

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Simulação fluidodinâmica, projeto e construção de uma câmara de combustão *flameless* de 20 kW para uma mistura de óleo pirolítico de pneu usado e Diesel S10**

**German Raul Chumpitaz Ayala**

**Itajubá, dezembro de 2020**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**German Raul Chumpitaz Ayala**

**Simulação fluidodinâmica, projeto e construção de uma câmara de combustão *flameless* de 20 kW para uma mistura de óleo pirolítico de pneu usado e Diesel S10**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

**Área de Concentração:**

Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo (TFMF)

**Orientador:**

Prof. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

**Co-orientador:**

Ely Vieira Cortez / Jose Carlos de Andrade

**Itajubá, dezembro de 2020**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**German Raul Chumpitaz Ayala**

**Simulação fluidodinâmica, projeto e construção de uma câmara de combustão *flameless* de 20 kW para uma mistura de óleo pirolítico de pneu usado e Diesel S10**

**Banca Examinadora:**

Prof. Christian Jeremi Coronado Rodriguez.

Dr. Ely Vieira Cortez.

Prof. João Andrade de Carvalho Júnior.

Prof<sup>a</sup>. Claudia Gonçalves de Azevedo.

Prof. Marco Antonio Rosa do Nascimento.

Prof. Fagner Luis Goulart Dias.

**Itajubá, dezembro de 2020**

## **Agradecimentos**

Levar a bom termino este trabalho, no momento que este foi finalizado, com todas aquelas limitações e dificuldades, foi graças à ajuda de muitas pessoas e instituições que permitiram completar este caminho tão difícil mas também tão maravilhoso que ficarão nas minhas lembranças até o final dos meus dias. Quando pensava em escrever estas linhas pensava em todos aqueles que deveria agradecer, a todos aqueles que cada dia foram suporte, apoio e exemplo, que graças a Deus foram muitos durante estes anos.

A CAPES, pela concessão de uma bolsa de estudos, com a qual foi possível culminar todo este processo até sua finalização, sem esta, nada haveria sido possível.

A UNIFEI, minha casa, que me deu abrigo, amizades, conhecimento, infraestrutura e quando as coisas ficaram difíceis, suporte econômico e apoio técnico para a finalização deste trabalho especialmente ao técnico José Cláudio Isaias da oficina de mecânica pela ajuda.

Ao INPE por disponibilizar suas instalações, insumos, pessoal técnico, administrativo e docente sem restrições através do Prof. Dr. Fernando de Souza Costa, chefe do Laboratório de Combustão e Propulsão, como se fosse eu um membro mais desta prestigiosa instituição.

A minha família pelo suporte nesta longa caminhada, por estar sempre ali, pela preocupação, porque é por vocês que continuei esta jornada até o final.

Ao meu orientador Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez pela orientação, dedicação, e especialmente pela paciência e apoio no desenvolvimento deste trabalho de pesquisa nos momentos mais difíceis.

Ao José Carlos de Andrade, pelo auxílio técnico, amizade, compreensão, conselhos, paciência e pelo compromisso com a pesquisa fazendo do impossível, possível com os recursos limitados e sobretudo pelo apoio excepcional no período de pandemia.

Ao meu co-orientador Ely Vieira Cortez, pela ajuda, sua inestimável amizade e por me permitir o entrada ao laboratório.

Aos professores, Dr. Fernando Fachini Filho e Dr. Güenther Carlos Krieger Filho, que nos momentos de dúvida e incerteza colaboraram com seus conhecimentos neste trabalho.

Aos meus amigos, todos aqueles que forneceram suporte anímico naqueles momentos que parecia que tudo estava pior, aos meus amigos das três casas em que morei, meus amigos da UNIFEI, INPE, e FEG todos eles em maior e menor medida mas que em determinado momento fizeram possível continuar.

A todos que direta e indiretamente colaboraram na realização deste trabalho desde o pessoal administrativo até os seguranças das instituições onde foi desenvolvido este trabalho... muito obrigado!

“Não é melhor quem mais alto chega, e sim aquele que influído pela beleza que lhe envolve,  
mais intensamente sente”.

Maurice Herzog

## Resumo

Atualmente processos de combustão representam a maior quantidade de energia gerada no mundo, energia utilizada para sustentar o estilo de vida atual. Devido a isto ela é também uma importante fonte de poluentes que fomentam os principais problemas ambientais contemporâneos. Com o decorrer do tempo devido a sua importância, a pesquisa no aprimoramento dos processos de combustão tem sido conduzida em vários âmbitos como, por exemplo, a melhora do rendimento e o emprego de novos tipos de combustíveis. Dentro das novas tecnologias utilizadas, a combustão sem chama (*flameless combustion*), oferece basicamente um bom rendimento com uma baixa emissão de NO<sub>x</sub> e CO, sendo pesquisada amplamente com combustíveis gasosos. A utilização de combustíveis líquidos e sólidos vem sendo explorada nos últimos anos ainda em forma limitada, comparada aos combustíveis gasosos. Nesta tese, foi projetada e construída uma câmara de combustão que trabalha em regime de combustão sem chama, utilizando combustíveis líquidos não tradicionais (Óleo Pirolítico de pneu usado) e diesel. Para isto foi projetado um injetor efervescente para garantir a atomização e vaporização dentro da câmara. Um modelo de simulação computacional foi criado e validado utilizando o software comercial Fluent/ANSYS® Academic Student 2019 R2 para determinar numericamente as condições nas quais se desenvolveria a combustão sem chama utilizando diesel S-10. Os resultados das simulações foram comparados com trabalhos realizados em câmaras *flameless* de geometria similar observando-se os resultados das temperaturas e os padrões de recirculação interna (linhas de corrente) dos gases queimados. As melhores condições de recirculação e de homogeneidade das temperaturas foram obtidas para coeficientes de excesso de ar ( $\lambda$ ) superiores a 1,2. Com os resultados da simulação fluidodinâmica, foram projetados e construídos um injetor do tipo efervescente e uma câmara de combustão de pequeno porte para uma potência de até 20kW. Esta câmara foi testada com Diesel S-10 e com misturas de Diesel S-10 e TPO (*tyre pyrolysis oil*) em concentrações mássicas de: 98% Diesel S-10 & 2% TPO, 95% Diesel S-10 & 5 % TPO e 90% Diesel S-10 & 10 % TPO. Os testes realizados resultaram na obtenção do regime de combustão sem chama (*flameless*) com a extinção da chama tradicional, homogeneização das temperaturas dentro da câmara e a redução das emissões de gases NO<sub>x</sub>.

**Palavras chaves:** combustão sem chama; atomização; injetor efervescente, projeto; Simulação fluidodinâmica

## Abstract

Currently combustion processes represent the largest amount of energy generated in the world, energy used to sustain the current lifestyle, therefore it is also an important source of pollutants that promote the main contemporary environmental problems. Over time, due to its importance, researches regarding the improvement of combustion processes have been conducted in a variety of fields, such as yield improvement and use of new types of fuels. Among the new technologies used, flameless combustion offers basically a good yield combined to low emission of NO<sub>x</sub> and CO, and it is researched widely with gaseous fuels. The use of liquid and solid fuels has still been explored in the last years in a limited form, comparing with gaseous fuels. In this thesis, a combustion chamber was designed and built operating in a flameless combustion regime using non-traditional liquid fuels (waste tire Pyrolytic Oil) and diesel, for this purpose an effervescent injector was designed to guarantee the atomization inside the chamber. A computational simulation model was created and validated using the commercial Fluent/ANSYS® Academic Student 2019 R2 software to numerically determine the conditions under which flameless combustion using S-10 diesel would take place. The simulation results were compared to experiments performed in flameless chambers of similar geometry observing the results of the temperatures and the internal recirculation patterns (current lines) of the burned gases. The best recirculation conditions and temperature homogeneity were obtained for coefficients of excess air ( $\lambda$ ) higher than 1.2. From the results of the fluid dynamics simulation, an effervescent type injector and a small combustion chamber, designed to work with up to 20kW, were designed and built. This chamber was tested with S-10 Diesel and with mixtures of S-10 Diesel and TPO (tyre pyrolysis oil) in mixtures of: 98% S-10 Diesel & 2% TPO, 95% S-10 Diesel & 5% TPO and 90% S-10 Diesel & 10% TPO. The carried out tests resulted in obtaining the flameless combustion regime with the extinction of the traditional flame, besides homogenization of temperatures within the chamber and a drop in NO<sub>x</sub> gas emissions.

**Keywords:** flameless combustion; atomization; effervescent atomizer, design; Fluid Dynamics Simulation

## Lista de figuras

Figura 2.1 Produção de energia elétrica no ano 2016 em Mtoe .....	7
Figura 2.2 Consumo de energia primária por fonte de energia no mundo .....	7
Figura 2.3 Diferentes modos de combustão em função da temperatura de entrada e autoignição .....	10
Figura 2. 4 (a) Combustão convencional, (b) Combustão sem chama .....	11
Figura 2.5 Diagrama de estabilidade do regime de combustão sem chama como função da temperatura do forno e a taxa de recirculação interna: A – Região de combustão estável, B – Região de combustão instável, C- Região de combustão sem chama .....	13
Figura 2.6 Diagrama idealizado do processo de combustão sem chama.....	16
Figura 2.7 Tipos de chama para querosene (a) com 8% de oxigênio e variando a temperatura de pré-aquecimento. (b) com ar pré-aquecido a 1000 °C e mudando o conteúdo de oxigênio de 5% a 10%.....	17
Figura 2.8. Variação da chama com ar pré-aquecido e diversas concentrações de oxigênio... 18	
Figura 2.9. Injetor desenvolvido por Kumar <i>et al.</i> (2002).....	19
Figura 2.10 Diagrama esquemático da fornalha mostrando o arranjo dos queimadores e os lugares de tomada de medidas. ....	21
Figura 2.11 Aspecto da chama no início do pré-aquecimento da câmara de combustão. ....	22
Figura 2.12 Aparência da câmara de combustão para diferentes coeficientes de excesso de ar. a) $\lambda = 0,9$ ; b) $\lambda = 1,0$ ; c) $\lambda = 1,02$ ; d) $\lambda = 1,10$ ; e) $\lambda = 1,20$ ; f) $\lambda = 1,21$ ; g) $\lambda = 1,61$ ; h) $\lambda = 1,80$ considerando $P = 4$ kW.....	23
Figura 2.13 Malha utilizada na simulação .....	24
Figura 2.14 Análise da co-ocorrência dos termos ligados à combustão sem chama nas pesquisas dos últimos 5 anos na base de dados Scopus. ....	25
Figura 2.15 Diversas configurações de câmaras de combustão sem chama: (a) com uma câmara (REDDY <i>et al.</i> , 2015), (b) Com duas câmaras, (c) Com duas câmaras, (d) Com escoamento reverso (e) com entrada tangencial de ar, e (f) com fluxo reverso (g) com fluxo direto .....	28
Figura 2.16 Entregas por Tipo de diesel no Ano 2018. ....	30
Figura 2.17 Processos de conversão de biomassa .....	31
Figura 2.18 Evolução das tecnologias utilizadas para o descarte dos pneus usados .....	32
Figura 2.19 Atomizador de escoamento efervescente do tipo “inside-out” .....	33
Figura 2.20 Padrões de escoamentos bifásicos em dutos horizontais . ....	35
Figura 2.21 Diagrama de Baker para misturas ar/água num escoamento horizontal. ....	36

Figura 2.22 Padrões de escoamento em dutos verticais de escoamento ascendente .....	37
Figura 2.23 Diagrama de Oshinowo - Charles, para escoamentos verticais ascendentes. ....	38
Figura 2.24 Atomizador de escoamento efervescente do tipo “ <i>outside in</i> ” com seus principais parâmetros geométricos .....	39
Figura 2.25 Temperatura de chama adiabática vs NO <sub>x</sub> .....	43
Figura 3. 1 Perfil de aquecimento da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW em regime de combustão convencional para etanol ( AZEVEDO, 2013) .....	46
Figura 3. 4 Diagrama esquemático transversal do duto.....	48
Figura 3. 5 Esquema da bancada experimental para combustão sem chama .....	50
Figura 3. 6 Equipamentos auxiliares (a) sistema de refrigeração (b) chassi de aquisição de temperaturas (c) sistema de filtragem dos gases produto (d) Termopares (e) medidores de gases nos produtos (f) compressores de ar. ....	52
Figura 3. 7 Detalhe da câmara de combustão proposta: (a) corte transversal, (b)Corpo central da câmara de combustão, (c) sistema de troca de calor utilizado para o preaquecimento do ar de combustão. ....	54
Figura 3. 8 Vista do corte transversal do injetor efervescente utilizado na câmara de combustão <i>flameless</i> proposta .....	55
Figura 3. 9 Versões do injetor efervescente desenvolvidas para a câmara de combustão sem chama.....	56
Figura 3. 10 Injetor efervescente em aço (a) injetor efervescente usinado em metal (b) partes do injetor efervescente.....	56
Figura 4. 1 Determinação do padrão do escoamento, segundo o diagrama de Baker modificado para dutos verticais (x=83,13; y=5261,58).....	59
Figura 4. 2 Padrão do escoamento, segundo o diagrama de Oshinowo para dutos verticais de escoamento ascendente (x= 613; y= 12,078) .....	60
Figura 4. 3 Injetor efervescente elaborado em acrílico .....	60
Figura 4. 4 Configurações testadas no injetor acrílico. ....	61
Figura 4. 5 Variação do tamanho de gota em função da relação GLR para várias configurações do injetor efervescente (a) Potencia 14,4 kW; (b) potencia 23,6 kW.....	62
Figura 4. 6 Medida do tamanho de gota utilizando o medidor Spraytec.....	63
Figura 4. 7 Tamanho de gota SMD [µm] do injetor efervescente para várias condições de potência e GLR.....	64
Figura 4. 8 Comparação da distribuição do tamanho de gota entre a configuração x11 e xx1 (a) para GLR=0,11, (b)GLR=0,13 .....	66

Figura 4. 9 Malha utilizada na simulação da câmara de Azevedo (2013).....	68
Figura 4. 10 Vista da seção 2D segundo o modelo axisymmetric da câmara de combustão ...	69
Figura 4. 11 (a)Gráfico de contornos de temperatura e (b) Linhas de corrente simuladas na câmara de combustão sem chama de 4 kW utilizando etanol para $\lambda=1,21$ ; $\lambda=1,41$ ; $\lambda=1,61$ e $\lambda=1,80$ .....	71
Figura 4. 12 Comparação dos resultados simulados (esquerdo) e experimentais (direita) da câmara de combustão sem chama de 4 kW utilizando etanol para (a) $\lambda=1,80$ ; (b) $\lambda=1,61$ ; (c) $\lambda=1,41$ e (d) $\lambda=1,21$ . ....	73
Figura 4. 13 Malha utilizada na simulação numérica. ....	73
Figura 4. 14 Simulação da câmara de combustão mostrando a distribuição de temperaturas em condições: estequiométrica, 20 % de excesso de ar 40 % de excesso de ar, 60 % de excesso de ar e 80 % de excesso de ar.....	76
Figura 4. 15 Simulação da câmara de combustão mostrando as linhas de corrente em condições: estequiométrica, 20 % de excesso de ar 40 % de excesso de ar, 60 % de excesso de ar e 80 % de excesso de ar. ....	77
Figura 4. 16 Distribuição de temperatura simuladas para (a) câmara de Azevedo (2013), com $\lambda=1,2$ ; (b) Câmara projetada com $\lambda=1,2$ ; (c) câmara de Azevedo (2013) com $\lambda=1,8$ ; (d) Câmara projetada com $\lambda=1,8$ .....	79
Figura 4. 17 Distribuição de temperaturas calculadas numericamente da câmara de 20 kW em regime de combustão sem chama .....	80
Figura 4. 18 Distribuição de temperatura dentro da câmara de combustão .....	81
Figura 4. 19 Linhas de fluxo de fluxo previstas (metade superior) e vetores de velocidade média (metade inferior) no plano de simetria do combustor para diversas condições na entrada do combustível.....	83
Figura 4. 20 Base da câmara de combustão.....	84
Figura 4. 21 Corpo da câmara de combustão (a) detalhe da serpentina de troca de calor (b) detalhe do isolamento da câmara.....	85
Figura 4. 22 Detalhe da tampa superior.....	85
Figura 4. 23 Câmara de combustão montada .....	85
Figura 4. 24 (a) Câmara de combustão (b) arranjo experimental .....	86
Figura 4. 25 (a) chama em queima convencional (b) chama em transição a combustão sem chama (c) combustão sem chama .....	87
Figura 4. 26 Queima convencional aberta de Diesel-S10 .....	88

Figura 4. 27 Painel de controle e medição das temperaturas e gases de saída da câmara de combustão.....	89
Figura 4. 28 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama.....	89
Figura 4. 29 Temperaturas ao longo da câmara de combustão para Diesel S-10.....	90
Figura 4. 30 Variação das emissões de NOx ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama.....	91
Figura 4. 31 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de 98% Diesel-S10 com 2% de TPO.....	92
Figura 4. 32 Variação das emissões de NOx ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama para uma mistura de Diesel-S10 com 2% de TPO.....	92
Figura 4. 33 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de Diesel- S10 com 5% de TPO. ....	93
Figura 4. 34 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de Diesel- S10 com 10% de TPO .....	94
Figura 4. 35 Variação das emissões de NOx ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama para uma mistura de Diesel- S10 com 10% de TPO.....	95

## **Lista de Tabelas**

Tabela 2.1.Tecnologia de destinação final e quantidade de pneus destinados corretamente no ano 2017 .....	32
Tabela 2.2 Poluentes associados com diversas fontes .....	41
Tabela 4. 1 Dados de entrada para o cálculo dos parâmetros utilizados no diagrama de Baker modificado e Oshinowo para dutos verticais.....	59
Tabela 4. 2 Tamanho de gota SMD para uma potência de (a) 15 kW, (b)17 kW e (c) 20 kW	63

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

$\mu$	viscosidade	kg/m.s
$\rho$	densidade	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	tensão superficial	kg/s <sup>2</sup>
$\dot{m}$	fluxo mássico	kg/h
$\lambda$	coeficiente de excesso de ar	
Dc	diâmetro da câmara	mm
Kv	Taxa de recirculação	%
P	pressão	bar

CO	carbon monoxide
CO <sub>2</sub>	carbon dioxide
GLR	Gas Liquid Ratio
NOx	nitric oxide + nitrogen dioxide
O <sub>2</sub>	oxygen
UHC	Unburned HydroCarbon

CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
CDC	Excess Enthalpy Combustion
EEC	Flameless Oxidation
FLOX	Colorless Distributed Combustion
HiCOT	High Temperature Combustion Technology
HiTAC	High Temperature Air Combustion
LNI	Low NOx Injection
MILD	Moderate or Intense Low Oxygen Dilution
Mtoe	Million tonnes of oil equivalent
SMD	Sauter Mean Droplet
TPO	Tire Pyrolytic Oil

ANP	Agencia Nacional do Petroleo
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente
OPPU	Óleo Pirolitico de Pneus Usados

MW	MegaWatts
----	-----------

blow out	ruptura/ descolamento
smog	poluição

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Considerações iniciais.....	1
1.2. Objetivos .....	3
1.3. Justificativa .....	3
1.4. Limitações.....	4
1.5. Estrutura do trabalho.....	5
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	5
2.1. Regime de combustão sem chama .....	6
2.2. Taxa de recirculação .....	12
2.3. Câmaras de combustão sem chama.....	14
2.3.1. Requisitos de uma câmara de combustão sem chama .....	14
2.3.2. Estado de arte da combustão sem chama.....	15
2.3.3. Configurações das câmaras de combustão sem chama .....	26
2.4. Combustíveis alternativos .....	28
2.4.1. Diesel S-10 .....	29
2.4.2. Óleo pirolítico de pneu usado.....	30
2.5. Injetores efervescentes .....	33
2.5.1. Regime borbulhante.....	34
2.5.2. Geometria dos injetores efervescentes. ....	39
2.5.3. Tamanho de gota .....	40
2.6. Formação de poluentes .....	41
2.6.1. Monóxido de carbono.....	42
2.6.2. NO <sub>x</sub> térmico .....	42
2.6.3. NO <sub>x</sub> Prompt.....	43
2.6.4. NO <sub>x</sub> Combustível .....	44
2.6.5. Óxido nitroso (N <sub>2</sub> O) .....	44
3. METODOLOGIA .....	45
3.1. Generalidades.....	45
3.2. Dimensionamento da câmara de combustão.....	47
3.3. Cálculo da velocidade na saída do injetor.....	48
3.4. Descrição da bancada de atomização.....	48
3.5. Construção da câmara de combustão sem chama. ....	53
3.6. Projeto e construção do injetor efervescente .....	54
3.7. Simulação numérica da câmara de combustão sem chama .....	57

4. RESULTADOS.....	58
4.1. Injetor efervescente.....	58
4.1.1. Análise e discussão dos resultados do projeto do injetor .....	64
4.2. Câmara de combustão.....	67
4.2.1. Validação geométrica mediante simulação numérica .....	67
4.2.2. Análise e discussão dos resultados do projeto e simulação computacional da câmara .....	81
4.3. Testes experimentais na Câmara de combustão.....	83
4.3.1. Construção da Câmara de combustão.....	83
4.3.2. Montagem e acondicionamento da bancada experimental .....	85
4.3.3. Testes na câmara com Diesel-S10 puro.....	89
4.3.4. Mistura 2% TPO & 98% Diesel- S10.....	91
4.3.5. Mistura 5% TPO & 95% Diesel- S10.....	93
4.3.6. Mistura 10% TPO & 90% Diesel- S10.....	93
4.3.7. Análise e discussão dos resultados dos experimentos .....	95
5. CONCLUSÕES.....	96
TRABALHOS FUTUROS .....	99
REFERENCIAS .....	101
Anexo 1: Dimensões da câmara de combustão. ....	109
Anexo 2: Principais dimensões do injetor efervescente. ....	112
Anexo 3: Localização dos termopares na câmara de combustão. ....	114
Anexo 4: Dados de queima de Diesel S-10. ....	115

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Considerações iniciais

O descobrimento do fogo e a manipulação das ferramentas de pedra foram dois acontecimentos marcantes no desenvolvimento tecnológico da humanidade, assim o fogo nestes estágios iniciais, passou a formar parte da vida do homem sendo utilizado em variadas formas, como por exemplo, desde a cocção da comida até nos processos de tratamento dos metais e suas ligas.

Anos depois no século XIX durante a Revolução Industrial foi a combustão quem forneceu a energia utilizada nas maquinarias que cimentaram o desenvolvimento tecnológico da civilização atual e com isso nosso estilo de vida moderno. Atualmente a combustão pode ser encontrada em lugares tão diversos como na cozinha de um lar até nos foguetes que são lançados à conquista do universo. Com a forte dependência da civilização com a combustão nas suas múltiplas formas de utilização ficaram evidentes aqueles problemas relacionados à combustão que antigamente não eram tão evidentes e que agora formam parte das agendas dos governos ao redor do mundo.

Mesmo depois de muitos anos de convivência do homem e a combustão, ainda hoje não existe um completo entendimento do processo, devido aos variados fenômenos que acontecem simultaneamente no processo e que envolvem várias áreas da ciência como, transferência de calor, mecânica dos fluidos, química, termodinâmica, simulação computacional, etc. Com o decorrer dos anos, a presença dos problemas ambientais relacionados com a utilização extensiva da combustão nos processos tecnológicos e no transporte, assim como o esgotamento futuro de alguns destes combustíveis, impulsionaram a pesquisa na melhoria da eficiência da combustão, a diminuição dos gases poluentes gerados e novos combustíveis.

Com as crises do petróleo, foi evidenciada a necessidade de reduzir a dependência dos combustíveis fósseis, procurando por novas fontes de energia ou melhorando a eficiência dos processos que utilizam estes combustíveis. Algumas das tecnologias utilizadas para melhorar a eficiência da combustão consistem no aumento da entalpia dos reagentes aproveitando a energia dos gases de exaustão mediante trocadores de calor, mas o preaquecimento dos reagentes tem como consequência não desejável o aumento da temperatura máxima da chama o que eleva a produção de NOx.

Uma das soluções para o problema gerado com preaquecimento externo dos reagentes é a combustão sem chama, que faz a mistura dos gases já queimados com os reagentes, diretamente dentro da câmara, sendo necessário também a formação de uma alta recirculação dos gases queimados dentro da câmara. Tudo isto diminui a concentração de oxigênio na mistura e as taxas de reação são menores em comparação com uma queima convencional criando uma chama distribuída em toda a câmara de combustão com uma temperatura homogênea e menor que a presente em uma queima convencional.

A combustão sem chama é uma das novas tecnologias que estão sendo pesquisadas amplamente e que são utilizadas para melhorar o desempenho do processo de combustão porque resolve dois aspectos problemáticos relacionados com a combustão: a eficiência e a formação de poluentes.

Atualmente as pesquisas na área da combustão sem chama estão focadas basicamente na combinação com outros métodos e na pesquisa numérica (vide seção 2.3.2). Tem-se algumas aplicações na indústria incluindo fornalhas e turbinas a gás. No presente trabalho de tese é estudada a utilização desta tecnologia para a queima de combustíveis alternativos, no caso: óleo pirolítico de pneu usado em mistura com Diesel S-10, em comparação com Diesel S-10 puro, combustível que possui baixo conteúdo de Enxofre. Serão comparadas as características da combustão convencional e combustão sem chama, para isto foi necessário a construção de uma bancada experimental com os equipamentos necessários para medir os parâmetros desejados, assim como também a própria câmara de combustão e injetor projetados para tal fim.

A importância da diminuição da formação de NO<sub>x</sub> na combustão sem chama, é devido ao papel que este gás cumpre na formação do *smog* fotoquímico, o qual além de gerar uma espécie de fumaça sobre as cidades, contribui na chuva ácida, com o aumento da quantidade de nutrientes principalmente na água (eutrofização), e também é parcialmente responsável pela criação do ozônio troposférico (DIAS, 2014). A combustão sem chama também permite diminuir a quantidade de CO, presente nos produtos.

Outro dos aportes deste trabalho consiste no desenvolvimento de um injetor efervescente, injetor que apresenta uma boa atomização em relação aos injetores do seu tipo e que deu bons resultados nos testes realizados.

## 1.2. Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo projetar e construir uma câmara de combustão de pequeno porte de até 20 kW, para combustão convencional e sem chama, usada no estudo do comportamento de diferentes combustíveis alternativos como o óleo pirolítico de pneus usados misturado com diesel S-10 e Diesel S-10 puro.

Objetivos específicos:

- Levantamento bibliográfico na literatura científica referente ao desenvolvimento de injetores e dimensionamento de câmaras de combustão.
- Projeto e construção de injetores para a queima dos combustíveis (efervescente).
- Projeto da câmara de combustão.
- Simulação computacional em CFD da câmara de combustão.
- Construção e teste da câmara de combustão.
- Realização dos testes experimentais de combustão com combustão convencional e sem chama.

## 1.3. Justificativa

A pesquisa está focada em solucionar dois grandes problemas do mundo atual: o descarte de resíduos mediante a utilização de novas tecnologias e a diminuição dos gases poluentes gerados na combustão.

O processo de combustão apresenta dois grandes problemas: baixa eficiência do sistema e a elevada geração de poluentes, a combustão sem chama apresenta-se como uma solução destes dois problemas, porque devido as suas características, tem uma boa eficiência e menores emissões de NO<sub>x</sub> e CO, além de produzir uma chama com menor ruído e com uma temperatura uniforme dentro da câmara.

Com o passar do tempo, as crises do petróleo assim como a diminuição das reservas dos combustíveis tradicionais, deixaram em evidencia a necessidade da procura de novas fontes de energia, que são pesquisadas atualmente ao redor do mundo focando-se especialmente naquelas de origem renovável. Estes combustíveis são chamados de alternativos ou também não convencionais porque substituem aos combustíveis de origem fóssil e proveem de diversas fontes.

Para o caso dos pneus descartados depois da sua vida útil no transporte, deve-se procurar uma correta destinação final, uma vez que são considerados como resíduos de difícil descarte, o motivo dessa classificação está nos compostos químicos utilizados em sua fabricação o que implica que não possam ser levados para aterros sanitários. Para resolver o problema do descarte, atualmente no Brasil utiliza-se da logística reversa, sendo as principais destinações dos pneus: o coprocessamento, a laminação para a fabricação de artefatos de borracha, a granulação para sua adição à massa asfáltica e a pirólise para as obtenções combustíveis.

Para o ano 2018 foram colocados no mercado de reposição 59.360.585 novos pneus o que significa uma massa de 821.334,06 toneladas (IBAMA, 2019).

No presente trabalho foi utilizado um combustível alternativo que é obtido a partir de resíduos de difícil descarte: o óleo pirolítico de pneu usado (OPPU) produzido em um processo termoquímico junto com Diesel S-10, combustível com baixo conteúdo de enxofre. Estes combustíveis podem ser queimados de forma convencional para gerar calor ou eletricidade.

O presente trabalho de pesquisa visa a utilização destes combustíveis a partir de uma tecnologia denominada combustão sem chama para obter uma melhor qualidade de combustão e diminuição dos principais poluentes, principalmente os derivados do nitrogênio. Para conseguir isto, é preciso criar toda a tecnologia necessária para o funcionamento e avaliação experimental dos resultados que permitam comparar os benefícios desta tecnologia. O diesel S-10 de baixo teor de enxofre será utilizado como referência de comparação.

## **1.4. Limitações**

As principais limitações do presente trabalho são as seguintes:

O tamanho da câmara de combustão é um limitante devido ao custo de fabricação de uma câmara de maior tamanho.

As faixas de operação do sistema estão limitadas pelas características de fabricação dos medidores e a precisão destes. Assim, sistemas com maior robustez apresentam menores níveis de precisão e confiabilidade.

A quantidade de instrumentação utilizada nos testes é ampla e muitas vezes de montagem complicada, isto confere um alto grau de dificuldade na realização dos mesmos.

O processo de combustão convencional depende de múltiplos fatores que tem que ser adequados para uma correta queima, desde a configuração da câmara, vazões de combustíveis, posição do injetor, pressões nas linhas de alimentação, vazamentos, calibração dos medidores, etc.

O presente trabalho apresentou dificuldades logísticas e de financiamento, devido à crise econômica que impactou nas entidades de fomento da pesquisa e à pandemia do Corona vírus (COVID-19). Por tal motivo não foi possível contar com gases de calibração e a caracterização aprofundada das misturas em outros laboratórios especializados.

O tempo de trabalho no laboratório foi restrito devido as limitações do pessoal técnico, já que a maior parte dos funcionários estão no grupo de risco e fazendo suas atividades mediante o teletrabalho.

## **1.5. Estrutura do trabalho**

No capítulo 1, são contempladas as considerações iniciais do trabalho, onde são mostradas algumas ideias introdutórias ao trabalho desenvolvido em esta tese, o objetivo do trabalho, as justificativas para a realização do trabalho, e as limitações.

No capítulo 2 é realizado o levantamento teórico dos principais itens utilizados na pesquisa: Regime de combustão sem chama, estado de arte das câmaras de combustão sem chama, combustíveis alternativos, atomizadores e formação de poluentes.

A metodologia utilizada é apresentada no capítulo 3. Este capítulo apresenta o projeto do injetor, da câmara de combustão e da bancada experimental a serem utilizadas no desenvolvimento da tese.

No capítulo 4, são apresentados os resultados numéricos e os resultados experimentais assim como a análise e discussão dos mesmos, junto com a caracterização dos combustíveis e do atomizador.

No capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho obtidas da análise dos resultados mostrados no capítulo 4.

## **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Neste capítulo é apresentado o corpo teórico da tese, primeiro será abordado o conceito de combustão sem chama, apresentando as características do regime de combustão sem chama,

depois a evolução e configurações das câmaras de combustão que a utilizam neste tipo de tecnologia. A continuação são descritos os combustíveis utilizados neste trabalho de tese, o atomizador efervescente com suas características principais, e por último as formas de geração do NO<sub>x</sub> e CO como os principais poluentes.

## **2.1. Regime de combustão sem chama**

A produção de energia elétrica no mundo depende da geração térmica que resulta da queima de algum tipo de combustível ou por meio de energia nuclear.

A energia elétrica gerada em 2016 provinha majoritariamente da utilização de carvão e gás natural em centrais térmicas (vide Figura 2.1) onde mediante a queima destes combustíveis era gerado calor por combustão, calor que posteriormente foi transformado em eletricidade. A importância da combustão é tão significativa que para o ano 2018 foi calculado que 80% da energia mundial seria fornecida por combustíveis fósseis (NOOR; WANDEL; YUSAF, 2013a) e que para o ano 2050 pelo menos 70% ainda seja produzido por fontes tradicionais (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2019)

Devido a sua importância no modo de vida atual é necessário o desenvolvimento de técnicas de melhoramento da eficiência de combustão e da diminuição de poluentes já que sua utilização em grande escala tem um impacto significativo no meio ambiente.

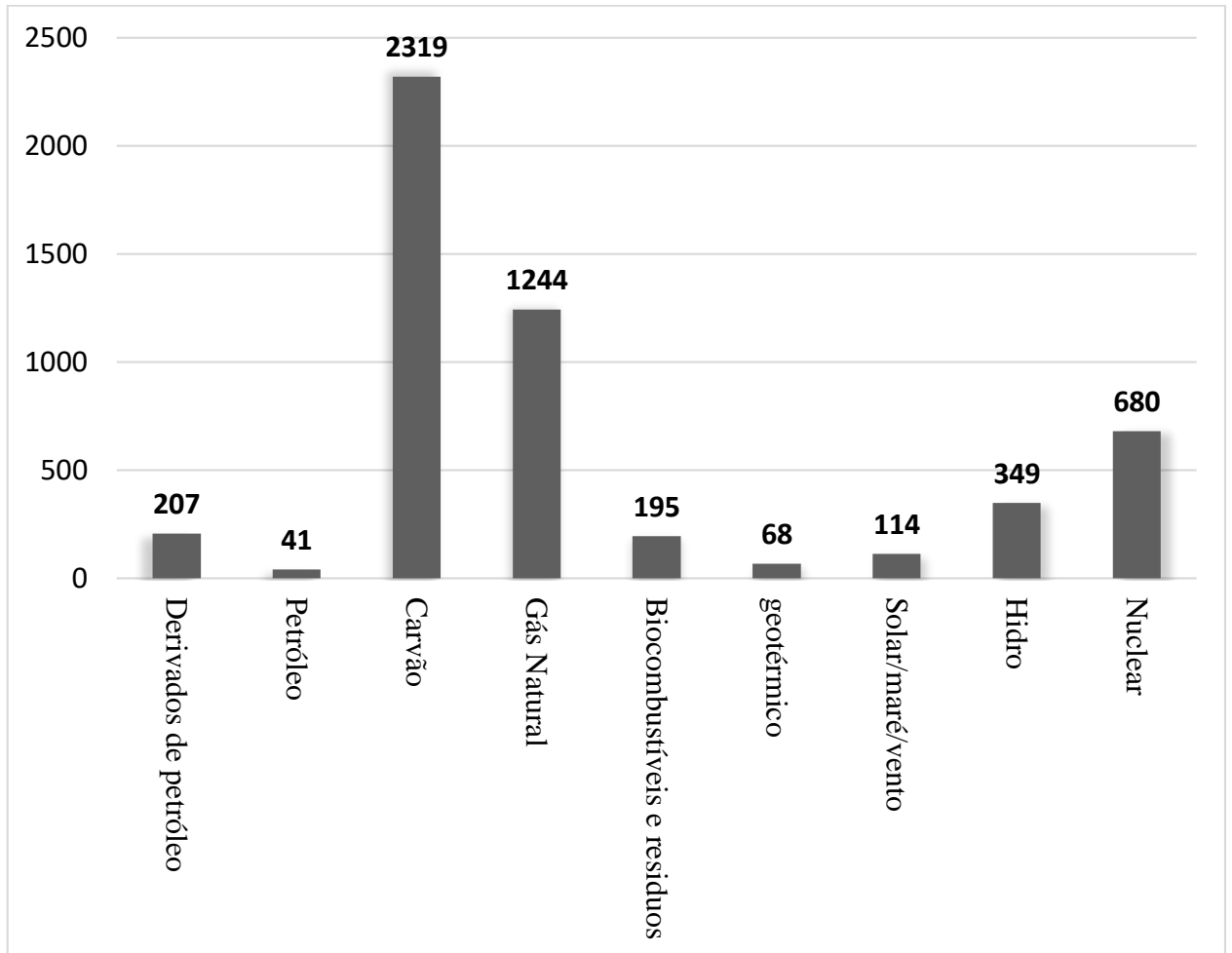


Figura 2.1 Produção de energia elétrica no ano 2016 em Mtoe (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016)

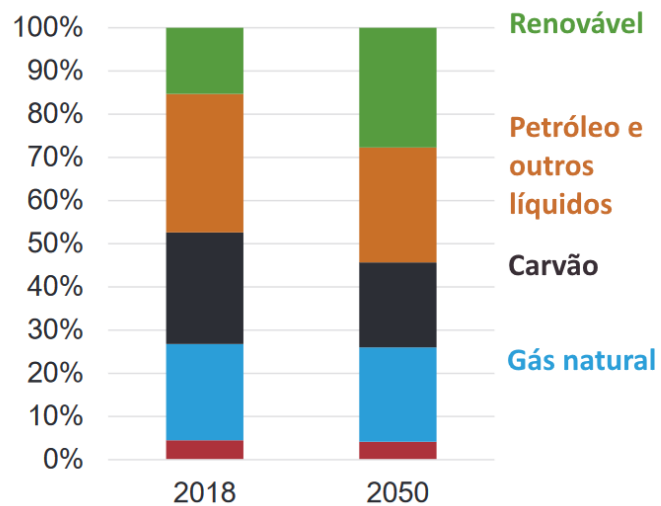


Figura 2.2 Consumo de energia primária por fonte de energia no mundo (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2019)

Uma das técnicas utilizadas para melhorar a eficiência dos processos de combustão é o preaquecimento dos reagentes, o principal problema associado a este tipo de técnica é o aumento da temperatura de chama devido à carga térmica que contém os reagentes. As vantagens da combustão em altas temperaturas são: altas taxas de reação, elevadas eficiências termodinâmicas quando é utilizada na geração de potência, altas taxas de transferência de calor para superfícies em que as espécies dissociadas podem se recombinar, alta ionização e a oportunidade de produzir produtos por têmpera (aplicações metalúrgicas) (WEINBERG, 1971b). Mas associadas com estas altas temperaturas encontra-se a geração de uma maior quantidade de NO<sub>x</sub> e outros compostos poluentes como por exemplo CO.

