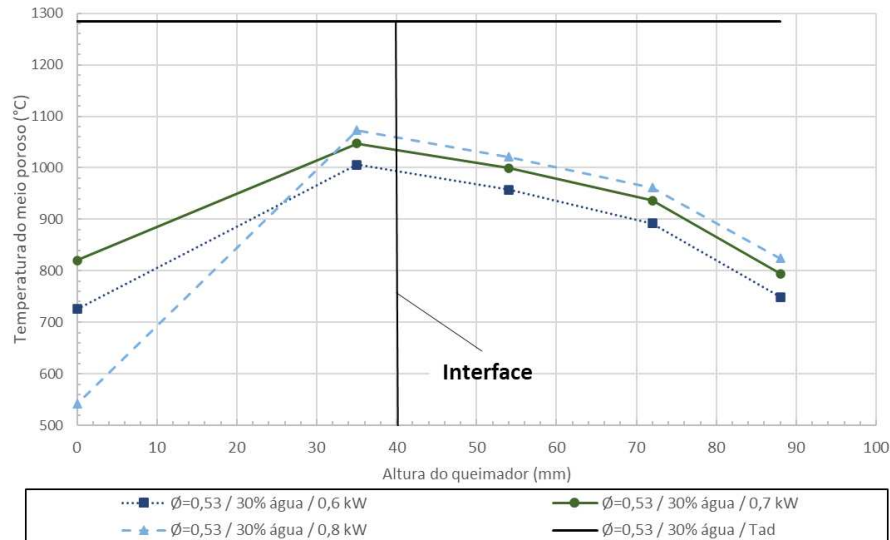


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Comparando as temperaturas máximas obtidas na zona de reação com os níveis de potência aplicadas ao queimador verifica-se uma correlação crescente, quanto maior a potência fornecida maior o valor da temperatura máxima. O inverso é observado em relação às temperaturas da base do queimador, o motivo desse comportamento térmico está relacionado à menor velocidade de escoamento dos reagentes.

Perfis de temperatura para a combustão de etanol com 30% de excesso de água são mostrados na Figura 30 com três níveis de potências (0,60, 0,70 e 0,80 kW).

Figura 30 - Combustão de etanol com 30% de excesso de água e três níveis de potência.

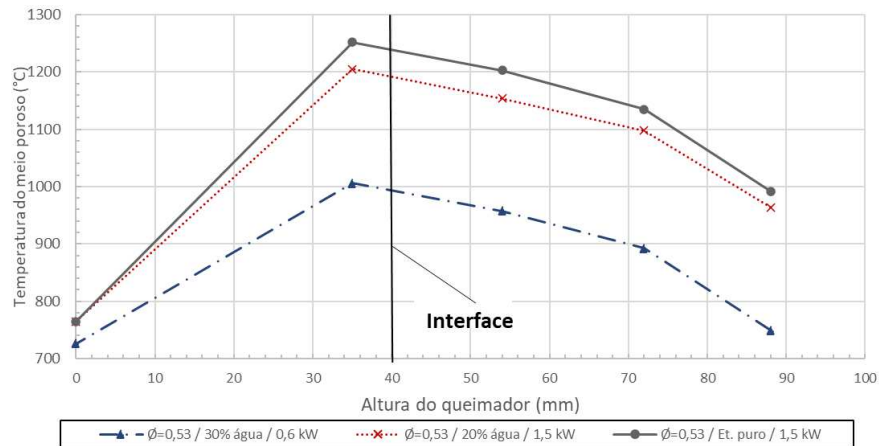


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O excesso de 30% de água no etanol, operando com menores potências, provocou uma redução das temperaturas em todo o queimador, a temperatura da base diminuiu em 29% (760 para 540 °C na potência de 0,6 kW comparando com 1,5 kW). As temperaturas máximas, próximas à zona de reação, também foram reduzidas. Essa queda nos perfis de temperatura é motivada pelo menor poder calorífico do combustível e de menores velocidades dos reagentes.

Na Figura 31 é apresentado um comparativo entre os perfis de temperatura para o etanol puro, etanol com 20% e 30% de excesso de água. As temperaturas mais elevadas estão relacionadas à maior potência utilizada (1,50 kW) e combustível sem diluição de água no etanol. O menor perfil de temperatura também é observado no etanol com a maior quantidade de água, 30%. Além disso, pode-se observar que para potência térmica de 1,5 kW, a mistura com 20% de água apresentou um menor perfil de temperaturas no meio poroso, em relação ao etanol puro.

Figura 31 - Combustão de etanol puro, 20% e 30% de excesso de água.

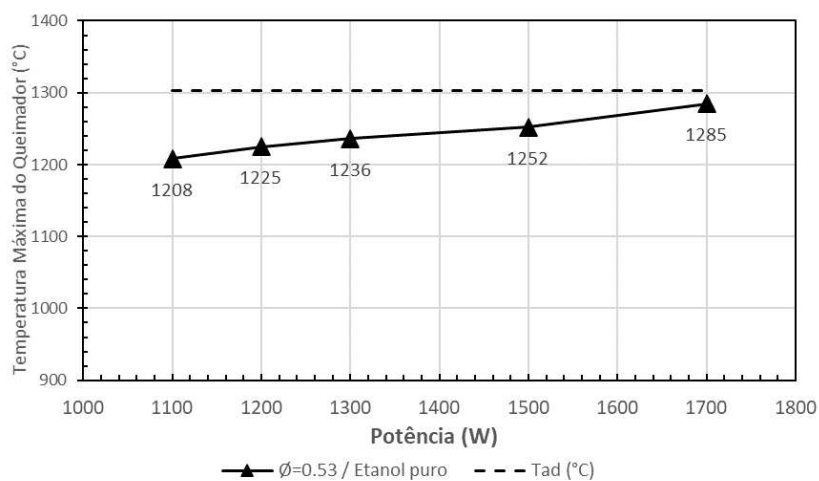


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A seguir, Figuras 32 a 34, são apresentadas as temperaturas máximas alcançadas pelo queimador poroso, utilizando diferentes combustíveis e alternando a potência aplicada (eixo horizontal).

Para o etanol puro, Figura 32, a linha tracejada apresenta a temperatura adiabática de chama ( $1303\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), calculada para as condições iniciais dos gases ( $T_{g0} = 300\text{ K}$ ). O aumento da potência fornecida ao queimador eleva a temperatura máxima, porém a distância para a temperatura adiabática é de 7,9% ( $95^{\circ}\text{C}$ ) para uma potência de 1100 W, diminuindo para apenas 1,4% ( $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) para 1700 W de potência.

Figura 32 - Temperatura máxima para o etanol puro.

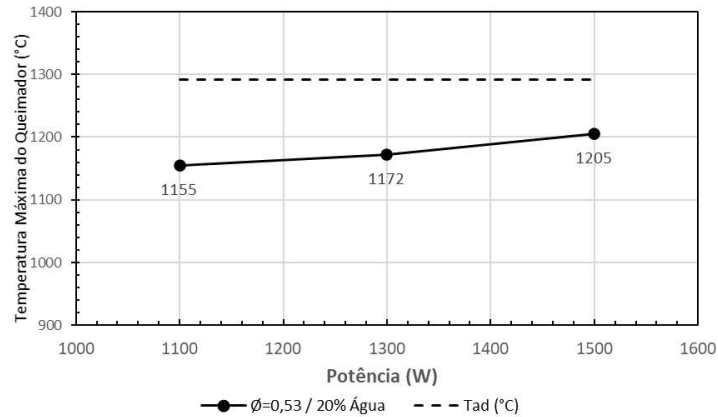


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Figura 33 mostra temperaturas máximas alcançadas no queimador, utilizando o combustível etanol com 20% de excesso água e variando a potência fornecida. A linha tracejada

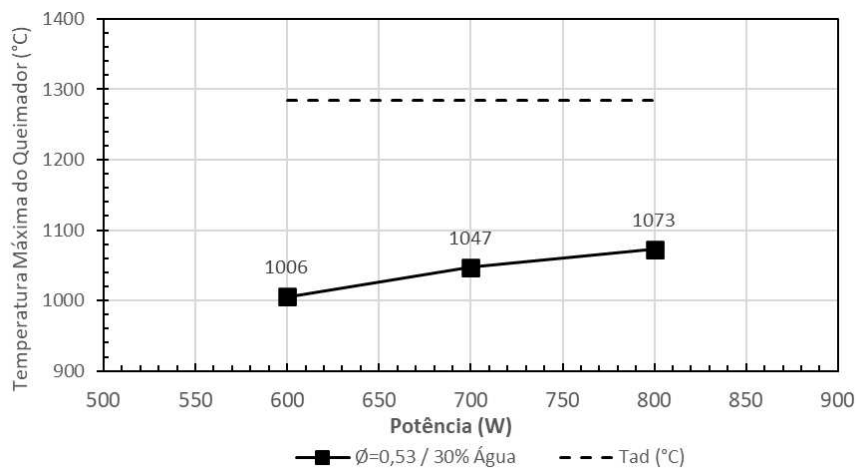
apresenta a temperatura adiabática de chama (1292 °C) calculada para as condições iniciais dos gases ( $T_{g0} = 300$  K). O aumento da potência fornecida ao queimador eleva a temperatura máxima, porém a distância para a temperatura adiabática é de 11,9% (137 °C) para uma potência de 1100 W, diminui para 7,2% (87 °C) para 1500 W de potência.

Figura 33 - Temperatura máxima para o etanol com 20% de água.



A Figura 34 apresenta temperaturas máximas alcançada no queimador, utilizando o combustível etanol com 30% de excesso água e alternando a potência utilizada. A linha tracejada apresenta a temperatura adiabática de chama (1284 °C), calculada para as condições iniciais dos gases ( $T_{g0} = 300$  K).

Figura 34- Temperatura máxima para o etanol com 30% de água.



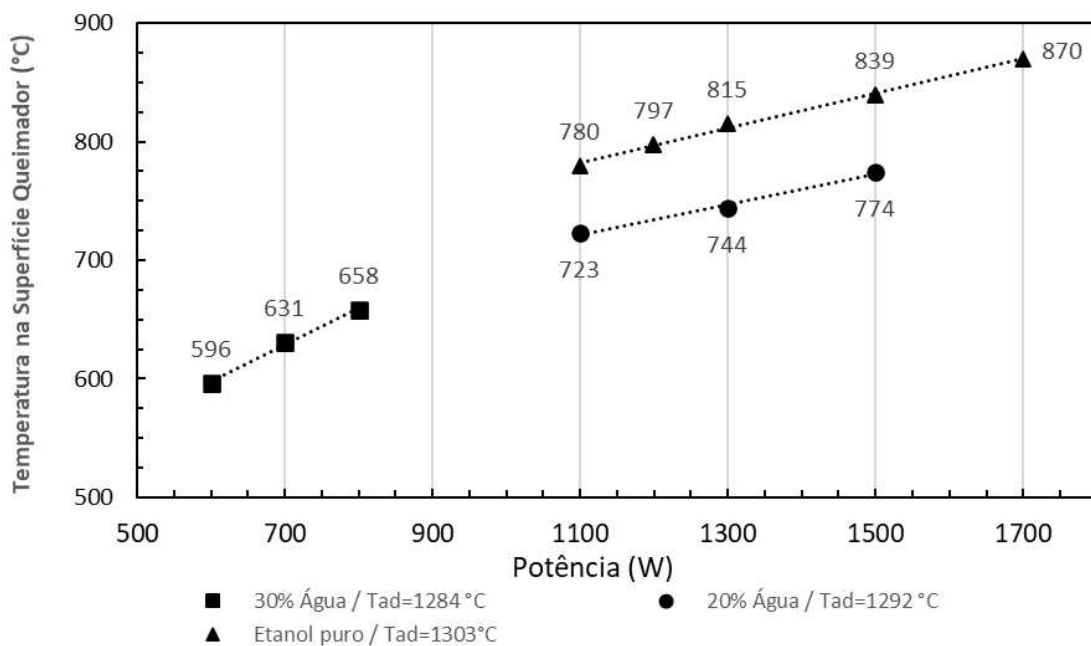
O aumento da potência fornecida ao queimador fez elevar a temperatura máxima, porém a distância para a temperatura adiabática é mais significativa com este combustível, menor

27,7% (278 °C) para uma potência de 600 W e reduzindo para 19,7% (211 °C) para 800 W de potência.

#### 4.3 TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO

A Figura 35 apresenta as temperaturas da superfície porosa do queimador em função da potência térmica aplicada. Todos os pontos registrados foram obtidos na condição de estabilidade de chama. Os combustíveis utilizados foram etanol puro e etanol com 20% e 30% de excesso de água. A localização do termopar tipo K na superfície do meio poroso está ilustrada na Figura 20.