A combustão sem chama está baseada na recirculação dos gases de exaustão, onde a formação de NO<sub>x</sub> é suprimida sem comprometer a eficiência térmica com uma temperatura de chama menor à temperatura em uma queima tradicional. Na combustão sem chama os gases de recirculação são definidos como os gases já queimados que são recirculados e misturados com o ar de combustão antes da reação de combustão. Com isto parte do calor é recuperado dentro da própria câmara e se consegue incrementar a eficiência do sistema porque os reagentes são preaquecidos com os gases de escape. A temperatura da reação pode ser reduzida acrescentando a inserção de gases recirculados, e com o aumento destes gases inertes diminui a quantidade de O<sub>2</sub> na câmara, e obtém-se uma homogeneização da mistura ar-combustível ao longo de toda a câmara de combustão, mas além de certos limites leva a uma combustão instável e a ruptura (*blow out*) da chama. (MOHAMED et al., 2012; XING et al., 2017).

A história da combustão sem chama começa em 1971 quando foi observada a autoignição do combustível em um regime sem chama aparente, com uma diminuição dos NO<sub>x</sub> nos produtos, com uma alta taxa de recirculação dos produtos queimados e, apesar disso, a combustão foi estável e moderada, queimando completamente o combustível. (WEINBERG, 1971a)

A combustão sem chama apresenta diferentes nomes, entre eles existem: *Flameless Oxidation* (FLOX®), *High Temperature Air Combustion* (HiTAC), *High temperature combustion technology* (HiCOT), *Moderate and Intense Low Oxygen Dilution* (MILD) *Combustion*, *Excess Enthalpy Combustion* (EEC), *Low NO<sub>x</sub> Injection* (LNI) e *Colorless Distributed Combustion* (CDC). Na combustão sem chama a reação de combustão é realizada em toda a câmara de combustão mediante a recirculação dos produtos quentes da combustão. Estes gases aumentam a temperatura dos reagentes conseguindo uma temperatura de combustão da câmara menor e mais uniforme (AYOUB et al., 2012; CAVALIERE; DE JOANNON, 2004).

A tecnologia HiTAC abrange outras condições além da combustão sem chama, já que é definida como o processo onde a temperatura do ar que entra na câmara é tão alta que a temperatura dos reagentes é maior que a temperatura de autoignição da mistura, e em determinadas condições de temperatura e quantidade de  $O_2$  é quando acontece a combustão sem chama (CAVALIERE; DE JOANNON, 2004). Isto será mostrado na secção 2.3.3 no trabalho desenvolvido por Tsuji et al. (2002)

A tecnologia HiCOT refere-se as tecnologias que exploram as altas temperaturas dos reagentes, em esse sentido não está limitado ao uso do ar.

Outra definição muito usada é aquela relacionada à *MILD combustion*, a qual acontece quando a temperatura da mistura reagente é maior que a temperatura de autoignição dos mesmos, enquanto que o máximo aumento de temperatura relativo à temperatura de entrada durante a combustão é menor que a temperatura de autoignição da mistura, ou seja tem-se que cumprir as seguintes condições ( equações(2.1) e (2.2)):

$$T_{en} > T_{aig} \quad (2.1)$$

$$T_{max} - T_{en} = \Delta T < T_{aig} \quad (2.2)$$

Onde:

$T_{en}$  : Temperatura de entrada dos reagentes [K]

$T_{aig}$  : Temperatura de autoignição dos reagentes [K]

$T_{max}$  : Temperatura máxima [K]

$\Delta T$  : Máximo aumento de temperatura relativo à temperatura de entrada [K]

Isto se apresenta na Figura 2.3 onde são mostrados outros dois tipos de combustão; a combustão sem chama acontece na região que cumpre as duas condições, (2.1) e (2.2) mencionadas, com a temperatura de entrada dos reagentes ( $T_{en}$ ) maior que a temperatura de autoignição e a diferença entre a máxima temperatura que pode ser atingida na câmara e a temperatura de entrada dos reagentes, é menor que a temperatura de autoignição (CAVALIERE; DE JOANNON, 2004).

O regime de combustão (*MILD combustion*) é definida em função das temperaturas que são alcançadas dentro da câmara.

A combustão sem chama abrange múltiplas tecnologias com algumas características comuns, porem neste trabalho se utiliza a definição mais ampla encontrada na literatura, a qual define a combustão sem chama como:

*A combustão sem chama é, combustão na ausência de chama. Basicamente, a queima sem chama permite obter: baixo NOx (ou mesmo muito baixo NOx) com um alto pré-aquecimento do ar.*

J. G. Wüning & A. Milani (2011)

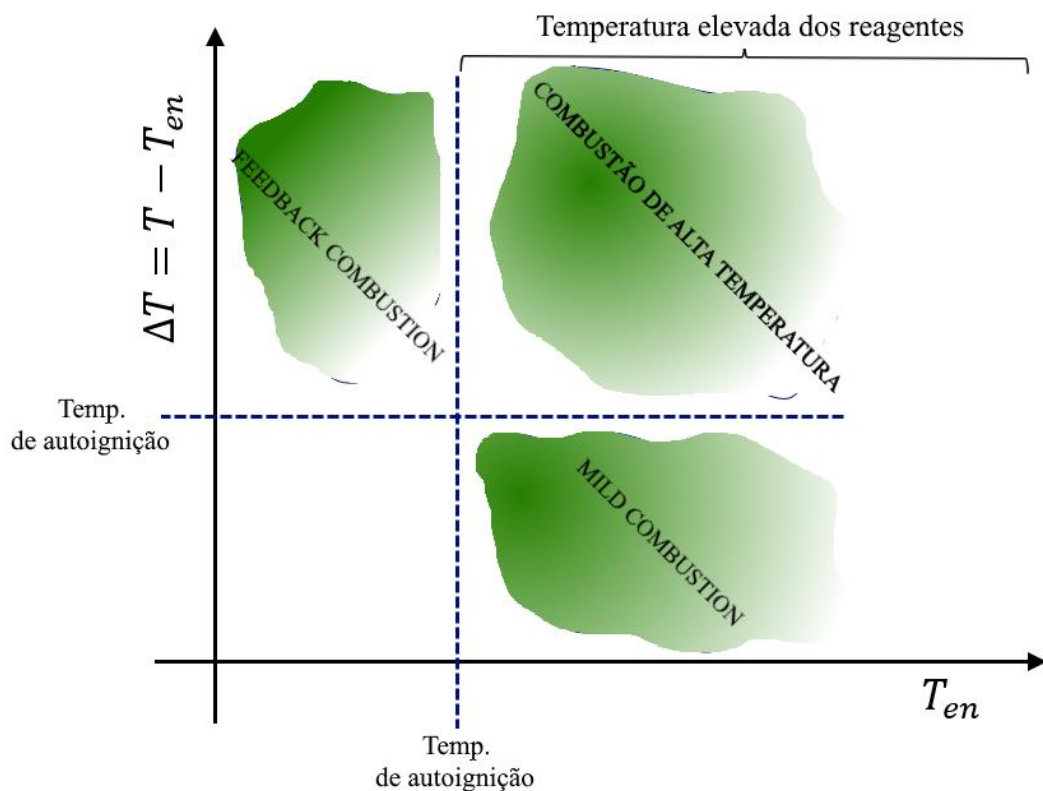


Figura 2.3 Diferentes modos de combustão em função da temperatura de entrada e autoignição (CAVALIERE; DE JOANNON, 2004)

Os aspectos importantes na combustão sem chama são: atomização, vaporização, mistura, transferência de calor por radiação, temperatura, processos químicos de oxidação e processo de autoignição (CAVALIERE; DE JOANNON, 2004). Segundo a literatura, as características principais do processo de combustão sem chama são: uma temperatura de combustão menor, baixas emissões de NOx, chama não visível (vide Figura 2. 4) e diminuição

do som, com alta recirculação dos gases de combustão e em alguns casos com reutilização dos gases queimados para preaquecimento dos reagentes (COELHO; PETERS, 2001; DERUDI; ROTA, 2011).

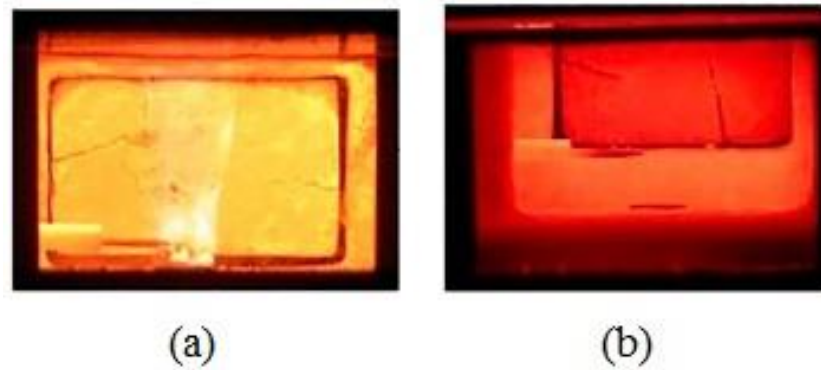


Figura 2. 4 (a) Combustão convencional, (b) Combustão sem chama.(TU et al., 2019)

A utilização da combustão sem chama foi pesquisada para sua utilização em fornalhas de grandes dimensões da indústria vidreira e metalúrgica, onde apresenta economia de energia e redução da emissão de poluentes. Outras aplicações promissoras da combustão sem chama são as turbinas a gás para geração de energia elétrica, devido a redução dos poluentes e otimização acústica, aumenta o tempo de vida dos equipamentos (GRÁCIO BILRO CASTELA, 2010; KHOSHHAL; RAHIMI; ALSAIRAFI, 2011). Estas vantagens tem benefícios de caráter econômico, porque geram uma maior qualidade do processo de geração de energia, devido à economia do custo da implementação de sistemas de captura de poluentes e o custo de manutenção destes equipamentos. Além disso podem ser utilizados sistemas de troca de calor para o preaquecimento do ar de combustão, diminuindo temperatura dos gases na saída da câmara e economizando combustível (GUPTA, 2000; KATSUKI; HASEGAWA, 1998).

Três parâmetros importantes para uma combustão sem chama além das características do fenômeno, descritas nos parágrafos anteriores, são as configurações do injetor, parâmetros de operação e a aerodinâmica da câmara de combustão, a qual deve garantir a formação do fenômeno de combustão sem chama mediante a formação de uma elevada recirculação interna dos gases de combustão (KUMAR; PAUL; MUKUNDA, 2002, 2005; MANCINI et al., 2007; MANCINI; WEBER; BOLLETTINI, 2002; MÚNERA; ARRIETA; SIERRA, 2009).

Uma característica da temperatura dentro da câmara de combustão é uma distribuição uniforme e quando é comparada com uma queima tradicional tem-se uma diminuição da temperatura máxima de chama, além disso a temperatura do ar pré-aquecido na entrada é próxima à temperatura de saída dos gases queimados (temperatura homogênea) (NOOR; WANDEL; YUSAF, 2013b; ÖZDEMIR; PETERS, 2001)

## 2.2. Taxa de recirculação

A taxa de recirculação  $K_v$  é um parâmetro muito utilizado para definir a combustão sem chama e é definida segundo a equação (2.3)

$$K_v = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f + \dot{m}_a} \quad (2.3)$$

Onde:

$\dot{m}_e$ : Vazão mássica dos gases em recirculação (vazão de gases de combustão que entra no escoamento dos reagentes)

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de combustível

$\dot{m}_a$ : Vazão mássica do ar de combustão

A Figura 2.5 mostra os limites de estabilidade para diferentes modos de combustão em função de  $K_v$ , onde na região A tem-se uma chama estável com taxas de recirculação de até 30%. A região B é para chamas mais instáveis que podem-se descolar e atingir temperaturas menores à temperatura de autoignição conseguindo chegar a extinguir a chama (*blow out*). Finalmente na região C, tem-se uma temperatura no forno e uma recirculação dos gases de exaustão suficientemente altas para obter um regime de combustão sem chama (WÜNNING; WÜNNING, 1997). O gráfico mostra que quando a recirculação não é bastante alta, a combustão é instável, o que é possível considerar um estágio intermédio entre a queima convencional e a queima sem chama.

A Razão de recirculação é uma forma de quantificar a recirculação dos produtos que acontece dentro da câmara, para isto é utilizada a vazão mássica dos gases recirculados, de

recirculação é mediante a utilização da simulação numérica, uma vez que tal técnica permite identificar os gases queimados recirculados e os reagentes que estão ingressando.

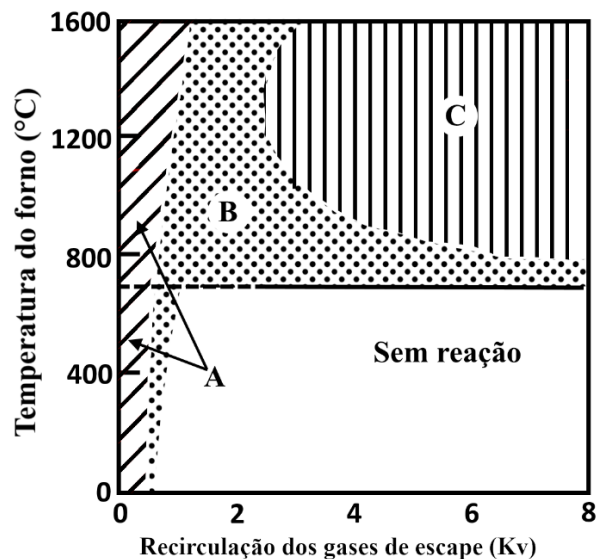


Figura 2.5 Diagrama de estabilidade do regime de combustão sem chama como função da temperatura do forno e a taxa de recirculação interna: A – Região de combustão estável, B – Região de combustão instável, C- Região de combustão sem chama (WÜNNING; WÜNNING, 1997)

Em resumo, a combustão sem chama apresenta diversas características próprias que fazem possível sua identificação, entre elas tem-se:

- Alta taxa de recirculação dos gases queimados.
- Temperatura homogênea ao longo da câmara de combustão, sendo menor que a temperatura de uma câmara com queima convencional.
- Visualmente não é possível identificar uma chama tradicional, senão uma chama dispersa de uma cor vermelha, devido à baixa concentração do oxigênio.
- A intensidade do ruído de combustão diminui no processo de combustão sem chama, devido a pressões mais homogêneas dentro da câmara.
- A temperatura dos reagentes (oxidante) de combustão deve ter uma temperatura maior à temperatura de autoignição da mistura.
- As quantidades de NOx e CO gerados, são menores em comparação com um regime de queima convencional.

Para a combustão sem chama com preaquecimento da câmara (sem fonte auxiliar de preaquecimento do ar de combustão) é utilizada uma queima tradicional até conseguir que a temperatura dos reagentes que esteja acima da temperatura de autoignição e assim seja possível atingir o regime de combustão sem chama (AZEVEDO; ANDRADE; COSTA, 2015).

## **2.3. Câmaras de combustão sem chama**

As câmaras de combustão sem chama encontram-se ainda em fase de pesquisa, por isso, os trabalhos desenvolvidos com este tipo de tecnologia encontram-se no campo da simulação computacional e do trabalho experimental com diversas configurações e condições de operação, desde que estas cumpram as condições descritas anteriormente, sem importar a forma que sejam obtidas, podem ser chamadas de câmaras de combustão sem chama.

As câmaras de combustão sem chama, devido as características próprias desta tecnologia, possuem diferenças muito grandes com relação as câmaras de combustão tradicionais enquanto à suas características de operação e funcionamento, isto devido a que tem que garantir uma certa quantidade de recirculação dos gases queimados.

### **2.3.1. Requisitos de uma câmara de combustão sem chama**

Para o projeto de uma câmara de combustão tem-se alguns requisitos desejáveis de operação (ARTHUR H. LEFEBVRE & DILIP R. BALLAL, 2015). As câmaras de combustão sem chama compartilham estes requisitos, entre eles temos:

1. Alta eficiência de combustão.
2. Ignição confiável e estável.
3. Limites de estabilidade amplos.
4. Baixa perda de pressão.
5. Baixas emissões de material particulado, combustível não queimado e espécies poluentes gasosas.
6. Isento de variações bruscas de pressão (pulsações) e outras manifestações de instabilidade induzidas pela combustão.
7. Tamanho e forma compatível com a bancada experimental.
8. Projeto para um custo mínimo e de fácil fabricação.
9. Fácil manutenção.
10. Durabilidade.
11. Capacidade de operação com vários combustíveis.

12. Para aplicações aeronáuticas o tamanho e o peso são outras considerações importantes a ter em conta.

Em relação ao presente trabalho, um dos problemas mais graves encontrados no funcionamento da câmara projetada foi o item 6, já que estas instabilidades geram pequenas detonações dentro da câmara.

Enquanto a utilização da combustão sem chama em turbinas a gás no trabalho de Flamme (2004) apresentam-se algumas das melhorias obtidas com o uso de esta tecnologia, as quais são:

- Eliminação da pulsação nas câmaras de combustão de turbinas a gás.
- Aumento da estabilidade do processo de combustão em uma ampla faixa de excesso de ar.
- Supressão das altas emissões de poluentes em carga parcial.
- Aumento da eficiência das turbinas a gás e
- Possível uso de diferentes combustíveis (gás natural e óleo combustível).(FLAMME, 2004)

### **2.3.2. Estado de arte da combustão sem chama**

São apresentadas algumas pesquisas na área, onde apesar de ter diferentes configurações, todas elas procuram conseguir uma alta taxa de recirculação com temperaturas dos reagentes acima da temperatura de autoignição.

Inicialmente os trabalhos realizados na área da combustão sem chama foram do tipo experimental, mas, com o desenvolvimento das técnicas na área da simulação numérica, numerosos trabalhos foram surgindo, sendo uma boa parte das pesquisas realizadas atualmente.

J. A. Wüning e J. G. Wüning (1997) apresentaram uma nova forma de combustão a qual eles chamaram de oxidação sem chama (*flameless oxidation*). Os autores descreveram o processo idealizado de uma câmara operando nas condições de combustão sem chama (vide Figura 2.6). Na fase I o ar de combustão é misturado com os gases recirculados e na fase II o

combustível é adicionado à mesma mistura. Na fase III uma parte do calor é retirado para o processo em quantidade suficiente para garantir que os gases de exaustão possam aquecer o ar de combustão. As diferenças que apresentam as câmaras de combustão sem chama em relação as câmaras tradicionais são principalmente o alto grau de recirculação dos gases queimados, a temperatura homogênea e a presença de uma chama diluída em toda a câmara.

No referente a simulação numérica, J. A. Wünnig e J. G. Wünnig (1997) já apresentavam primeiras simulações baseadas no modelo de turbulência k- $\epsilon$ .

Um diagrama do funcionamento tradicional que mostra as etapas principais de uma câmara de combustão sem chama é representado na Figura 2.6

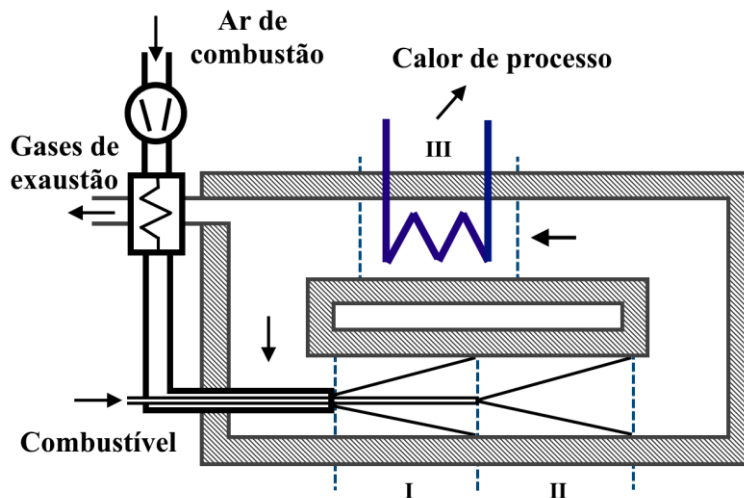


Figura 2.6 Diagrama idealizado do processo de combustão sem chama (WÜNNING J. A.; WÜNNING J. G., 1997)

Gupta (2000) estudou o comportamento das chamas difusas utilizando ar de combustão pré-aquecido a 1150 °C e variando a concentração de oxigênio no ar de combustão de 21% até 2%. Como resultado desta pesquisa foram identificadas melhoras no rendimento térmico e portanto, baixo consumo de combustível; baixas emissões de NO<sub>x</sub>, CO, fuligem, hidrocarbonetos, CO<sub>2</sub> e outros gases de efeito estufa (GUPTA, 2000).

Tsuji et al. (2002), desenvolveram um extenso trabalho sobre a tecnologia HiTAC. Esta tecnologia refere-se à combustão utilizando ar de combustão preaquecido (1000 °C), onde com baixas concentrações de oxigênio pode-se obter um regime de combustão sem chama. Para isto

foram apresentadas as chamas em diversas condições mudando as temperaturas do ar de combustão e o conteúdo de oxigênio (Figura 2.7).

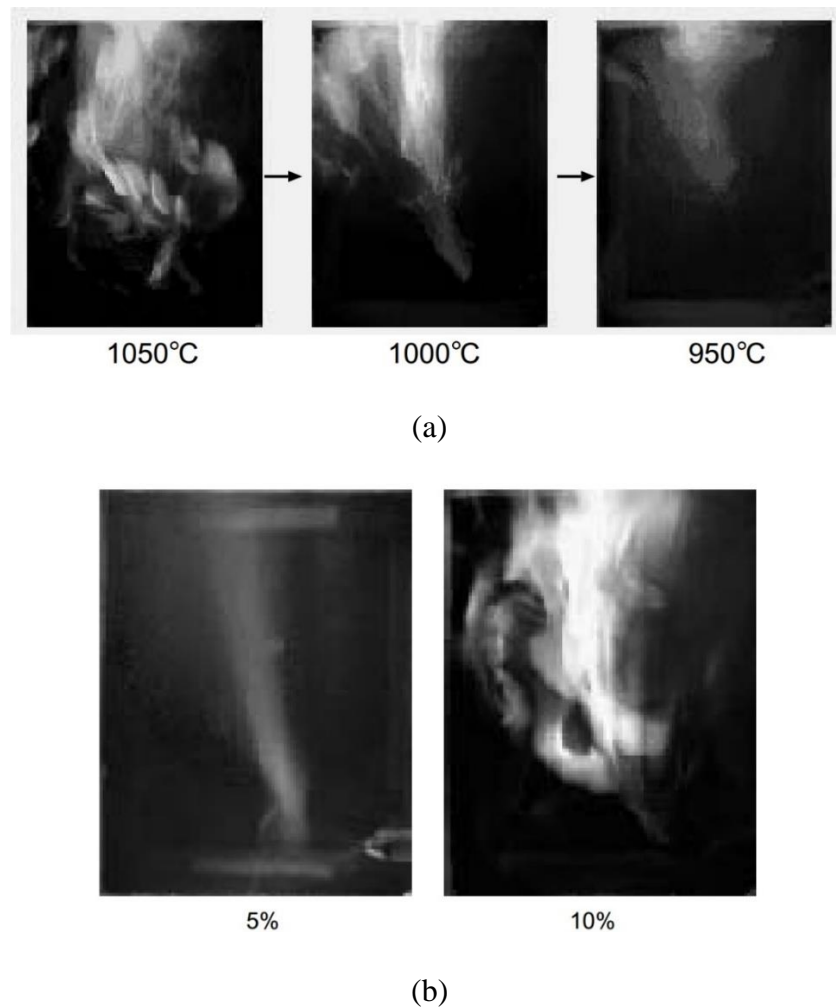


Figura 2.7 Tipos de chama para querosene (a) com 8% de oxigênio e variando a temperatura de pré-aquecimento. (b) com ar pré-aquecido a 1000 °C e mudando o conteúdo de oxigênio de 5% a 10%. (TSUJI et al., 2003)

Pode se perceber que com temperaturas de preaquecimento e conteúdo de oxigênios moderados a chama começa a sumir visualmente, atingindo as condições características da combustão sem chama. O processo de mudança da forma e cor da chama é observado na Figura 2.8 para uma pressão de 0,3 MPa.

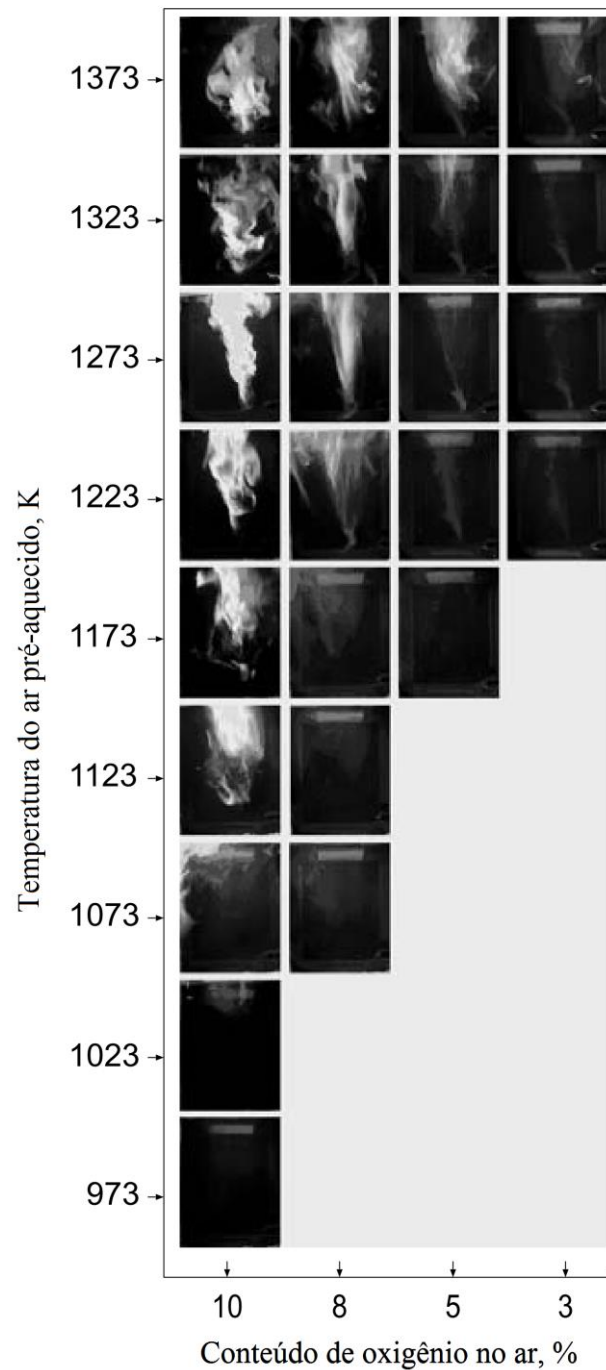


Figura 2.8. Variação da chama com ar pré-aquecido e diversas concentrações de oxigenio.(TSUJI et al., 2003)

Kumar *et al.* (2002), desenvolveram e aperfeiçoaram um injetor com uma capacidade de  $2-10 \text{ MW/m}^3$ , (Figura 2.9). Para a otimização foi utilizado o software de simulação numérica CFX-Taskflow 2.10.00, utilizando o modelo  $k-\epsilon$  de turbulência e as equações de Navier Stokes em 3 dimensões.

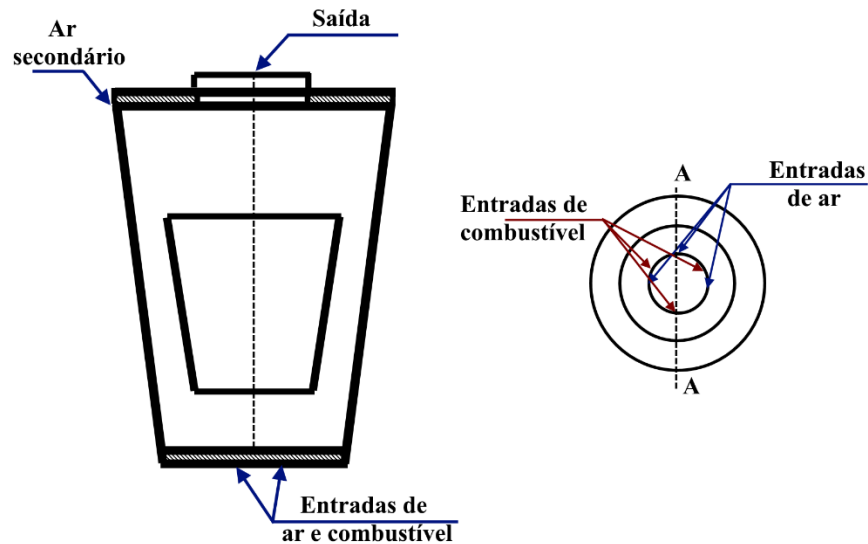


Figura 2.9. Injetor desenvolvido por Kumar *et al.* (2002)

No trabalho experimental foi demonstrado que a combustão sem chama é atingida em condições especiais (baixas potências com altas taxas de dissipação de calor) podendo acontecer também com ar e combustível ingressando à temperatura ambiente. Outro fator interessante foi a utilização de uma secção cônica para evitar a recirculação no injetor (KUMAR; PAUL; MUKUNDA, 2002).

No trabalho de Cavaliere e de Joannon (2004) é feito um resumo do estado da arte da combustão sem chama definindo basicamente os aspectos físicos, termodinâmicos e químicos, assim como os problemas e possíveis aplicações desta tecnologia (chamada em este trabalho como *MILD combustion*). Eles também elaboraram uma definição da combustão sem chama baseada nas temperaturas de autoignição da mistura e a temperatura de entrada do ar de combustão, esta definição já foi apresentada anteriormente quando foi definida a *MILD combustion*.

Foi analisado o efeito do aquecimento do ar de combustão na atomização, uma descrição do processo de volatilização das gotas, a mistura do oxidante com o combustível, a temperatura dentro da câmara, a ancoragem da chama, o mecanismo de autoignição da chama, e a cinética química dos hidrocarbonetos parafínicos.

Weber *et al.* (2005) utilizou gás natural, óleo combustível leve, óleo combustível pesado e carvão em uma fornalha de 0,58 MW com um preaquecimento de 1300 °C (WEBER; SMART; KAMP, 2005).

As características dos parâmetros utilizados em este trabalho foram:

- O ar de combustão é pré-aquecido a temperaturas maiores que 1000 °C e em algumas aplicações até 1300 °C.
- A temperatura na saída da fornalha (antes do regenerador) é ligeiramente maior (50-100 °C) que a temperatura do ar de combustão.
- Os injetores são posicionados a uma distância radial ótima da corrente de ar de combustão que injeta o combustível dentro dos produtos recirculados com baixa concentração de oxigênio, tipicamente 2-5 % em volume.
- Os jatos de ar e combustível incorporam grandes quantidades dos produtos da combustão antes da sua mistura.
- A combustão ocorre globalmente em todo o forno, e normalmente nenhuma chama é visível. As temperaturas no forno são relativamente uniformes, com apenas pequenos gradientes aparecendo nas proximidades do queimador. O mesmo é aplicável ao oxigênio no forno,
- Os fluxos radiativos são uniformes.

Quando o gás natural e o óleo combustível leve foram queimados com ar (viciado) altamente preaquecido, foi difícil determinar o lugar onde a combustão ocorreu devido à ausência de chamas visíveis, em contraste, as chamas geradas pela queima do óleo combustível pesado e o carvão foram claramente distinguíveis da radiação da parede (WEBER; SMART; KAMP, 2005).

Wu *et al.* (2007), estudaram a queima de óleo combustível pesado em um queimador regenerativo (o regenerador está localizado no queimador) utilizando 01 atomizador efervescente e um atomizador DMV (vórtice de mistura dupla (Figura 2.10), no inglês *double-mixed-vortex*). Os dois operaram de forma periódica e por períodos de 30 s e os melhores resultados foram obtidos com o injetor DMV em diversos arranjos.

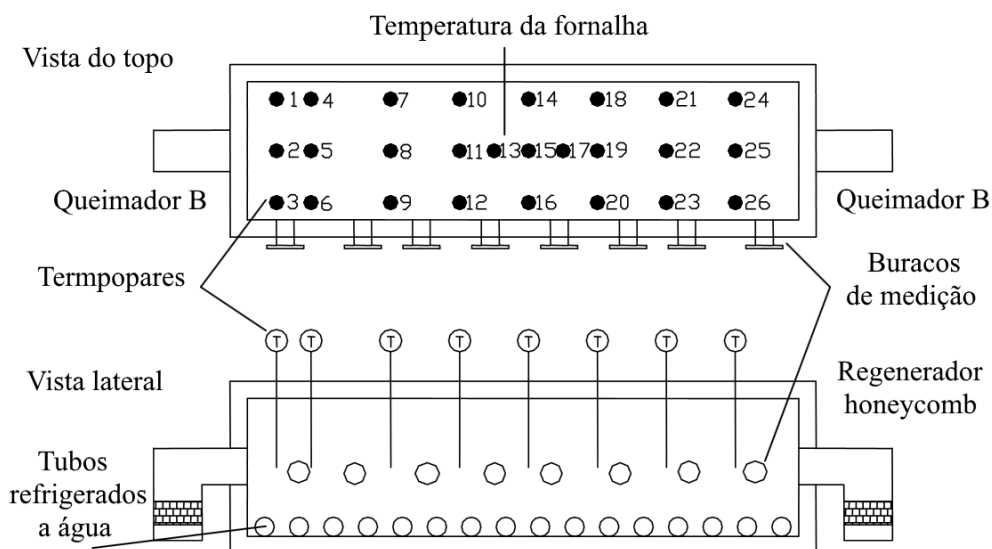


Figura 2.10 Diagrama esquemático da fornalha mostrando o arranjo dos queimadores e os lugares de tomada de medidas.(WU; CHANG; CHIAO, 2007)

Tabacco *et al.* (2007) realizou a simulação de uma câmara de combustão utilizando o software Fluent<sup>TM</sup>, depois de validar os resultados obtidos com experimentos realizados anteriormente, os autores desenvolveram um modelo zero da combustão sem chama. Para a simulação foram utilizados os modelos  $k-\epsilon$  *realizable* e para a radiação foi utilizado o modelo D.O. (*Discrete Ordinates*). Concluiu-se dos resultados obtidos nas simulações que o principal contribuinte na formação do NO foi o mecanismo térmico, enquanto que a contribuição do mecanismo Prompt foi desprezível. Outra conclusão obtida foi a importância que têm a recirculação na combustão sem chama, especialmente na parte cinética, mássica e térmica.(TABACCO; INNARELLA; BRUNO, 2002)

Derudi e Rota (2011), utilizaram n-octano como combustível de referência para estudar o comportamento de um combustível líquido em regime de combustão sem chama. Para atomização foi utilizado nitrogênio em um injetor refrigerado a 333 K.

Quando comparado com a combustão sem chama do GLP, verificou-se que o combustível líquido gerou maiores emissões de NO<sub>x</sub>, isto devido à maior importância do mecanismo Prompt nas regiões próximas à evaporação das gotas de combustível (DERUDI; ROTA, 2011).

Azevedo C. (2013) desenvolveu um injetor do tipo *blurry* para a queima de etanol em uma câmara experimental de combustão sem chama. Para realizar a caracterização do injetor *blurry* foram utilizados água destilada, etanol hidratado e biodiesel de soja.

A caracterização da câmara foi feita mediante a medição da temperatura na câmara de combustão com termopares e com uma câmara termográfica. Também foram medidos os poluentes (UHC, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e CO) na saída da câmara.

A câmara de combustão contém um sistema de pré-aquecimento do ar de combustão que utiliza o calor gerado na combustão. Para a câmara atingir as condições necessárias para a combustão sem chama, foi necessário um tempo de aquecimento com queima convencional, até o ar de combustão atingir altos valores de temperatura adequados (Figura 2.11).