Figura 35 - Temperatura na superfície radiante em função da potência aplicada ao queimador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

As temperaturas superficiais registradas estiveram sempre abaixo da temperatura de chama adiabática, como requer a primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle envolvendo sólido e gás. A diferença entre a temperatura superficial e a temperatura adiabática foi reduzida de aproximadamente 650 °C na potência de 700 W (30% excesso de água) para cerca de 420 °C na potência de 1700 W (etanol puro).

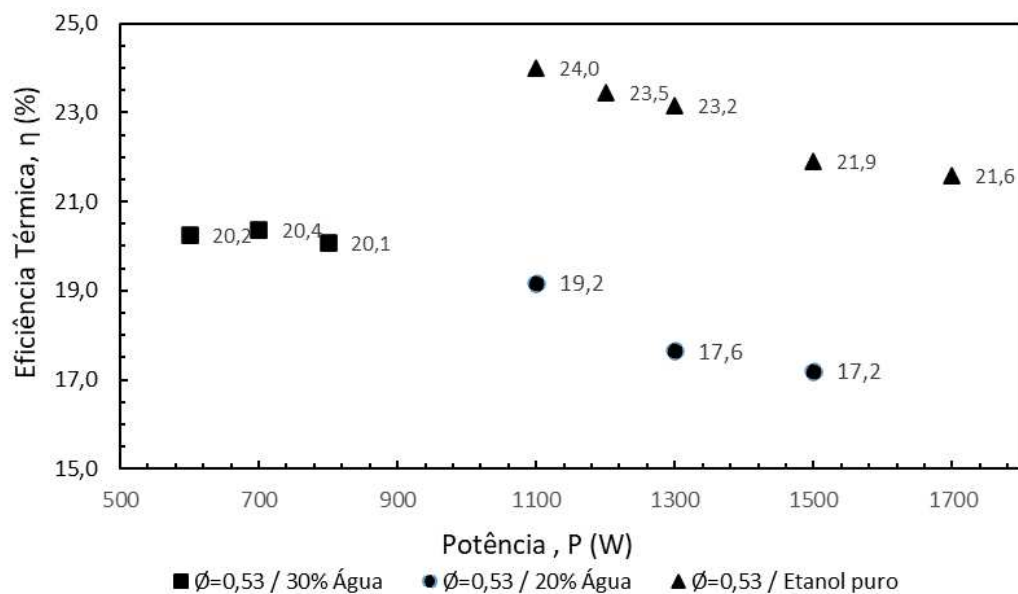
Pode-se notar que o aumento da carga térmica (potência fornecida) para o etanol com 30% de excesso de água tem um impacto mais significativo na temperatura superficial do queimador, onde a variação de temperatura é de 35 °C (631 – 596 °C) para um intervalo de 100

W (700 – 600 W), se comparado à temperatura do etanol puro, uma variação menor, 17 °C (797 – 780 °C) também em um intervalo de 100 W.

Estes diagramas de temperatura podem ser ferramentas úteis para a seleção do ponto ideal de operação do queimador poroso quando este for incorporado a um sistema industrial. O controle da temperatura superficial do queimador tem particular importância porque ela é o termo predominante na determinação da eficiência da troca de calor por radiação com a carga. A temperatura máxima de operação limita o uso do queimador por motivos de resistência térmica do material cerâmico (degradação, fusão e fadiga térmica).

A Figura 36 mostra a variação da eficiência de radiação térmica do queimador em função da potência fornecida e da mistura de combustível utilizada. O calor emitido por radiação térmica é avaliado através da equação  $Q_r = A_q \epsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)$  e a eficiência de radiação através da Equação (7).

Figura 36 - Eficiência térmica em função da potência térmica do queimador.

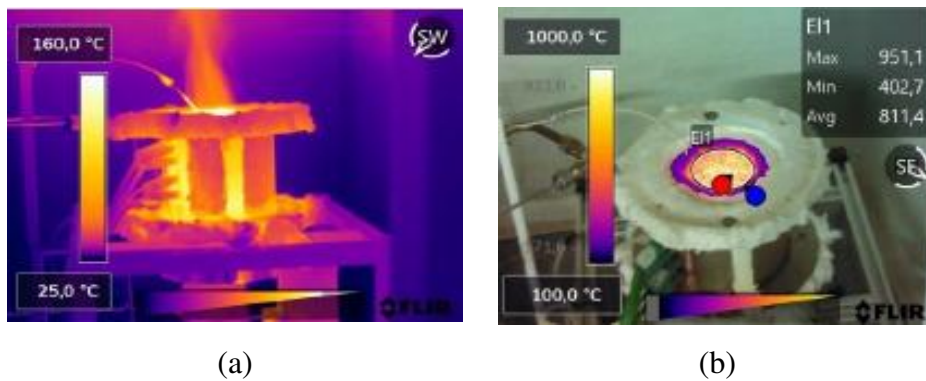


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A emissividade superficial do queimador ( $\epsilon$ ) foi medida utilizando uma câmara termográfica FLIR T650sc, e as imagens geradas foram interpretadas por meio do programa FLIR Thermal Studio, o valor da emissividade foi de 0,99. A Figura 37 mostra duas imagens do queimador poroso em operação. Também, a emissividade da superfície foi assumida igual à emissividade do queimador estudado por BAKRY et al. (2023). Estes pesquisadores, estudando um queimador de zirconita semelhante ao do presente trabalho (RP de 65 ppi, porosidade de 87% e 3,5 cm de comprimento, REC de 10 ppi com porosidade de 84% e 2,55 cm de

comprimento), afirmam, baseados em resultados experimentais obtidos com uma câmera de radiação infravermelha, que a emissividade superficial da REC é próxima a 1,0. O valor da emissividade superficial do queimador é superior à emissividade do material do qual ele é constituído devido à superfície do queimador, que se aproxima de uma série de pequenas cavidades, uma ao lado da outra. Nestas cavidades, as múltiplas reflexões sofridas pelo feixe de radiação antes de deixar o meio poroso fazem com que a emissividade efetiva da superfície seja alta.

Figura 37 – Imagens termográficas do experimento. (a) Imagem térmica do queimador em operação, (b) Imagem da superfície com medição de temperatura..



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

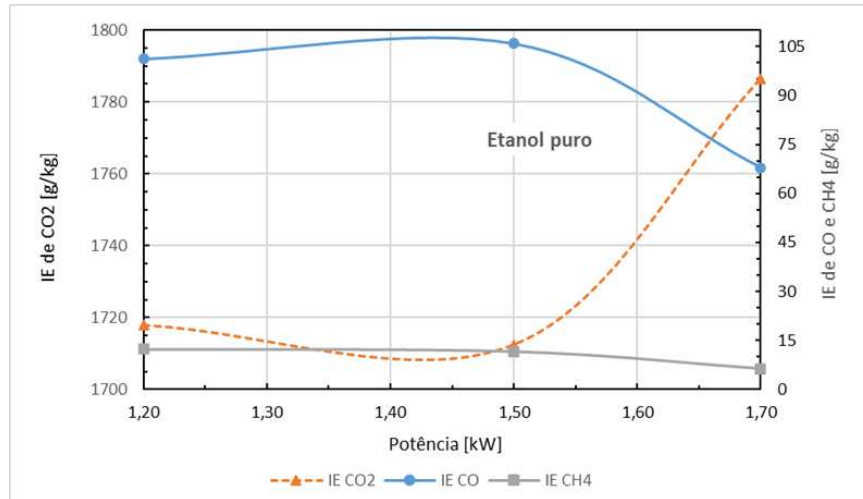
A Figura 36 mostra que a eficiência de radiação em geral é reduzida com o aumento da potência aplicada ao queimador; no entanto, apesar da pequena dispersão dos resultados a análise da influência do tipo de combustível pode ser verificada, quando água está presente no etanol as eficiências se mostram geralmente menores. Pode-se observar uma clara tendência de queda na eficiência com o aumento da potência aplicada ao queimador, função do tempo menor de passagem dos produtos pelo queimador, as velocidades de chama são maiores, assim prejudicando o aquecimento da superfície do meio poroso.

#### 4.4 EMISSÕES DE POLUENTES

Os gases de combustão foram coletados na chaminé por meio do analisador de gases do fabricante Testo, modelo 350, que realiza leituras de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  e  $\text{O}_2$ . Na parte experimental, foram realizados testes com múltiplas potências para determinar a faixa de operação do queimador. Para cada potência, foram registradas temperaturas, vazões e emissões de gases dos produtos de combustão. Com o objetivo de estudar a emissão de gases da combustão, índices

de emissão dos gases, que quantifica os carbonos e seus derivados foram calculados. Como o analisador mede dióxido de carbono, monóxido de carbono e metano, foi possível mensurar seus valores, Figuras 38 a 40.

Figura 38 – Índices de emissão (IE) obtidos na queima do etanol puro.

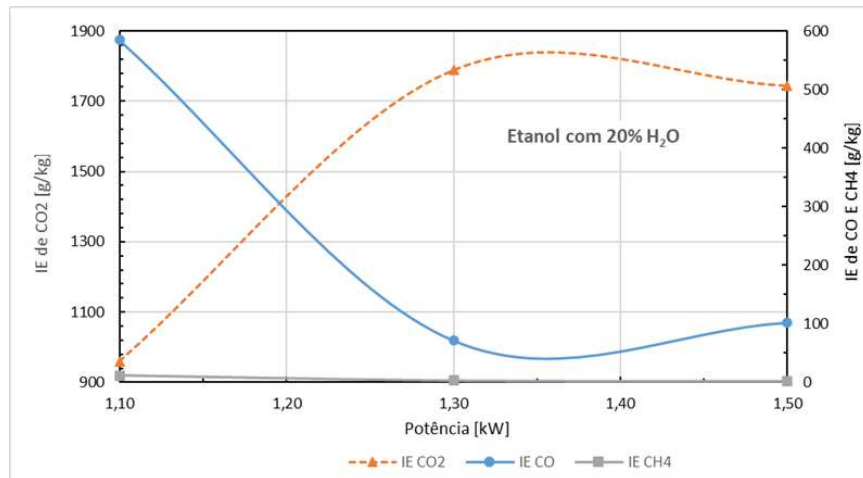


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Figura 38 apresenta os índices de emissão de CO<sub>2</sub>, CO e CH<sub>4</sub> para o combustível etanol puro em três níveis de potência aplicadas ao queimador poroso, onde pode-se observar que entre 1,20 e 1,50 kW os índices de emissão tem pouca alteração, mas elevando o nível de energia para 1,70 kW a emissão de CO<sub>2</sub> cresce de 1712 para 1787 g/kg de combustível ou 4,4%, e isso está relacionado, de acordo com Gao et al. (2014a) e Keramiotis et al. (2015), com a redução do tempo de permanência dos gases produtos da combustão dentro do meio poroso. À medida que se aumenta a potência do queimador (velocidade de chama), o tempo dos gases percorrerem o meio poroso é reduzido e os gases tem sua exposição a temperaturas mais elevadas, favorecendo o aumento das emissões de CO<sub>2</sub>. À medida que a potência é aumentada para uma dada relação de equivalência, a emissão de CO é reduzida de 106 para 68 g/kg de combustível. Isto se explica porque a temperatura da chama aumentou com o aumento da velocidade da chama, afetando negativamente a formação de emissões de CO.

A emissão do gás metano (CH<sub>4</sub>) como produto da combustão do etanol puro teve uma redução de 12,3 para 6,3 g/kg de combustível, ou seja, diminuiu 49% em função de maiores temperaturas do meio poroso quando acionado de 1,20 para 1,70 kW, favorecendo a eliminação desse hidrocarboneto. Assim, o metano aparece em quantidades reduzidas, devido à alta reatividade do carbono com o oxigênio e também pelas elevadas temperaturas, que não favorecem a sua presença, resultando em menos de 1% das emissões.

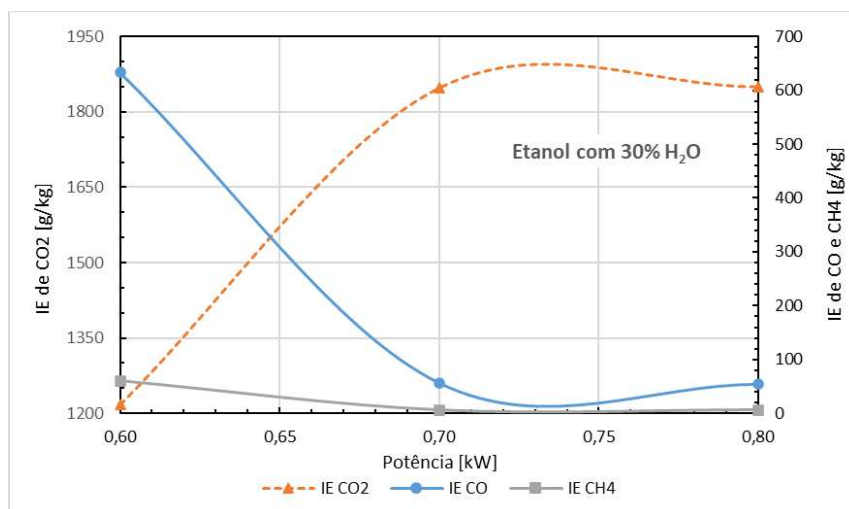
Figura 39 – Índice de Emissões (IE) da queima do etanol com 20% de excesso de água.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Para o gráfico do etanol diluído com água, 20%, Figura 39, observa-se uma redução significativa na emissão de monóxido de carbono e um aumento no dióxido de carbono, mantendo a relação proporcional entre os compostos de carbono. A análise da temperatura do queimador mostra uma queda considerável, o que contribui para o aumento do monóxido de carbono comparando com o combustível etanol puro, uma vez que a sua formação é mais difícil em temperaturas mais baixas. A média das emissões de dióxido de carbono fica em torno de 1400 g/kg, enquanto o monóxido de carbono está em aproximadamente 250 g/kg. O metano, por sua vez, apresenta uma pequena diminuição, permanecendo em menos de 1% das emissões.