Figura 2.11 Aspecto da chama no início do pré-aquecimento da câmara de combustão.

(AZEVEDO , 2013)

Depois do pré aquecimento do ar de combustão na entrada a temperaturas próximas a 800 °C , inicia-se um regime de combustão sem chama. A Figura 2.12 mostra o regime de combustão sem chama para vários coeficiente de excesso de ar ( $\lambda$ ).

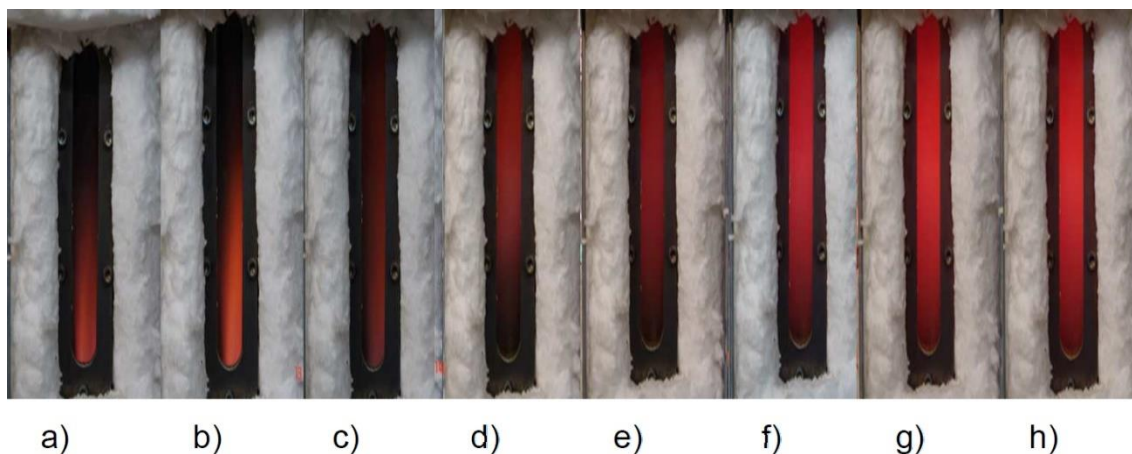


Figura 2.12 Aparência da câmara de combustão para diferentes coeficientes de excesso de ar. a)  $\lambda = 0,9$ ; b)  $\lambda = 1,0$ ; c)  $\lambda = 1,02$ ; d)  $\lambda = 1,10$ ; e)  $\lambda = 1,20$ ; f)  $\lambda = 1,21$ ; g)  $\lambda = 1,61$ ; h)  $\lambda = 1,80$  considerando  $P = 4$  kW. (AZEVEDO; ANDRADE; COSTA, 2015)

Abuelnuor *et al.* (2014) fez uma revisão dos trabalhos realizados sobre a combustão sem chama, as principais conclusões que obteve foram:

- A importância dos gases recirculados para a homogeneização da temperatura interna da câmara.
- A alta temperatura requerida no ar de combustão e sua importância na diluição da mistura ar-combustível.
- As emissões de NO<sub>x</sub> diminuíram até 80% comparado com o processo de combustão convencional.
- A combustão sem chama reduz a quantidade de NO<sub>x</sub> e CO gerados. O tamanho das câmaras de combustão sem chama é menor que as convencionais, já que devido ao processo de preaquecimento no ar de combustão, estas aumentam sua eficiência.

Siqueiras B. (2016) realizou a simulação da combustão sem chama de álcool hidratado, utilizando o software ANSYS CFX, com os modelos de turbulência RNG k- $\epsilon$ , modelo FRC/EDC para a combustão, DT para a radiação e DPM para simular o spray.

A malha utilizada foi do tipo TETRA/MIXED com 1.583.049 elementos e 282.552 nós, esta foi gerada com o software ICEM CFX 13.0 (Figura 2.13).

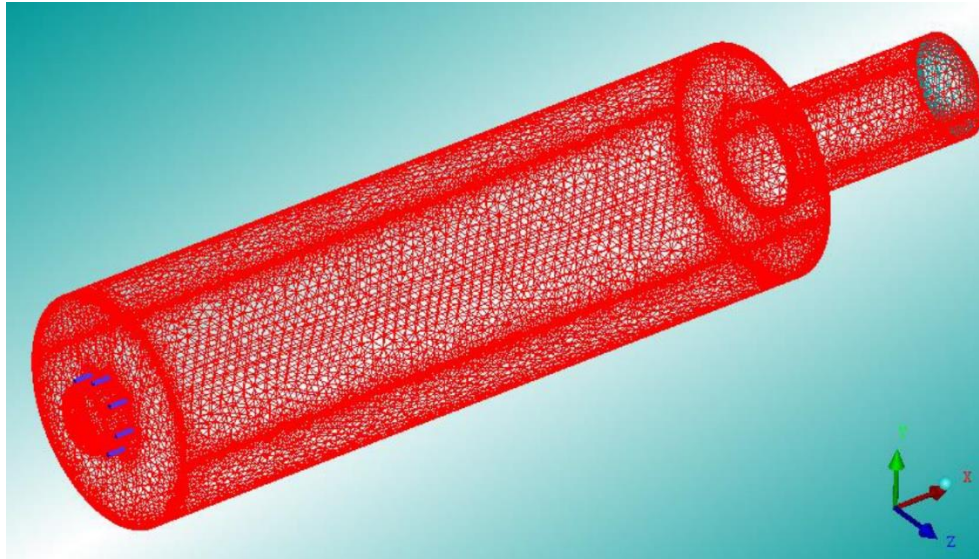


Figura 2.13 Malha utilizada na simulação (SIQUEIRA, 2016)

A validação foi feita comparando os resultados com os dados experimentais obtidos por Azevedo C. (2013) para diferentes condições de  $\lambda$ .

As temperaturas calculadas numericamente variam entre 600 e 800°C no interior da câmara de combustão.

Xing *et al.* (2017), fizeram um estudo das aplicações da combustão sem chama nas turbinas a gás. Neste trabalho foram listadas as diferenças do uso da combustão sem chama em fornalhas e nas turbinas a gás, entre elas tem-se:

1) Estreita faixa de operação. A combustão sem chama opera em condições que limitam a operação da turbina a gás, especialmente nas turbinas a gás utilizadas na aviação, que precisam de muita versatilidade de uso em variadas condições.

2) A concentração e pressão de  $O_2$  nas turbinas a gás é maior que nas fornalhas industriais, o que causa dificuldades operacionais devido a que uma das características da combustão sem chama é a baixa concentração de  $O_2$ .

3) O volume de gases recirculados é alto em comparação as quantidades utilizadas em câmaras de combustão tradicionais, isto é uma restrição enquanto as turbinas a gás usadas na aviação devido ao volume requerido para a recirculação.

4) Para criar a recirculação é necessária a modificação mecânica da turbina.(XING *et al.*, 2017)

Atualmente existe uma tendência crescente de realizar trabalhos de simulação numérica na área da combustão sem chama, principalmente para estudar o comportamento deste regime em diversas condições. Uma análise bibliométrica realizada com o software VOS viewer das pesquisas dos últimos 5 anos na base de dados Scopus mostrou a importância da simulação numérica nas últimas pesquisas, na Figura 2.14 apresentam-se os 20 termos com maior coocorrência com a combustão sem chama (*flameless combustion*) onde dois termos estão relacionados com a simulação numérica.

Como exemplos das últimas pesquisas realizadas na simulação numérica pode-se citar:

Chitgarha e Mardani (2018) fizeram o modelagem da combustão sem chama em condições de regime permanente e regime transiente (CHITGARHA; MARDANI, 2018).

Zhang et al. (2019) simularam o efeito do número de Damköhler nos parâmetros de injeção utilizando gás natural como combustível (ZHANG et al., 2019).

Doan e Swaminathan (2019) utilizaram o método DNS (*direct numerical simulation*) para simular a função dos radicais na combustão sem chama em uma combustão não pré-misturada de metano diluído (DOAN; SWAMINATHAN, 2019).

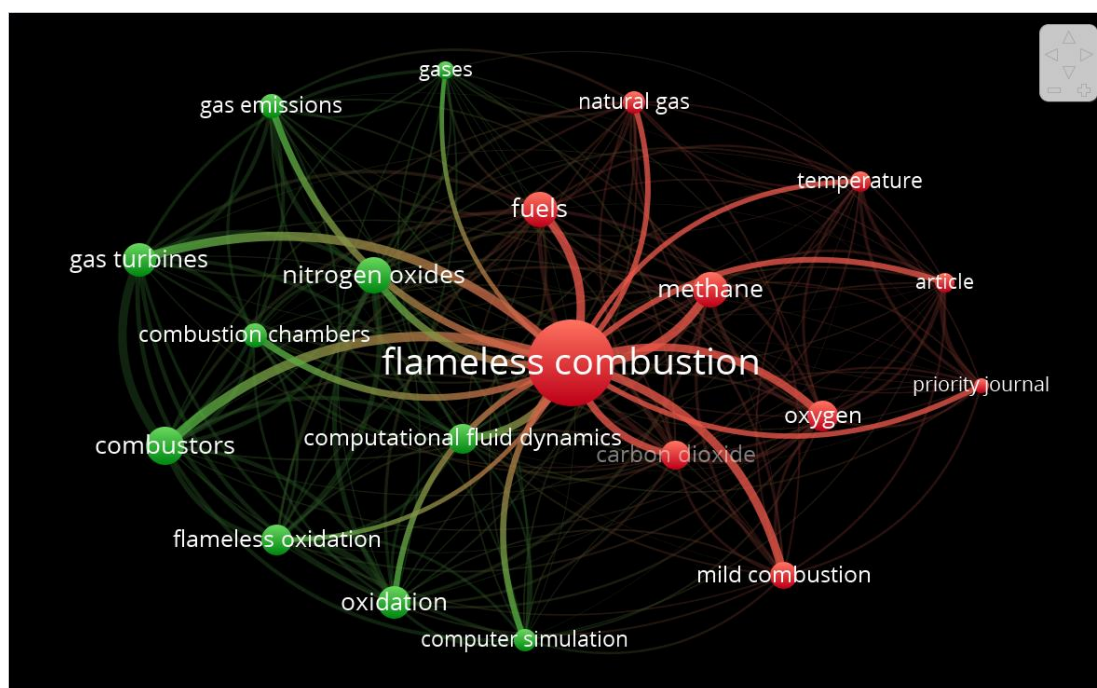
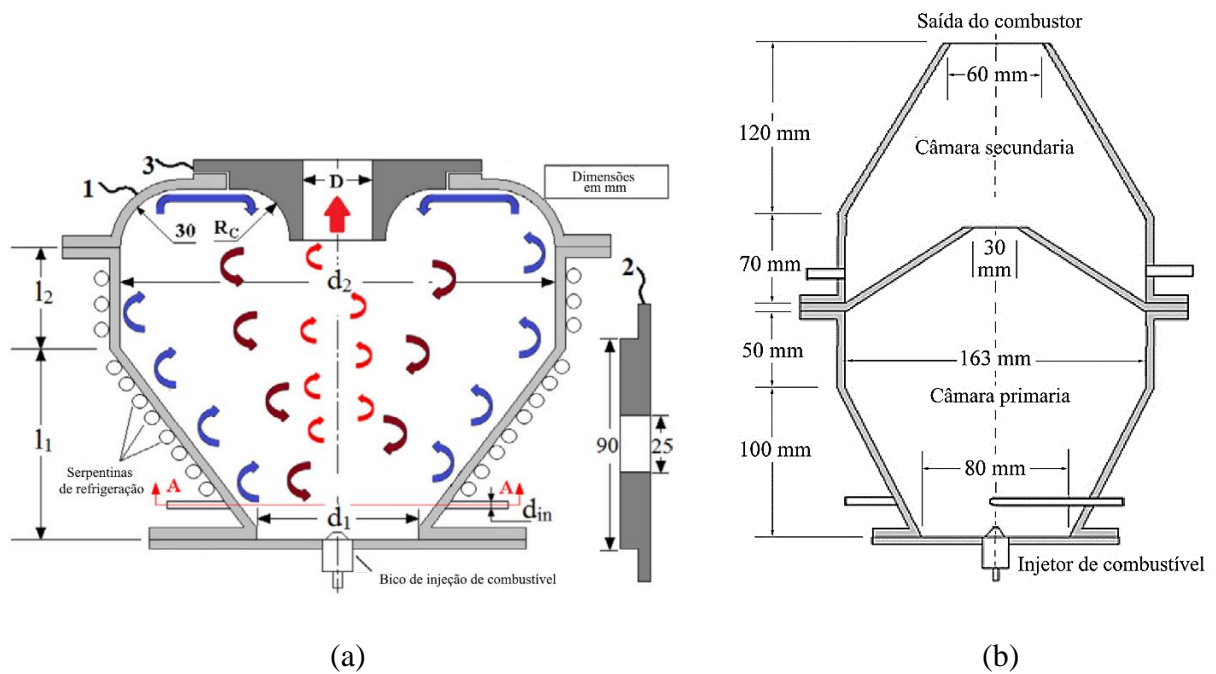


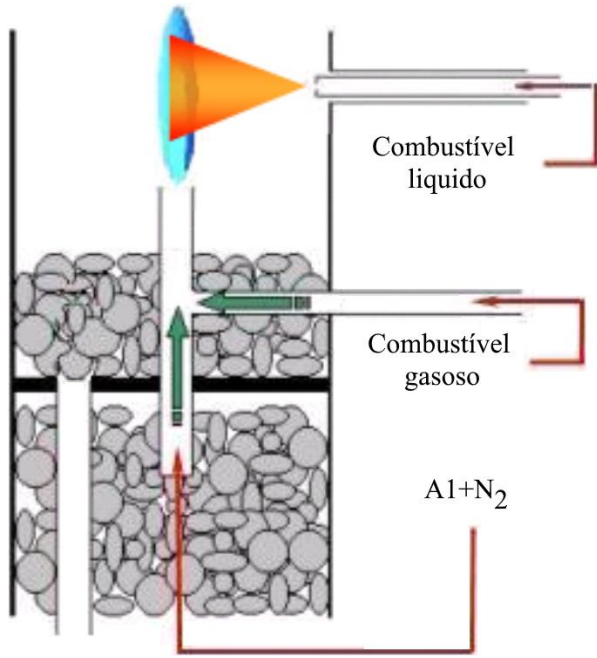
Figura 2.14 Análise da co-ocorrência dos termos ligados à combustão sem chama nas pesquisas dos últimos 5 anos na base de dados Scopus.

No referido a esta área da pesquisa verifica-se que está sendo utilizada computação de grande capacidade para obter melhores resultados (simulação DNS), além de utilizar a combustão sem chama em combinação com outro tipo de tecnologias, como por exemplo: Combustão sem chama com oxi-combustão. (PERRONE et al., 2018), enriquecimento do combustível com hidrogênio (MARDANI; KARIMI MOTAALEGH MAHALEGI, 2019) e combustão em diversas atmosferas (TU et al., 2019), etc.

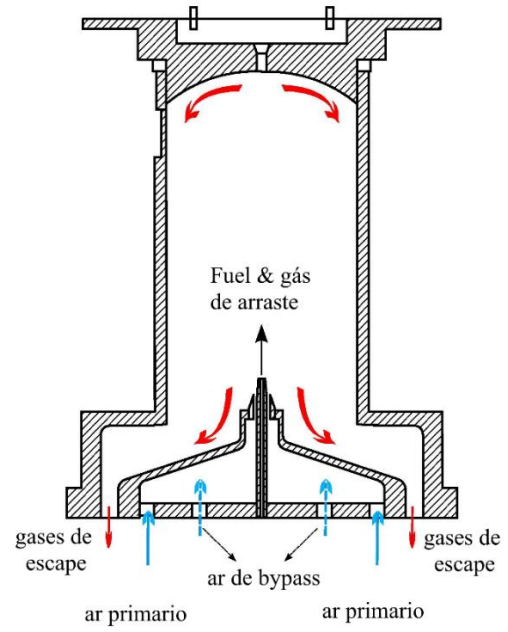
### 2.3.3. Configurações das câmaras de combustão sem chama

As câmaras de combustão para regime de combustão sem chama têm variadas configurações, na Figura 2.15, por exemplo são mostradas algumas delas que utilizam combustível líquido, mas todas elas apresentam configurações que têm como objetivo, conseguir uma elevada taxa de recirculação dos gases queimados.

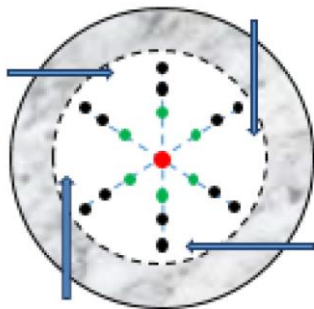




(c)

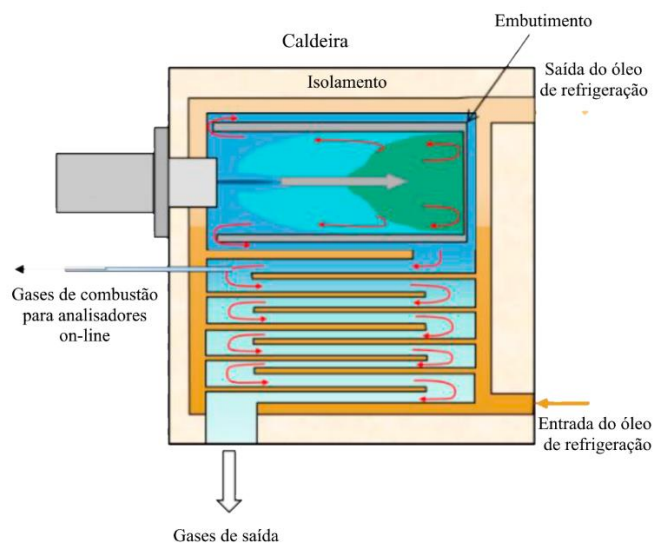


(d)

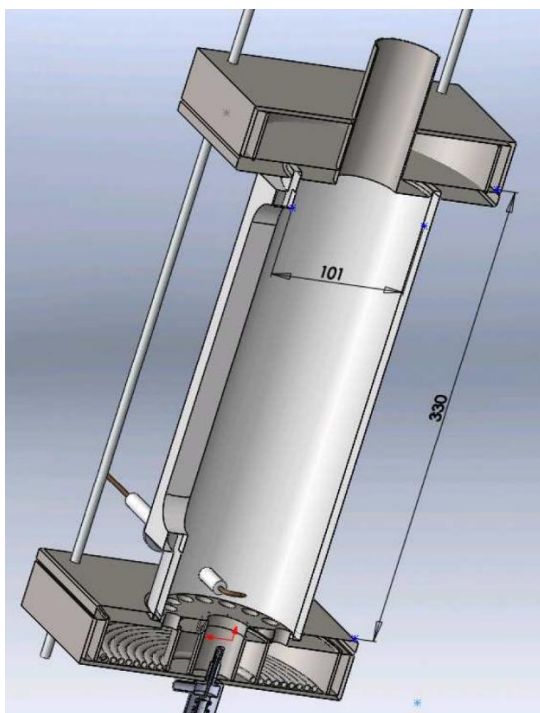


- Injetor de combustível líquido
- Combustível gasoso
- Suplimento de ar tangencial
- Canal fechado
- Parede cerâmica

(e)



(f)



(g)

Figura 2.15 Diversas configurações de câmaras de combustão sem chama: (a) com uma câmaracâmara (REDDY et al., 2015), (b) Com duas câmaras (MAHENDRA REDDY; KUMAR, 2013), (c) Com duas câmaras (DERUDI; ROTA, 2012), (d) Com escoamento reverso (YE et al., 2015) (e) com entrada tangencial de ar (KASANI et al., 2019), e (f) com fluxo reverso (LUHMANN et al., 2017) (g) com fluxo direto (AZEVEDO , 2013)

O projeto da câmara de combustão desta tese utiliza a configuração da câmara de combustão utilizada por Azevedo (2013) modificada para uma vazão maior e utilizando outro tipo de injetor.

## 2.4. Combustíveis alternativos

Os combustíveis alternativos são aqueles que provêm de qualquer fonte que não seja o petróleo, muitas vezes são gerados de fontes renováveis e de processos de produção que envolvem novas tecnologias. (OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY & RENEWABLE ENERGY, 2019)

Das novas tecnologias que diminuem a dependência do petróleo estão os processos termoquímicos. Estes processos permitem obter combustíveis a partir de materiais que contêm compostos baseados em carbono. Isto faz que os processos termoquímicos sejam pesquisados para o descarte de materiais problemáticos como: lixo, águas de esgoto e materiais perigosos ou de difícil de descarte.

No presente trabalho são utilizados 2 tipos de combustíveis, sendo 01 deles um combustível alternativo (Óleo pirolítico de pneu usado) e um combustível tradicional (diesel S-10).

- O Diesel S-10 contém uma baixa quantidade de enxofre, conforme as especificações do Programa de controle de emissões veiculares (Proconve) da Agência Nacional de Petróleo e Biocombustíveis (ANP)

- O Óleo pirolítico de pneu usado é um óleo obtido dos pneus descartados mediante um processo de pirólise do qual são obtidos 3 subprodutos (líquido, gás e sólido), sendo a fração líquida o combustível utilizado neste trabalho.

### **2.4.1. Diesel S-10**

O óleo diesel é um combustível líquido derivado de petróleo, composto por hidrocarbonetos com cadeias de 8 a 16 carbonos e, em menor proporção, nitrogênio, enxofre e oxigênio; é utilizado principalmente nos motores de ciclo Diesel.

Desde janeiro de 2014, o óleo diesel S-10 com baixo teor de enxofre está sendo comercializada no Brasil com o intuito de melhorar o controle das emissões veiculares. Para uso rodoviário (veículos automotivos, máquinas agrícolas, máquinas de construção e máquinas industriais), estão vigentes o diesel S10 e o diesel S500 – este último recebe a adição obrigatória de corante vermelho, para diferenciá-lo da versão menos poluente. O diesel S1800 só pode ser utilizado em atividades não rodoviárias, como mineração, ferrovias e termoelétricas (ANP, 2019a). A Figura 2.16 mostra a proporção das vendas segundo o tipo de Diesel para o ano 2018.

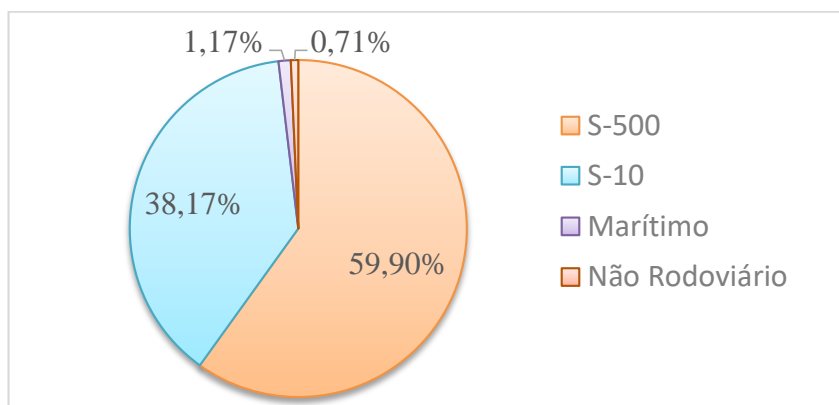


Figura 2.16 Entregas por Tipo de diesel no Ano 2018 (ANP, 2019b).

### 2.4.2. Óleo pirolítico de pneu usado

Os processos termoquímicos e bioquímicos são usados para a recuperação de energia a partir de biomassa e materiais com presença de compostos orgânicos, como é mostrado na Figura 2.17. Os processos bioquímicos envolvem a metanização mediante a utilização de agentes biológicos na decomposição dos materiais orgânicos. Os processos termoquímicos utilizam energia para quebrar as moléculas orgânicas em formas mais simples que dão origem, no caso da pirólise e a gaseificação, a formação de combustíveis. Os principais processos termoquímicos são a combustão, pirólise e gaseificação (KIRUBAKARAN et al., 2009).

A pirólise é um processo termoquímico onde são obtidos combustíveis líquidos na presença de uma atmosfera não oxidante, em outras palavras a pirólise permite quebrar as ligações das moléculas mais pesadas, adicionando calor na ausência de oxigênio (vácuo ou atmosfera inerte). A principal vantagem da pirólise é a capacidade de tratar resíduos de difícil reciclagem, tornando-os reutilizáveis, mediante sua decomposição em elementos mais simples. Este tratamento é utilizado para converter resíduos sólidos em combustíveis de elevado poder calorífico, produtos químicos, monômeros e outros materiais valiosos (MARTÍNEZ et al., 2014).

A pirólise é uma tecnologia muito antiga que tem sido utilizada para a produção de carvão a partir de biomassa por centenas de séculos. A pirólise do carvão e da biomassa (principalmente madeira) foi utilizado comercialmente para a produção de gás combustível assim como combustíveis sólidos (carvão vegetal) desde 1700 até inícios de 1900.

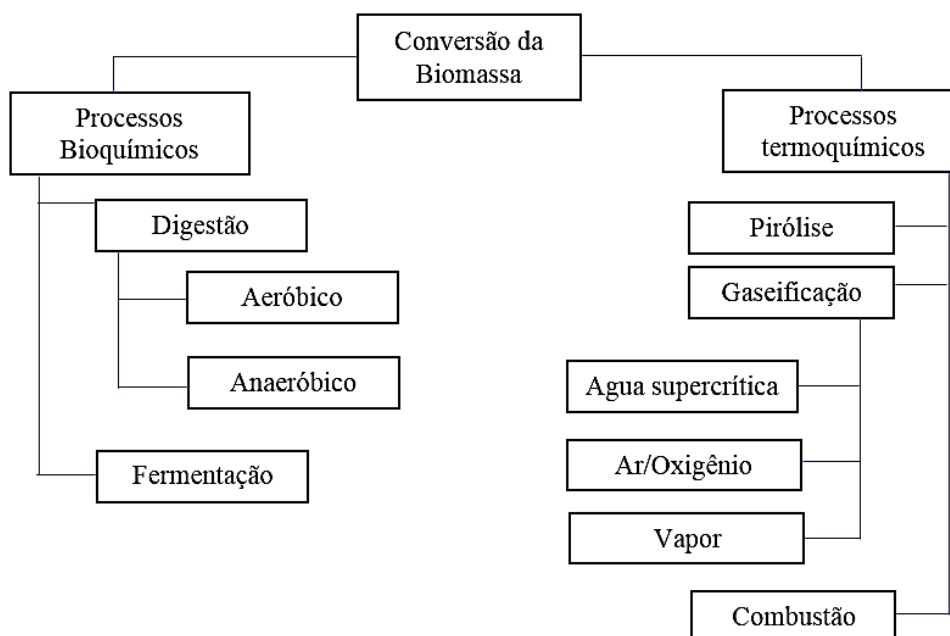


Figura 2.17 Processos de conversão de biomassa (BASU, 2010)

Existem duas grandes diferenças entre os processos de combustão e a pirólise. Em primeiro lugar, os processos de combustão são exotérmicos, enquanto a pirólise é um processo endotérmico. Em segundo lugar, os produtos de processos de combustão são  $\text{CO}_2$ , água, e cinzas, enquanto os produtos da pirólise são carvão, óleo ou alcatrão e gases combustíveis. Estes produtos podem ser utilizados como combustível para o processo de combustão ou como produtos intermediários para a síntese e a produção de produtos químicos. (REZAIYAN; CHEREMISINOFF, 2005).

O óleo pirolítico de pneu usado é um combustível líquido elaborado mediante um processo de pirólise utilizando como matéria prima os pneus usados, os quais segundo a legislação brasileira tem que se corretamente descartados. No Brasil no Art. 16 da Resolução CONAMA nº 416, de 30 de setembro de 2009 determina que os fabricantes e importadores são responsáveis pela disposição final dos pneus usados.

No Brasil existem atualmente 4 tipos de destinação final adequada segundo o Relatório de Pneumáticos 2018 (IBAMA, 2018), estes são: Coprocessamento, granulação, laminação e pirólise. Na Tabela 2.1 são mostradas a quantidade de pneus segundo a tecnologia de descarte para o ano 2017.

Tabela 2.1. Tecnologia de destinação final e quantidade de pneus destinados corretamente no ano 2017 (IBAMA, 2018)

Tecnologia	Destinação (t)	Percentual/ País
Coprocessamento	274 815,07	46,96%
Granulação	215 604,04	36,84%
Laminação	81 625,74	13,95%
Pirólise	13 208,46	2,26%
Total	585 252,32	100%

A quantidade de óleo pirolítico produzido no Brasil a partir de pneus de descarte está em crescimento nos últimos anos (Figura 2.18) o que significa que se tem uma disponibilidade de este combustível líquido que pode ser aproveitado na geração de energia.

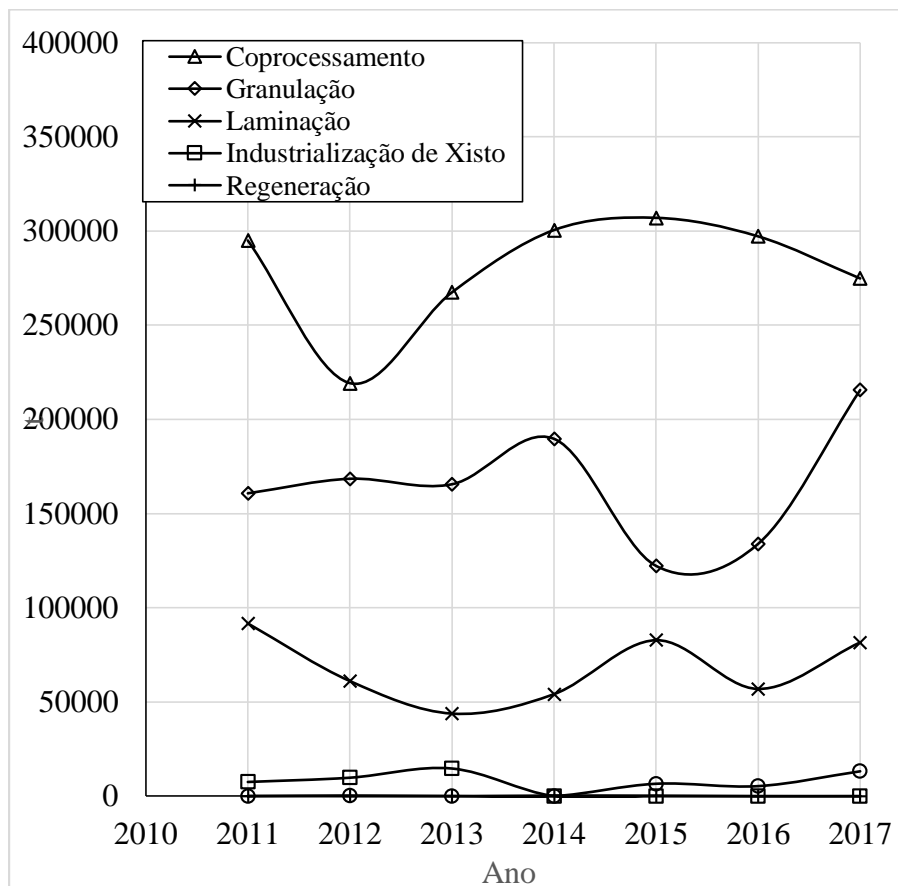


Figura 2.18 Evolução das tecnologias utilizadas para o descarte dos pneus usados (IBAMA, 2018)

## 2.5. Injetores efervescentes

Para o presente trabalho foi selecionado o injetor do tipo efervescente, isto devido a sua boa qualidade de atomização utilizando vazões menores de gás de atomização em comparação a outros injetores do tipo assistidos por ar (*air assisted*).

A técnica da atomização efervescente foi desenvolvida no final do 1980 por Lefebvre e colaboradores, sendo descrita inicialmente como: “atomização de líquido aerado” e obteve o nome de efervescente no ano de 1990. O desenvolvimento do atomizador efervescente foi devido as desvantagens com a atomização *flash* e os problemas associados à dissolução do gás de atomização dentro dos líquidos a serem atomizados. A atomização *flash* é uma técnica que depende da rápida evaporação de uma pequena quantidade do líquido, porque neste estado (gasoso) aumenta significativamente o volume ocupado é isto gera um aumento da pressão na saída do bocal. O problema com esta técnica é a baixa taxa de crescimento das bolhas no líquido, e que está limitada a líquidos com alta volatilidade ou que possuam alto conteúdo de gás dissolvido.

Uma solução para o problema da atomização *flash* foi a atomização efervescente. Neste tipo de atomização o gás é introduzido (geralmente ar para o caso da combustão) diretamente dentro de uma corrente líquida, para criar um escoamento borbulhante com duas fases, uma líquida e outra gasosa, onde o gás encontra-se em forma de pequenas bolhas dispersas. Esse tipo de atomizador é mostrado na Figura 2.19 (LEFEBVRE; MCDONELL, 2017; QIAN; LIN, 2011; SOVANI; SOJKA; LEFEBVRE, 2001).

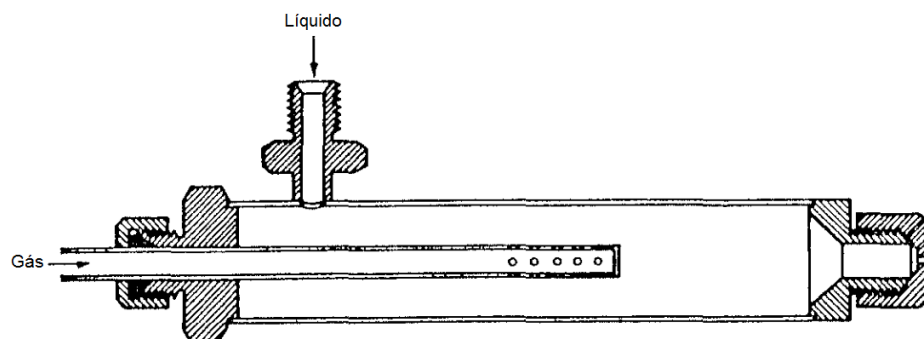


Figura 2.19 Atomizador de escoamento efervescente do tipo “*inside-out*” (LEFEBVRE; MCDONELL, 2017)

Como o líquido que escoar através do orifício de saída (bocal) é pressionado pelas bolhas de gás, estas formam ligamentos e folhas planas de líquido com alta velocidade no bico de saída do injetor. Se a queda de pressão é suficientemente grande na saída do orifício de descarga, aquelas folhas planas quebram-se em pequenas gotas, devido à expansão rápida das bolhas de gás, o qual, acontece a jusante do orifício de descarga, onde o líquido se mistura com o ambiente externo. Uma das principais vantagens do atomizador efervescente é o uso eficiente do ar, sendo possível uma boa atomização com uma pequena vazão do gás atomizador, o que faz possível seu uso quando o gás de atomização é escasso (CHIN; H., 1993; LEFEBVRE; MCDONELL, 2017)

O injetor efervescente opera não somente em regime borbulhante, operando ainda operando, dependendo do valor de GLR e das propriedades dos fluidos em outros regimes. No início para valores de GLR muito baixos (pouca quantidade de gás na mistura) o injetor efervescente pode apresentar o comportamento de um injetor de pressão convencional, depois, com o aumento da quantidade de gás na mistura, pode funcionar como um injetor efervescente (em regime borbulhante), subsequentemente como um atomizador do tipo rajada de ar (*airblast*) e finalmente para valores de GLR muito altos, a atomização pode começar na câmara de mistura (LEFEBVRE, 1996). O desejável como já foi mencionado anteriormente, é que o regime dentro da câmara de mistura seja o borbulhante, mas é uma condição muito difícil de manter com a variação das pressões, temperaturas e vazões.

### **2.5.1. Regime borbulhante**

Os padrões de fluxo que acontecem em um duto são variáveis, com comportamento variado e com um padrão do escoamento difícil de prever. O método utilizado na literatura de injetores efervescentes é a utilização de diagramas, que serão mostrados.

Dentro das limitações que existem em relação aos diagramas, cita-se o fato que muitos de eles são específicos para cada uso, ou seja, para cada estudo pode-se variar: o líquido/gás usado, o diâmetro dos dutos, as vazões dos fluidos, as propriedades, a posição (horizontal, vertical ascendente, vertical descendente, inclinado), etc.

Em um injetor efervescente tem-se algumas complicações adicionais:

A forma em que o gás é inserido dentro do líquido, já que a maior parte dos trabalhos experimentais realizados para caracterizar o tipo de regime dentro de um duto (vertical, horizontal ou inclinado) foram realizados dentro da área do estudo dos fluidos multifásicos

sendo a injeção paralela ao escoamento, no caso dos injetores efervescentes, a injeção do gás geralmente é realizada transversalmente ao escoamento.

O diâmetro dos dutos encontrados na literatura são muito maiores do que aqueles que podem ser encontrados em injetores efervescentes, já que ao diâmetro do duto tem correlação direta potência do atomizador o que significa que um diâmetro da magnitude de aqueles utilizados nos trabalhos experimentais, forneceria uma potência muito elevada, sendo necessária a construção de uma câmara de combustão maior.