Figura 40 – Índice de Emissões (IE) da queima do etanol com 30% de excesso de água.

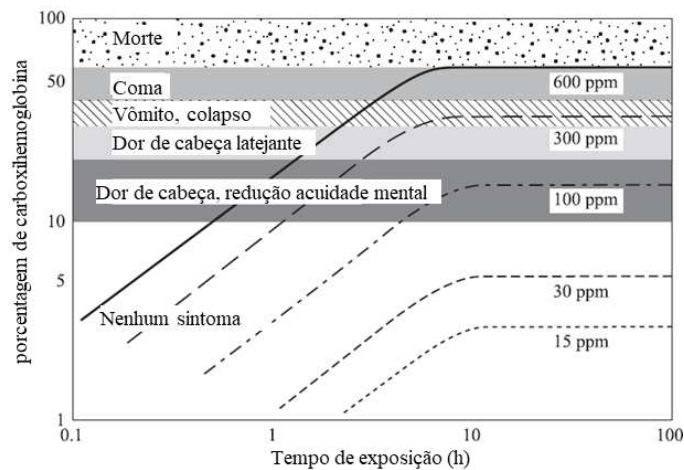


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Figura 40 mostra os índices de emissão em g/kg de combustível para a combustão do etanol com 30% de excesso de água e potências de operação do queimador entre 600 e 800W. A quantidade de hidrocarboneto metano é a menor entre os três combustíveis utilizados, chegando a valores menores de 4,0% em 700 e 800 W. A tendência foi mantida de redução dos índices de CO e aumento nos índices de CO<sub>2</sub>.

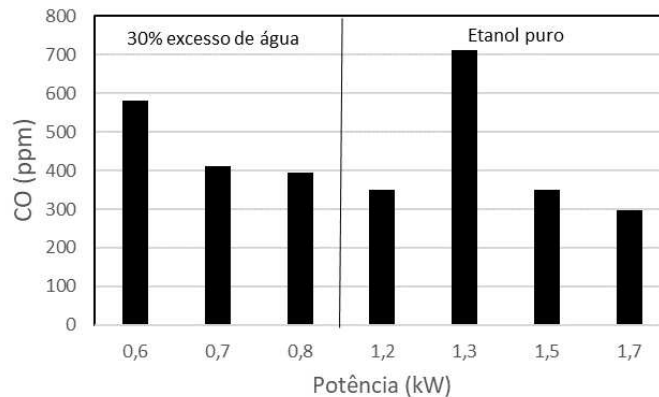
Devido à dificuldade de conduzir pesquisas em seres humanos e ao grande número de variáveis não controladas, avaliar os efeitos da poluição na saúde humana é difícil. Estudos epidemiológicos, no entanto, mostraram correlações estatisticamente significativas entre níveis de poluentes e efeitos na saúde (TURNES, 2012). Os efeitos do monóxido de carbono na saúde são bem documentados. A Figura 41 mostra os efeitos em humanos da exposição a vários níveis de CO. A Figura 42 mostra os níveis de CO obtidos nos experimentos, em ppm, para o etanol com excesso de água e para o etanol puro em diferentes cargas térmicas aplicadas.

Figura 41 – Efeitos da exposição ao CO em humanos.



Fonte: Adaptado de Turnes (2012).

Figura 42 – Níveis de CO verificados nos experimentos.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Experimentalmente foram encontrados valores entre 350 e 713 ppms de monóxido de carbono na combustão de etanol puro e com excesso de água, quando comparados com a Figura 41 (efeitos da exposição ao CO em humanos) condiciona um tempo de exposição de máximo de cerca de 0,5 h sem provocar sintomas a saúde, caso não existisse um sistema de exaustão.

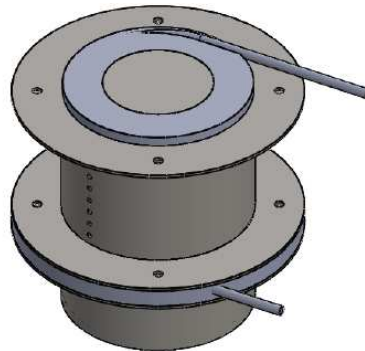
Não foram detectados índices de emissão de NOx para as condições de operação estável do queimador poroso com os três tipos de misturas de combustível, fortalecendo as boas condições de uma baixa emissão de poluentes, quando se aplica essa tecnologia de combustão.

## 5 MODELO ANALÍTICO

Uma análise do problema da combustão unidimensional (1D) em meio poroso radiante é realizada nesta seção, utilizando um modelo de resistências térmicas para representar os modos de transferência de calor. O termo “unidimensional” se refere ao fato de que apenas uma coordenada é necessária para descrever a variação espacial das variáveis dependentes, simplificando o problema real. Também, são estabelecidas hipóteses simplificadoras e dois volumes de controles são esquematizados para uma análise em termos da conservação da energia, assim possibilitando a construção do circuito térmico equivalente e determinação do fluxo térmico, que atravessa as paredes do queimador. Uma vista 3D do queimador está ilustrada na Figura 43.

As variáveis de entrada do modelo são a temperatura ambiente, a pressão atmosférica padrão, a razão de equivalência, a potência aplicada, a composição da mistura combustível, o poder calorífico inferior e as dimensões do queimador poroso. As variáveis de saída são as temperaturas; do meio poroso, da superfície externa do trocador de calor, da saída dos reagentes e da parede externa do queimador.

Figura 43 – Queimador poroso radiante com trocador de calor acoplado.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

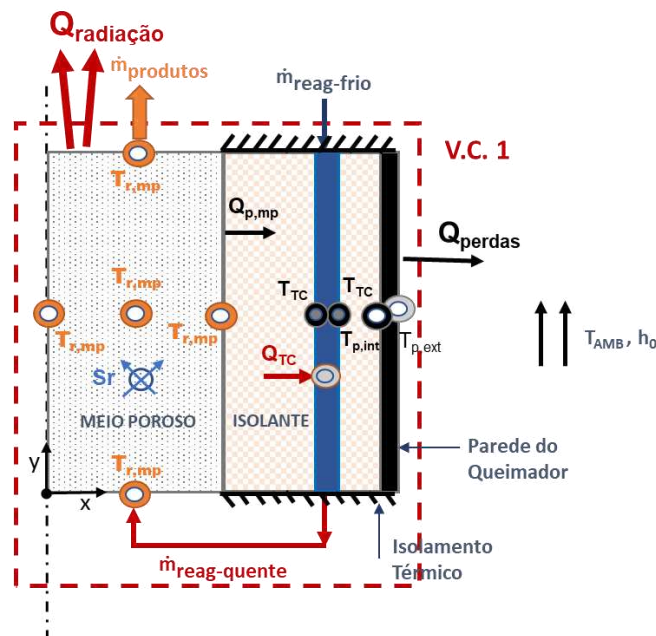
### 5.1 MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO COM O TROCADOR DE CALOR

O sistema térmico é caracterizado por condições de operação em regime permanente, pois a temperatura em cada ponto do sistema é independente do tempo. O início do desenvolvimento do modelo analítico segue da seguinte maneira:

- Elaboração de um volume de controle global, V.C.1;
- Elaboração de um volume de controle local, que envolve o meio poroso, V.C.2;
- Definição de hipóteses simplificadoras do modelo;
- Aplicação da equação de conservação de massa;
- Utilização da primeira lei da termodinâmica.

A Figura 44 representa o volume de controle global, V.C.1, que envolve toda a carcaça de aço do queimador, sendo identificados os fluxos de energia que cruzam a fronteira do sistema, sendo eles o calor emitido por radiação na superfície, o fluxo de energia associado a vazão mássica dos gases e o calor perdido pela lateral do queimador. Em cada um dos nós, localizados nas interfaces do sistema, estão as temperaturas de interesse para a simulação numérica como a temperatura do meio poroso,  $T_{r,mp}$ , a temperatura da superfície do trocador de calor,  $T_{TC}$  e a temperatura da parede externa do queimador,  $T_{p,ext}$ . A temperatura ambiente,  $T_{AMB}$ , é a temperatura observada experimentalmente no laboratório.

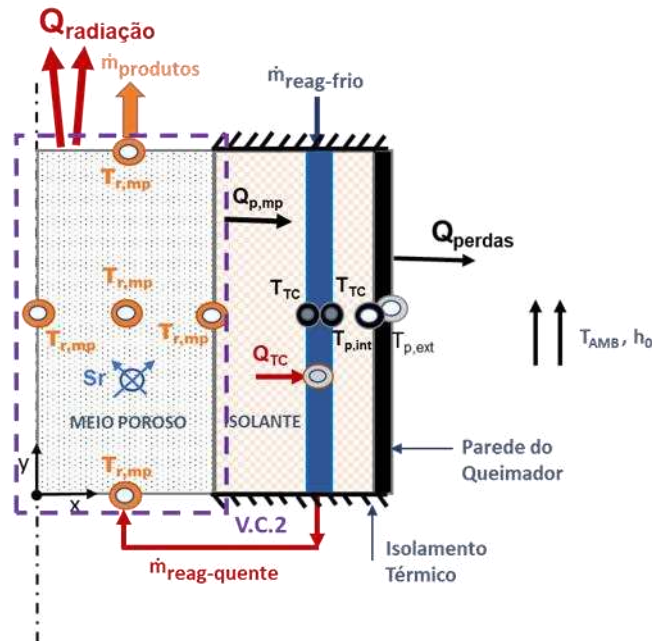
Figura 44 – Volume de controle global do queimador poroso radiante, V.C.1.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Figura 45 apresenta o volume de controle, V.C.2, que envolve o meio poroso, sendo os fluxos de energia representado de modo similar ao V.C.1.

Figura 45 - Volume de controle em torno do meio poroso, V.C.2.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Em seguida, são consideradas as hipóteses para analisar o volume de controle:

- Regime permanente;
- Não existe trabalho cruzando a fronteira do volume de controle;
- Variações de energia potencial e cinética são desprezíveis;
- Temperatura uniforme do meio poroso dentro do volume de controle;
- Geração de energia uniforme no interior do meio poroso;
- Simetria radial do queimador;
- Transferência de calor unidimensional na direção radial;
- Região completamente desenvolvida no interior do volume de controle do trocador de calor;
- Escoamento interno do trocador de calor turbulento;
- A temperatura externa na superfície do trocador ( $T_{TC}$ ) é uniforme;
- Perda de calor por convecção e radiação pela parede lateral externa do queimador.

Aplicando essas hipóteses na equação da continuidade e na primeira lei da termodinâmica, equações 11 e 12 respectivamente, ao volume de controle do queimador poroso mostrado na Figura 44, obtêm-se as equações 13 e 14 na sequência.

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (11)$$

$$\frac{\partial E_{VC}}{\partial t} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_{tot,e} - \sum \dot{m}_s h_{tot,s} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{prod} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{ar} h_{ar} + \dot{m}_{comb} h_{comb} = \dot{Q}_{radiação} + \dot{Q}_{perdas} + \dot{m}_{prod} h_{prod} \quad (14)$$

Onde  $h_{ar}$  [kJ/kg] é a entalpia do ar,  $h_{comb}$  [kJ/kg] é a entalpia do combustível e  $h_{prod}$  [kJ/kg] a entalpia dos gases dos produtos da combustão,  $\dot{Q}_{VC}$  [W] representa o fluxo de calor que cruza a fronteira do volume de controle,  $\dot{W}_{VC}$  [W] é o trabalho que cruza a fronteira do volume de controle,  $\dot{Q}_{radiação}$  [W] é o calor emitido por radiação e  $\dot{Q}_{perdas}$  [W] é o calor perdido através da lateral do queimador para o ambiente. A equação 14 pode ser reescrita em termos da carga térmica como mostrado na equação 15, que representa o balanço de energia global. De forma análoga a equação 16 apresenta o balanço de energia do volume de controle no meio poroso, indicado por V.C.2 na figura 45.

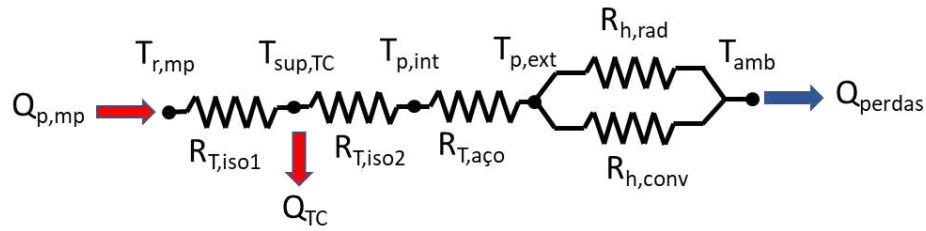
$$S_R = \dot{Q}_{radiação} + \dot{Q}_{perdas} + \dot{m}_{gs} \bar{c}_{p,gs} (T_{r,mp} - T_{amb}) \quad (15)$$

$$S_R = \dot{Q}_{radiação} + \dot{Q}_{p,mp} + \dot{m}_{gs} \bar{c}_{p,gs} (T_{r,mp} - T_{reag,aq}) \quad (16)$$

onde  $T_{reag,aq}$  [°C] é a temperatura dos reagentes pré-aquecidos.

Ao avaliar o volume de controle (V.C.1) do queimador e fazer a análise do balanço de energia determina-se o circuito térmico equivalente, apresentado na Figura 46. As temperaturas estão posicionadas nos nós do circuito e com exceção da temperatura ambiente todas têm seu cálculo através do modelo. As resistências térmicas estão entre os nós do circuito térmico equivalente, que são as resistências do isolamento térmico antes do trocador de calor, a camada de manta térmica entre a serpentina e a parede interna da carcaça de aço, ambas para o modo de transferência de calor por condução, Equação 17.

Figura 46 - Diagrama do circuito térmico do modelo analítico com o trocador de calor.



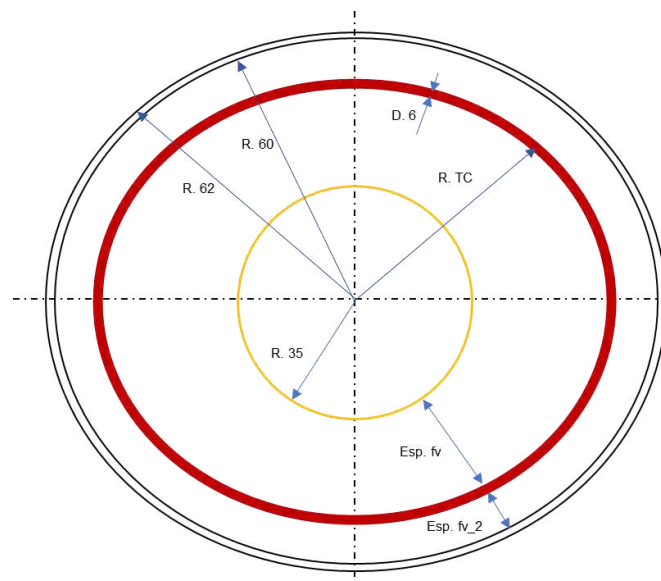
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Os raios  $r_1$  e  $r_2$  referem-se ao raio do meio poroso ( $r_1 = 35$  mm) e ao raio da serpentina respectivamente ( $r_2 = R.TC$ ), mostrados na Figura 47. A condutividade térmica da manta isolante,  $k = 0,23$  W/mK, possui seu valor fornecido pelo fabricante quando a densidade é igual a  $160$  kg/m<sup>3</sup>. O comprimento  $l$  é a altura da parede do queimador ( $l = 0,086$  m).

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kl} \quad (17)$$

A espessura da parede de aço do queimador também é uma resistência térmica condutiva, que utiliza a mesma Equação 17, com  $r_1$  sendo o raio interno e  $r_2$  o raio externo da carcaça de aço,  $0,060$  e  $0,062$  mm respectivamente. A condutividade térmica do aço inox 304L foi assumida como sendo  $21,1$  W/mK (SUN; DILGER, 2024).

Figura 47- Vista superior do queimador com valores de raios em mm.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A convecção natural laminar e a radiação térmica sobre a parede externa da carcaça do queimador proporcionam uma resistência térmica equivalente,  $R_{eq,conv}$ , ou seja, as duas resistências térmicas em paralelo, mostradas na Figura 46 e com formulação na equação 18.

$$R_{eq,conv} = \left( \frac{1}{h_{nat} 2\pi r_{p,ext} l} + \frac{1}{h_{rad} 2\pi r_{p,ext} l} \right)^{-1} \quad (18)$$

Considerando que o queimador permanece em local confinado no interior da capela sem corrente de ar, o movimento do fluido é devido às forças de empuxo no seu interior e portanto a convecção natural laminar é predominante, o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado através das equações 19 a 22.

$$\bar{h}_{nat} = \frac{\overline{Nu}_l k_{ar}}{l} \quad (19)$$

A condutividade térmica do ar,  $k_{ar}$ , em contato com a parede do queimador é função da temperatura de filme, ou seja, a média aritmética entre a temperatura da parede externa e a temperatura ambiente. O comprimento  $l$  é o comprimento da parede do queimador. O número de Nusselt,  $\overline{Nu}_l$ , está definido através de correlações empíricas que foram desenvolvidas para o escoamento vertical laminar em uma placa vertical externa (BERGMAN; LEVINE, 2019). Dois parâmetros adimensionais estão presentes na Equação 20; o número de Prandtl vem de sua definição como razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica e é função também da temperatura de filme com seu valor no banco de dados do programa EES. O número de Rayleigh é o produto do número de Grashof, que descreve a relação entre flutuabilidade e viscosidade dentro do fluido, e o número de Prandtl. Portanto, o próprio número de Rayleigh também pode ser visto como a razão entre as forças de flutuabilidade e (os produtos de) difusividades térmicas e de momento, Equações 21 e 22.

$$\overline{Nu}_l = \left( 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (20)$$

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (21)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_{p,ext} - T_{amb})l}{\nu^2} \quad (22)$$

Onde  $g$  [m/s<sup>2</sup>] é a gravidade,  $\beta$  [K<sup>-1</sup>] é o coeficiente de expansão volumétrico,  $\nu$  [m/s<sup>2</sup>] a viscosidade cinemática do ar, propriedade avaliada com a temperatura de filme.

O coeficiente de transferência de calor por radiação,  $h_{rad}$ , é definido na Equação 23, sendo que esse coeficiente depende fortemente da temperatura, enquanto a dependência do coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h_{nat}$ , em relação à temperatura é, em geral, fraca (BERGMAN; LEVINE, 2019).

$$h_{rad,l} \equiv \epsilon_{aço}\sigma(T_{p,ext} + T_{amb})(T_{p,ext}^2 + T_{amb}^2) \quad (23)$$

Onde  $\epsilon_{aço}$  é a emissividade do aço inox com seu valor definido em 0,31 e  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,6697 \times 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>). Assim, com as resistências térmicas por condução de calor somadas à resistência térmica convectiva têm-se a resistência térmica equivalente total do circuito,  $R_{t,eq}$ , equações 24 e 25.

$$R_{t,eq} = R_{iso} + R_{p,TC} + R_{eq,conv} \quad (24)$$

$$R_{t,eq} = \frac{\ln(r_{p,int}/r_{mp})}{2\pi k_{iso}l} + \frac{\ln(r_{p,ext}/r_{p,int})}{2\pi k_{aço}l} + \left( \frac{1}{h_{nat}2\pi r_{p,ext}l} + \frac{1}{h_{rad}2\pi r_{p,ext}l} \right)^{-1} \quad (25)$$

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção natural e de radiação, além da resistência equivalente total é possível calcular o calor perdido pela lateral do queimador,  $\dot{Q}_{perdas}$ , pela Equação 26:

$$\dot{Q}_{perdas} = \frac{(T_{r,mp} - T_{amb})}{R_{t,eq}} \quad (26)$$

Portanto, a Equação 15 pode ser reescrita com os termos apresentados para o modelo analítico considerando o volume de controle global, V.C.1, que resulta na equação 27:

$$S_R = \epsilon_{mp} \sigma A_{s,q} (T_{r,mp}^4 - T_{amb}^4) + \frac{(T_{r,mp} - T_{amb})}{R_{t,eq}} + \dot{m}_{gs} \bar{c}_{p,gs} (T_{r,mp} - T_{amb}) \quad (27)$$

A inserção do trocador de calor no modelo considera o pré-aquecimento dos reagentes que passam no seu interior antes de entrarem no meio poroso, sendo esse calor resultado de recuperação das perdas do sistema térmico. No circuito térmico, a serpentina atua como um sumidouro de energia e devido as hipóteses apresentadas ela é representada pelo nó indicado por sua temperatura superficial,  $T_{sup,tc}$ , sendo sua extração de energia indicada por  $Q_{TC}$  nas Figuras 44 e 45. O balanço de energia aplicado ao volume de controle em torno do meio poroso, V.C.2 tem suas perdas nas Equações 28 a 31.

$$S_R = \dot{Q}_{radiação} + \dot{Q}_{p,mp} + \dot{m}_{gs} \bar{c}_{p,gs} (T_{r,mp} - T_{reag,aq}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{p,mp} = \dot{Q}_{TC} + \dot{Q}_{perdas} \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{perdas} = \frac{(T_{sup,TC} - T_{amb})}{R_{t,eqTC}} \quad (30)$$

$$R_{t,eqTC} = \frac{\ln(r_{p,int}/r_{mp})}{2\pi k_{iso_2} l} + \frac{\ln(r_{p,ext}/r_{p,int})}{2\pi k_{aço} l} + \left( \frac{1}{h_{nat} 2\pi r_{p,ext} l} + \frac{1}{h_{rad} 2\pi r_{p,ext} l} \right)^{-1} \quad (31)$$

Onde  $R_{t,eqTC}$  [K/W] é a resistência térmica equivalente do circuito térmico com o trocador de calor. Considerando a hipótese de temperatura superficial constante de acordo com Çengel *et al.* (2022), o calor extraído do volume de controle [W] é calculado com a Equação 32, lei de resfriamento de Newton para toda a extensão do tubo.

$$\dot{Q}_{TC} = \bar{h} A_{sup} (\Delta T_{ml}) \quad (32)$$

A área da superfície interna do tubo,  $A_{sup}$ , é produto do perímetro,  $P = \pi D_{t,int}$  pelo comprimento do tubo,  $L$ . A média logarítmica das diferenças de temperaturas,  $\Delta T_{ml}$ , é calculada com as Equações 33 a 35.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_{sai} - \Delta T_{ent})}{\ln(\Delta T_{sai}/\Delta T_{ent})} \quad (33)$$

$$\Delta T_{sai} = T_{sup,TC} - T_{m,sai} \quad (34)$$

$$\Delta T_{ent} = T_{sup,TC} - T_{m,ent} \quad (35)$$

O cálculo de  $\bar{h}$  utiliza a relação entre as temperatura superficial constante, temperaturas de entrada e saída com o expoente da Equação 36 (BERGMAN; LEVINE, 2019).

$$\frac{T_{sup,TC} - T_{m,sai}}{T_{sup,TC} - T_{m,ent}} = \exp\left(-\frac{PL\bar{h}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (36)$$

Considerando que o escoamento de ar dentro do trocador de calor é turbulento e completamente desenvolvido, a avaliação do coeficiente de transferência de calor interno,  $\bar{h}$ , pode ser calculado utilizando a correlação de Gnielinski (AMMAR; PARK, 2020), Equação 37.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (37)$$

onde  $f$  é o fator de atrito e  $Re_D$  é o número de Reynolds.

Para um escoamento interno o número de Reynolds é definido pela Equação 38, sendo que nessa equação  $\rho_{ar}$  [kg/m<sup>3</sup>] é a densidade do ar que escoar no interior do tubo,  $V_{ar}$  [m/s] é a velocidade média do ar,  $D_{t,int}$  [m] é o diâmetro interno do tubo do trocador de calor e  $\mu_{ar,int}$  [Pa s] é a viscosidade absoluta do ar.

$$Re_D = \frac{\rho_{ar}V_{ar}D_{t,int}}{\mu_{ar,int}} \quad (38)$$

Para o fator de atrito,  $f$ , aplicado a uma ampla faixa de números de Reynolds e considerando a condição de tubo liso foi desenvolvida por Petukhov a Equação 39 (ÇENGEL et al., 2022).

$$f = (0,79 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (39)$$

Portanto, o cálculo do coeficiente de transferência de calor interno é definido pela Equação 40

$$\bar{h} = \frac{kNu_D}{D_{t,int}} \quad (40)$$

Através das equações apresentadas neste capítulo foi possível escrever um programa no *software* EES – *Engineering Equation Solver* com o objetivo de analisar numericamente o queimador poroso. O programa possui como dados de entrada as dimensões geométricas do queimador, a temperatura ambiente, as propriedades físico-químicas dos materiais e dos reagentes, além da potência aplicada e razão de equivalência da mistura.