### Diagrama de Baker

Para o caso de um duto horizontal foram determinados experimentalmente diferentes tipos de regimes: estratificada, onda, anular, golfadas, pistonado, disperso e borbulhante (Figura 2.20) e tais regimes foram graficamente em um diagrama (Figura 2.21) através do qual pode ser determinado o regime que acontecerá dentro do duto.

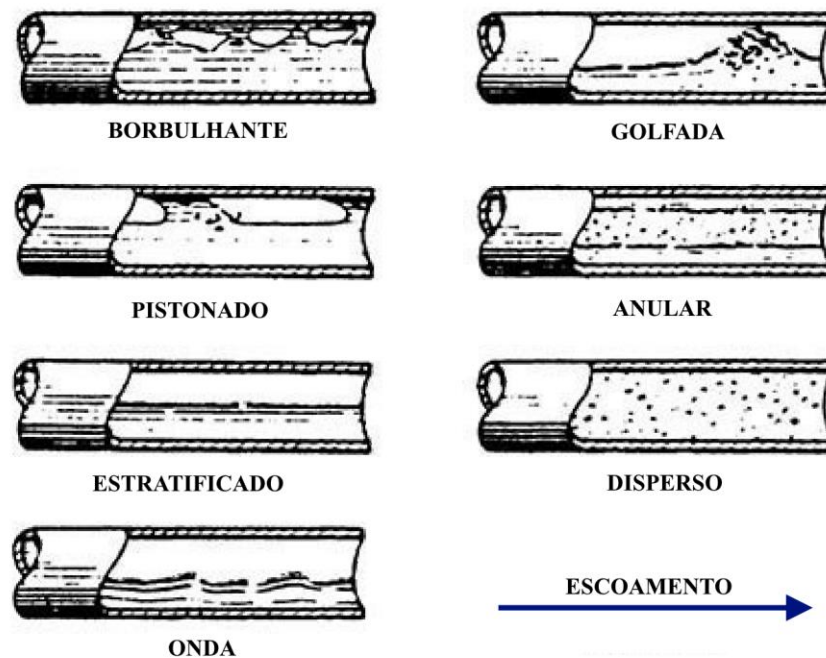


Figura 2.20 Padrões de escoamentos bifásicos em dutos horizontais (PERRY; GREEN, 2008).

O regime borbulhante utilizado no injetor efervescente é caracterizado pela presença de bolhas de ar dentro do líquido, onde como em outros regimes este é determinado pelas características do líquido, gás, e o duto de vazamento. O padrão de fluxo para escoamento bifásico horizontal, em um atomizador, pode ser verificado na Figura 2.21:

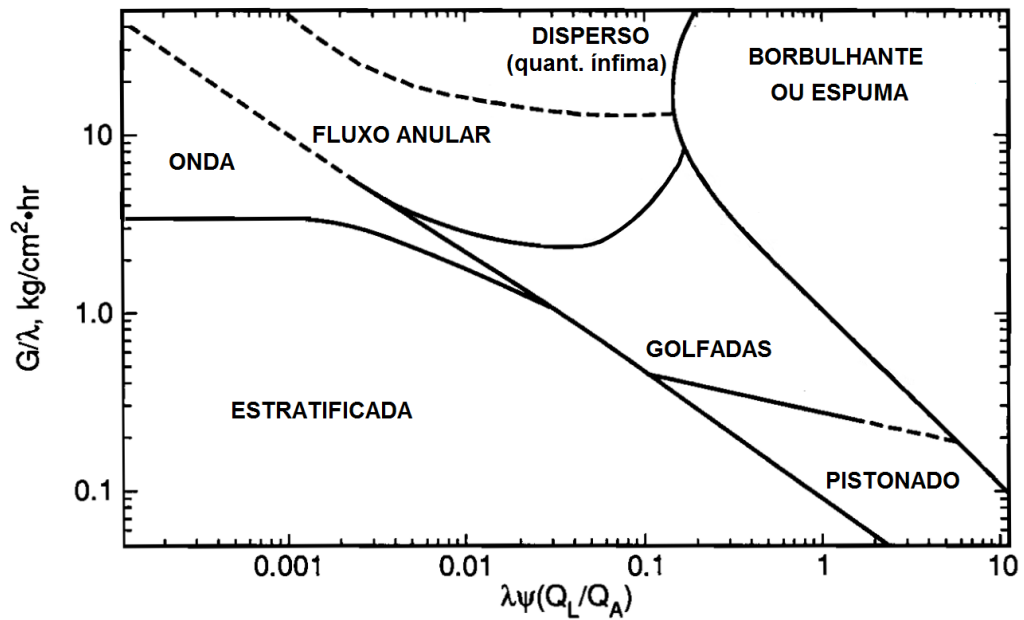


Figura 2.21 Diagrama de Baker para misturas ar/água num escoamento horizontal (CHIN; H., 1993).

No diagrama da Figura 2.21 mostra-se a influência da taxa ar/líquido, pressão e diâmetro da câmara de mistura (GLR,  $D_c$ ,  $P$ ) no regime de fluxo bifásico, onde  $G$  é o fluxo mássico do gás em  $\text{kg/cm}^2\text{h}$ , e as variáveis  $\lambda$  e  $\Psi$  são definidas pelas equações 2.4 e 2.5.

$$\lambda = (\rho'_G \rho'_L)^{0,5} \quad (2.4)$$

$$\Psi = (\sigma')^{-1} (\mu'_L)^{1/3} (\rho'_L)^{-2/3} \quad (2.5)$$

Sendo,  $\rho'_L$ ,  $\mu'_L$  e  $\sigma'$  as taxas relativas da massa específica, da viscosidade, e tensão superficial do líquido com os correspondentes valores da água.

Os atomizadores efervescentes idealmente operam no regime borbulhante, desse modo torna-se importante atingir as condições necessárias para este regime de fluxo no atomizador, já que em estas condições a transformação da energia é mais eficiente.

O diagrama de Baker é um dos mais utilizados para prever o tipo de regime que será obtido no injetor, que utiliza as propriedades do fluido, mas assim como os demais diagramas o mesmo é utilizado somente como uma aproximação, porque o fenômeno que acontece dentro

dos dutos é muito complexo e ainda é estudado (JEDELSKY et al., 2009). A principal restrição de este diagrama são os diâmetros utilizados na elaboração deste diagrama: 2,54 – 10,160 cm.

### Diagrama de Oshinowo-Charles

Oshinowo & Charles desenvolveram um diagrama baseado nos regimes bifásicos observados para escoamento vertical ascendente, sendo os padrões de escoamentos encontrados mostrados na Figura 2.22, com base nesses regimes, foi elaborado o diagrama mostrado na Figura 2.23.

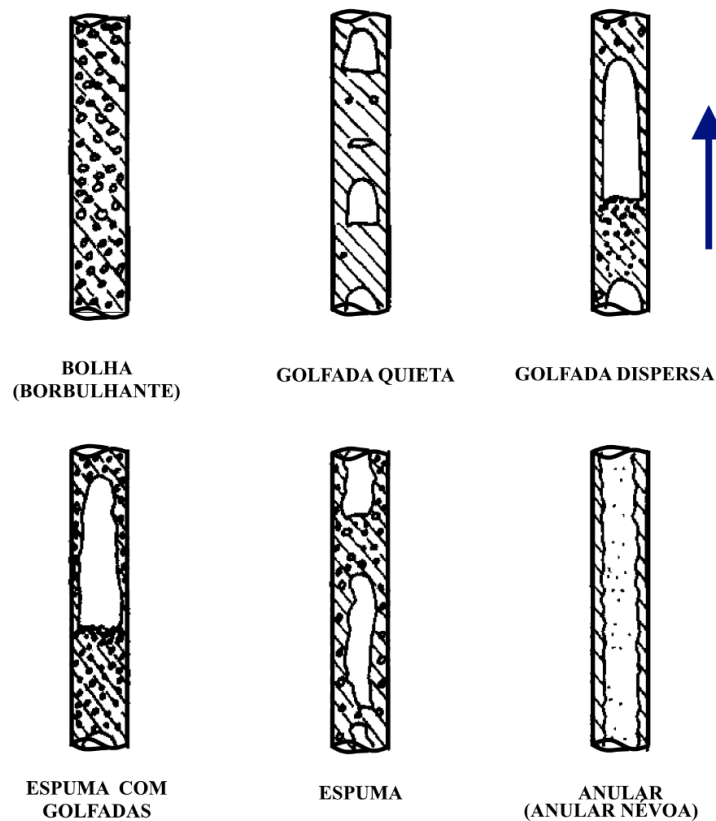


Figura 2.22 Padrões de escoamento em dutos verticais de escoamento ascendente (OSHINOWO; CHARLES, 1974)

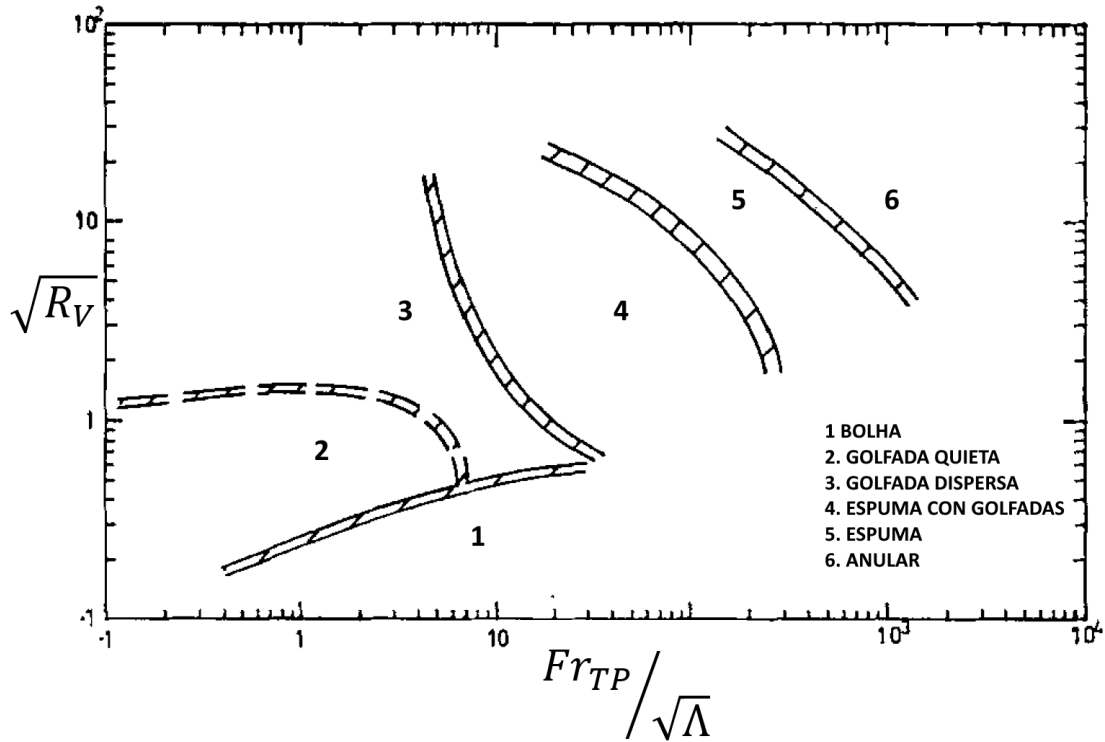


Figura 2.23 Diagrama de Oshinowo - Charles, para escoamentos verticais ascendentes (OSHINOWO; CHARLES, 1974).

Este diagrama utiliza propriedades do fluido para determinar o tipo de regime dentro do duto conforme as equações 2.6, 2.7, 2.8:

$$R_v = \frac{Q_G}{Q_L} = \frac{u_G}{u_L} \quad (2.6)$$

$$Fr_{TP} = \frac{(u_G + u_L)^2}{g \times D} \quad (2.7)$$

$$\Lambda = \frac{\mu_L}{\mu_G} \left[ \frac{\rho_L}{\rho_w} \left( \frac{\sigma_L}{\sigma_w} \right)^3 \right]^{-1/4} \quad (2.8)$$

Sendo  $Q$  referente a vazão volumétrica,  $u$  a velocidade superficial do gás,  $Fr_{TP}$  é o número de Froude para escoamento com duas fases,  $D$  o diâmetro do duto e  $g$  a gravidade. Os subscritos L, G e W referem-se: ao líquido utilizado, gás e água respectivamente.

As limitações deste diagrama são as mesmas do que foi desenvolvido para misturas de Glicerina com água sendo o ar o gás utilizado em um duto de 11,54 cm.

Estes diagramas são apenas utilizados como uma aproximação para tentar prever o regime dentro do injetor (KONSTANTINOV et al., 2010).

### 2.5.2. Geometria dos injetores efervescentes.

Os injetores efervescentes tem como princípio de funcionamento o uso de um escoamento bifásico idealmente em regime efervescente, para isto o gás pode ser inserido dentro do líquido de variadas formas (CHIN; H., 1993). As principais configurações deste tipo de injetores são duas, a primeira foi mostrada na Figura 2.19 é o injetor do tipo “*inside-out*”, neste tipo de injetor, o gás escoava dentro do duto central e sai através de orifícios em direção à corrente do líquido que escoava exteriormente. Na segunda configuração, mostrada na Figura 2.24, o gás escoava exteriormente e é introduzido no líquido que escoava pela parte central do injetor (JEDELSKY et al., 2009).

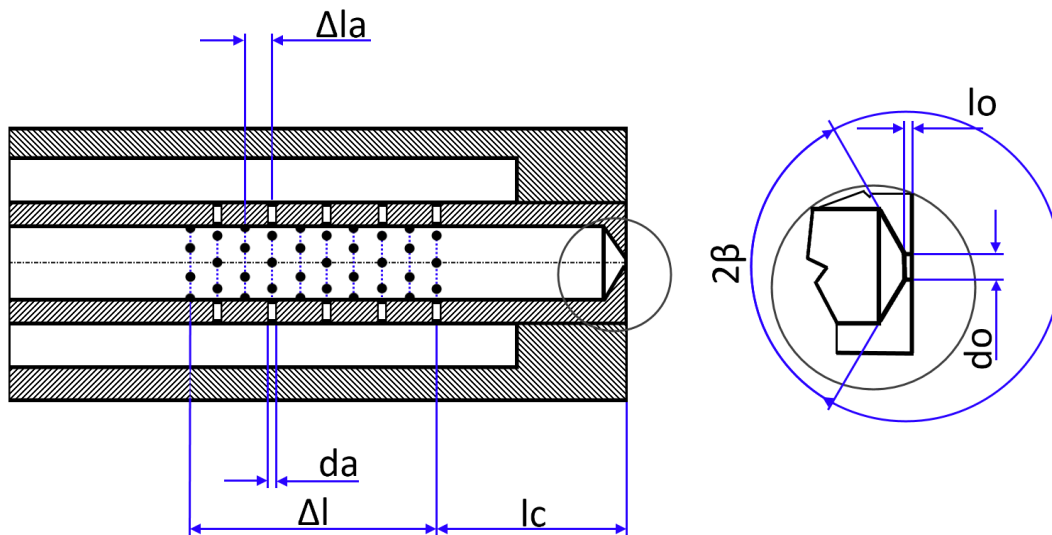


Figura 2.24 Atomizador de escoamento efervescente do tipo “*outside in*” com seus principais parâmetros geométricos (JEDELSKY et al., 2009)

Na Figura 2.24 são apresentados os principais parâmetros geométricos utilizados neste trabalho e que estão baseados no trabalho de Jedelsky et al (2009) e Quispe (2013), sendo  $da$  o diâmetro dos orifícios arejadores,  $\Delta la$  ao espaço entre as linhas de orifícios arejadores,  $lc$  a distancia desde a primeira linha de orifícios até a saída do injetor,  $da$  o diâmetro dos orifícios,

$4l$  o comprimento desde a primeira até a última linha de aeração,  $2\beta$  o ângulo de convergência na saída da câmara de mistura,  $lo$  o comprimento do bocal e  $do$  o diâmetro de saída.

### 2.5.3. Tamanho de gota

Na literatura são encontradas diversas expressões matemáticas desenvolvidas para representar o tamanho de gota representativo de uma distribuição de *sprays*. A forma mais utilizada para caracterizar o tamanho de gota de um injetor na bibliografia consultada é mediante a utilização do Diâmetro Médio de Sauter (SMD, *Sauter mean droplet*) (WILLIAMS, 1990).

Muitas expressões matemáticas foram elaboradas para calcular o SMD nos injetores efervescentes, entre eles tem-se a expressão desenvolvida por Qian et al (2009) mostrada nas equações (2.9)-(2.11), estas permitem o cálculo do tamanho de gota em um injetor horizontal a uma determinada distância  $y$  do bocal (QIAN; LIN; XIONG, 2010)

$$y \rightarrow 0; 0,00505 \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,4686} \times \left(\frac{P_{in}}{5 \times 10^6}\right)^{-0,1805} \times \left(\frac{D_{noz}}{0,2}\right)^{0,6675} \times \left(\frac{\mu_l}{0,2}\right)^{0,1714} \times \left(\frac{\sigma_l}{46}\right)^{0,1382} \quad (2.9)$$

$$0 < y < 1 \text{ cm}; \left(1,103 \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,218} + 14,72 \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,3952} \times \left(\frac{\mu_l}{0,2}\right)^{0,1571} \times \left(\frac{\sigma_l}{46}\right)^{0,8199}\right) \times 10^{-4} \times y + (1 - y) \times 0,00505 \times \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,4686} \times \left(\frac{P_{in}}{5 \times 10^6}\right)^{-0,1805} \times \left(\frac{D_{noz}}{0,2}\right)^{0,6675} \times \left(\frac{\mu_l}{0,2}\right)^{0,1714} \times \left(\frac{\sigma_l}{46}\right)^{0,1382} \quad (2.10)$$

$$1 \text{ cm} \leq y \leq 20 \text{ cm}; 1,103 \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,218} \times 10^{-4} \times y + 14,72 \left(\frac{GLR}{0,12}\right)^{-0,3952} \times \left(\frac{\mu_l}{0,2}\right)^{0,1571} \times \left(\frac{\sigma_l}{46}\right)^{0,8199} \times 10^{-4} \quad (2.11)$$

Tais equações utilizam parâmetros que não são muito difíceis de medir e prevê o tamanho de gota para várias distancias a partir da saída do injetor.

## 2.6. Formação de poluentes

A cada ano 6,5 milhões de mortes estão ligadas à poluição do ar, e esta quantidade aumenta significativamente a cada década e afeta principalmente as sociedades mais pobres ao redor do mundo, e que atualmente estão concentradas principalmente na Ásia.

A produção e uso da energia, geralmente sem regulamentação, pobremente regulada ou com pouca eficiência são as principais fontes de emissões; 85% do material particulado e quase todos os óxidos de enxofre e óxidos de nitrogênio são originados a partir da geração de energia; isto inclui atividades relacionadas a esta, tais como, mineração, processamento e conversão dos combustíveis e no caso do transporte: freios e o desgaste de pneus e estradas (EIA, 2016).

A combustão de hidrocarbonetos com ar libera na atmosfera  $H_2O$ ,  $CO_2$  e outros compostos tais como hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados ( $CH_4$ ,  $C_2H_2$ ,  $C_2H_6$ ,  $C_2H_8$ ,  $C_6H_6$ ,  $CH_2$  e  $CHO$ ), monóxido de carbono ( $CO$ ), óxidos de nitrogênio ( $NO$  e  $NO_2$ ), óxidos de enxofre ( $SO_2$  e  $SO_3$ ) e particulados em suas várias formas. A Tabela 2.2 mostra os poluentes associados a vários equipamentos de combustão. (FERREIRA, 2007; TURNS, 2012)

Tabela 2.2 Poluentes associados com diversas fontes (TURNS, 2012)

Fonte	Hidrocarbonetos não queimados	Óxidos de nitrogênio	Monóxido de carbono	Óxidos de enxofre	Material particulado
Motores de ignição por centelha	+	+	+	-	-
Motores de ignição por compressão	+	+	+	-	+
Turbinas a gás	+	+	+	-	+
Termelétricas a carvão	-	+	-	+	+
Aparelhos a gás natural	-	+	+	-	-

Os principais poluentes que podem ser diminuídos mediante o uso da combustão sem chama são  $CO$  e principalmente os  $NO_x$ . Os principais óxidos de nitrogênio encontrados na atmosfera são óxido nítrico ( $NO$ ), dióxidos de nitrogênio ( $NO_2$ ), que são tratados geralmente como  $NO_x$ , e o óxido nitroso ( $N_2O$ ). O  $NO$  é majoritariamente produzido na zona de reação,

enquanto o processo de oxidação que produz o  $\text{NO}_2$  acontece no processo de pós-combustão, longe da zona de combustão..

### 2.6.1. Monóxido de carbono

O monóxido de carbono é formado na quebra do combustível de hidrocarboneto quando as moléculas de combustível são atacadas pelos radicais O e OH.

A oxidação do CO acontece em duas formas:



A reação apresentada na equação (2.12) é muito lenta, por isso a oxidação acontece principalmente pela reação apresentada na equação (2.13)

Existem 4 mecanismos de formação de NO na combustão: NO térmico ou mecanismo de Zel'dovich, mecanismo Prompt ou mecanismo Fenimore, mecanismo de combustível e  $\text{N}_2\text{O}$  (ABUELNUOR et al., 2014) .

### 2.6.2. NOx térmico

Proposto pelo físico russo Yakov Borisovich Zel'dovich em 1946, o NOx formado é gerado principalmente mediante a rota térmica, sendo uma reação relativamente lenta que acontece quando  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$  se dissociam e reagem em altas temperaturas. A formação é controlada pela temperatura da chama e aumenta com o tempo de residência (vide Figura 2.25). Em temperaturas de combustão acima de 1800 K, a formação de NO térmico torna-se significativamente alta devido à relação exponencial entre a temperatura e a geração destes poluentes. As equações (2.14)-(2.17) abaixo mostram as reações químicas produzindo o NO térmico durante o processo de combustão.(EL ABBASSI, 2015)





A reação (2.16) é considerada a principal forma em que é gerado o NO térmico.

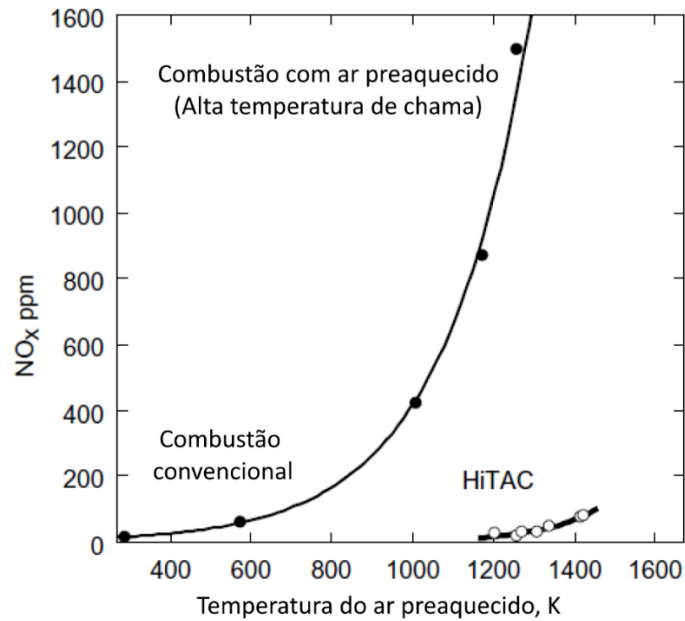


Figura 2.25 Temperatura de chama adiabática vs NOx (TSUJI et al., 2003)

NO também pode se formar através do  $N_2O$  intermediário na forma apresentada nas equações (2.18)-(2.20), onde M é um terceiro corpo envolvido nas reações (EL ABBASSI, 2015).



A pressão elevada tem um efeito favorável sobre a reação (2.18). Este mecanismo desempenha um papel importante na produção de NO sob condições muito pobres e com baixas temperaturas.

### 2.6.3. NOx Prompt

A formação de NO Prompt acontece em sistemas ricos devido a que este mecanismo depende da taxa de mistura do combustível com o ar. O NO Prompt encontra-se nas zonas de chama com presença de hidrocarbonetos e uma atmosfera de N<sub>2</sub> e segue os caminhos mostrados nas equações (2.21) - (2.25) (ABUELNUOR et al., 2014)

O N<sub>2</sub> reage com hidrocarbonetos produzindo cianeto (HCN):



Radicais de amônia (NH, NH<sub>2</sub>) são gerados pela reação de abstração do Hidrogênio HCN com oxí-cianogênios.



Radicais de Amônia formam NO



#### 2.6.4. NO<sub>x</sub> Combustível

É formado da oxidação do nitrogênio contido no combustível, depende da razão estequiométrica entre o ar e o combustível, sendo que misturas ricas resultam em alta formação de NO<sub>x</sub>, o que implica que este processo é independente do tipo de combustível.(ABUELNUOR et al., 2014)

#### 2.6.5. Óxido nitroso (N<sub>2</sub>O)

O óxido nitroso é importante devido seu alto potencial de aquecimento global o qual é 310 vezes do CO<sub>2</sub> (CANADA, 2019).

O N<sub>2</sub>O é um produto intermediário do mecanismo de formação do NO (ABUELNUOR et al., 2014), este é formado no mecanismo de formação mostrados nas equações ((2.18) - (2.20)), mas devido ao seu alto potencial poluente é importante evitar sua formação.

### 3. METODOLOGIA

A câmara de combustão sem chama escolhida, deve operar com uma elevada taxa de recirculação dos gases de exaustão e uma temperatura do ar de combustão acima da temperatura de autoignição, por este motivo a câmara deve ser construída com uma configuração que permita a troca de calor com o ar de combustão antes do seu entrada na câmara, e assim possa atingir uma temperatura acima da temperatura de autoignição. A câmara é projetada com base nas propriedades do Diesel, devido à disponibilidade de informação para modelagem numérica, e sua similaridade com os outros combustíveis.

Neste Capítulo será abordado o procedimento experimental utilizado para o projeto da câmara de combustão sem chama. As câmaras de combustão que utilizam esta tecnologia apresentam variadas configurações dependendo da técnica utilizada para conseguir a mistura dos gases recirculados com os reagentes que ingressam na câmara. Diversas configurações foram encontradas na literatura, no presente trabalho será utilizada a abordagem de Azevedo (2013), as etapas deste procedimento são mostradas na seção 3.1. Na seção 3.2, são apresentados os conceitos utilizados para o dimensionamento de câmaras de combustão tradicionais e a partir da qual tem-se uma ideia das dimensões requeridas para a etapa inicial do funcionamento. Na seção 3.3 será descrita a bancada a ser utilizada para a coleta de dados do processo, esta bancada foi construída para satisfazer os requerimentos da câmara de combustão *flameless*. Na seção 3.4 e [Anexo 1](#), tem-se as principais características da câmara projetada, enquanto na seção 3.5 e no [Anexo 2](#) estão as características do injetor projetado e construído para operar com os combustíveis a serem utilizados neste trabalho e sob as condições de um regime de combustão sem chama. A simulação numérica da câmara nas condições necessárias para obter a combustão sem chama é mostrada seção 3.6 e finalmente na seção 3.7 são caracterizados os combustíveis a serem utilizados neste trabalho de tese.

#### 3.1. Generalidades

A câmara de combustão é projetada para uma potência de 20kW e o procedimento para obter o regime de combustão sem chama para o diesel será o mesmo procedimento proposto para o etanol o qual é descrito por Azevedo (2013) e mostrado na Figura 3. 1. Na primeira etapa é utilizado o diesel em queima convencional (zona I) para depois de um tempo de preaquecimento (zona II), através da troca de calor, o ar de combustão atinga a temperatura de

autoignição do diesel ( $>225\text{ °C}$ ) e a câmara opera no regime de combustão sem chama (*flameless*) (zona III).

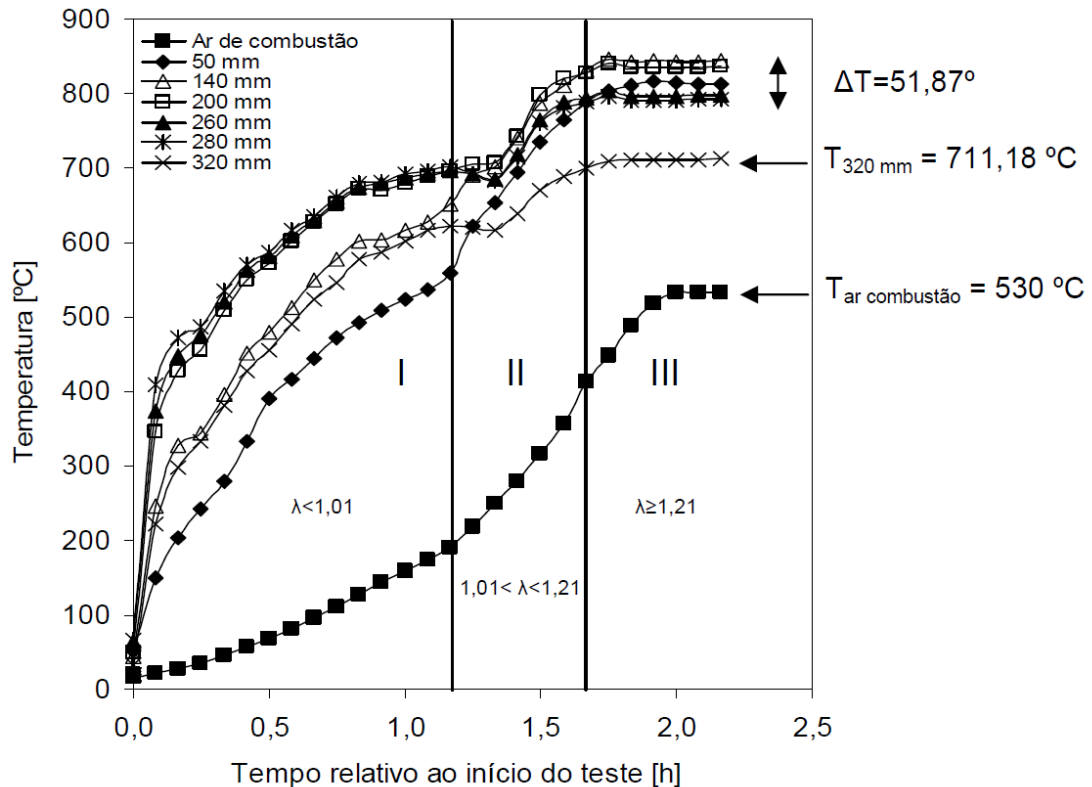


Figura 3. 1 Perfil de aquecimento da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW em regime de combustão convencional para etanol ( AZEVEDO, 2013)

, O injetor efervescente proposto foi projetado com uma câmara interna de resfriamento que permite diminuir a temperatura do injetor e evitar a mudança de fase do combustível em seu interior.

Uma bancada de ensaios de injetores foi construída de modo a determinar as variáveis necessárias para o ar de combustão, ar de atomização e o combustível que são fornecidos à câmara de combustão *flameless* e o injetor.

Para garantir que a câmara projetada seja capaz de conseguir uma combustão sem chama, foi utilizada uma simulação numérica onde é possível analisar o comportamento dos parâmetros importantes de uma câmara em regime de combustão sem chama (perfil de temperaturas e linhas de corrente)

Para validar os parâmetros utilizados nesta simulação, estes parâmetros foram usados para simular a câmara descrita por Azevedo (2013) a qual utiliza etanol como combustível para obter combustão sem chama. Os valores obtidos desta simulação foram comparados com os resultados experimentais desta mesma pesquisadora, obtendo uma elevada similaridade entre os valores simulados e os valores experimentais. Depois de validado o modelo, este foi utilizado na câmara nova utilizada no presente trabalho de tese obtendo-se os resultados condicentes com a literatura científica.

### **3.2. Dimensionamento da câmara de combustão.**

A câmara de combustão foi projetada para uma potência de 20 kW, sendo suas dimensões foram escolhidas devido à facilidade da manufatura, tamanho ideal para uma bancada didática com a capacidade do injetor utilizado, demonstrado no trabalho de Azevedo (2013), com relação às potências, este tipo de câmaras pode operar em uma ampla faixa de operação.

A configuração da câmara de combustão aproveita o calor gerado em uma primeira etapa pela queima convencional mediante troca de calor, para aquecer o ar de combustão. Depois de um tempo os reagentes atingem a temperatura necessária para atingir o regime de combustão sem chama, por este motivo a câmara deve ser projetada para operar na primeira etapa em um regime de combustão convencional, até conseguir a temperatura no ar de combustão necessária para a segunda etapa do funcionamento da câmara de combustão onde as variáveis de operação são reguladas para conseguir a combustão sem chama.

O dimensionamento da câmara utilizada neste trabalho, utiliza o procedimento descrito por Azevedo (2013). Inicialmente a câmara deve operar como uma câmara de combustão convencional. O projeto da câmara de combustão é validado mediante a utilização da simulação numérica, esta ferramenta computacional é utilizada para garantir que a câmara projetada cumpre as características que deve ter uma câmara de combustão sem chama, para isto a câmara será simulada em condições de funcionamento e logo os resultados obtidos são comparados com a bibliografia. Uma vez obtidos resultados condizentes com a bibliografia pesquisada a câmara de combustão foi usinada e instrumentalizada.

### 3.3. Cálculo da velocidade na saída do injetor

Para o cálculo da velocidade na saída do injetor, considera-se um duto com uma fase líquida e outra gasosa (Figura 3. 2), com velocidades iguais  $v_L = v_G = v$

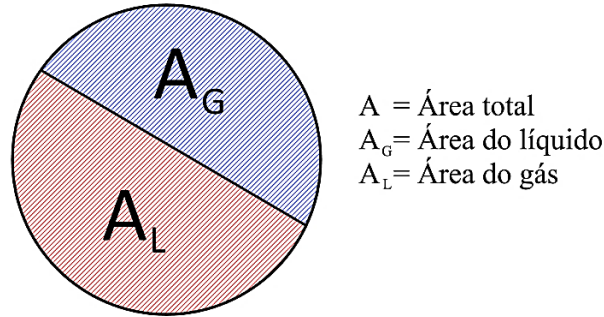


Figura 3. 2 Diagrama esquemático transversal do duto

As vazões mássicas do líquido e do gás são dadas por:

$$\dot{m}_L = \rho_L(A - A_G)v; \quad \dot{m}_G = \rho_G(A_G)v \quad (3. 1)$$

Sendo a GLR dada por:

$$\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} = \frac{\rho_G(A_G)}{\rho_L(A - A_G)} = GLR \quad (3. 2)$$

na qual:

$$A_L = \frac{\rho_G A}{GLR \rho_L + \rho_G}$$

Tem-se que a equação (3. 2) na equação (3. 1)

$$v = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L A_L} = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L} \times \frac{(GLR \rho_L + \rho_G)}{\rho_G A}$$

$$v = \frac{\dot{m}_L}{A} \left[ \frac{GLR}{\rho_G} + \frac{1}{\rho_L} \right] \quad (3. 3)$$

### 3.4. Descrição da bancada de atomização

Para realizar os testes experimentais de atomização, foi construída uma bancada experimental para testes com os combustíveis: óleo pirolítico de pneus usados misturado com

diesel S-10, e diesel S10 puro. Esta bancada de atomização está acoplada à futura câmara de combustão sem chama (*flameless*) a qual foi simulada computacionalmente para garantir a recirculação de gases queimados.

A bancada se apresenta na Figura 3. 3 apresenta o diagrama esquemático da bancada que é composta pelos seguintes componentes: 02 cilindros de gases (nitrogênio e ar), 09 válvulas de controle de vazão, 02 reservatórios de combustível, 01 compressor centrífugo, 03 medidores de vazão (rotâmetro para o líquido, medidor eletrônico para o ar de atomização e um rotâmetro para o ar de combustão), 03 medidores de pressão e 01 termopar tipo J na linha do combustível e 12 medidores termopares tipo K na câmara de combustão.