Os resultados da simulação são a eficiência térmica de radiação, as temperaturas do meio poroso, da superfície do trocador de calor, dos reagentes aquecidos, da parede da carcaça do queimador. Também, são calculados pelo programa a energia transportada pelos produtos de combustão, as perdas de calor na parede externa do queimador e a radiação térmica na superfície do meio poroso. Estes dados de saída computacional foram comparados com as informações obtidas na parte experimental para avaliar a aderência do modelo.

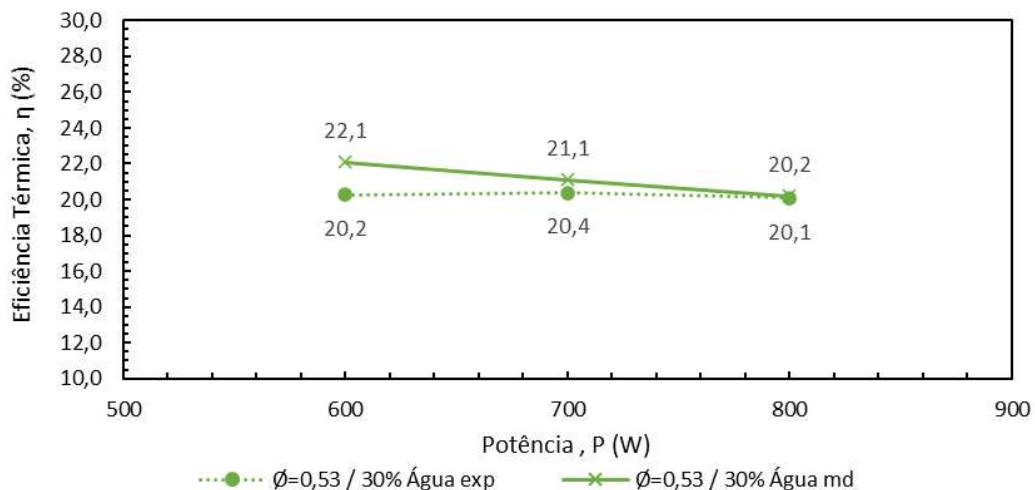
## 5.2 RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO

O desenvolvimento deste capítulo tem início com a comparação das eficiências térmicas entre modelo o numérico e a parte experimental, com diferentes misturas de combustível. Uma análise de parâmetros de projeto é mostrada na sequência para a otimização do comprimento do trocador de calor, acoplado ao queimador. Perdas de calor através do isolamento térmico (manta cerâmica) foram modeladas com diferentes combustíveis e potências aplicadas. Também, é apresentado um comparativo entre os coeficientes de transferência de calor convectivo no interior da serpentina.

### 5.2.1 Análise das eficiências

A Figura 48 mostra a eficiência térmica de radiação do modelo do queimador poroso em comparação com os resultados experimentais, nesse caso utilizando combustível etanol com 30% de excesso de água. A potência aplicada está no eixo das abscissas, com três níveis de chama estável (600, 700 e 800 W).

Figura 48- Eficiência térmica com o combustível etanol com 30% de excesso de água.



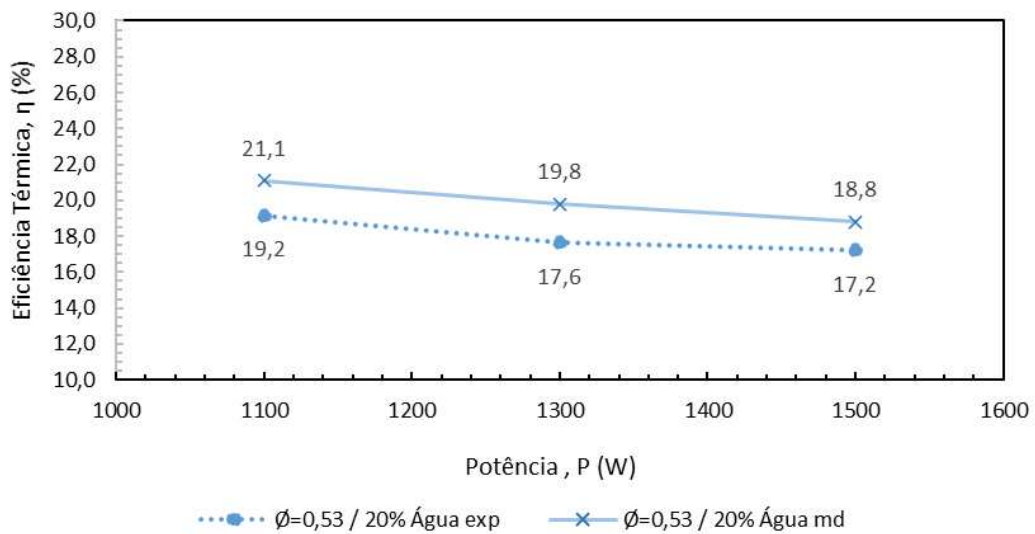
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Uma faixa estreita de eficiências pode ser observada, valores entre 20,1% e 22,1%, mostrando uma baixa sensibilidade do queimador nesta faixa de operação. Uma diferença maior entre modelo e experimento acontece quando a menor potência é utilizada, 600 W, eficiência de 22,1% do modelo numérico contra 20,2% do experimento, 8,4% menor. Utilizando a

potência máxima de 800 W nessa mistura combustível, o erro foi mínimo, menor que 1,0%. A diferença entre a parte experimental e numérica pode ser atribuída às hipóteses simplificadoras do modelo e às incertezas de medição.

A segunda análise de resultados, Figura 49, compara as eficiências térmicas obtidas na queima do combustível etanol com 20% de excesso de água, com diferenças mais uniformes entre modelo e parte experimental, as linhas se mantêm paralelas nos níveis de potências utilizados, 1100, 1300 e 1500 W, com uma diferença média de 9,5%.

Figura 49- Eficiência térmica para o combustível etanol com 20% de excesso de água.

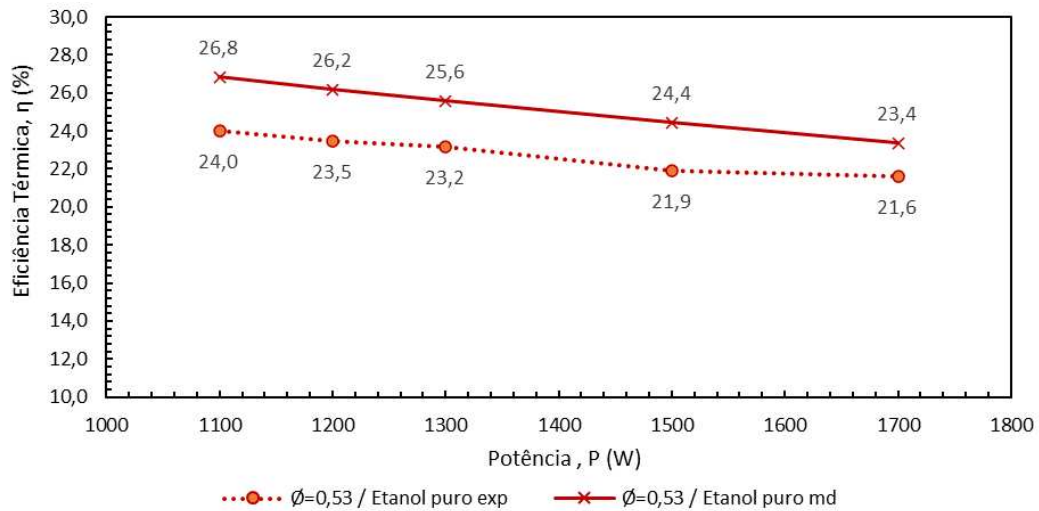


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Dados experimentais e valores numéricos apresentam uma redução da eficiência térmica quando uma potência maior é aplicada ao queimador, o motivo desse comportamento é função de velocidades maiores dos reagentes e produtos que atravessam tanto o meio poroso quanto o trocador de calor, provocando a redução do tempo de permanência desses fluidos no interior do volume de controle, em contato com a parte sólida, ou seja, o menor tempo de exposição dos gases com as altas temperaturas do meio poroso reduzem a temperatura da superfície, promovendo a diminuição da eficiência térmica.

Em relação às eficiências térmicas um terceiro comparativo é apresentado na Figura 50, eficiências térmicas da combustão do etanol puro em cinco níveis diferentes de potências. O combustível etanol puro possui eficiências térmicas superiores, pois a energia térmica de evaporação do combustível não é compartilhada com a água.

Figura 50- Eficiência térmica para o combustível etanol puro.



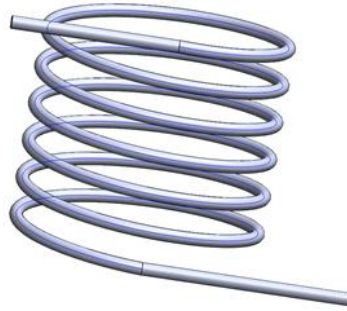
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Portanto, comparando os resultados de eficiências do modelo com os valores experimentais, foi verificada uma diferença média de 9,7%, que em função das hipóteses simplificadoras do modelo e incertezas de medição, é possível afirmar que os resultados de modelagem foram satisfatórios.

### 5.2.2 Análise de parâmetros de projeto

Uma análise do comprimento do trocador de calor foi realizada numericamente, com base no critério de temperatura constante da superfície externa da serpentina, Equação 36. A premissa para determinar o melhor comprimento da serpentina é definida quando ocorre a seguinte igualdade; a temperatura externa do trocador de calor e temperatura dos reagentes atingem o mesmo valor, pois isso acontecendo, os reagentes atingem a temperatura máxima para as condições operacionais do queimador, ou seja, se a temperatura de saída dos reagentes atinge o mesmo valor da temperatura da superfície externa, não há mais como ocorrer o aquecimento dos reagentes, e portanto esse comprimento pode ser considerado o ideal. O tamanho original do trocador de calor é 2,0 m, construído inicialmente apenas em função da altura do queimador e do seu diâmetro de 120 mm, com seis espiras no total, Figura 51.

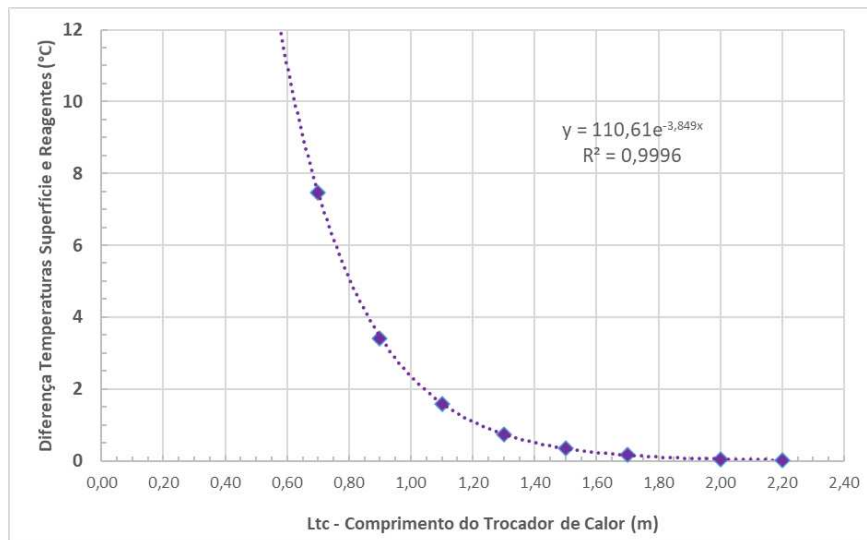
Figura 51- Trocador de calor instalado no queimador poroso.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Figura 52 apresenta os resultados do comprimento do trocador de calor (eixo das abscissas) correlacionado com a diferença de temperaturas, entre a superfície externa do trocador de calor e reagentes (eixo das ordenadas).

Figura 52- Comprimento do trocador de calor e diferença de temperaturas.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Conforme o comprimento do trocador aumenta, a variação da diferença de temperatura é reduzida, alcançando um valor mínimo de 1,0 °C, assim definindo o menor valor do comprimento do trocador de calor. Portanto, um comprimento de 1,30 metros mostra-se suficiente para os reagentes alcançarem a máxima temperatura, Figura 52, que indica uma redução de 35% do comprimento atual ou uma utilização mais econômica do material (tubo). Esses cálculos consideraram a operação do queimador funcionando com etanol com 20% de

excesso de água uma potência de 1300 W. A regressão do modelo mostrou um excelente coeficiente de correlação, atingindo o valor de 99,96%.