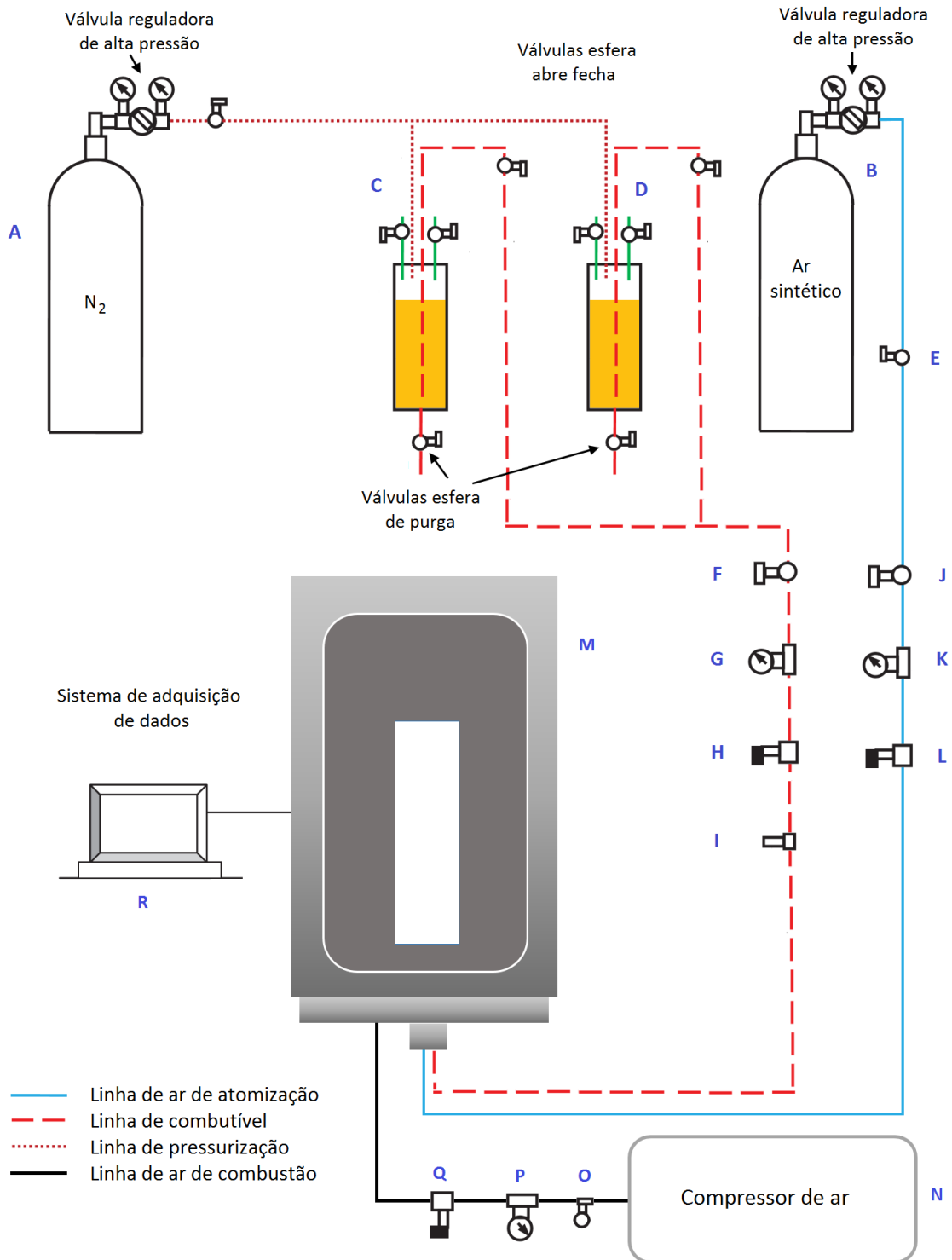


Figura 3. 3 Esquema da bancada experimental para combustão sem chama

A operação desta bancada é resumida da seguinte forma, observando o esquema apresentado na Figura 3. 3. Há dois depósitos contendo ar sintético e nitrogênio (A e B), o nitrogênio fornece a pressão aos cilindros de combustível (C e D) e, os parâmetros das linhas são medidos (são medidas a pressão, temperatura e vazão volumétrica com os sensores G, H, I, K e L). As duas linhas fornecem o gás de atomização e combustível a pressão e vazões desejadas

mediante o uso de válvulas (E, F e J) ao injetor que está dentro da câmara de combustão (M). Para a obtenção dos dados na bancada foi implementado um sistema de aquisição de dados no LabVIEW utilizando a plataforma Arduino (R).

O ar de combustão é fornecido por um compressor (N), esta linha contém uma válvula de controle de vazão (O), um medidor de vazão (P) e um medidor de pressão (Q).

Adicionalmente a bancada de atomização e a câmara de combustão estarão ligados com um sistema de medição da composição dos gases gerados na queima, essas medidas serão úteis para determinar a quantidade de NO<sub>x</sub> produzido com a queima tradicional e a queima com regime de combustão sem chama para os diferentes combustíveis e misturas utilizados no presente trabalho. Para o resfriamento do injetor, a bancada experimental tem um sistema de refrigeração que fornece água a uma temperatura de 25 °C.

A bancada precisa de alguns equipamentos auxiliares (Figura 3. 4):

- Sistema de refrigeração para o injetor (Figura 3. 4 (a)), este equipamento evita a mudança de fase dentro do injetor devido ao aumento de temperatura.
- Chassi de aquisição de dados de temperatura (Figura 3. 4 (b)), encarregado da aquisição dos valores de temperatura.
- Sistema de filtragem dos gases de saída (Figura 3. 4 (c)), evita que particulados possam chegar até os sensores que medem a concentração de gases presentes nos produtos da queima.
- Termopares tipo K (Figura 3. 4 (d)), são os sensores que medem a temperatura da câmara, valores importantes para a determinação da ocorrência do regime de combustão sem chama.
- Bancada de medição de gases produtos da combustão (Figura 3. 4 (e)), é a bancada que mede a concentração de cada gás nos gases produtos.
- Compressor de ar (Figura 3. 4 (f)), fornece o ar de combustão para a queima em modo convencional e em modo de combustão sem chama.



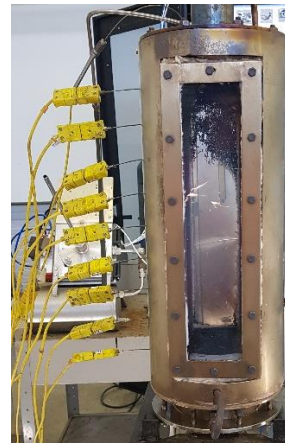
(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 3. 4 Equipamentos auxiliares (a) sistema de refrigeração (b) chassi de aquisição de temperaturas (c) sistema de filtragem dos gases produto (d) Termopares (e) medidores de gases nos produtos (f) compressores de ar.

Para a aquisição dos dados, foram desenvolvidos programas no sistema LabVIEW, os quais realizavam a aquisição dos dados, os apresentavam em uma interfase gráfica e depois permitem salvar os dados no computador para um posterior análise. Antes da utilização é necessário realizar uma calibração do sensor de vazão de combustível, já que a calibração é diferente para cada combustível.

A medição do tamanho de gota foi realizada no LACG de Cachoeira Paulista utilizando o equipamento Spraytec da Malvern Panalytical, este equipamento já foi amplamente descrito nos trabalhos de Apaza (2011) e Azevedo (2013).

### **3.5. Construção da câmara de combustão sem chama.**

A câmara de combustão foi construída em aço inox, e possui 02 janelas para permitir observar o regime de combustão sem chama e também para utilizar técnicas óticas de medição. Na base da câmara localiza-se o injetor e a entrada do ar de combustão, assim como a chama piloto que inicia a combustão. A Figura 3. 5 apresenta as dimensões da câmara, baseadas no cálculo inicial para uma câmara de combustão tradicional com 110 mm de diâmetro e 450 mm de altura. Para evitar perda de calor com o meio ambiente a câmara foi isolada com material cerâmico.

A câmara de combustão contém um trocador de calor, que é utilizado para aquecer o ar de combustão mediante uma serpentina de tubo de latão mostrado na Figura 3. 5 (c). O corpo central da câmara de combustão proposta é construído de um tubo sem costura *schedule* 40 de 6” de diâmetro nominal, os detalhes da câmara estão mostrados no [Anexo 1](#). Para validar as dimensões da câmara, funcionando em condições de combustão sem chama (*flameless*), foi realizada uma simulação numérica em várias condições de funcionamento.

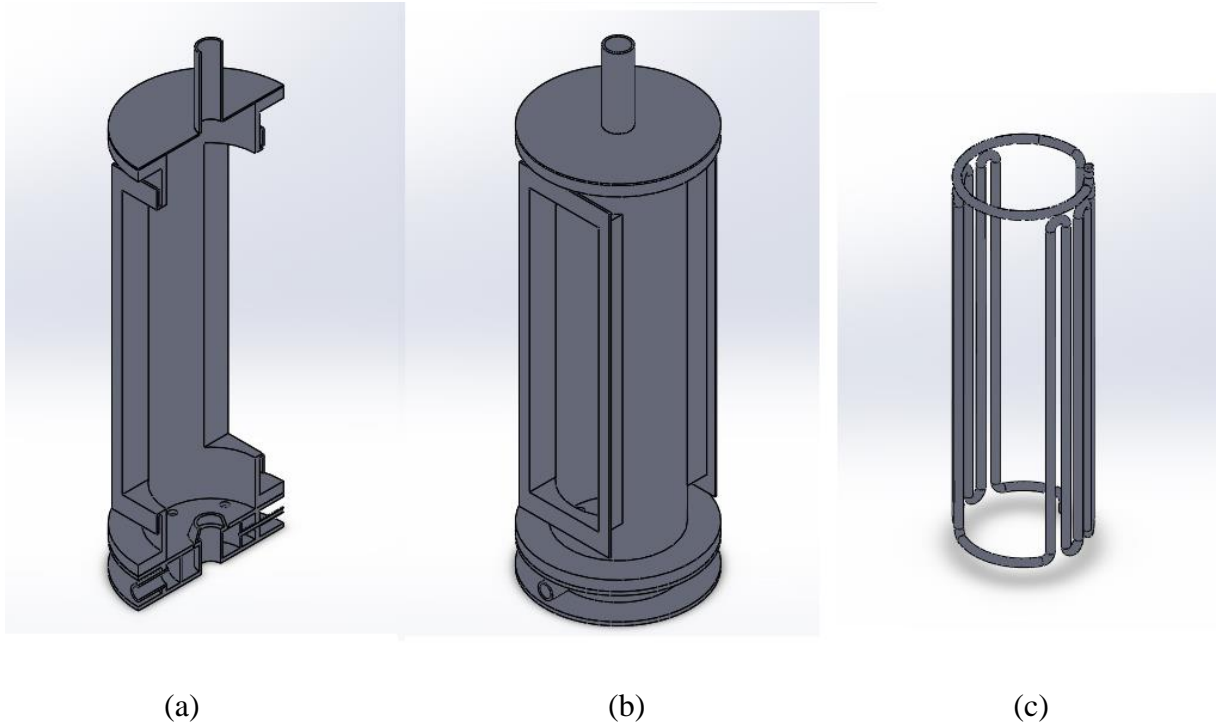


Figura 3. 5 Detalhe da câmara de combustão proposta: (a) corte transversal, (b)Corpo central da câmara de combustão, (c) sistema de troca de calor utilizado para o preaquecimento do ar de combustão.

A temperatura é medida com termopares colocados ao longo da câmara de combustão para assim analisar o perfil de temperatura da câmara, estes sensores estão ligados a um sistema de aquisição de dados da National Instruments<sup>TM</sup> (chassi CompactDAQ e módulos da série C) que trabalha com o software LabVIEW®.

### 3.6. Projeto e construção do injetor efervescente

A câmara utiliza na parte inferior um injetor efervescente com um sistema de resfriamento para evitar a mudança de fase dos combustíveis líquidos dentro do injetor, este é mostrado na Figura 3. 6.

O injetor é composto por um corpo, uma câmara de mistura e o bico. No corpo encontram-se a entrada do ar de atomização e a câmara de refrigeração, na câmara de mistura estão a entrada do combustível e os orifícios de aeração, e finalmente está o bico que serve para aumentar a velocidade da mistura antes de sair ao meio externo.

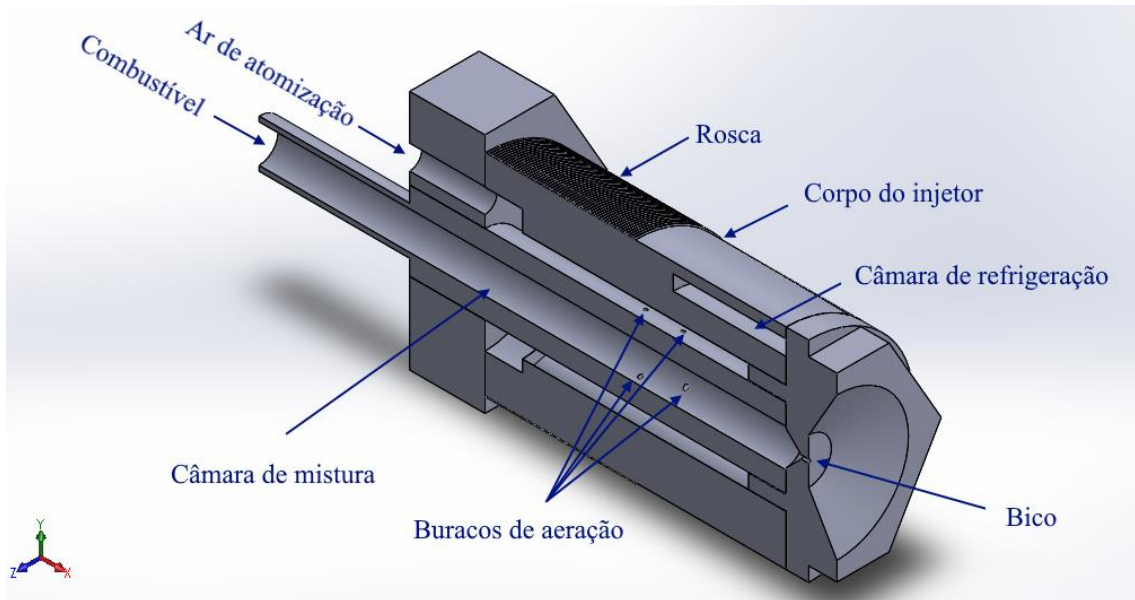


Figura 3. 6 Vista do corte transversal do injetor efervescente utilizado na câmara de combustão *flameless* proposta

As dimensões utilizadas foram escolhidas segundo as recomendações da literatura especializada e a experiência previa em trabalhos anteriores.

Depois de projetado o injetor efervescente foi impresso um primeiro protótipo em plástico com ajuda de uma impressora 3D, depois de avaliar suas características decidiu-se refazer o projeto, isto com o objetivo de aprimorar as dimensões e facilitar a construção.

O segundo protótipo, de menor tamanho, mostrou características desejáveis para a utilização na câmara de combustão no que concerne à usinagem e dimensões padrão. Posteriormente, no terceiro protótipo, para o estudo e caracterização da atomização foi construída uma versão em acrílico do atomizador, isto foi realizado com o objetivo de poder observar o fenômeno que acontece dentro do injetor e fazer testes com a bancada experimental de atomização. Uma característica mencionada na literatura referida à injeção do combustível em uma câmara *flameless*, é a baixa velocidade do combustível, sendo assim o injetor escolhido e projetado deve apresentar uma boa atomização com um ângulo de aproximadamente  $20^\circ$ . Os três protótipos construídos do injetor efervescente são mostradas na Figura 3. 7.



Figura 3. 7 Versões do injetor efervescente desenvolvidas para a câmara de combustão sem chama

Uma última versão (quarto protótipo) do injetor foi construída em aço 1020, Fig. 3.10a, este injetor usinado com uma câmara de refrigeração e composto de duas partes, conforme mostra a Figura 3. 8 (b), a parte central contém a câmara de mistura e o bico, a segunda parte o corpo do injetor o qual contém a câmara de refrigeração. Os detalhes do injetor são mostrados no [Anexo 2](#).



(a)



(b)

Figura 3. 8 Injetor efervescente em aço (a) injetor efervescente usinado em metal (b) partes do injetor efervescente

### 3.7. Simulação numérica da câmara de combustão sem chama

Antes da câmara ser construída é necessário avaliar o comportamento desta e as condições nas quais ela pode atingir o regime de combustão sem chama, Desse modo, optou-se por realizar uma simulação numérica com as devidas considerações que possam prever o comportamento da câmara antes de ser construída, uma vez que a mesma foi projetada inicialmente para funcionar em condições de queima tradicional.

De modo a garantir que as considerações utilizadas na simulação estejam corretas e possam prever o funcionamento da câmara projetada, foi necessário validar o modelo, para tanto, foi utilizada a câmara desenvolvida e construída por Azevedo (2013) a fim de comparar se os valores obtidos experimentalmente e os valores calculados nesta simulação apresentam valores próximos. Depois de validado o modelo computacional será para prever as condições nas quais será possível obter uma combustão sem chama do diesel.

A simulação numérica foi realizada utilizando o software ANSYS® 2019 R2 ACADEMIC- FLUENT em um computador com processador: Intel® Xeon® E5-2650 v4 @2.20 GHz; memória instalada: 32,0 GB; Sistema Operacional: Windows 10 Pro, 64 bits. A geometria em todos os casos foi realizada em Solidworks 2016 e exportadas para o ANSYS Mesh e depois resolvida no Fluent.

Para simulação numérica foi utilizado o método de turbulência  $k-\epsilon$  / *realizable*, para a radiação foi utilizado o modelo de *Discrete Ordinates* o modelo de *Species/Volumetric* com *Eddy dissipation*. A simulação numérica foi realizada em 2D utilizando o modo *axisymmetric*, isto com o objetivo de diminuir o tamanho de elementos da malha e com isto o tempo de simulação. No próximo capítulo serão apresentados os resultados desta simulação computacional.

## 4. RESULTADOS

Com as informações coletadas nos capítulos anteriores, foram projetados e construídos um injetor efervescente e uma câmara de combustão *flameless* assim como definidos os parâmetros utilizados na simulação fluidodinâmica.

Devido à importância do injetor, este capítulo foi separado em duas partes, sendo a primeira dedicado ao projeto, resultados e análises do injetor e a segunda ao projeto e construção da câmara de combustão. Ainda neste capítulo foram apresentados e discutidos os principais resultados.

### 4.1. Injetor efervescente

Com as informações encontradas na literatura especializada, foi projetado e construído um injetor efervescente para uma potência de 20 kW, sendo testado, com um protótipo construído em acrílico. Para o projeto do injetor em acrílico foram utilizados: o diagrama de Baker modificado para dutos verticais (JEDELSKY, 2020) e o diagrama de Oshinowo (OSHINOWO; CHARLES, 1974).

Os parâmetros utilizados para o cálculo são apresentados na Tabela 4. 1 e o resultado obtido com o diagrama de Baker é mostrado na Figura 4. 1, as unidades dos parâmetros foram modificadas para sua utilização em este diagrama (não estão no Sistema Internacional) e os valores são referenciais e aproximados, são valores de projeto esperados durante o funcionamento do injetor.

Para o cálculo dos valores foram utilizadas as equações apresentadas no capítulo 2.5, e conferidas com os resultados obtidos no web site do professor Jedelsky (<http://two-phase-flow.ic.cz/>). Os resultados alcançados para as abscissas e ordenadas estão representadas no diagrama de Oshinowo mostrado na Figura 4. 2.

Pode-se observar que o regime esperado no injetor segundo os 02 diagramas, é um regime borbulhante ou bolha, sendo esta uma primeira aproximação do regime interno que será utilizado no projeto do injetor. Análises mais aprofundados podem ser feitos com estes diagramas, mas devido as limitações mencionadas anteriormente, não é possível garantir que as predições sejam certas paraas condições de operação sem um trabalho específico, mas este não é o escopo de este trabalho.

Tabela 4. 1 Dados de entrada para o cálculo dos parâmetros utilizados no diagrama de Baker modificado e Oshinowo para dutos verticais

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do duto	3	mm
Vazão de gás	0,553	kg/h
Vazão de combustível	1,667	kg/h
Constante universal dos gases perfeitos	287,1	J/(kg·K)
Massa específica do líquido	874	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade do gás	0,0000181	kg/ms
Viscosidade do líquido	0,0185	kg/ms
Tensão superficial do líquido	0,023	N/m=kg/s <sup>2</sup>
Temperatura do gás	20	°C
Pressão relativa	3	barg

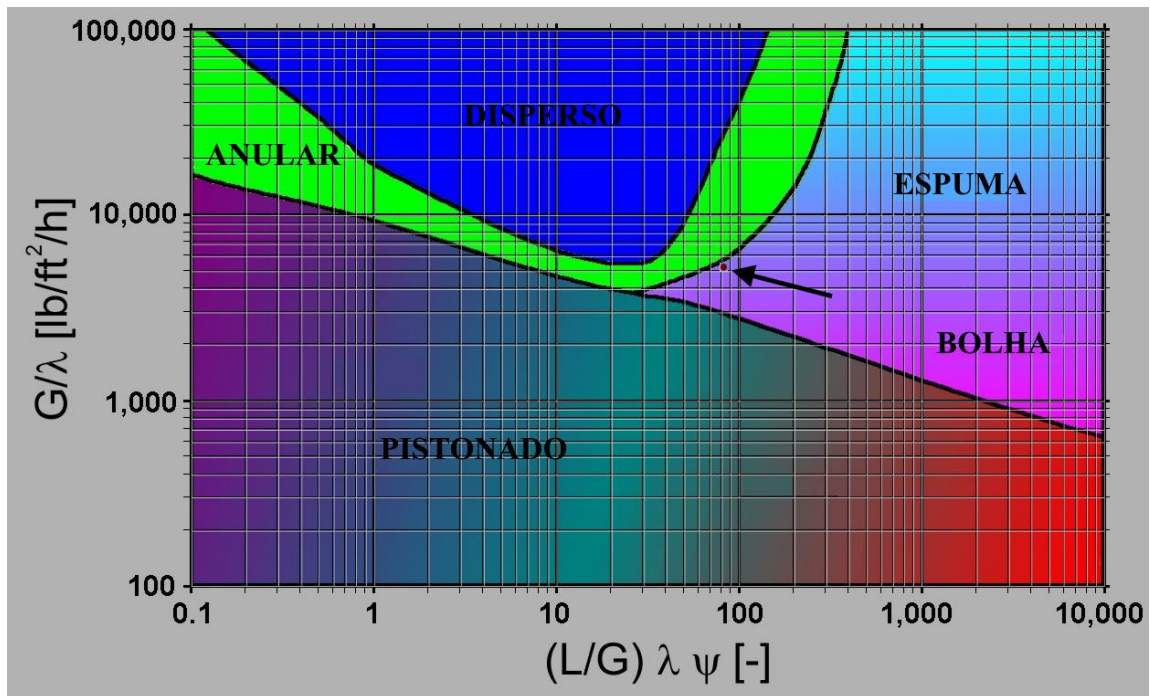


Figura 4. 1 Determinação do padrão do escoamento, segundo o diagrama de Baker modificado para dutos verticais (x=83,13; y=5261,58)

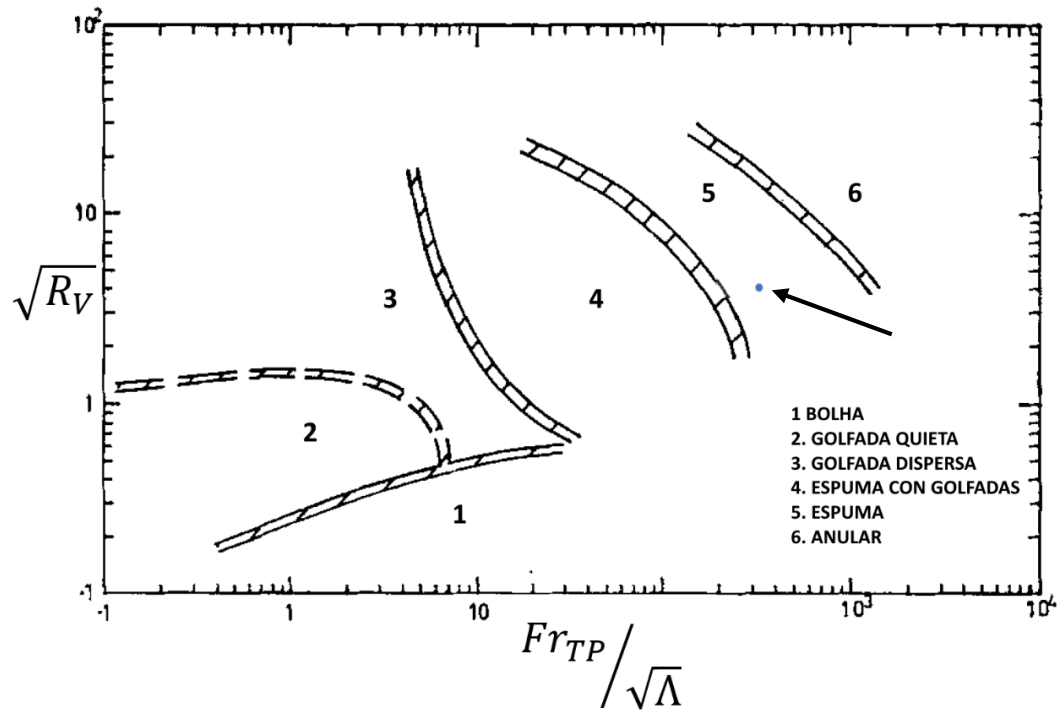


Figura 4. 2 Padrão do escoamento, segundo o diagrama de Oshinowo para dutos verticais de escoamento ascendente ( $x= 613$ ;  $y= 12,078$ )

No injetor acrílico é possível avaliar visualmente a qualidade do *spray* gerado assim como o escoamento interno do injetor e a presença das instabilidades (vide Figura 4. 3). No injetor de acrílico é possível notar claramente os regimes anular e de golfadas, mas em razão das dimensões e as velocidades dos fluidos no duto é difícil definir claramente quando ocorre o regime borbulhante.



Figura 4. 3 Injetor efervescente elaborado em acrílico

Os diagramas permitem prever aproximadamente o padrão de escoamento no injetor, mas a disposição dos orifícios de aeração também tem influência na atomização, para isto foram testadas variadas configurações do injetor, foram definidas 06 configurações em 3 linhas possíveis de aeração, cada linha apresenta 4 orifícios concêntricos. Estas configurações são mostradas na Figura 4. 4 onde o símbolo x indica que a linha não tem orifícios e o símbolo 1 aponta que aquela linha tem orifícios, assim a configuração xx1 tem apenas 01 linha de aeração e a configuração 111, tem 3 linhas com 4 orifícios cada linha.

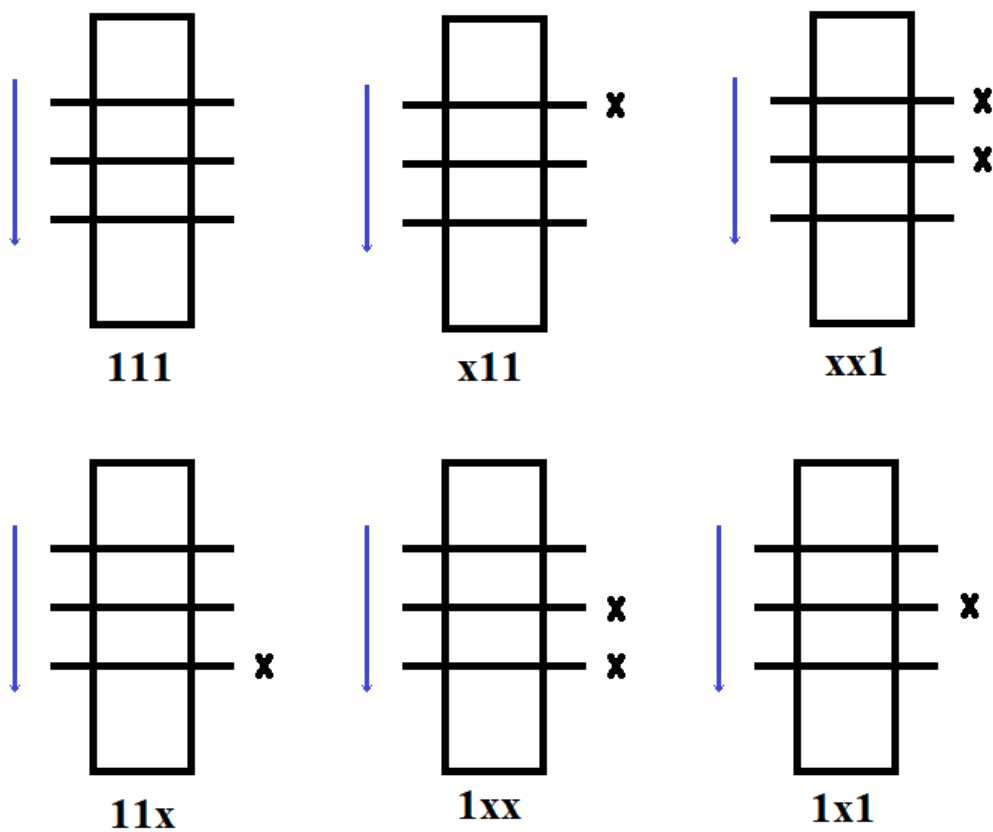
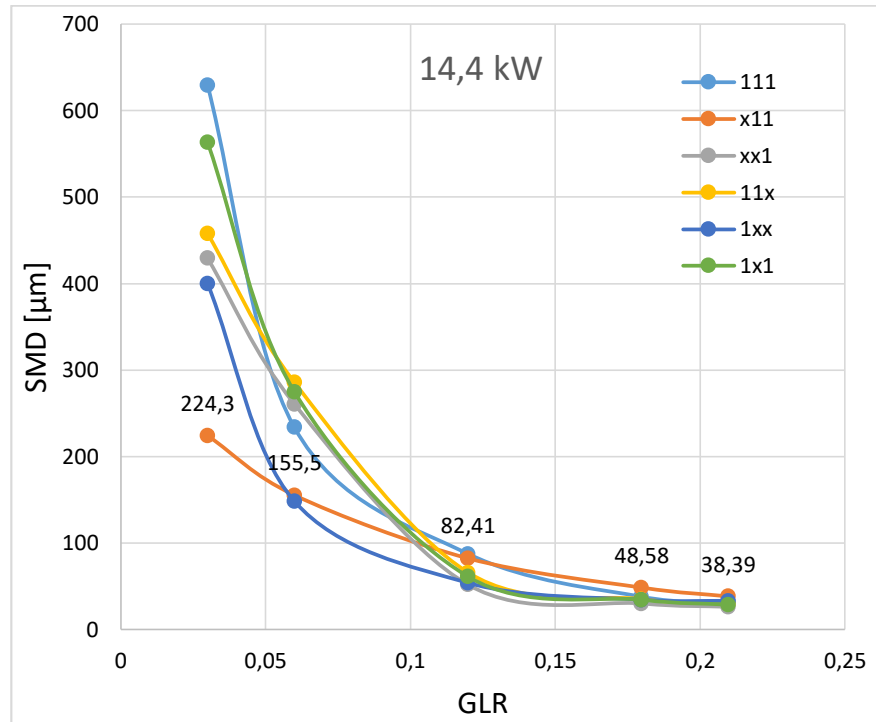
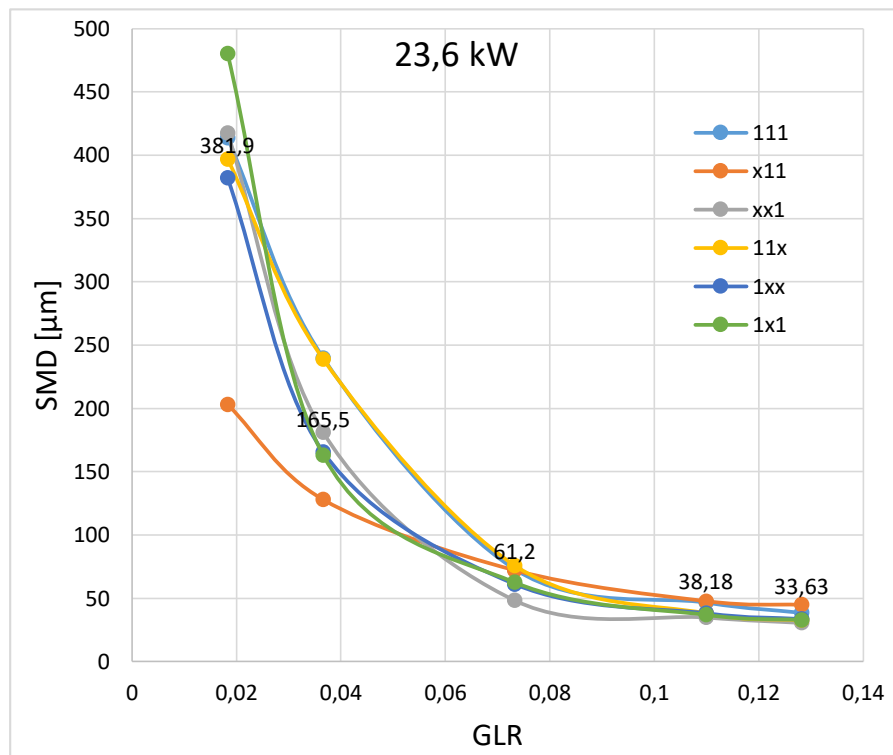


Figura 4. 4 Configurações testadas no injetor acrílico.

Os resultados obtidos para as análises destas configurações são mostrados na Figura 4. 5, foram medidos o tamanho de gota médio (SMD) a uma distância de 15 cm da saída do injetor, as potências foram fixadas em 14,4 e 24,6 kW, tais valores foram utilizados em virtude à facilidade de manter constantes estas potências, e porque esta é a faixa onde o injetor vai ser utilizado no presente trabalho. Posteriormente a bancada foi aprimorada para um melhor controle das vazões.



(a)



(b)

Figura 4. 5 Variação do tamanho de gota em função da relação GLR para várias configurações do injetor efervescente (a) Potencia 14,4 kW; (b) potencia 23,6 kW.

O injetor com a configuração x11 foi construído e o tamanho de gota gerado foi determinado (vide Figura 4. 6) em várias condições de Potência e GLR e o resultado das medições são mostradas na Figura 4. 7. Devido à disposição da bancada utilizada para medir o tamanho de gota, estas tiveram que ser feitas em posição vertical para baixo e os resultados destas medidas são mostrados na Tabela 4. 2 para potências de 15 kW, 17 kW e 20 kW.

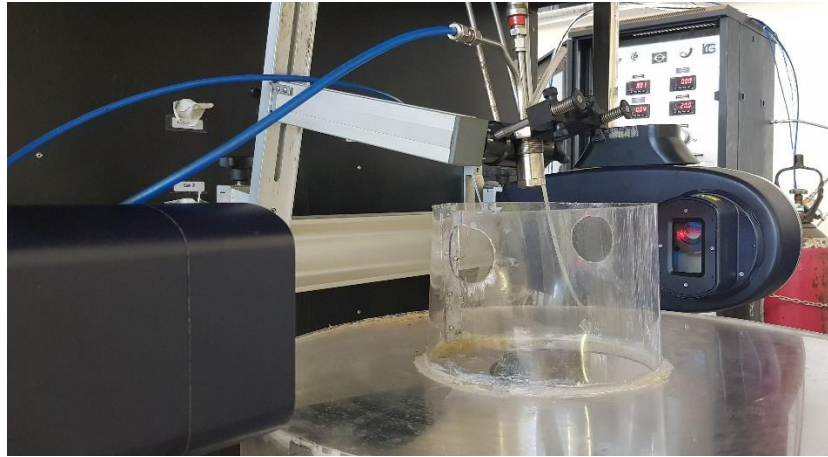


Figura 4. 6 Medida do tamanho de gota utilizando o medidor Spraytec.

Tabela 4. 2 Tamanho de gota SMD para uma potência de (a) 15 kW, (b)17 kW e (c) 20 kW

<b>GLR</b>	<b>SMD[<math>\mu\text{m}</math>]</b>	<b>GLR</b>	<b>SMD[<math>\mu\text{m}</math>]</b>	<b>GLR</b>	<b>SMD[<math>\mu\text{m}</math>]</b>
0,98	26,33	1,2	26,59	1,31	30,49
0,62	29,23	0,76	30,62	0,84	33,96
0,45	32,18	0,49	37,5	0,57	37,1
0,35	35,81	0,37	43,65	0,4	41,11
0,25	44,19	0,29	57,22	0,31	46,84
0,21	56,85	0,19	92,29	0,25	60,54
0,17	85,21	0,15	168,4	0,2	92,16
0,14	152,1	(b)		0,16	153,1
(a)				(c)	

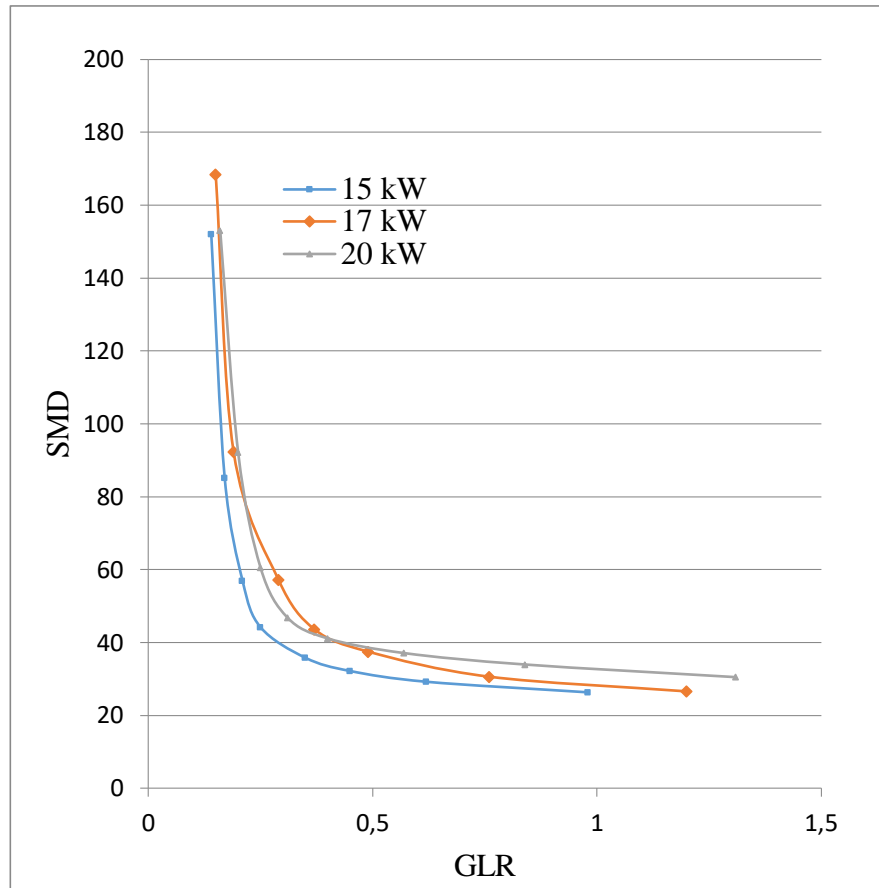


Figura 4. 7 Tamanho de gota SMD [ $\mu\text{m}$ ] do injetor efervescente para várias condições de potência e GLR

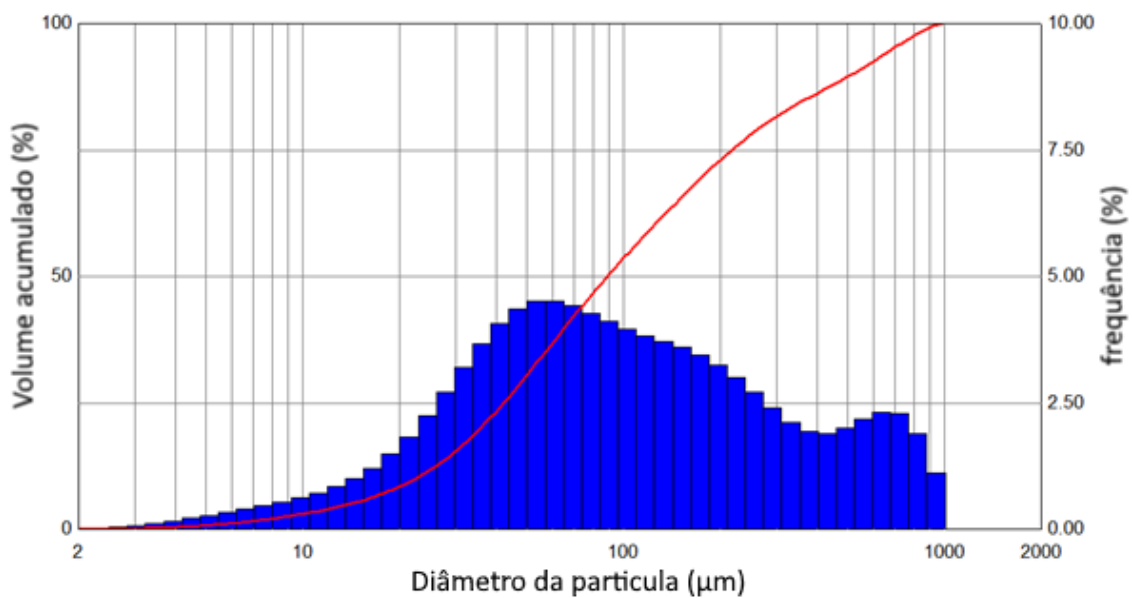
#### 4.1.1. Análise e discussão dos resultados do projeto do injetor

Na presente seção foram analisados os protótipos em várias configurações que foram testados e o injetor na sua versão final.

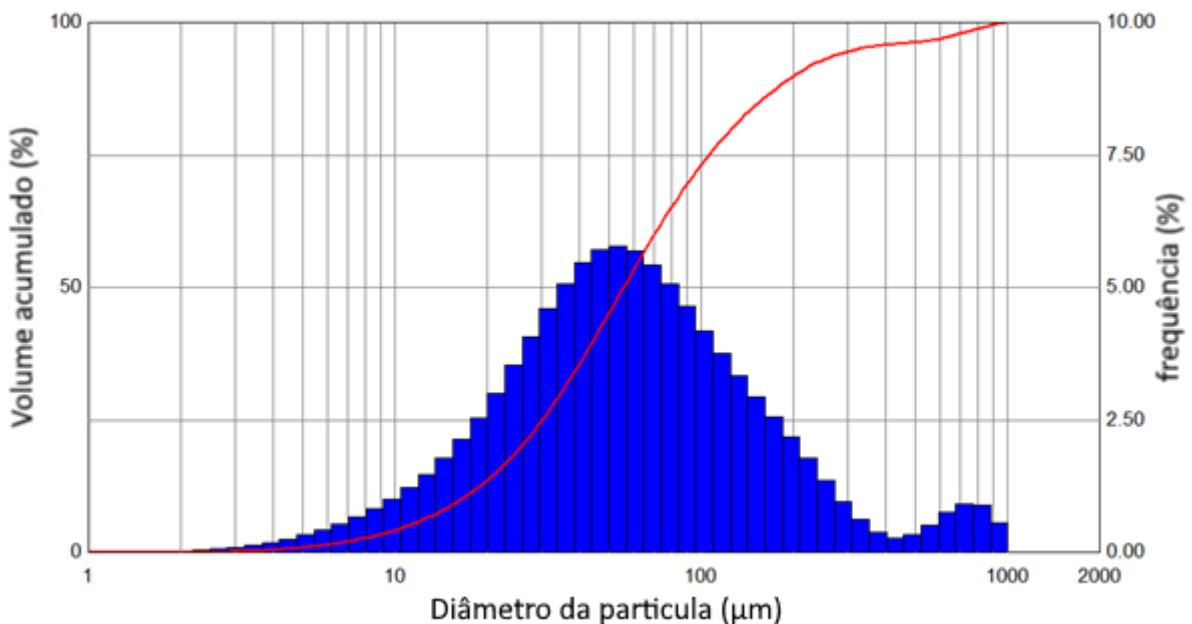
Analisando a Figura 4. 5 aparentemente a melhor configuração seria a configuração xx1, com uma única linha de orifícios, mas estes gráficos não mostram as instabilidades que acontecem no injetor e que afetam grandemente no regime de combustão sem chama, desse modo, foi escolhido o injetor que apresenta melhores características com relação ao tamanho de gota e menores instabilidades (x11). As instabilidades são inerentes aos processos instáveis (KONSTANTINOV et al., 2010) que acontecem no injetor efervescente e que apresentam alguma periodicidade dependendo da relação GLR já que esta diminui notavelmente quando ocorre o regime anular (CHIN; H., 1993; SOVANI; SOJKA; LEFEBVRE, 2001), isto depende

da configuração, tamanho do duto do injetor e as propriedades dos fluidos. As instabilidades geram periodicamente gotas grandes, e tais instabilidades podem ser observadas no gráfico de distribuição dos tamanhos de gota, este gráfico mostra a quantidade de gotas geradas para cada tamanho em uma determinada condição. São comparadas 02 configurações de injetor mostrando como varia a distribuição de tamanho de gota entre ambas, a configuração xx1 e a configuração escolhida x11 para o injetor escolhido finalmente. (vide Figura 4. 8)

Configuração x11, Potencia=23,6 kW e GLR=0,11

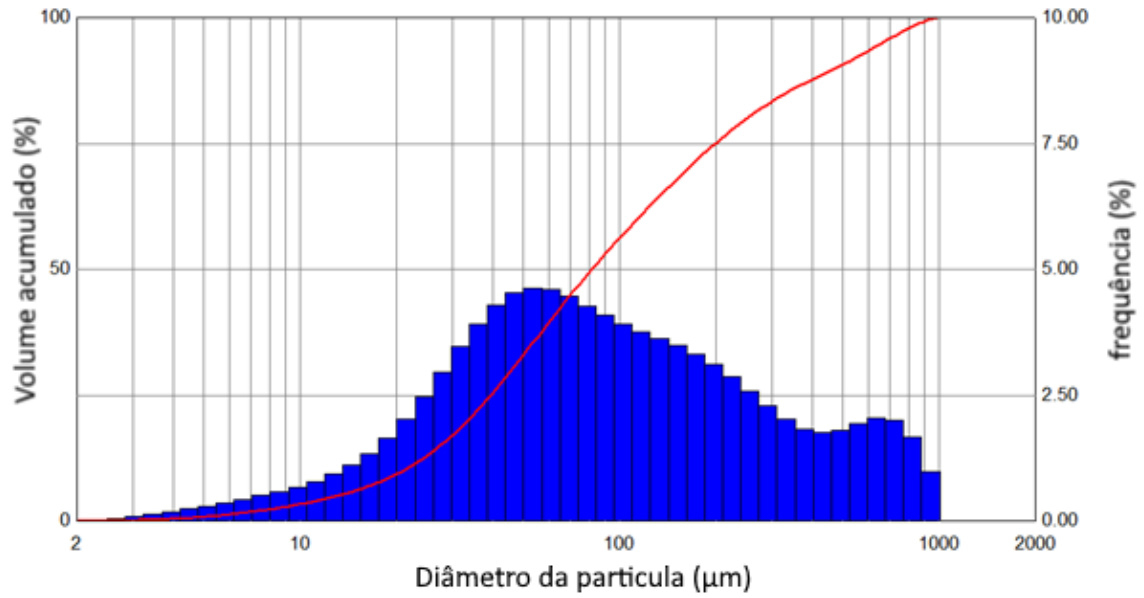


Configuração xx1, Potencia=23,6 kW e GLR=0,11

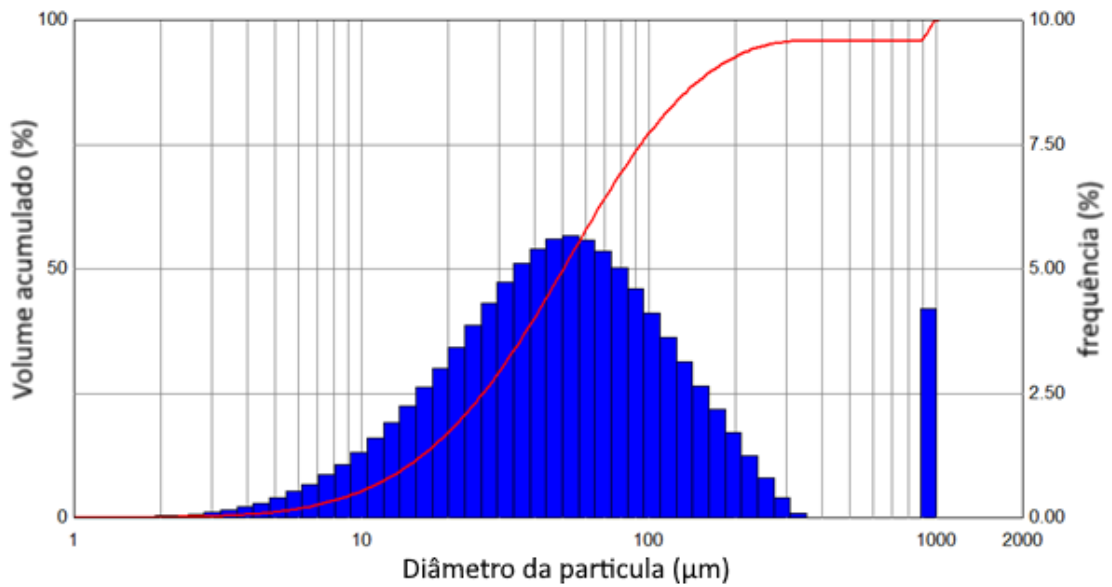


(a)

Configuração x11, Potencia=23,6 kW e GLR=0,13



Configuração xx1, Potencia=23,6 kW e GLR=0,13



(b)

Figura 4. 8 Comparação da distribuição do tamanho de gota entre a configuração x11 e xx1  
(a) para GLR=0,11, (b)GLR=0,13

Na Figura 4. 8 as barras azuis representam a frequência em porcentagem de cada tamanho de gota gerado, enquanto a linha vermelha mostra o volume acumulado em porcentagem; Das análises comparativas é possível observar da Figura 4. 8 (a) que a configuração xx1 tem um melhor comportamento que a configuração x11, mas quando se observa na Figura 4. 8 (b) é possível observar a aparição de uma grande quantidade de gotas maiores na configuração xx1, gotas de aproximadamente 1000  $\mu\text{m}$ , isto na pratica indica a aparição de perturbações já que estas perturbações são as geradoras das gotas grandes medidas pelo equipamento (SPRAYTEC, 2006), estas mesmas perturbações não são desejadas na câmara porque estão associadas à decolagem da chama e detonações.

Na Figura 4. 7 é possível ver que os tamanhos de gota para valores de GLR abaixo de 0,6 tem-se tamanhos entre 60 – 80  $\mu\text{m}$ , estes são valores que podem ser utilizados em uma boa queima (LACAVA TEIXEIRA; MARTINS APARECIDA, 2010) mas estes valores são validos para uma queima aberta, as condições dentro da câmara e pressão e temperatura são diferentes daquelas que podem ser avaliadas com a bancada disponível. Além do tamanho de gota outro parâmetro que influencia uma boa queima, é a velocidade das gotas na saída do injetor, uma vez que para velocidades elevadas, as gotas não terão tempo para queimar completamente.

## **4.2. Câmara de combustão**

Após o projeto e construção do injetor, foi realizada uma avaliação numérica da geometria projetada, em seguida foi construída a câmara de combustão que foi testada em regime de combustão sem chama.

### **4.2.1. Validação geométrica mediante simulação numérica**

O projeto da câmara de combustão foi realizado segundo as considerações recolhidas na literatura, onde foi possível verificar também que para o projeto de uma câmara deste tipo é utilizada frequentemente a simulação numérica (HOSSEINI et al., 2015; JING YUN; ZHAO QI, 2012; REDDY et al., 2015; VERÍSSIMO et al., 2015). O projeto da câmara de combustão tem algumas restrições de construção geométricas, já que o projeto aproveitou uma câmara que foi construída anteriormente para operar em outras condições de modo que, para validar se as adequações realizadas são suficientes para atingir o regime de combustão sem chama, foi utilizado a ferramenta de simulação numérica, Sendo assim, inicialmente foi realizada uma simulação da câmara proposta por Azevedo 2013 operando com etanol hidratado., foram

comparadas as temperaturas para validar-se o modelo de simulação reflete com uma boa aproximação os resultados obtidos no presente trabalho. Após verificar se o modelo reflete com boa confiabilidade o trabalho desenvolvido por Azevedo 2013, para testar o funcionamento da nova câmara. A simulação numérica é utilizada como uma ferramenta para validar o projeto da nova câmara antes da sua construção utilizando resultados experimentais de trabalhos anteriores.

A geometria utilizada para simular a câmara de Azevedo (2013) foi elaborada em SolidWorks®, depois foi criada com o software Mesh da ANSYS® uma malha do tipo hexaédrica que contém 5581 nodos e 5415 elementos. Para diminuir a quantidade de esforço computacional foi utilizada a metade da câmara na configuração 2D *axisymmetric* (mostrada na Figura 4. 9), a qual é utilizada para resolver problemas do tipo 3D, utilizando uma geometria 2D, já que considera uma seção circular da câmara com angulo de 1 radiano assumindo que o comportamento é simétrico nas outras seções da câmara ( vide Figura 4. 10).

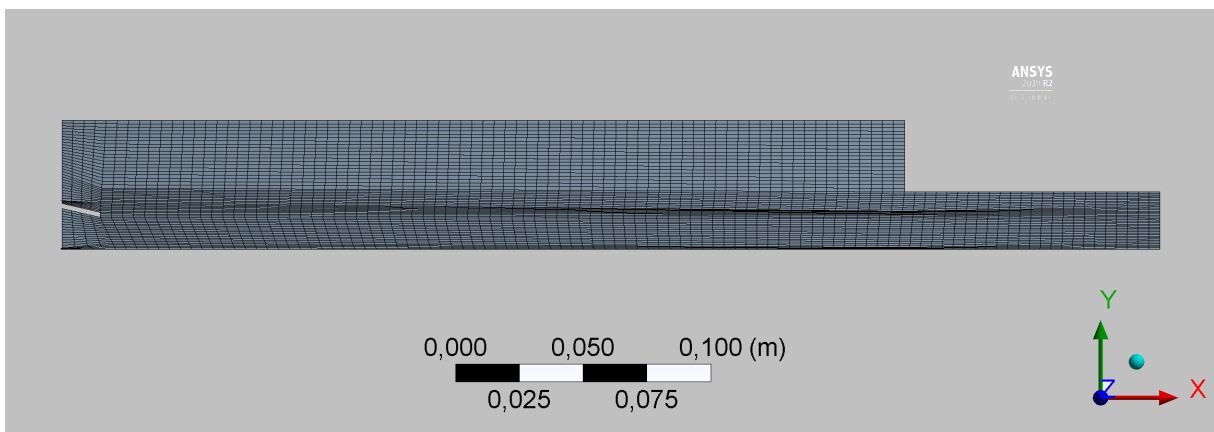


Figura 4. 9 Malha utilizada na simulação da câmara de Azevedo (2013)

Os principais parâmetros utilizados no modelo para simular fluido dinamicamente a combustão sem chama são os seguintes:

Modelo viscoso:  $k$ - $\epsilon$ / *Realizable*

Modelo de combustão: Transporte de espécies (*Species transport*)

Modelo de Radiação: ordenadas discretas (*Discrete Ordinates, DO*)

Interação química da turbulência: *Eddy-Dissipation*

Reação: Volumétrica (*Volumetric*)

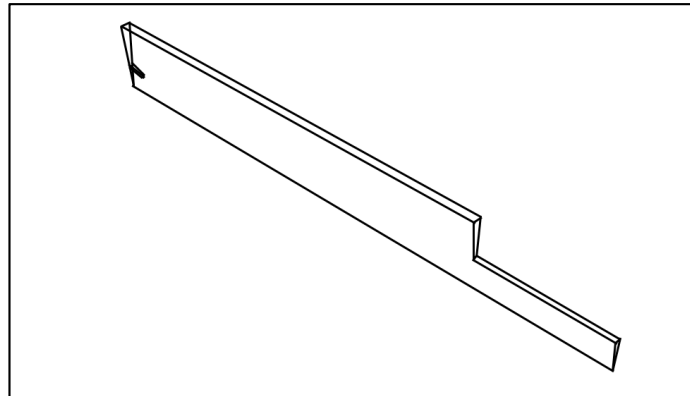


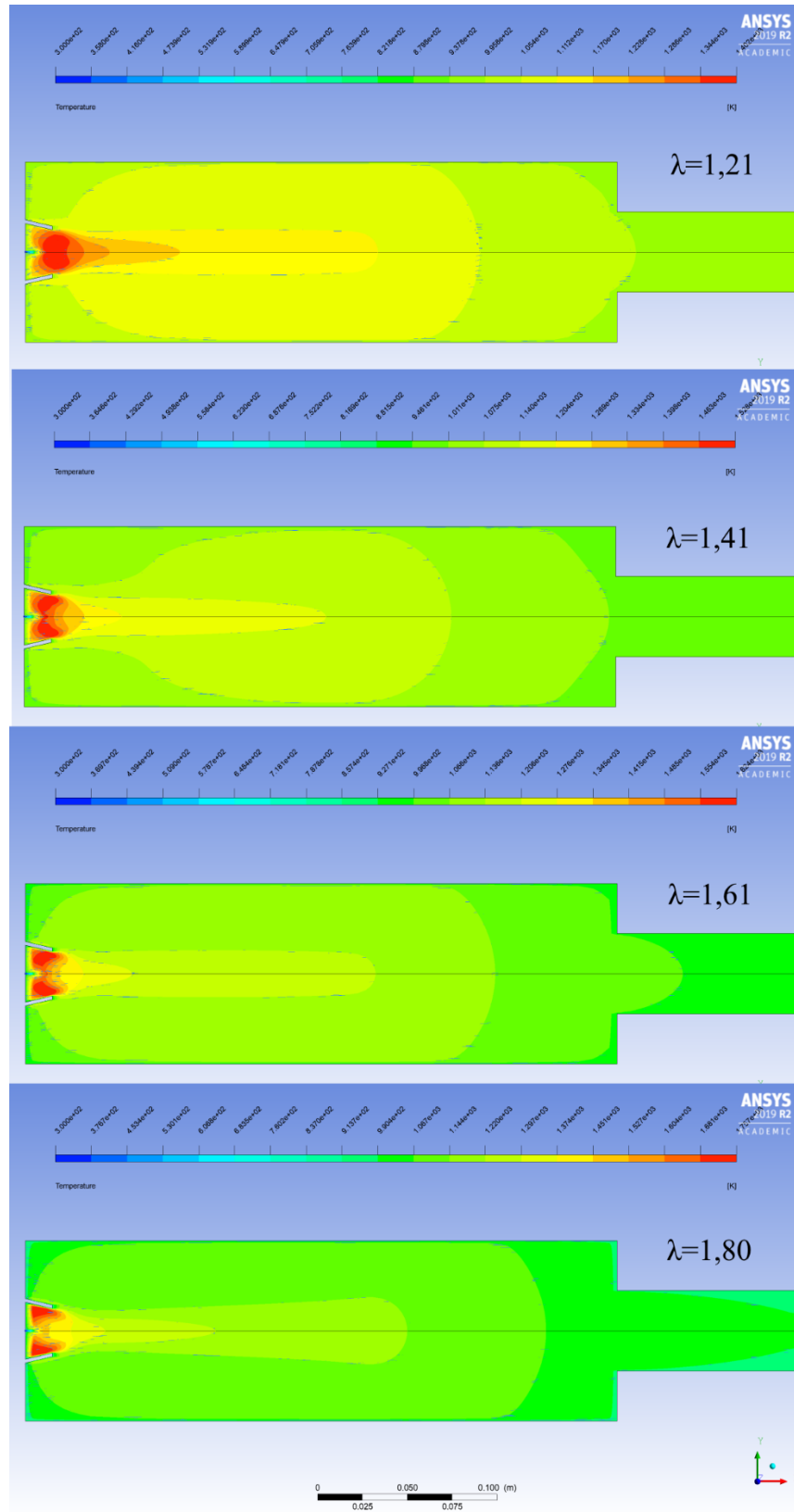
Figura 4. 10 Vista da seção 2D segundo o modelo axisymmetric da câmara de combustão

A Figura 4. 11 mostra os resultados das simulações considerando as condições de contorno informadas por Azevedo (2013), sendo apresentados os contornos de temperatura e as linhas de corrente para cada condição de excesso de ar.

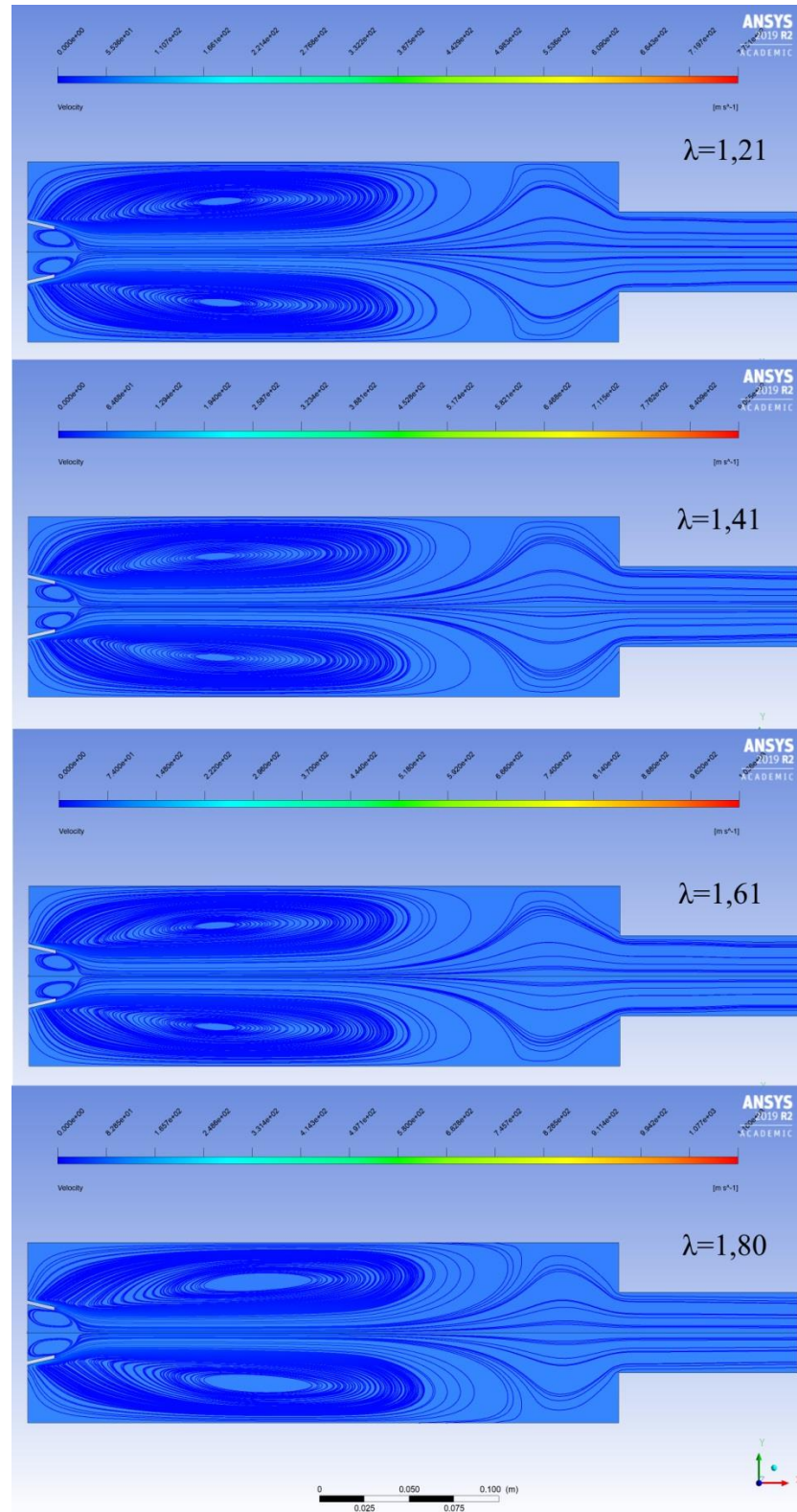
Na Figura 4. 12, os valores calculados mediante a simulação numérica são comparados com aqueles obtidos experimentalmente por Azevedo (2013), na esquerda foram colocados os valores obtidos do cálculo numérico e na direita os valores experimentais. Os valores obtidos experimentalmente e mediante simulação variam entre valores de 800 – 1000 °C para as quatro condições avaliadas ( $\lambda=1,21$ ;  $\lambda=1,41$ ;  $\lambda=1,61$  e  $\lambda=1,80$ ) sendo que a principal diferença entre os valores calculados e os medidos está no início da câmara de combustão e a curtas distancias do eixo axial, já que neste ponto os valores calculados são superiores aos valores experimentais reportados.

Na seguinte etapa, este modelo foi utilizado para simular a nova câmara e depois comparar os valores obtidos com trabalhos anteriores com uma configuração geométrica semelhante, sendo muito importante avaliar a geração de recirculação e a homogeneidade da temperatura dentro da câmara.

Os resultados da simulação (esquerda) e os dados experimentais (direita) obtidos do trabalho de Azevedo (2013), são apresentados na Figura 4. 12, comparando-os para uma potência de 4 kW, sendo da esquerda os valores simulados e da direita os resultados experimentais para cada valor de  $\lambda$ .

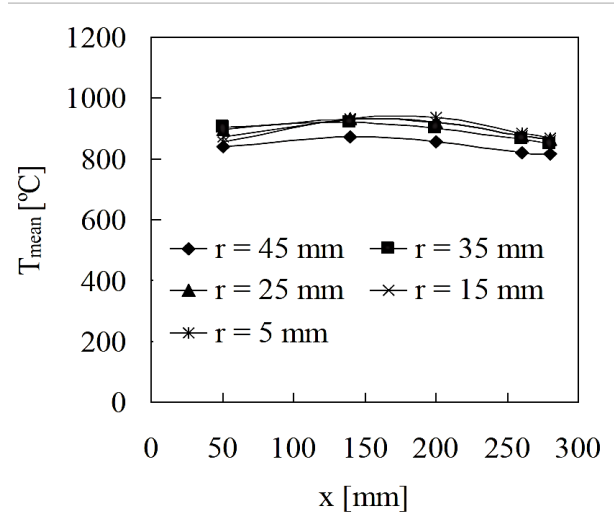
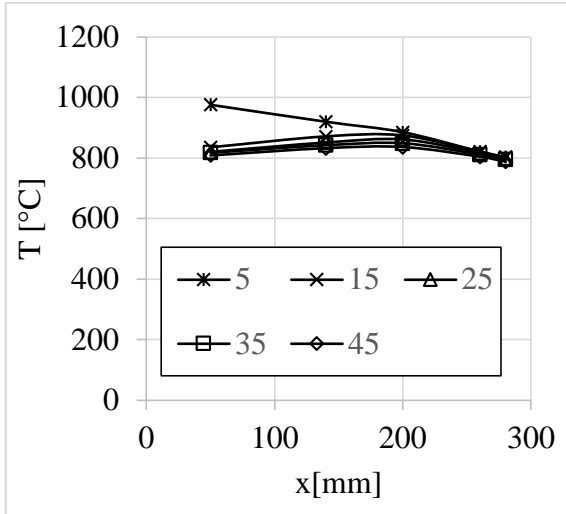


(a)

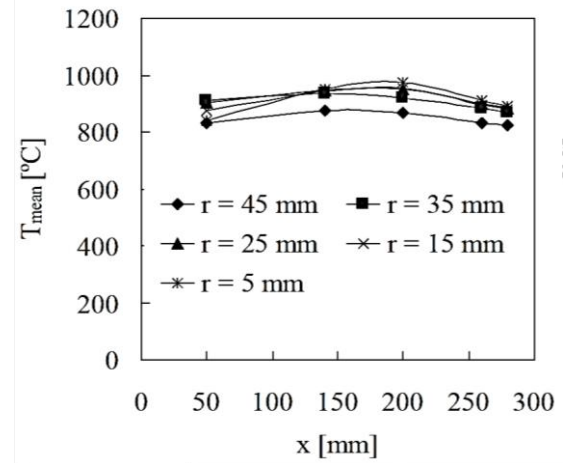
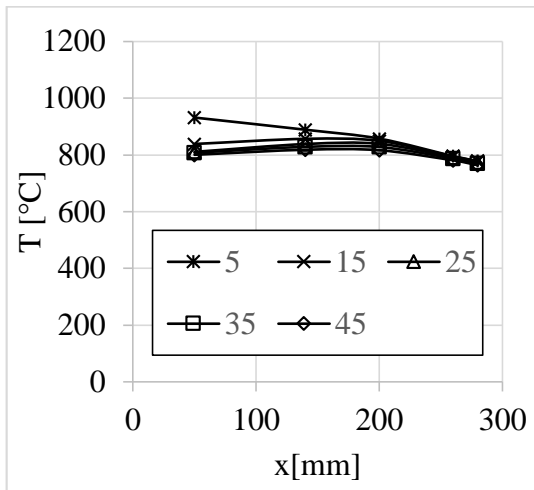


(b)

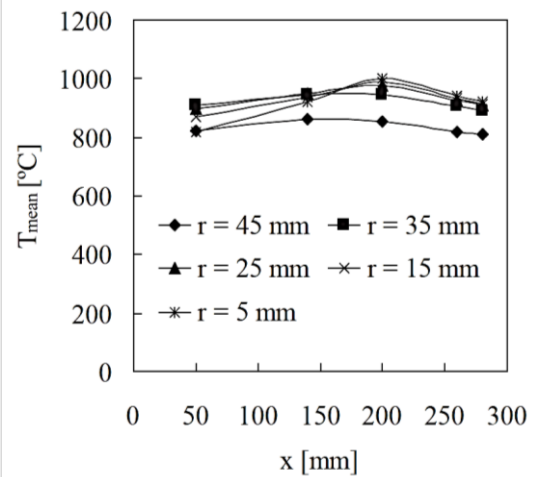
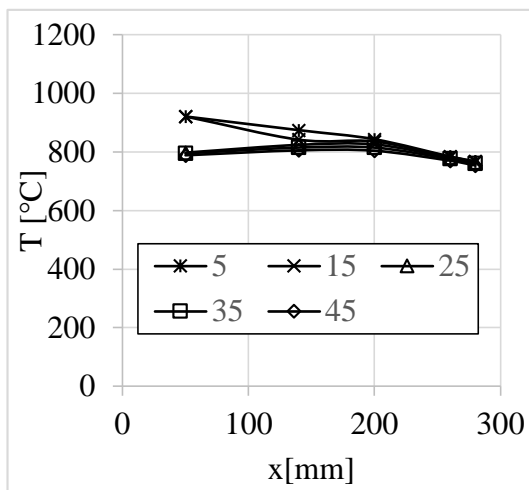
Figura 4. 11 (a)Gráfico de contornos de temperatura e (b) Linhas de corrente simuladas na câmara de combustão sem chama de 4 kW utilizando etanol para  $\lambda=1,21$ ;  $\lambda=1,41$ ;  $\lambda=1,61$  e  $\lambda=1,80$



(a)



(b)



(c)

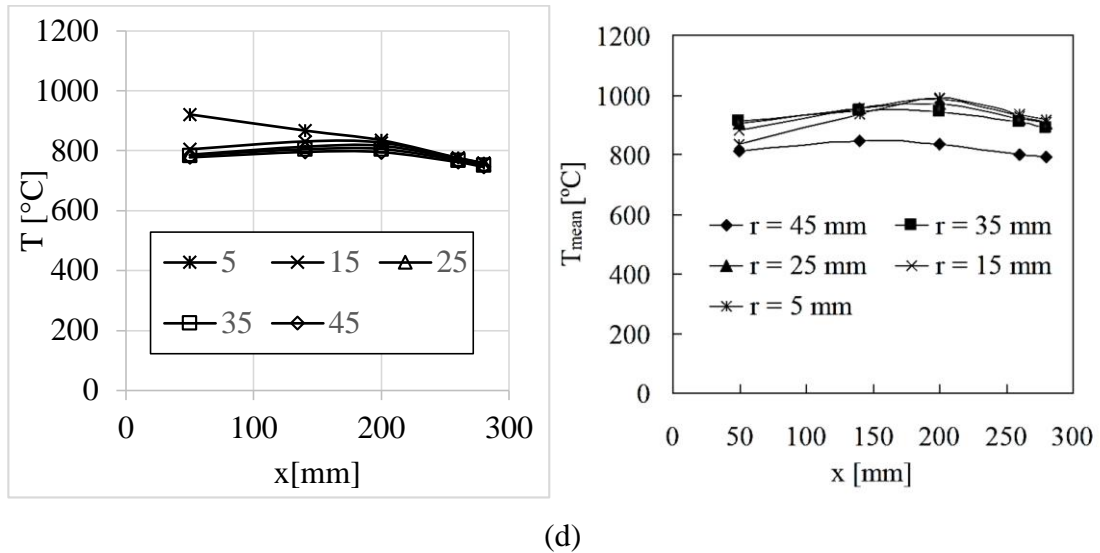


Figura 4. 12 Comparação dos resultados simulados (esquerdo) e experimentais (direita) da câmara de combustão sem chama de 4 kW utilizando etanol para (a)  $\lambda=1,80$ ; (b)  $\lambda=1,61$ ; (c)  $\lambda=1,41$  e (d)  $\lambda=1,21$ .(AZEVEDO; ANDRADE; COSTA, 2015)

Após a validação do modelo proposto para a câmara de combustão proposta no presente trabalho , foi possível avaliar as condições e características da câmara funcionando em condições de combustão sem chama. Para tanto, a partir da geometria criada no Solidworks® foi criada uma malha, mostrada na Figura 4. 13, a qual contem 22541 nós e 22132 elementos.