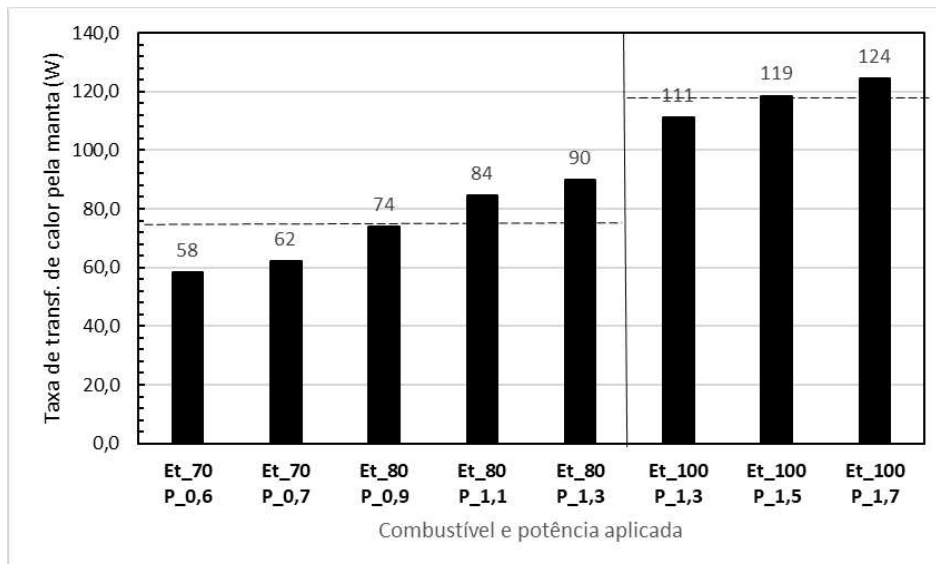
### 5.2.3 Perdas de calor através do isolamento térmico

As perdas de calor do queimador poroso ocorrem pela parede externa da carcaça de aço e também, através do isolante térmico em fibra de vidro, para esse segundo caso foi calculada numericamente a perda de calor através da radiação térmica, Figura 53.

As temperaturas consideradas foram a de contato da manta com o trocador de calor,  $T_s$ , e a temperatura ambiente,  $T_\infty$ . A área para a troca de calor por radiação considerou a espessura da manta térmica e seus diâmetros. A emissividade de radiação,  $\epsilon = 0,9$ , valor declarado pelo fabricante, que consta na ficha técnica do produto. Com esses parâmetros foi possível utilizar a Equação 41 para calcular a perda de calor por radiação pela manta térmica,  $Q_r$ .

$$Q_r = A_q \epsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (41)$$

Figura 53 - Perda de calor através da manta térmica na parte superior do queimador, valores simulados numericamente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

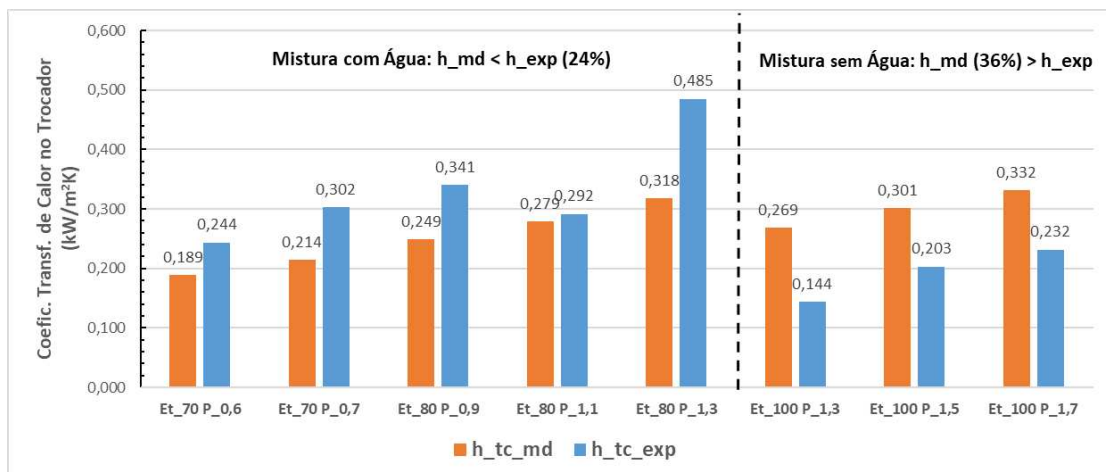
A Figura 53 mostra que quando o etanol está diluído em água a taxa de transferência de calor média foi de 74 W e para o etanol puro esse calor perdido apresentou valores maiores, possuindo uma média de 119 W. Uma razão dessa maior perda de calor com o combustível

etanol puro tem sua razão em função das maiores temperaturas operacionais do equipamento motivadas principalmente pelo maior poder calorífico do combustível. Observa-se também, uma perda maior de calor quando as potências aumentam, influenciada por temperaturas mais elevadas e crescimento da taxa temporal de energia entregue na reação de combustão.

#### 5.2.4 Coeficiente de calor interno convectivo

A Figura 54 compara resultados do modelo numérico para o coeficiente de transferência de calor por convecção, no interior do trocador de calor, com valores obtidos experimentalmente. Na seção 5.2.2 ficou demonstrado um excesso de comprimento da serpentina do queimador, valor atual de 2,0 m e sendo necessário apenas 1,30 m, desse modo é possível assumir que a temperatura de saída dos reagentes possui o mesmo valor da temperatura da superfície externa do trocador de calor, pois há uma folga no tamanho da serpentina. O eixo horizontal do gráfico representa o tipo de combustível e a potência utilizada, por exemplo, Et\_70P\_0,6 significa etanol com 30% de excesso de água trabalhando na potência de 0,6 kW. Uma linha vertical tracejada separa o gráfico em duas partes, sendo o etanol com excesso de água e o etanol puro a direita.

Figura 54 - Coeficiente de transferência de calor interno por convecção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O combustível etanol com excesso de água possui um coeficiente convectivo interno de modelagem em média 24% inferior, quando comparado com os valores experimentais. O

motivo dessa diferença está relacionado com as menores temperaturas dos reagentes na saída, observadas de maneira experimental, se comparadas com temperaturas mais elevadas apresentadas pelo modelo, em função do trocador de calor ser modelado apenas com ar. Quando o combustível é etanol puro, os valores do modelo são superiores em média 36% aos resultados experimentais.

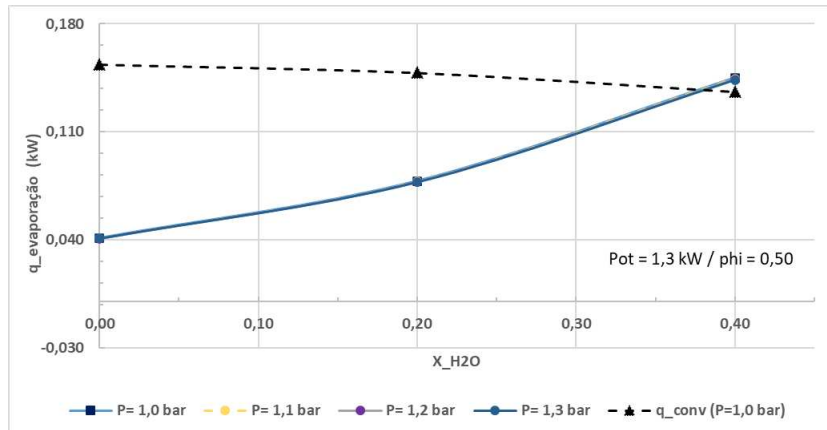
### 5.2.5 Taxa de transferência de calor para evaporação em função da pressão.

A evaporação do combustível líquido que percorre o interior do trocador de calor é função das diferenças de entalpias dos estados líquido e gasoso e do fluxo de massa no interior da serpentina, podendo ser calculada através da Equação 42.

$$q_{evap} = Y_{ag} \dot{m}_c (h_{VS,ag} - h_{LS,ag}) + Y_{etan} \dot{m}_c (h_{VS,etan} - h_{LS,etan}) \quad (42)$$

Portanto, essa diferença entre as entalpias específicas dos estados vapor saturado,  $h_{VS}$ , e líquido saturado,  $h_{LS}$ , fornece a quantidade de energia por unidade de massa necessária para a evaporação dos reagentes líquidos, sempre considerando a fração mássica,  $Y$  de cada substância (água ou etanol) e o fluxo de massa do combustível. Estas condições ocorrem para uma determinada pressão de trabalho. A Figura 55 mostra a transferência de calor necessária para a evaporação de combustível, utilizando a Equação 42 alternando-se a pressão no meio poroso entre os valores de 1,0, a 1,3 bar. A potência utilizada pelo modelo foi 1,3 kW, com uma razão de equivalência igual a 0,53. O eixo das abscissas indica a quantidade de água presente no etanol em fração molar.

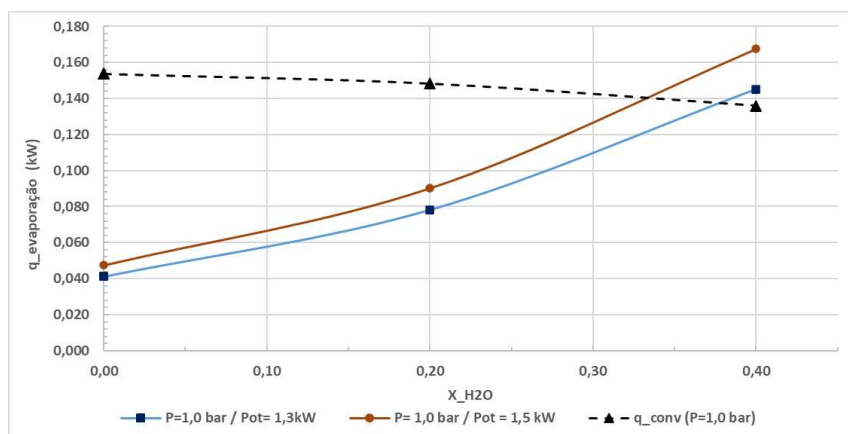
Figura 55- Taxa de transferência de calor para evaporação em uma faixa de pressões.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Pode-se observar que as curvas de pressão ficam sobrepostas, praticamente não diferem entre si. A variação de calor necessário é muito pequena nessa faixa de pressões utilizada, assim permanecendo de certa forma indiferente à demanda de calor para a evaporação de combustível líquido. Também, verifica-se que a linha tracejada, que indica a parcela de potência destinada ao aquecimento da superfície externa da serpentina, modelo de temperatura constante, é o valor destinado aos reagentes que escoam internamente. A distância entre as curvas da Figura 55 indica uma sobra de energia, que é destinada ao aquecimento do ar e ao superaquecimento dos líquidos já evaporados. Quando se utiliza etanol com 40% de excesso de água ocorre uma falta de energia para evaporar a mistura, que pode explicar a não estabilidade experimental do queimador com esse tipo de combustível.

Figura 56- Taxa de transferência de calor para evaporação e pressão de 1,0 bar.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

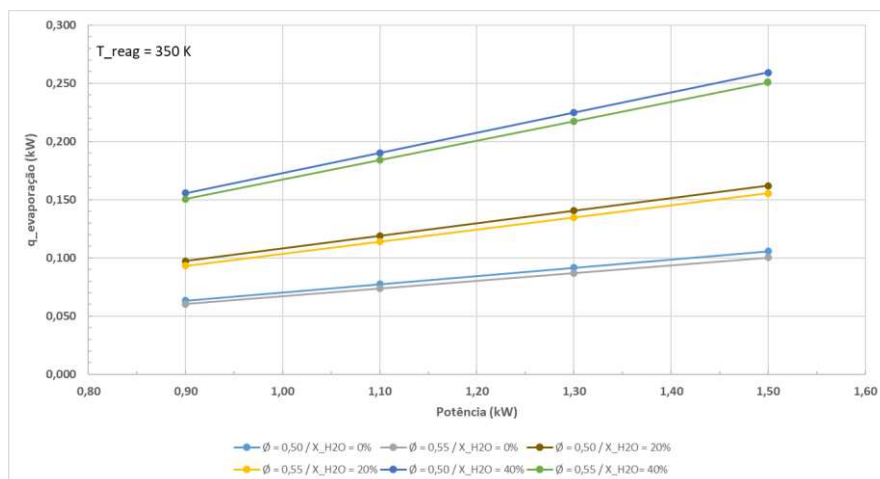
A Figura 56 mostra a energia necessária (demanda) de evaporação dos reagentes para uma pressão constante de 1,0 bar, alternando a potência aplicada ao queimador em dois níveis, 1,3 e 1,5 kW. O eixo das abscissas é a fração volumétrica de água presente no etanol. Também, é mostrada a energia fornecida aos reagentes através da linha tracejada.