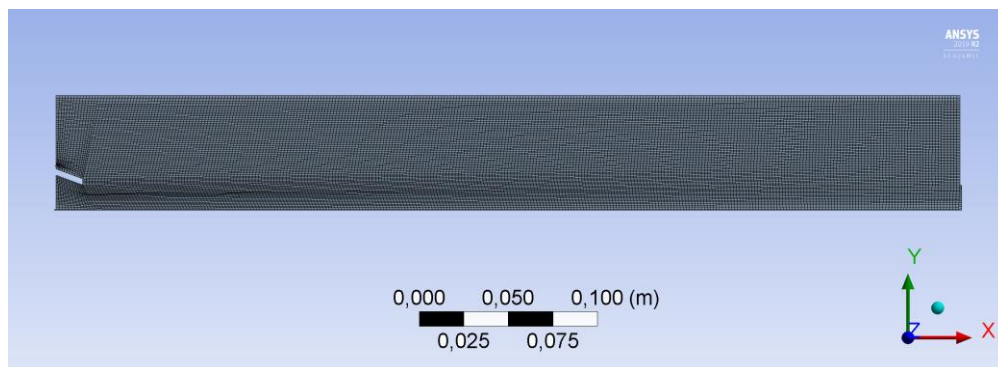
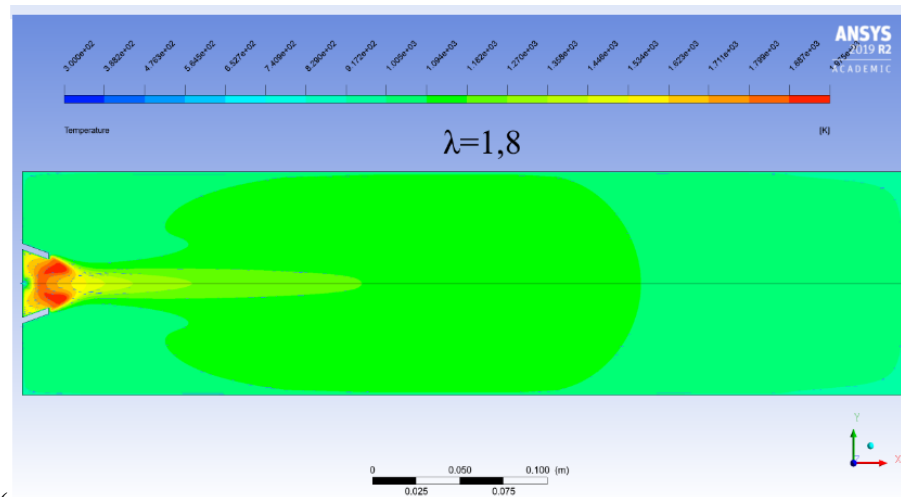


Figura 4. 13 Malha utilizada na simulação numérica.

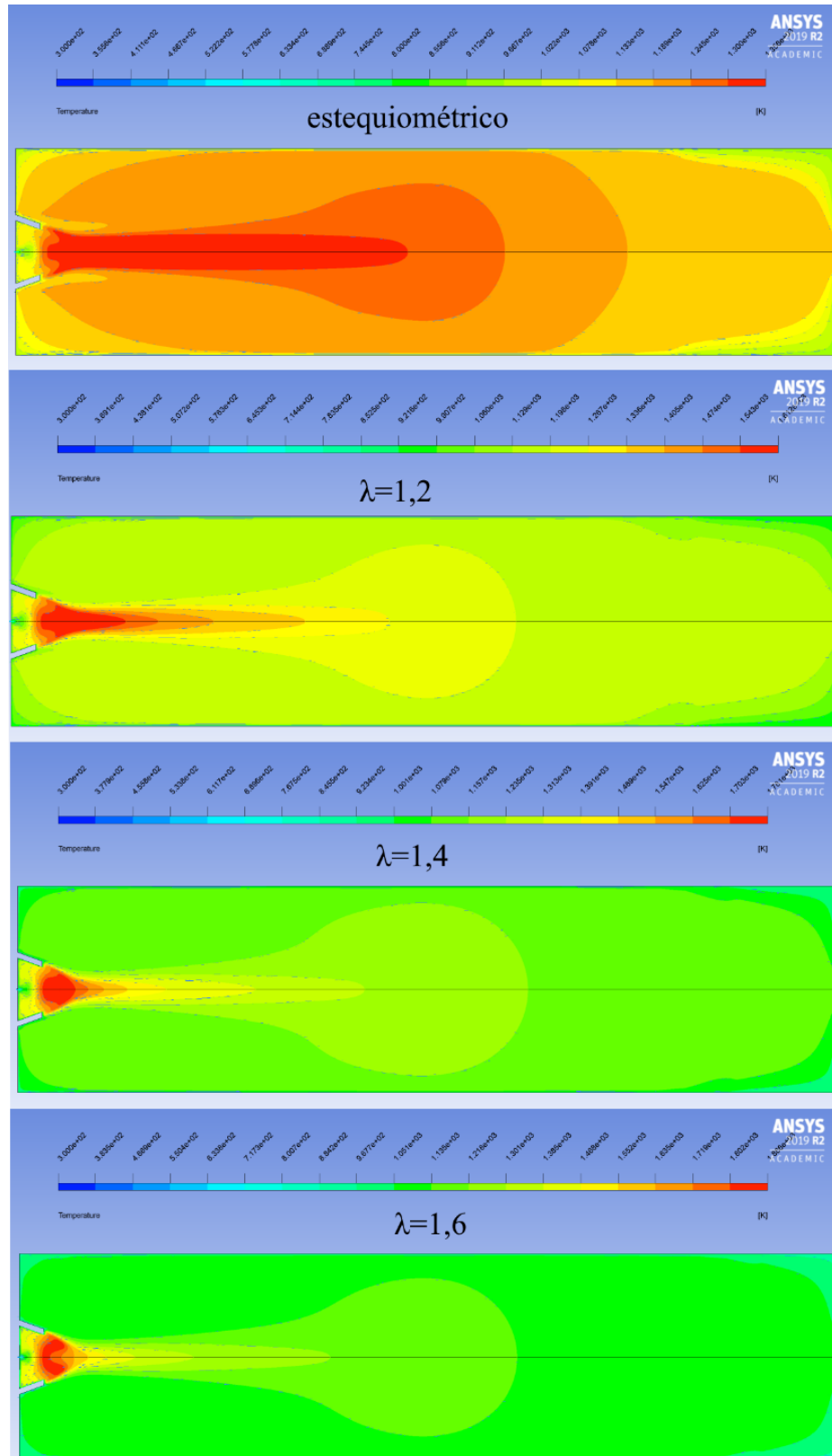
A câmara proposta foi simulada para a combustão de diesel S-10 em queima estequiométrica e em várias condições de excesso de ar ( $\lambda=1,2$ ; 1,4; 1,6; e 1,8), com uma

temperatura do ar de combustão de 550 K ( $< 498$  K), e o combustível entrando a uma



temperatura de 298 K (

Figura 4. 14 e Figura 4. 15). Na Figura 4. 16 são comparadas as duas câmaras em similares condições de excesso de ar ( $\lambda=1,2$  e  $\lambda=1,8$ ).



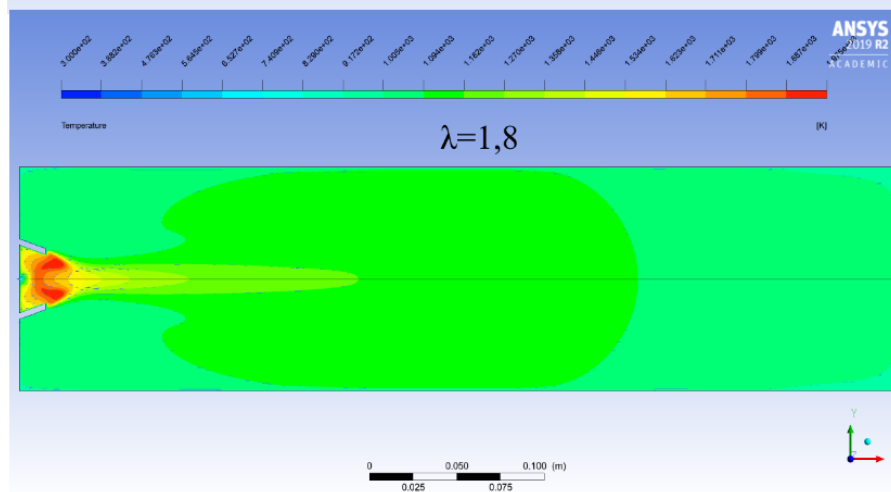
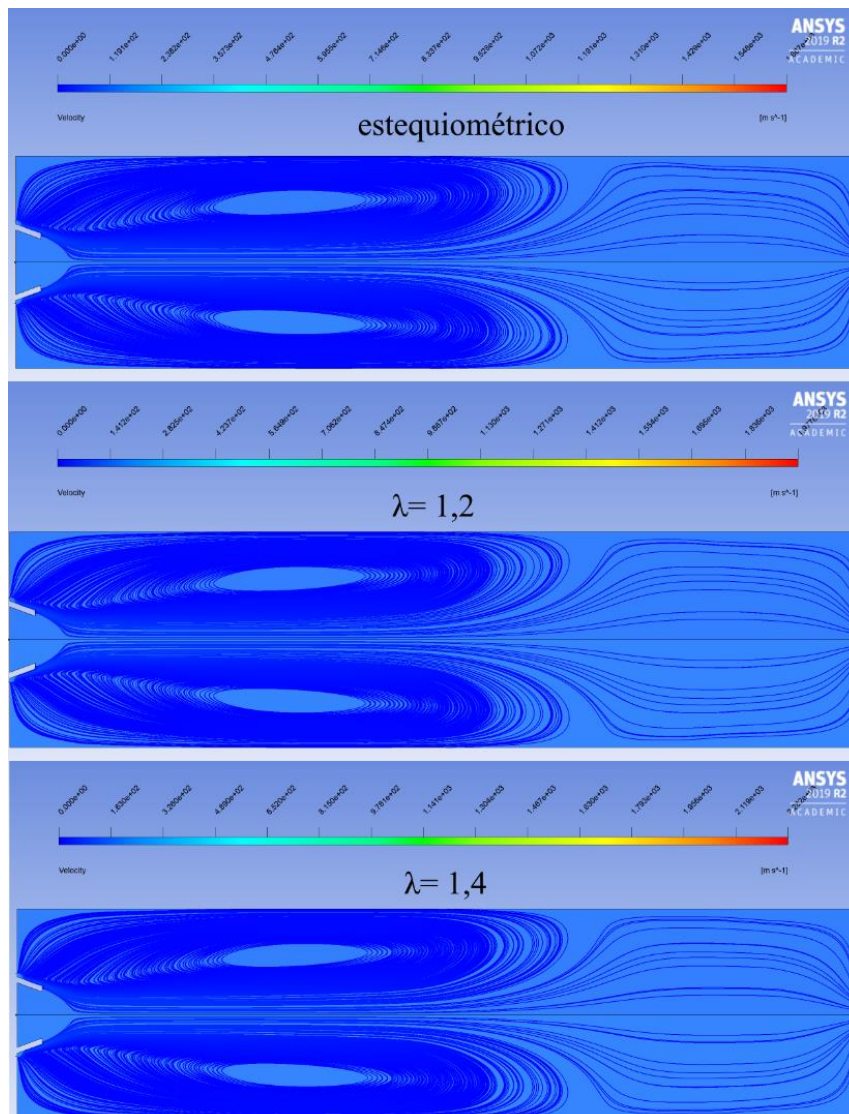


Figura 4. 14 Simulação da câmara de combustão mostrando a distribuição de temperaturas em condições: estequiométrica, 20 % de excesso de ar 40 % de excesso de ar, 60 % de excesso de ar e 80 % de excesso de ar.



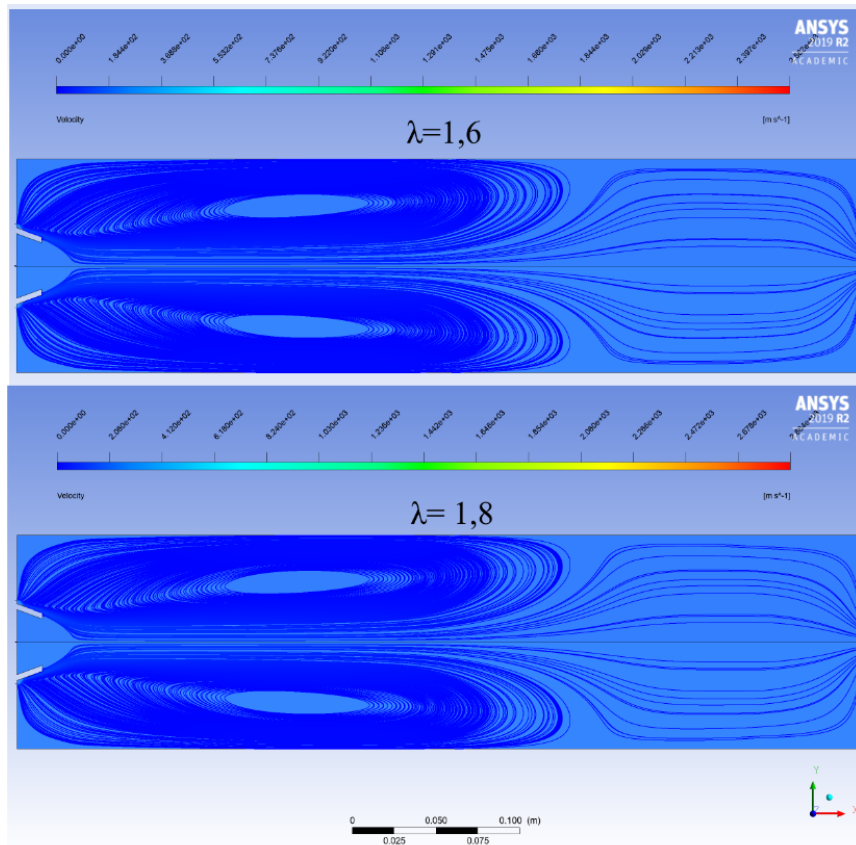
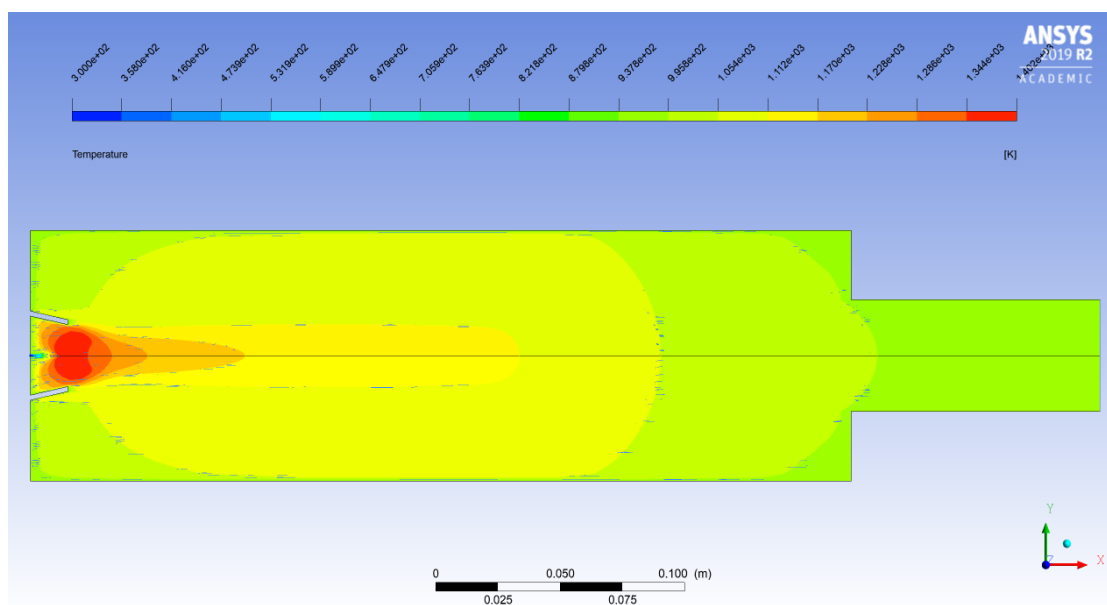
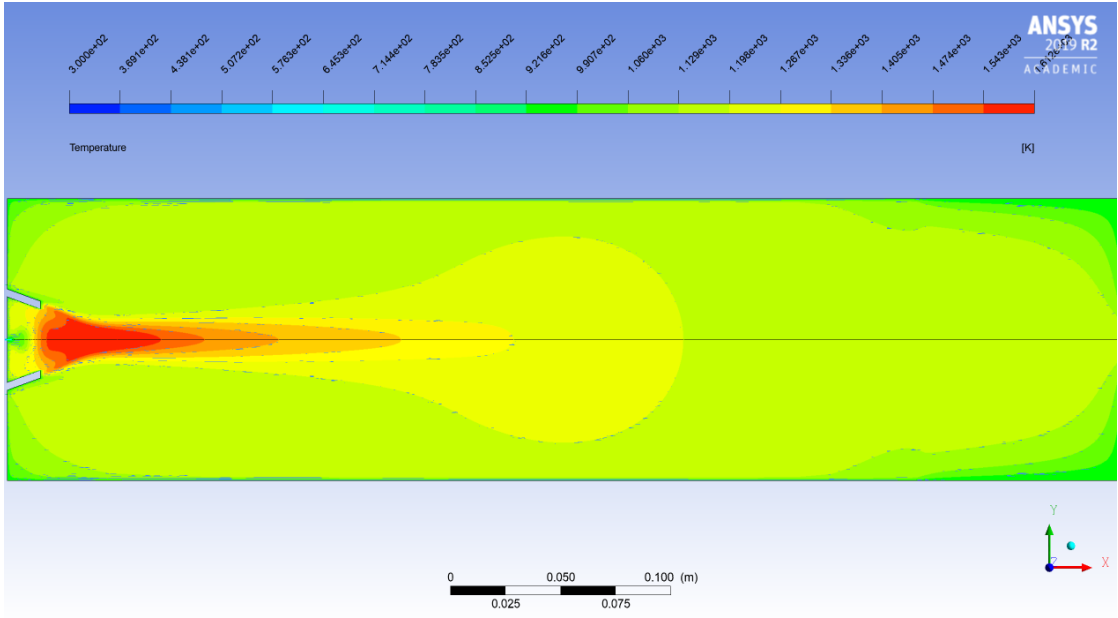


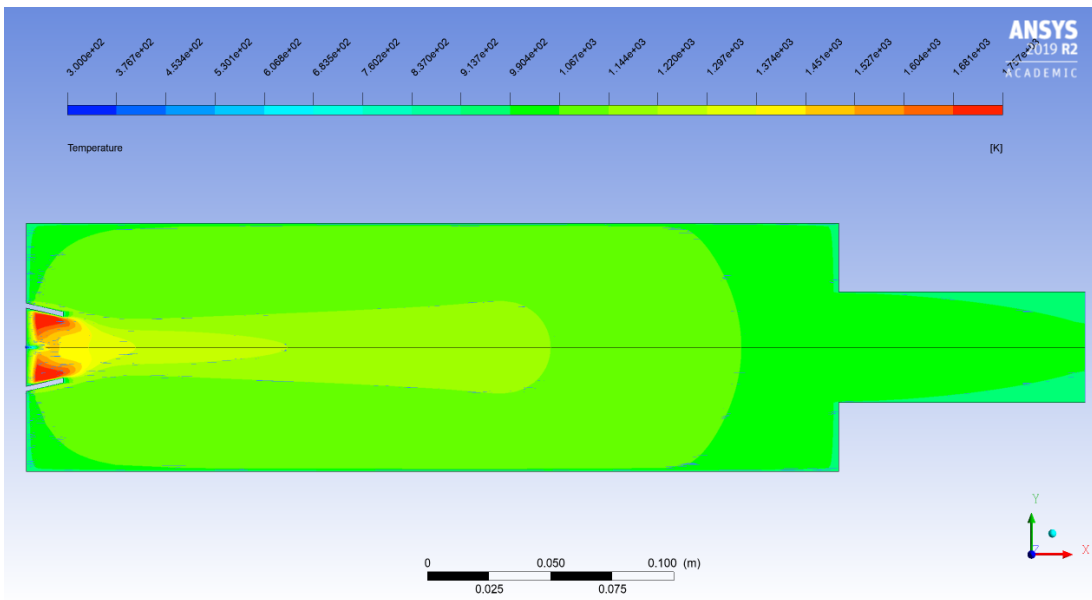
Figura 4. 15 Simulação da câmara de combustão mostrando as linhas de corrente em condições: estequiométrica, 20 % de excesso de ar 40 % de excesso de ar, 60 % de excesso de ar e 80 % de excesso de ar.



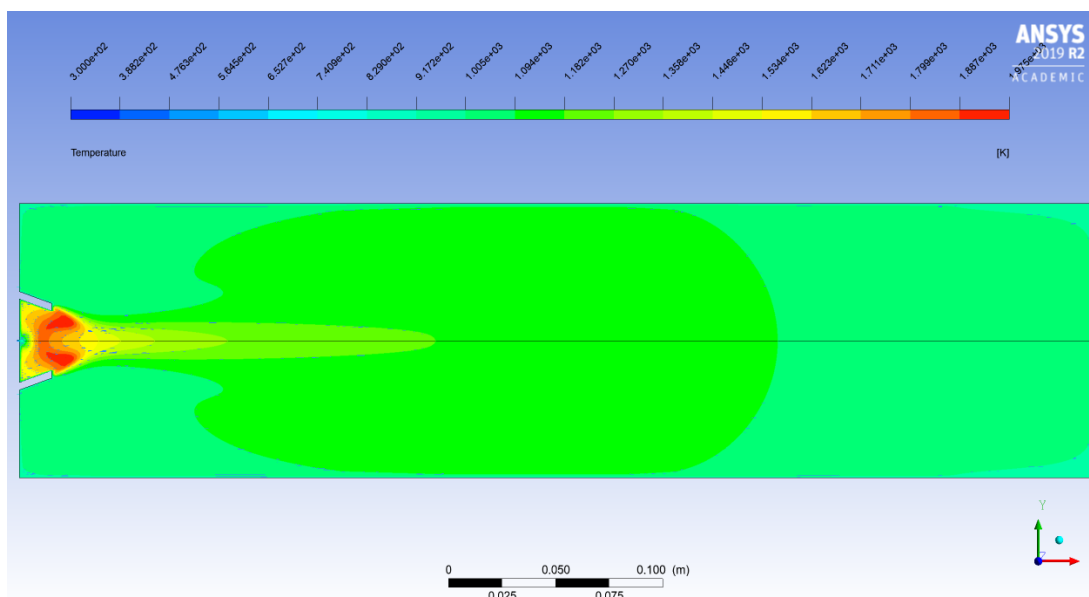
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4. 16 Distribuição de temperatura simuladas para (a) câmara de Azevedo (2013), com  $\lambda=1,2$ ; (b) Câmara projetada com  $\lambda=1,2$ ; (c) câmara de Azevedo (2013) com  $\lambda=1,8$ ; (d) Câmara projetada com  $\lambda=1,8$

Com relação à distribuição de temperatura, observa-se que a temperatura (vide Figura 4. 16) se torna uniforme e a temperatura média diminui com o aumento do excesso de ar, já que o aumento do excesso de ar na câmara de combustão está acompanhado de um aumento da velocidade do ar (vide Figura 4. 15). Este comportamento também foi observado nas simulações realizadas na câmara de Azevedo (2013).

Na Figura 4. 16 são observadas as distribuições de temperatura da câmara de Azevedo (2013) e câmara proposta em condições similares, ambas apresentam uma distribuição de temperatura homogênea na sua maior parte o que influencia o aumento das temperaturas dentro da câmara, mas não alteram o fato de que ambas tem comportamento muito homogêneo em comparação a um regime de combustão convencional.

A uniformidade das temperaturas dentro da câmara pode ser observada na Figura 4. 17, que mostra a distribuição de temperaturas simulada para diferentes valores de excesso de ar e ao longo do eixo axial e radial da câmara de combustão. Verifica-se que o comportamento para todas as condições é similar, com temperaturas semelhantes em toda a câmara com picos na região próxima à entrada do combustível.

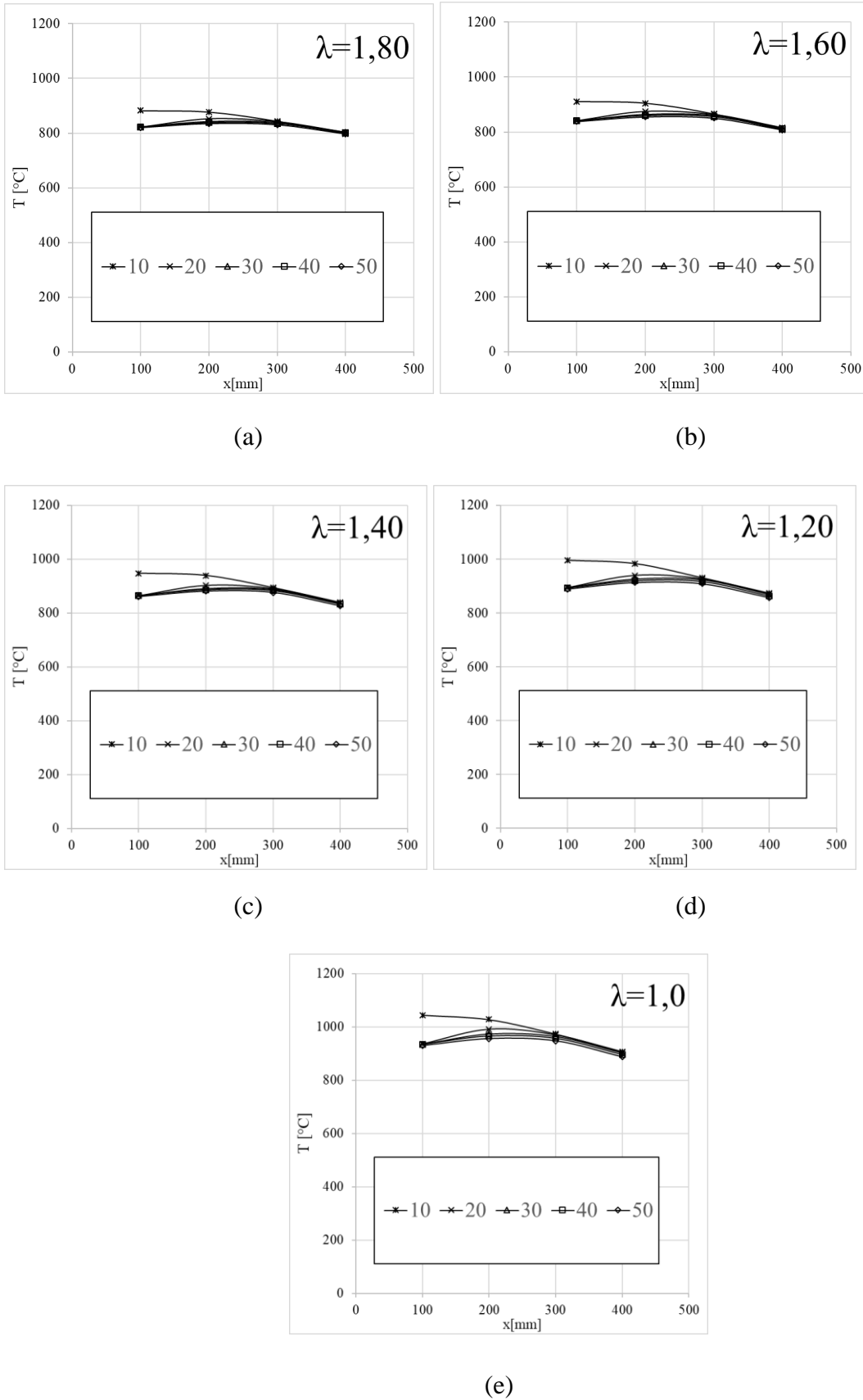


Figura 4. 17 Distribuição de temperaturas calculadas numericamente da câmara de 20 kW em regime de combustão sem chama

## 4.2.2. Análise e discussão dos resultados do projeto e simulação computacional da câmara

As simulações mostram uma temperatura quase uniforme no interior da câmara com elevada temperatura perto da saída do bico injetor de combustível (eixo axial), este comportamento já foi observado no trabalho de Hosseini et al (2015), quem simulou uma combustão sem chama de biogás obtido dos efluentes líquidos de uma fábrica de óleo de palma. A simulação é apresentada na Figura 4. 18. Também no trabalho de Silva Siqueira (2015) utilizando o modelo  $k-\varepsilon$  standard/EDC/DT foram encontradas estas elevadas temperaturas na região próxima à entrada do combustível.

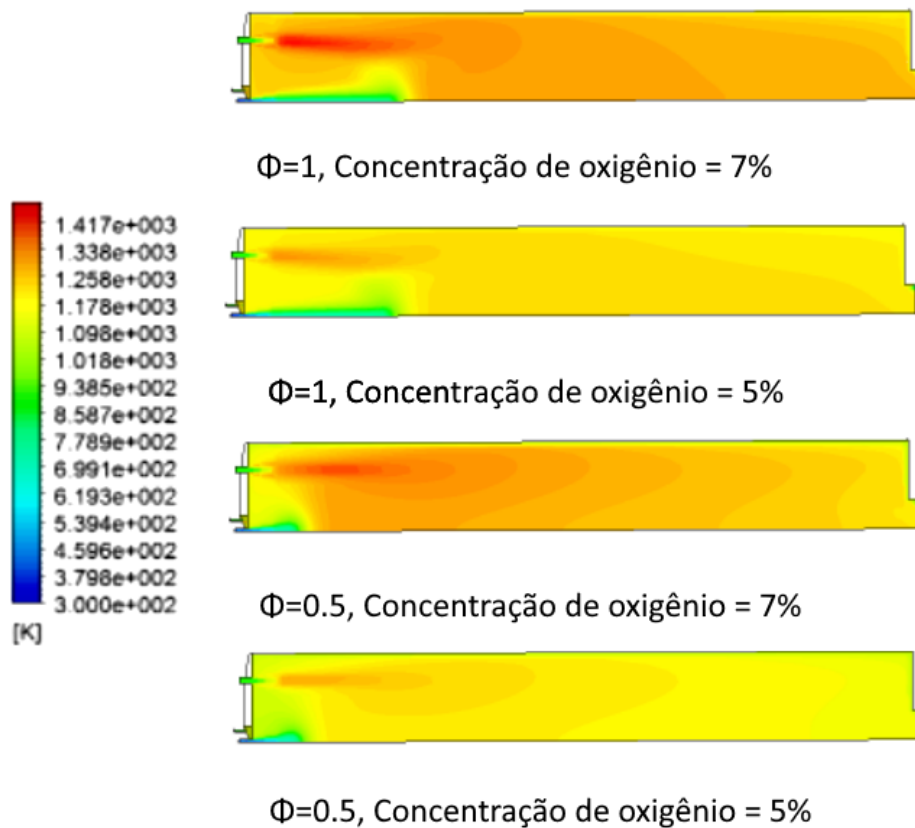


Figura 4. 18 Distribuição de temperatura dentro da câmara de combustão (HOSSEINI et al., 2015)

No referente ao comportamento das linhas de corrente observadas na simulação (Figura 4. 15), são condizentes com os resultados de Hosseini et al (2015) e Khalil et al (2018) para câmaras de combustão sem chama com geometrias semelhantes à simulada neste trabalho.

Os valores calculados tem uma boa aproximação com os resultados experimentais e estes têm uma ampla faixa de funcionamento pelo qual é possível dizer que o modelo reflete variadas condições da câmara (vide Figura 4. 12).

Pode-se verificar na Figura 4. 12 que os valores de temperatura simulados e os valores experimentais tem boa correlação enquanto aos valores e comportamento, adicionalmente tem que se observar que os valores experimentais apresentados são quantidades representativas de várias medições e que a correlação é boa para todas as condições e ao longo da câmara.

As linhas de corrente obtidas da simulação numérica têm semelhança com os resultados obtidos por Khalil et al. (2018) para vários valores de  $\beta$ , sendo esta a proporção entre o diâmetro do jato de ar de entrada e o diâmetro do combustor (vide **Erro! Fonte de referência não encontrada.**). Esta simulação foi realizada em uma câmara de combustão sem chama com a parte superior aberta, utilizando metano. Desse modo pode-se afirmar de acordo com as condições simuladas existia recirculação dentro da câmara e em consequência a aparição do regime de combustão sem chama.

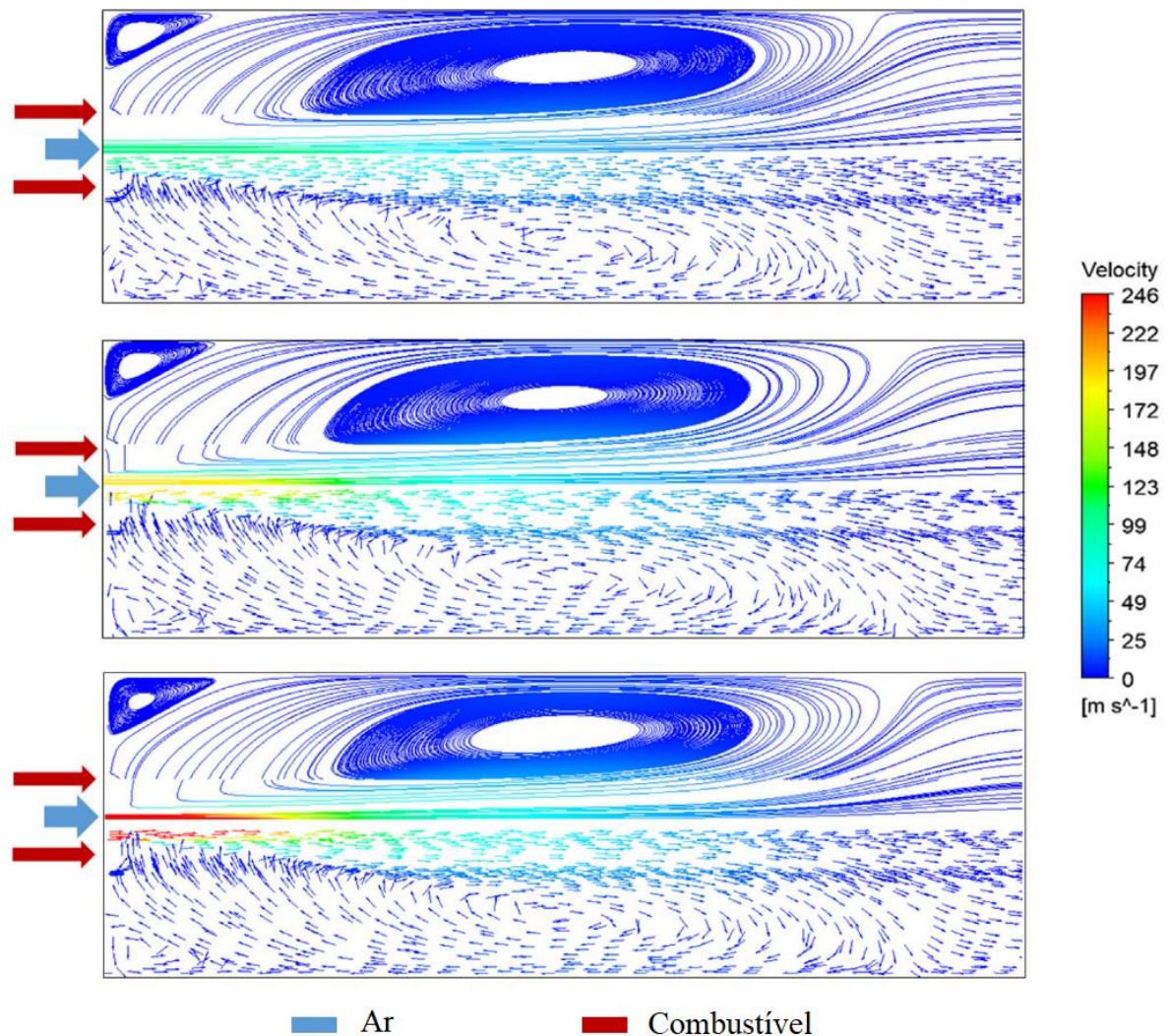


Figura 4. 19 Linhas de fluxo de fluxo previstas (metade superior) e vetores de velocidade média (metade inferior) no plano de simetria do combustor para diversas condições na entrada do combustível (KHALIL et al., 2018)

### 4.3. Testes experimentais na Câmara de combustão

#### 4.3.1. Construção da Câmara de combustão

A câmara de combustão foi projetada em 3 partes principais, a base, o corpo da Câmara e a tampa superior.

Na base, estão presentes as entradas de ar de combustão tanto para combustão convencional como para o ar de combustão preaquecido utilizado no regime *flameless*, também tem um ponto de toma de temperatura (termopar tipo K) que mede a temperatura do ar de combustão; o detalhe

da base é mostrado na Figura 4. 20 . Na parte central contém um orifício roscado onde é colocado o injetor, esta base é sujeita a uma estrutura de suporte que permite que a câmara esteja a uma determinada altura do chão.

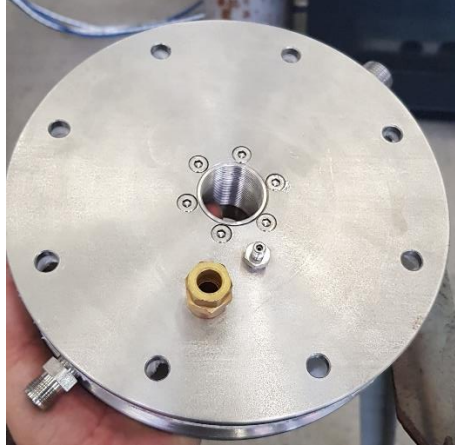


Figura 4. 20 Base da câmara de combustão

O corpo da câmara é uma estrutura simples com duas janelas de vidros de quartzo resistentes a altas temperaturas, tem entradas para os termopares. O corpo também tem uma serpentina exterior (Figura 4. 21 (a)) que é utilizada para pré-aquecer o ar de combustão necessário para o regime flameless. Para evitar a perda de calor para o ambiente, o corpo é isolado com manta térmica como é mostrado na Figura 4. 21 (b).