O funcionamento do queimador com a potência maior, 1,5 kW, demanda uma quantidade de energia de evaporação mais elevada em comparação com a potência de 1,3 kW, em razão da maior velocidade dos reagentes, ou seja, um menor tempo de circulação do líquido no interior da serpentina, provocando dessa maneira uma maior quantidade de calor necessário para evaporação do combustível.

### 5.2.6 Taxa de transferência de calor para evaporação em função da potência.

A Figura 57 também mostra a taxa de transferência de calor necessária para a evaporação dos reagentes líquidos (Equação 42) que fluem no interior do trocador de calor utilizando duas razões de equivalência, 0,50 e 0,55. No eixo das abscissas está definida uma faixa de potências aplicadas ao queimador, sendo o menor valor de 0,9 kW e aumentando até um máximo de 1,50 kW. A temperatura de aquecimento, ou saída, dos reagentes da serpentina foi estimada em 350 K, com base nos valores experimentais. Três tipos de combustíveis foram comparados, sendo o etanol puro, etanol com 20% e etanol com 40% de excesso de água.

Figura 57- Taxa de transferência de calor para evaporação e potência.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

É possível observar que menores valores de energia térmica para a evaporação são referentes ao combustível etanol puro, que pode ser explicado pela diferença menor entre as entalpias de vapor saturado e líquido saturado, 1257 e 415 kJ/kg, diferença de 842 kJ/kg, se comparada com os valores da substância água, 2684 e 441 kJ/kg, diferença de 2243 kJ/kg.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

### 6.1 CONCLUSÕES

O objetivo do presente trabalho foi avaliar a evaporação e combustão de etanol com excesso de água em um queimador radiante poroso com um trocador de calor acoplado, considerando sempre um regime de estabilidade de chama.

As principais conclusões referentes a parte experimental são:

1. A construção da bancada de experimentos se comportou de maneira adequada, possibilitando a combustão em regime estável de combustíveis líquidos (etanol puro e etanol com excesso de água) com diferentes vazões e cargas térmicas, alcançando temperaturas entre 700 a 1300 °C.
2. Valores do poder calorífico inferior (PCI) de cada mistura combustível foram medidos de modo experimental, por meio de um calorímetro do tipo isoperibol, encontrando valores entre 12639 kJ/kg para o etanol com 40% de excesso de água e 26672 kJ/kg para o etanol puro. O laboratório está apto a fornecer este serviço à indústria e instituições de ensino.
3. O aquecimento dos reagentes que passam na serpentina foi um ponto importante do trabalho, pois propicia recuperar a energia térmica (calor) que seria desperdiçada através das paredes do queimador. O etanol puro pré-aqueceu em média na temperatura de 185 °C. O etanol com excesso de água (20 e 30%) apresentou uma temperatura média de saída dos reagentes do evaporador de 105 °C.
4. A estabilidade de chama, parâmetro que indica os limites de operação do queimador foi alcançada com o etanol puro e etanol com excesso de água (20 e 30%) em faixas de potência entre 600 a 1700 W, indicando a possibilidade de desenvolvimento de queimadores para utilização industrial e residencial.
5. A faixa de estabilidade de chama vai se tornando mais estreita à medida que a relação de água diluída no etanol é aumentada em 20 e 30%, até o ponto em que o queimador não consegue mais sustentar a combustão com 600 W e 30% de excesso de água (o limite inferior de inflamabilidade é controlado pela capacidade de recirculação de energia do meio poroso e pelas perdas de calor do queimador).
6. De modo geral, foi possível observar que a adição de água à mistura combustível não influenciou na estabilidade da chama do queimador, apenas nas condições de operação. Para a mistura com 20% e com 30% de excesso de água foi possível obter

uma chama estável com uma razão de equivalência de 0,53. Assim, a temperatura de reação permitiu a transferência de energia necessária para a completa evaporação do combustível no trocador de calor acoplado.

7. Para cada configuração do equipamento, tipo de combustível e carga térmica aplicada foi construído um perfil de temperaturas, tanto do interior do meio poroso (542 °C a 1285 °C) quanto da superfície radiante (596 a 870 °C), direcionando para uma prospecção de mercado no uso desse tipo de queimador.
8. A eficiência térmica de radiação em função da potência aplicada ao queimador alcançou valores entre 17 a 24% com etanol puro e etanol com excesso de água. Esses resultados não consideram o calor convectivo de saída dos gases dos produtos, que podem auxiliar a aquecer um sistema térmico próximo à superfície do queimador, como uma caldeira ou um trocador de calor.
9. A adição de água resultou em redução de 21% na eficiência térmica para potência de 1500 W. A eficiência térmica máxima obtida foi de 24,0% para etanol puro, com relação de equivalência de 0,53 e potência de 1100 W.
10. Dentro da faixa em que os testes foram realizados a potência do queimador variou desde 156 kW/m<sup>2</sup> em  $\Phi = 0,53$  e  $u_{ch} = 15,3$  cm/s (etanol com 30% de excesso de água) até 442 kW/m<sup>2</sup> em  $\Phi = 0,53$  e  $u_{ch} = 30,6$  cm/s (etanol puro), resultando em uma razão entre potências máxima e mínima (*firing rate*) de quase três vezes (1:3). Para a utilização em escala industrial seriam necessários vários módulos desse queimador para alcançar potências mais elevadas.
11. O queimador apresentou grande inércia térmica, sendo insensível a pequenas flutuações no fluxo de reagentes.
12. Uma análise quantitativa sobre emissões de poluentes CO<sub>2</sub>, CO, HC e NO<sub>x</sub> foi realizada com o equipamento de medição TESTO 350, sendo confirmadas baixas emissões de gases poluentes, a média das emissões de dióxido de carbono fica em torno de 1900 g/kg, enquanto o monóxido de carbono está em aproximadamente 600 g/kg. O metano, por sua vez, apresenta uma pequena diminuição, permanecendo em menos de 1% das emissões. Nenhuma emissão de NO<sub>x</sub> foi verificada. A emissão de gases poluentes permaneceu baixa mesmo com a adição de água ao combustível, indicando a viabilidade da aplicação dessa tecnologia a níveis industriais e residenciais.

As principais conclusões referentes ao modelo numérico são:

1. A modelagem unidimensional (1D) do queimador poroso radiante utilizou onze hipóteses simplificadoras e dois volumes de controle no queimador, apresentando resultados próximos aos valores obtidos de maneira experimental.
2. As eficiências térmicas de radiação simuladas foram em média 8,1% superiores aos valores experimentais considerando os três tipos de combustíveis, em função das hipóteses do modelo e incertezas de medição.
3. Na utilização do combustível com 30% de excesso de etanol os valores do modelo foram muito próximos (4,0%) aos valores da bancada de teste.
4. Aplicando etanol puro como combustível a diferença entre modelo e experimento foi em média 9,7% superior. As razões para essa diferença podem estar relacionadas também à simplificação do modelo e incertezas de medição.
5. Uma análise do comprimento do trocador de calor foi realizada numericamente, sendo que o comprimento de 1,30 metros mostrou-se suficiente para os reagentes alcançarem a máxima temperatura, indicando uma redução de 35% do comprimento atual, possibilitando uma utilização mais econômica do material (tubo), reduzindo o custo de fabricação do queimador. A regressão do modelo mostrou um coeficiente de correlação de 99,96%.
6. O modelo numérico realizou o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção interno, que foi comparado com valores obtidos experimentalmente. O combustível etanol com excesso de água possui um coeficiente convectivo interno de modelagem em média 24% inferior, quando comparado com os valores experimentais. Quando o combustível é etanol puro, os valores do modelo são superiores em média 36% aos resultados experimentais.
7. O balanço de energia do modelo apresentou diferenças menores a 5,0% quando comparado com o balanço de energia experimental. Quando uma carga térmica de 1,3 kW foi aplicada ao queimador na combustão de etanol com 20% de excesso de água verificou-se uma taxa de transferência de calor por radiação experimental igual a 0,260 kW, essa mesma taxa do modelo foi de 0,248 kW (-4,61%). O valor da transferência de calor por convecção dos gases de saída foi de 0,944 kW experimentalmente, sendo que o valor do modelo igual a 0,931 kW (-1,38%). O balanço de energia se completa com a taxa de calor perdido pelas laterais do queimador e pela manta térmica. Assim, modelo e parte experimental apresentaram resultados próximos.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com a conclusão do presente trabalho abrem-se novas possibilidades de pesquisa na área de combustão em meios porosos. Pode-se fazer as seguintes sugestões:

1. Desenvolver modelos numéricos em 2D aptos a serem utilizados na otimização de queimadores e como ferramentas de projeto de sistemas de combustão em queimadores porosos, com a discretização do meio poroso em diversos nós.

2. Avaliar numericamente a influência da variação das características do material poroso na eficiência térmica. A porosidade, a condutividade térmica e a emissividade do material poroso podem exercer uma forte influência na taxa de transferência de calor para a água e, conseqüentemente, na eficiência térmica do aquecedor.

3. Pesquisar a produção de hidrogênio utilizando a combustão de etanol no meio poroso, desenvolver um protótipo otimizado e identificando materiais cerâmicos mais adequados para esta aplicação.

4. Estudar configurações mais adequadas para as camadas de materiais cerâmicos tendo em vista a maximização da eficiência de radiação e a minimização da emissão de poluentes.

5. Pesquisar novos materiais buscando-se minimizar o problema de fadiga térmica, aumentando, assim, a vida útil dos queimadores; Pesquisar novos materiais capazes de suportar altas temperaturas de operação (superiores a 1300 °C), estendendo as possibilidades de aplicação dos queimadores porosos.

6. Desenvolver queimadores volumétricos associados a sistemas de aquecimento de água e ar. Medir as propriedades térmicas das estruturas porosas de interesse na área de combustão. Desenvolver modelos de predição de propriedades térmicas das estruturas porosas de interesse na área de combustão.

7. Pesquisar a utilização de combustíveis que possuam custos de aquisição menores que etanol, e possam ser aplicados ao queimador poroso, por exemplo, o óleo combustível A1, um derivado do petróleo utilizado na indústria para aquecer caldeiras e fornos.

## REFERÊNCIAS

- AMMAR, S. M.; PARK, C. W. Validation of the Gnielinski correlation for evaluation of heat transfer coefficient of enhanced tubes by non-linear regression model: An experimental study of absorption refrigeration system. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 118, 1 nov. 2020.
- ARRIETA, C. E.; GARCÍA, A. M.; AMELL, A. A. Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 17, p. 12669–12680, 2017.
- BANERJEE, A.; PAUL, D. Developments and applications of porous medium combustion: A recent review. **Energy**, v. 221, 2021.
- BAKRY, A. I.; MEHREZ, O.; YAHYA, S. M. Effect of quenching region characteristics on the performance of two-region porous inert medium burners at low-power operation. **Fuel**, v. 334, 15 fev. 2023.
- BARRA, A. J.; ELLZEY, J. L. Heat recirculation and heat transfer in porous burners. **Combustion and Flame**, v. 137, n. 1–2, p. 230–241, 2004.
- BERGMAN, T. L.; LEVINE, A. S. **Fundamentals of heat and mass transfer**. John Wiley & Sons, Inc., 8<sup>th</sup> edition New York, 2019.
- BORMAN, Gary L. e RAGLAND, Kenneth W. Combustion engineering. Boston. **WCB/McGraw-Hill**. 1998. 613 p.
- CAMPOS, A. J. **Estudo de Misturas de Biogás com Excesso de CO<sub>2</sub> sobre a Estabilidade de Chama e Eficiência de Radiação em um Queimador Poroso Radiante com Sistema de Pré-aquecimento dos Reagentes Integrado**. Dissertação, Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville. 2022.
- CATAPAN, R. C.; OLIVEIRA, A. A. M.; COSTA, M. Non-uniform velocity profile mechanism for flame stabilization in a porous radiant burner. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, pp. 172-179, 2011.
- ÇENGEL, Y.A.; CIMBALA J.M.; GHAJAR A.J. **Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences**. 6. ed. Boston: McGraw-Hill, 2022.
- CHALIA, S.; BHARTI, M.; THAKUR, P.; THAKUR, A.; SRIDHARA, S.N. An overview of ceramic materials and their composites in porous media burner applications. **Ceramics International** Elsevier Ltd, 2021.
- CHEN, X.; LI, J.; ZHAO, D.; RASHID, M.; ZHOU, X.; WANG, N. Effects of porous media on partially premixed combustion and heat transfer in meso-scale burners fuelled with ethanol. **Energy**, v. 224, 1 jun. 2021.
- DAI, H.; DAI, H. Efficient lean combustion in a novel porous medium burner with the integrated of pellets and ceramic foam: Experimental study of flame propagation and stability. **Combustion and Flame**, v. 244, 2022.

DAI, H.; WU, J. Efficient reforming of methane in a porous radiant reactor with regular structure: A novel experimental system for heat-hydrogen coproduction. **Journal of Cleaner Production**, v. 423, 2023.

DASH, K.; ACHARYA, S. K.; SAMANTARAY, S. Experimental study on the effect of material in the combustion zone on the performance of an LPG fuelled porous radiant burner. **Materials Today: Proceedings**, 2023.

DEVI, S.; SAHOO, N.; MUTHUKUMAR, P. Combustion of biogas in Porous Radiant Burner: Low emission combustion. **Energy Procedia**. Elsevier Ltd, 2019.

DEVI, S.; SAHOO, N.; MUTHUKUMAR, P. Experimental studies on biogas combustion in a novel double layer inert Porous Radiant Burner. **Renewable Energy**, v. 149, p. 1040–1052, 2020.

DEVI, S.; SAHOO, N.; MUTHUKUMAR, P. Comparative performance evaluation of a porous radiant burner with a conventional burner: Biogas combustion. **Applied Thermal Engineering**, v. 218, 2023.

EPE, Brazilian Energy Balance (in Portuguese), **Empresa de Pesquisa Energética EPE**, Rio de Janeiro, [epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-687/BEN2023.pdf](http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-687/BEN2023.pdf). Accessed 25 April 2023.

FRANCISCO, R. W. **Estudo da estabilização de chama em queimador poroso radiante não adiabático**. Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2008.

FRANCISCO, R.W.; COSTA, M.; CATAPAN, R.C.; OLIVEIRA, A.A.M. Combustion of hydrogen rich gaseous fuels with low calorific value in a porous burner placed in a confined heated environment. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 45, pp. 102-1098. 2013.

FRANCISCO, R. W.; RUA, F.; COSTA, M.; CATAPAN, R.C.; OLIVEIRA, A.A.M. On the combustion of hydrogen-rich gaseous fuels with low calorific value in a porous burner. **Energy and Fuels**, v. 24, n. 2, p. 880–887, 18 fev. 2010.

FRANCISCO, R. W.; OLIVEIRA, A. A. M. Simultaneous measurement of the adiabatic flame velocity and overall activation energy using a flat flame burner and a flame asymptotic model. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 90, p. 174–185, 2018.

FUQIANG, W.; XINPING, Z.; YAN, D.; HONGLIANG, Y.; SHI, X.; YANG, L.; ZIMING, C. Progress in radiative transfer in porous medium: A review from macro scale to pore scale with experimental test. **Applied Thermal Engineering**, v. 210, 25 jun. 2022.

FURSENKO, R. V.; YAKOVLEV, I.A.; ODINTSOV E.S. Pore-scale flame dynamics in a one-layer porous burner. **Combustion and Flame**, v. 235, 2022.

GAO, H.; QU, Z.; TAO, W.; HE, Y.; ZHOU, J. Experimental study of biogas combustion in a two-layer packed bed burner. **Energy and Fuels**, 2011.

GAO, H.; QU, Z.; FENG, X.; TAO, W. Combustion of methane/air mixtures in a two-layer porous burner: A comparison of alumina foams, beads, and honeycombs. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 215–220, jan. 2014.

GHAREHGHANI, A.; GHASEMI, K.; SIAVASHI, M.; MEHRANFAR, S. Applications of porous materials in combustion systems: A comprehensive and state-of-the-art review. **Fuel**, 2021.

GHORASHI, S. A.; HASHEMI, S. A.; HASHEMI, S. M. Experimental study on pollutant emissions in the novel combined porous-free flame burner. **Energy**, v. 162, p. 517–525, 2018.

GLASSMAN, I. Combustion. 5. ed. San Diego. **Academic Press Inc.**, p.754, 2014.

GUM. **Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements**. INMETRO ISO GUM. Disponível em [http://www.inmetro.gov.br/noticias/conteudo/iso\\_gum\\_versao\\_site.pdf](http://www.inmetro.gov.br/noticias/conteudo/iso_gum_versao_site.pdf), acesso em 31/10/2023.

HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. Burners producing large excess enthalpies. **Combustion Science and Technology**, v.8, p. 201-214, 1974

HSU, P. F.; EVANS, W. D.; HOWELL, J. R. Experimental and Numerical Study of Premixed Combustion Within Nonhomogeneous Porous Ceramics. **Combustion Science and Technology**, v. 90, n. 1–4, p. 149–172, 2007.

JANVEKAR, A.A.; MISKAMB, M.A.; ABAS, A.; AHMAD, Z.A.; JUNTAKAN, T.; ABDULLAHE, M.Z. Effects of the preheat layer thickness on surface/submerged flame during porous media combustion of micro burner. **Energy**, v. 122, p. 103–110, 2017.

JOVICIC, V.; ZBOGAR-RASIC, A.; BURJAKOW, B.; DELGADO, A. Role of Individual Heat Transfer Mechanisms Within a Model Baking Oven Heated by Porous Volumetric Ceramic Burners. **Frontiers in Chemistry**, v. 8, 15 out. 2020.

KERAMIOTIS, C.; KATOUFFA, M.; VOURLIOTAKIS, G.; HATZIAPOSTOLOU, A; FOUNTI, M.A. Experimental investigation of a radiant porous burner performance with simulated natural gas, biogas and synthesis gas fuel blends. **Fuel**, v. 158, p. 835–842, 25 jun. 2015.

KOTANI, Y.; BEHBAHANI, H. F.; TAKENO, T. An Excess Enthalpy Flame Combustor For Extended Flow Ranges. **20<sup>th</sup> Symposium on Combustion / The Combustion Institute**, p.2025-2033, 1984.

KOTANI, Y.; TAKENO, T. An experimental study on stability and combustion characteristics of an excess enthalpy flame. **19<sup>th</sup> Symposium on Combustion / The Combustion Institute**, p.1503-1509, 1982

MAZNOY, A.; PICHUGIN, N.; YAKOVLEV, I.; FURSENKO, R.; PETROV, D.; SHY, S. Fuel interchangeability for lean premixed combustion in cylindrical radiant burner operated in the internal combustion mode. **Applied Thermal Engineering**, v. 186, 5 mar. 2021.

MENDIBURU, A.Z.; LAUERMANN, C.H.; HAYASHI, T.C.; MARINOS, D.J.; COSTA, R.B.R.; CORONADO, C.J.R.; ROBERTS, J.J.; CARVALHO, J.A. Ethanol as a renewable biofuel: Combustion characteristics and application in engines. **Energy**, Elsevier Ltd, 15 out. 2022.

- MISHRA, N.K.; MUTHUKUMAR, P.; PANIGRAHY, S. A Review on Clean Combustion Within Porous Media. Em: **Energy, Environment, and Sustainability**. Springer Nature, p. 209–224. 2018.
- MITAL, R.; GORE, J.P.; VISKANTA, R. A Study Of The Structure Of Submerged Reaction Zone In Porous Ceramic Radiant Burners. **Combustion and Flame**. Elsevier, 2017.
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; BAILEY, M.B. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 9th Edition. United States. **John Wiley & Sons**. 2018.
- PEREIRA, F.M. **Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes**. Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- QIAN, P.; LIU, M.; LI, X.; XIE, F.; HUANG, Z.; LUO, C.; ZHU, X. Combustion characteristics and radiation performance of premixed hydrogen/air combustion in a mesoscale divergent porous media combustor. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 7, p. 5002–5013, 7 fev. 2020.
- RAGHAVAN, R. Combustion Technologies - Essentials of Flames and Burners. South Asia. 2<sup>nd</sup> Ed. **Springer Nature**. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-74621-6>, 2021.
- RFA, 2022. Ethanol Industry Outlook Zeroes in on New Opportunities. **Renewable Fuels Association, RFA**. Washington, DC. <https://d35t1syewk4d42.cloudfront.net/file/2145/RFA%202022%20Outlook.pdf>. Accessed 15 June 2023.
- SAWATMONGKHON, B.; THEINNOI, K.; WONGCHANG, T.; HAOHARN, C.; WONGKHORSUB, C.; TSOLAKIS, A. Hydrogen production via the catalytic partial oxidation of ethanol on a platinum-rhodium catalyst: Effect of the oxygen-to-ethanol molar ratio and the addition of steam. **Energy and Fuels**, v. 33, n. 7, p. 6742–6753, 18 jul. 2019.
- SOBHANI, S.; HALEY, B.; BARTZ, D.; DUNNMON, J. Investigation of lean combustion stability, pressure drop, and material durability in porous media burners. **Turbomachinery Technical Conference and Exposition**. GT2017-63204. 2017.
- STELZNER, B.; KERAMIOTIS, C.; VOSS, S.; FOUNTI, M.A.; TRIMIS, D. Analysis of the flame structure for lean methane-air combustion in porous inert media by resolving the hydroxyl radical. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 35, n. 3, p. 3381–3388, 2015.
- SUN, J.; DILGER, K. Influence of thermal conductivity on the predicted temperature fields in welding of steels. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 202, 1 ago. 2024.
- TAKENO, T; SATO, K.; HASE, K. A theoretical study on an excess enthalpy flame. **18<sup>th</sup> Symposium on Combustion**. p.465-472, 1981
- TAKENO, T.; SATO, K. An excess enthalpy flame theory. **Combustion Science and Technology**, v. 20, p.73-84, 1979
- TESTO. Testto 350 **Analizador de Gases de Combustão**: Manula de Instruções. Disponível em [http://static-int.testo.com/media/3f/e5/2c4c7440f4cb/Manual\\_testo\\_350.pdf](http://static-int.testo.com/media/3f/e5/2c4c7440f4cb/Manual_testo_350.pdf) Acesso em 19 agosto 2024.

TURNS, S. An Introduction to Combustion. New York. 3th Ed. **McGraw-Hill**, 2012.

VANDADI, V.; PARK, C. 3-Dimensional numerical simulation of superadiabatic radiant porous burner with enhanced heat recirculation. **Energy**, v. 115, p. 896–903, 15 nov. 2016.

VANDADI, V.; PARK, C.; KAVIANY, M. Superadiabatic radiant porous burner with preheater and radiation corridors. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 64, p. 680–688, 2013.

WANG, Y.; ZENG, H.; SHI, Y.; CAO, T.; CAI, N.; YE, X.; WANG, S. Power and heat co-generation by micro-tubular flame fuel cell on a porous media burner. **Energy**, v. 109, p. 117–123, 15 ago. 2016.

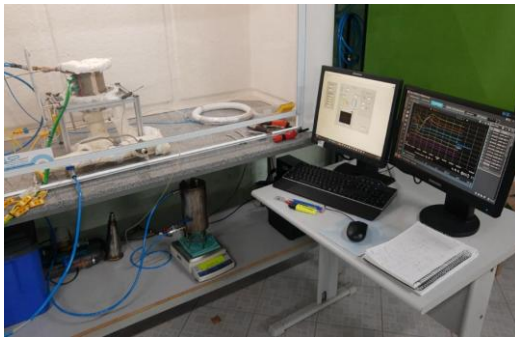
WANG, Y.; ZENG, H.; SHI, Y.; CAO, T.; CAI, N.; YE, X.; WANG, S. A flame fuel cell stack powered by a porous media combustor. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 43, n. 50, p. 22595–22603, 13 dez. 2018.

WANG, Z.; DAI, H.; WANG, Z. Experimental study on improving the efficiency of hydrogen production by partial oxidation of ethanol. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 43, p. 18619–18628, 19 maio 2022.

ZENG, H.; WANG, Y.; SHI, Y.; CAI, N. Biogas-fueled flame fuel cell for micro-combined heat and power system. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 701–707, 2017.

ZHANG, G.; LI, Q.; LIU, X.; LIN, B. Experimental study of combustion characteristics of lean LPG/air mixture in Porous Media Burner. **Combustion Science and Technology**, v. 195, n. 9, p. 2053–2069, 2023.

## ANEXO - Fotos da Bancada de Testes de Queimadores Porosos



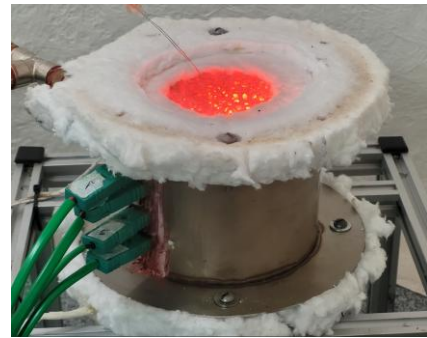
Vista geral da bancada de testes.



Queimador poroso com termopares.



Chama submersa posicionada na parte inferior do queimador.



Chama submersa posicionada na parte superior do queimador.



Entrada de reagentes, parte inferior do queimador.



Termopares tipo R na lateral do queimador.



Tanque de combustível e balança de precisão.



Controladores de fluxo de massa e DAQ.

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).