(a)



(b)

Figura 4. 21 Corpo da câmara de combustão (a) detalhe da serpentina de troca de calor (b) detalhe do isolamento da câmara

A tampa superior serve para fechar a parte superior da câmara, coletar e medir a temperatura dos gases da combustão (Figura 4. 22). A câmara de combustão com todas suas partes constitutivas é mostrada na Figura 4. 23



Figura 4. 22 Detalhe da tampa superior



Figura 4. 23 Câmara de combustão montada

### 4.3.2. Montagem e acondicionamento da bancada experimental

A câmara de combustão construída foi montada e acondicionada para a realização dos testes experimentais de combustão sem chama visível, utilizando Diesel e mistura de Diesel S-10 com óleo pirolítico de pneu usado, a câmara descrita na seção 3.4 & 4.3.1 e o arranjo experimental são mostrados na Figura 4. 24



(a)



(b)

Figura 4. 24 (a) Câmara de combustão (b) arranjo experimental

O procedimento utilizado para atingir o regime de combustão sem chama foi aquele mostrado na [Seção 3.1](#) com uma queima convencional no estágio inicial, até alcançar a temperatura nos reagentes que junto com a recirculação interna dos gases, criam as condições

para conseguir este tipo de queima. Algumas considerações foram adotadas neste trabalho para determinar e verificar o regime de combustão sem chama: extinção da chama convencional, homogeneização da temperatura dentro da câmara e diminuição das emissões de NOx. Na Figura 4. 25 são mostrados os tipos de chamas que foram formadas na câmara: uma chama convencional, uma chama em transição e combustão sem chama.

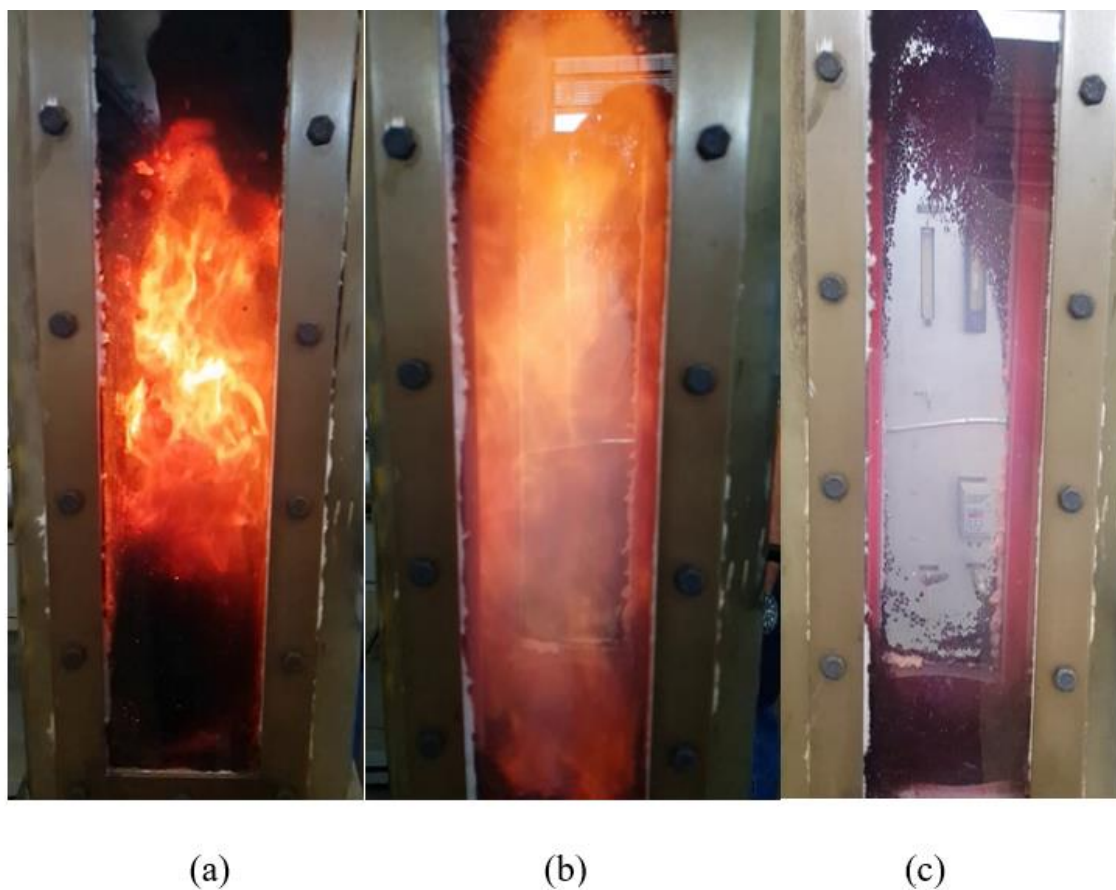


Figura 4. 25 (a) chama em queima convencional (b) chama em transição (c) combustão sem chama

Antes da montagem da câmara foi necessário garantir que a chama não desancore, sendo assim, para garantir a ancoragem da chama nas condições de trabalho, testes iniciais foram realizados com Diesel puro e sem a carcaça, em condições de queima aberta ao ambiente. (vide Figura 4. 26)

O início no regime de combustão sem chama é demonstrado por algumas mudanças na queima, como mostrado na Figura 4. 25. A extinção da chama e a cor vermelha das paredes da

câmara podem ser vistas na Figura 4. 25 (c), além da homogeneização das temperaturas na câmara como visto na Figura 4. 27, sendo as temperaturas medidas a cada 50 mm dentro da câmara (09 sensores de temperatura, vide Anexo 3), bem como na entrada do ar de combustão pré-aquecido e na saída dos gases de combustão.



Figura 4. 26 Queima convencional aberta de Diesel-S10

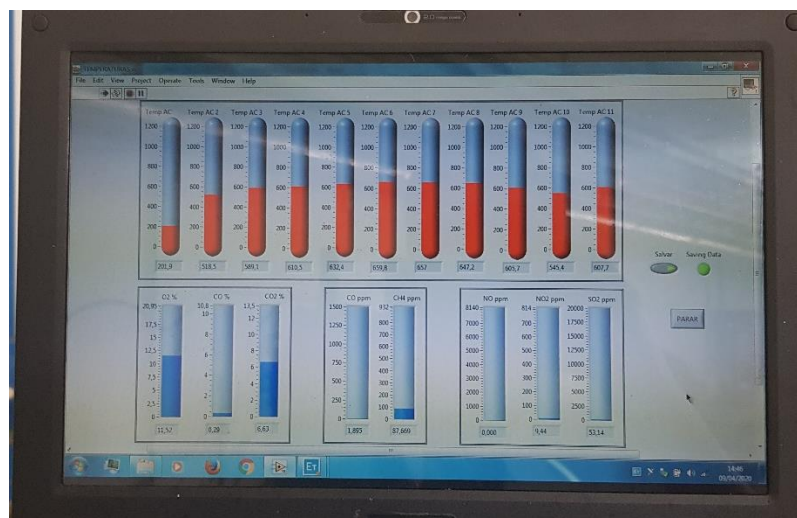


Figura 4. 27 Painel de controle e medição das temperaturas e gases de saída da câmara de combustão

### 4.3.3. Testes na câmara com Diesel-S10 puro

O primeiro teste foi realizado com Diesel-S-10 puro, o teste começa com uma queima convencional até a temperatura de entrada de o ar combustão atingir um valor próximo da temperatura de autoignição do combustível utilizado, vide Figura 4. 28. O processo de transição acontece por volta do minuto 43 de funcionamento, imediatamente acontece uma diminuição da homogeneização das temperaturas. O tempo necessário para alcançar esta transição, depende de muitos fatores ambientais, desde a temperatura e umidade do ambiente, até a temperatura dos combustíveis e da própria câmara. Os sensores de temperatura na Figura 4. 28 estão indicados da seguinte forma: **AC** mede o ar de combustão pré-aquecido que ingressa na câmara de combustão, os sensores dentro da câmara estão identificados com **T####**, onde a T indica que é um sensor de temperatura e os grafos que a acompanham indicam a distância desde a base, assim T300 indica um sensor localizado a 300 mm da base posicionado na parede da câmara (vide [Anexo 3](#)).

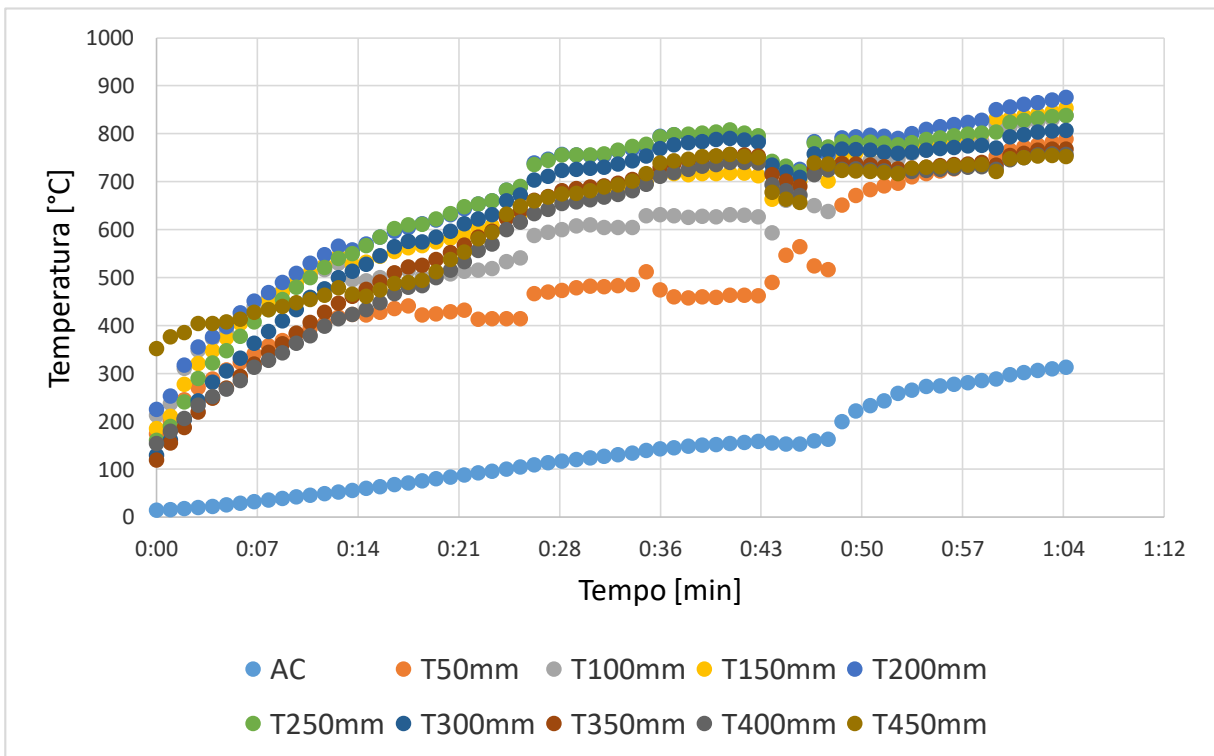


Figura 4. 28 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama

O comportamento das temperaturas mostrado na Figura 4. 28 apresenta pequenas mudanças, o mesmo em todos os testes onde no começo da queima (queima convencional) tem-se temperaturas heterogêneas ao longo da câmara depois quando começa o período de transição, acontece uma homogeneização das temperaturas que continua até entrar no regime de combustão sem chama; A Figura 4.29 mostra as temperaturas ao longo da câmara medindo a distância desde a base até a tampa, onde pode ser observado como acontece a homogeneização das temperaturas, primeiro para a queima convencional (valores tomados aos 21 minutos), queima de transição (minuto 46 ) e por último na combustão sem chama (minuto 58). Depois que a câmara ingressa em regime de combustão sem chama (*flameless*) as temperaturas continuam quase constantes, sofrendo variações mínimas, a estabilidade, as temperaturas da câmara a partir de então são constantes somente com pequenas variações e em conjunto se não houver modificações o sistema entra em condições de operação estáveis.

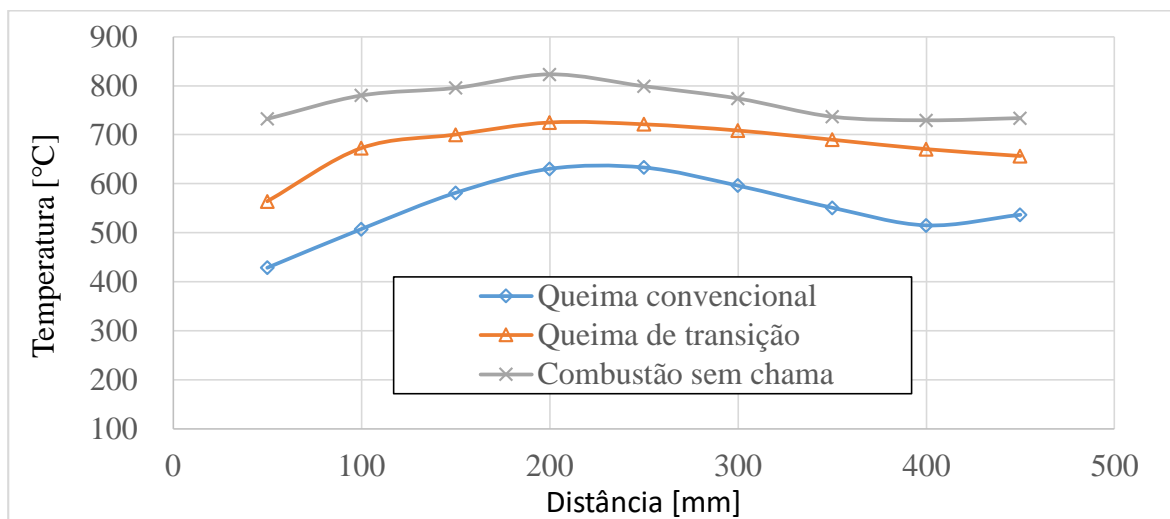


Figura 4. 29 Temperaturas ao longo da câmara de combustão para Diesel S-10

Ao mesmo tempo em que acontece a homogeneização das temperaturas ocorre uma diminuição das emissões de NO. Para o caso do teste realizado com o Diesel, tal fato aconteceu aproximadamente depois de 43 minutos, vide Figura 4. 30. Com relação ao NO<sub>2</sub> seus valores não mudam com relação ao regime de combustão sem chama.

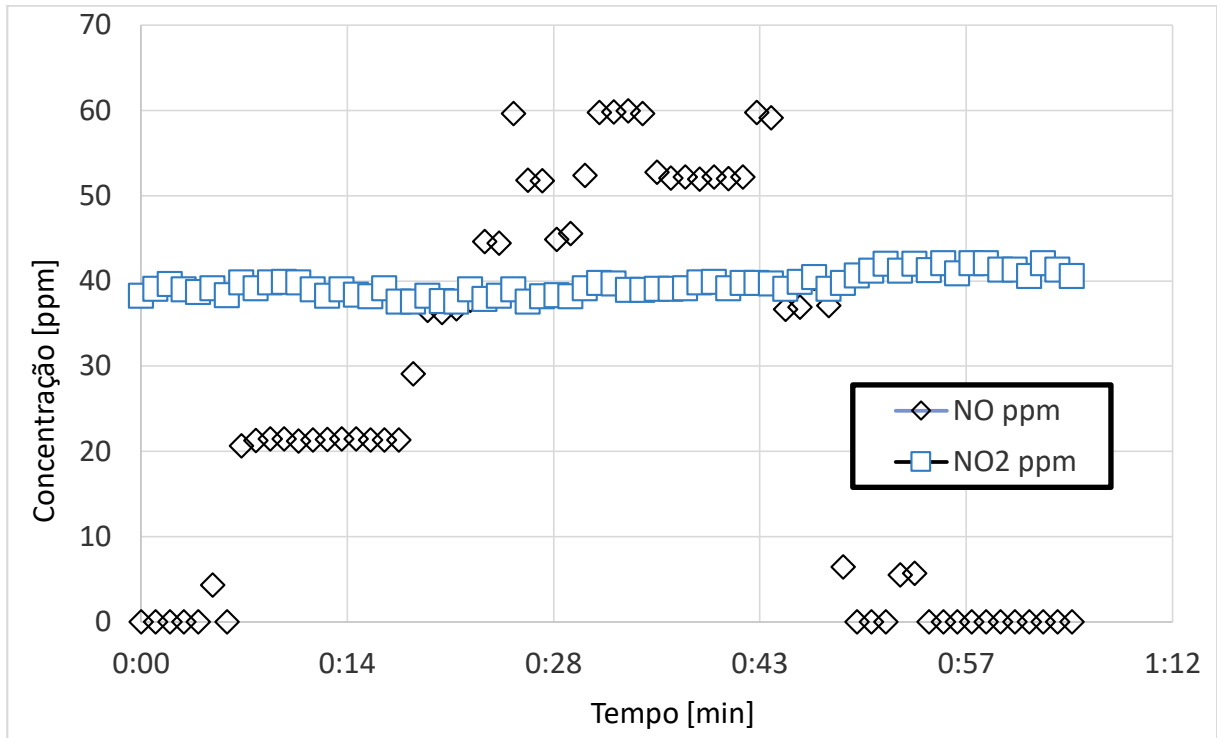


Figura 4. 30 Variação das emissões de NOx ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama

#### 4.3.4. Mistura 2% TPO & 98%Diesel- S10

Na primeira bateria de experimentos, a câmara foi testada com uma mistura de 98% de Diesel S-10 e 2% em massa de Óleo Pirolítico de pneu (TPO), sendo o tempo necessário para chegar à transição do *flameless* foi de aproximadamente 28 minutos. O comportamento neste estágio da queima da mistura é o mesmo que o comportamento apresentado pela câmara usando Diesel-S10. Depois de alcançar a zona de transição, as temperaturas dentro da câmara ficam homogêneas e a quantidade de NO gerado diminui (Figura 4. 31), de valores próximos a 45 ppm para valores próximos a zero. O valor do NO<sub>2</sub> continua constante proximo dos 50 ppm (Figura 4. 32) no caso desta mistura, a quantidade de NO<sub>2</sub> produzido é quase sempre maior que a quantidade de NO.

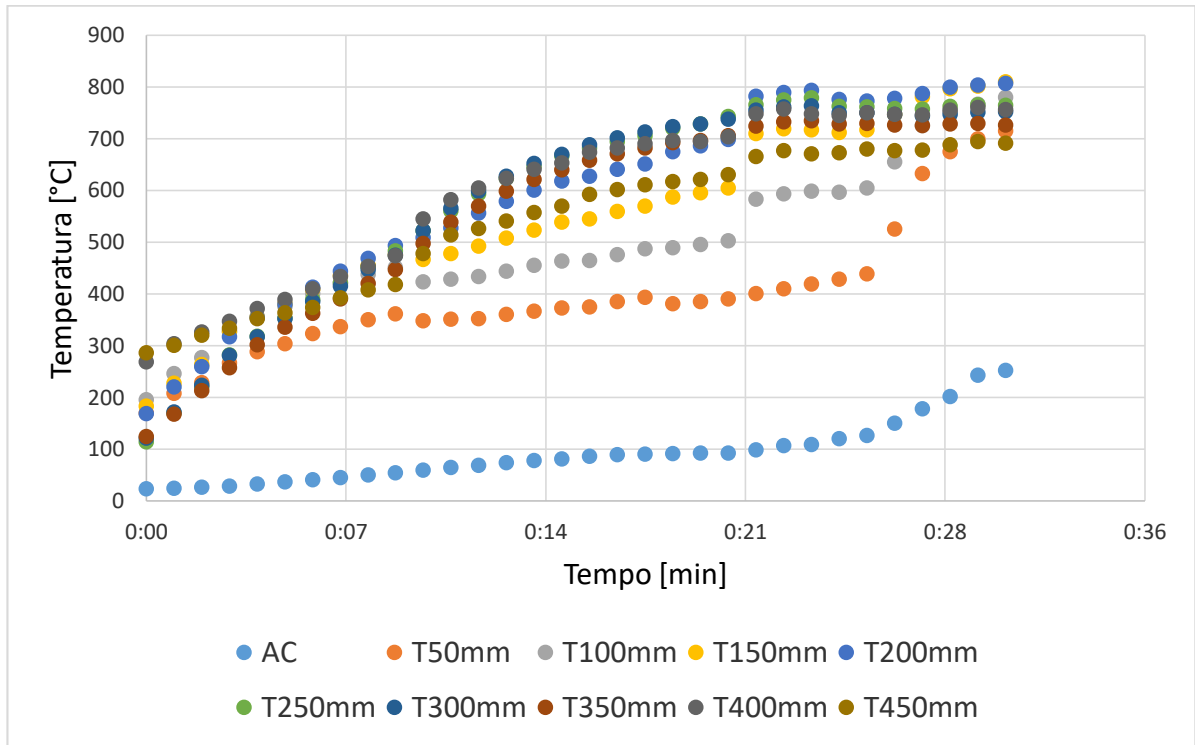


Figura 4. 31 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de 98% Diesel-S10 com 2% de TPO.

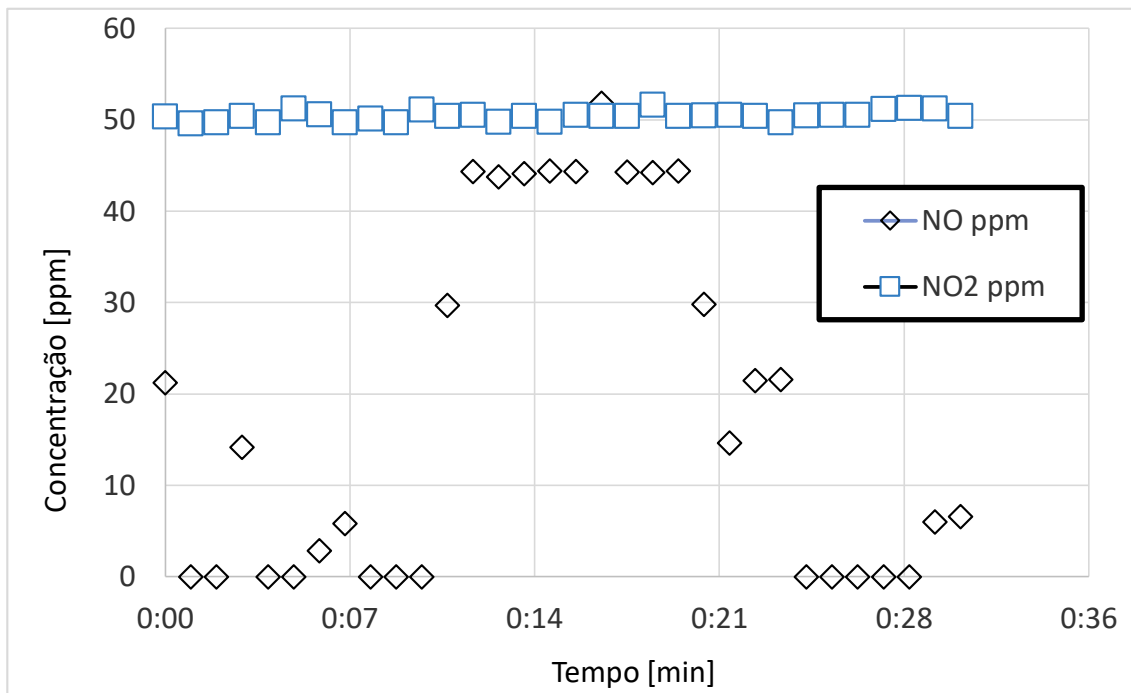


Figura 4. 32 Variação das emissões de NOx ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama para uma mistura de Diesel-S10com 2% de TPO.

### 4.3.5. Mistura 5% TPO & 95% Diesel- S10

Na realização do teste desta mistura ocorreu um erro no sistema de coleta de gases que não foi identificado, sendo provável que seja um erro interno no filtro, sendo assim, nesta seção não serão apresentadas as medidas dos gases gerados, somente as temperaturas ao longo da câmara até atingir o regime de combustão sem chamas (Figura 4. 33).

Esta mistura mostra um comportamento semelhante a mistura anterior acontecendo a transição aproximadamente depois de 40 minutos. O comportamento das temperaturas assim como a média destas são similares quando atingem o regime de combustão sem chama.

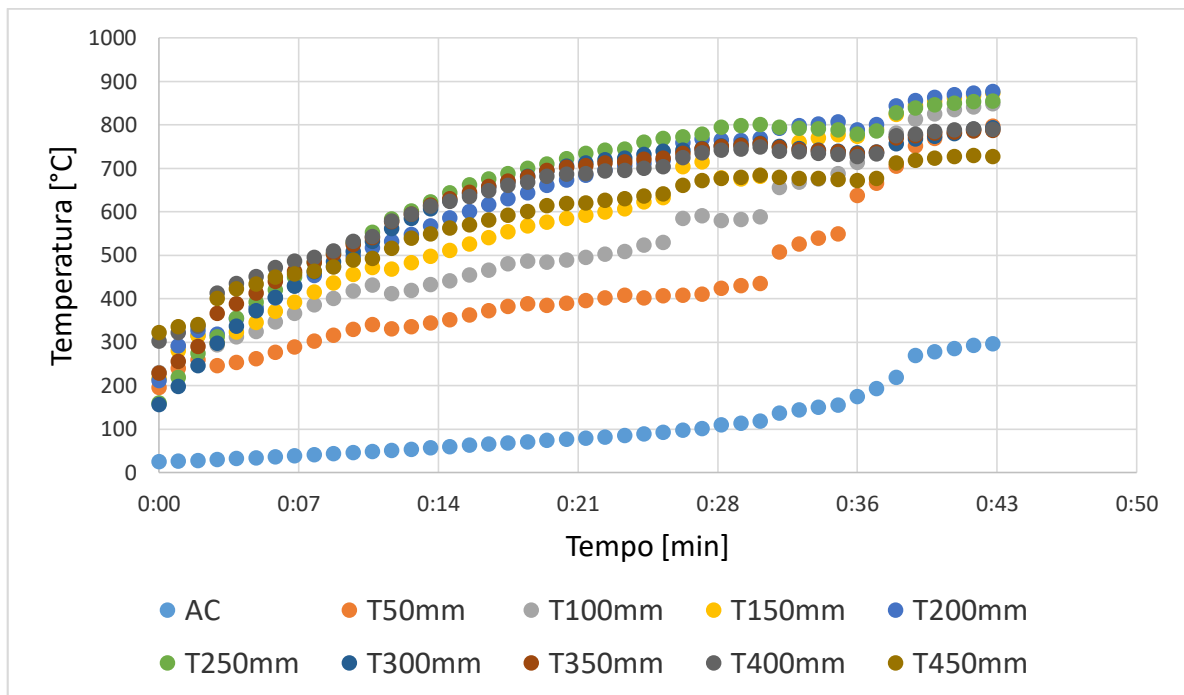


Figura 4. 33 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de Diesel- S10 com 5% de TPO.

### 4.3.6. Mistura 10% TPO & 90% Diesel- S10

Por último foi testada a mistura de 10% de TPO e 90% de Diesel S-10, a transição foi atingida depois de aproximadamente 45 minutos, depois que o ar de combustão foi pré-aquecido

e atingiu uma temperatura de aproximadamente 150 °C. Os valores das temperaturas são mostrados na Figura 4. 34.

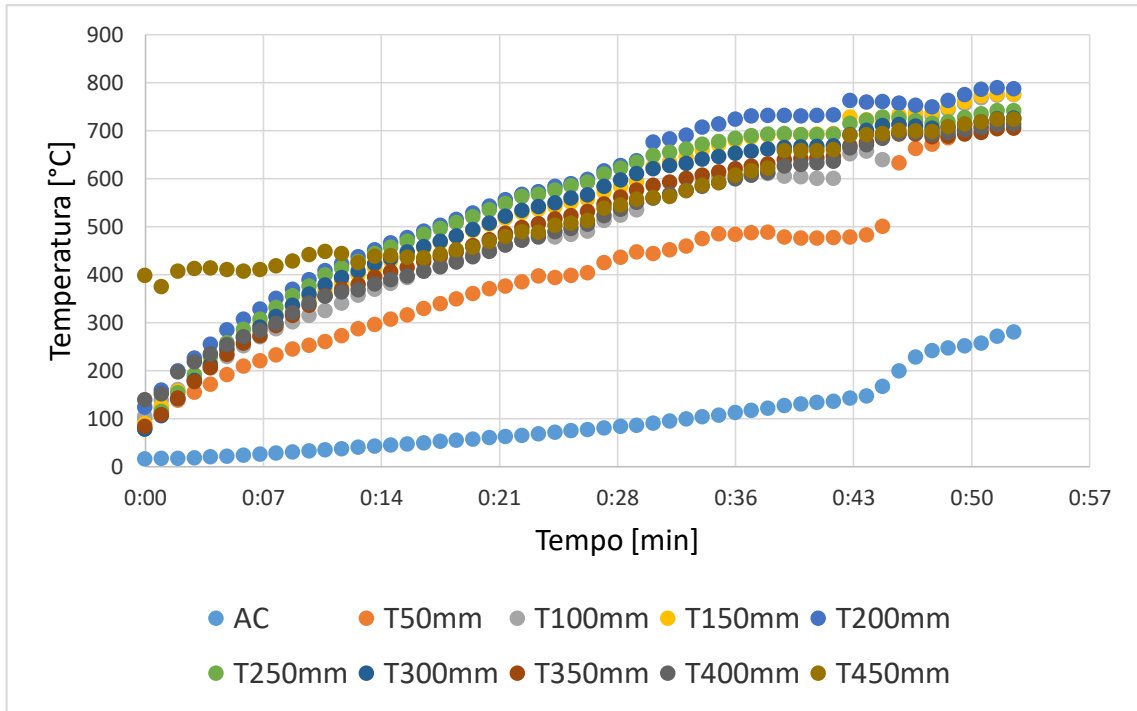


Figura 4. 34 Variação da temperatura ao longo do tempo até atingir o regime de combustão sem chama de uma mistura de Diesel- S10 com 10% de TPO

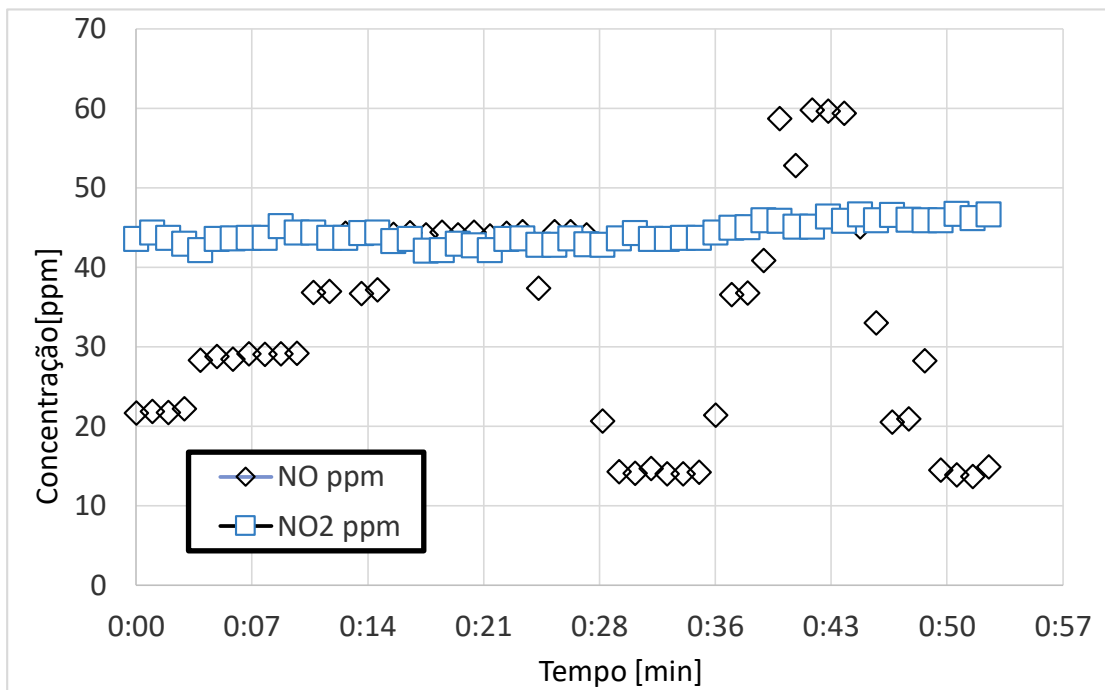


Figura 4. 35 Variação das emissões de NO<sub>x</sub> ao longo no tempo na câmara de combustão sem chama para uma mistura de Diesel- S10 com 10% de TPO.

#### 4.3.7. Análise e discussão dos resultados dos experimentos

Um fator que afeta o regime *flameless* é a qualidade da atomização, já que esta depende das propriedades dos combustíveis, parâmetros de operação (vazões, pressões e temperaturas) e até a temperatura do próprio injetor onde as características do spray podem mudar pela variação de qualquer um destes fatores.

O parâmetro de controle deve ser supervisionado em cada instante é a temperatura de entrada do ar de combustão que é pré-aquecida na serpentina (vide Figura 3. 5 (c) e Figura 4. 21 (a)) que funciona como trocador de calor, quando a temperatura atinge determinado valor, ocorre um aumento da turbulência e a chama muda para uma chama de transição, e os valores das temperaturas começam a se equilibrar.

Para o caso da mistura com 10% TPO & 90% Diesel- S10 aconteceu um súbito aumento do NO que está relacionado com uma queda da temperatura, isto pode ter acontecido por algum defeito na linha de alimentação de combustível ou alguma impureza presente no reservatório, uma vez que após este fato, os valores voltaram a seus valores esperados. (Figura 4. 35)

As características que determinam o regime de combustão sem chama, são semelhantes em todos os combustíveis testados, não é apreciável grandes diferenças neste tipo de regime entre os diferentes combustíveis testados sendo principalmente estas: uma homogeneização das temperaturas a uma determinada temperatura do ar de combustão pré-aquecido e uma diminuição do NO<sub>x</sub> produzido.

## 5. CONCLUSÕES

No presente trabalho foram projetados: Uma câmara de combustão *flameless* de 20 kW, um injetor efervescente, uma bancada de testes de combustão e atomização bem como foram realizadas simulações fluidodinâmicas da câmara de combustão. No projeto do injetor efervescente foi considerada uma potência de 20 kW sendo construído inicialmente um protótipo em plástico e outro protótipo em acrílico.

Todos os cálculos, incluindo o da câmara de combustão e as simulações fluidodinâmica foram realizados para o diesel, devido à similaridade das propriedades deste combustível com os outros O2 utilizados. O dimensionamento da câmara de combustão foi realizado com base em uma câmara que inicialmente deve funcionar com queima convencional uma vez que não possui uma fonte externa de preaquecimento do ar de combustão. Quando a câmara funcionou em regime de combustão sem chama foi adicionada uma entrada de ar independente para o ar de combustão que passa antes por um sistema de aquecimento, e pela bancada experimental na qual os valores de vazão e pressão são fixados para cada condição de operação. Esta bancada permite medir os valores de pressão e temperatura do ar de atomização, combustão e do combustível usado.

Além da temperatura de entrada do ar de combustão, deve se propiciar as condições de recirculação dos gases que geram a combustão sem chama, isto pode ser visualizado nas linhas de corrente obtidas da simulação fluidodinâmica, estas apresentam um formato condizente com aquelas obtidas das simulações da câmara de Azevedo (2013) concretizada neste trabalho, e a simulação da câmara realizada por Khalil et al. (2018).

O modelo numérico desenvolvido conseguiu prever com uma boa aproximação os valores experimentais da câmara construída e testada por Azevedo (2013), o que valida este modelo para ser usado na simulação da câmara de combustão sem chama projetada para este trabalho e que utiliza diesel S-10 e óleo pirolítico de pneu usado. A partir da modelagem numérica era de se esperar alcançar, na próxima etapa experimental, uma combustão sem chama com uma boa taxa de recirculação de gases queimados e com valores de temperatura entre 800 a 1100 °C dentro da câmara, a taxa de recirculação dos gases afeta a formação de CO e a temperatura da reação afeta a formação do NOx térmico. A formação de NOx térmico depende da temperatura e como foi visto esta diminuição esta influenciada basicamente pela quantidade de NO gerado o que pode ser explicado analisando as equações (2.15)-(2.17).

A diferença encontrada entre os valores experimentais na câmara de Azevedo (2013) e os valores calculados numericamente através da simulação fluidodinâmica, estão relacionados com a forma como o software modela o processo de vaporização e posterior queima do combustível líquido, embora o mesmo caso já foi observado para combustíveis gasosos (temperatura elevada na saída do combustível) como foi mostrado no trabalho de Hosseini et al. (2015). O processo de queima dos combustíveis líquidos em uma câmara de combustão sem chama volatiliza a uma menor taxa devido à sua menor temperatura comparada com uma câmara com queima convencional, é por isto que uma boa atomização é importante para reduzir o tempo de vaporização das gotas.

A temperatura para esta câmara de combustão sem chama, segundo os resultados numéricos, começa a homogeneizar-se para valores de  $\lambda > 1,2$ , valores similares aos obtidos da câmara de Azevedo (2013). O padrão de recirculação é similar para todos os casos, mas com o aumento da quantidade de ar de combustão, aumenta a velocidade dos gases queimados, o que incide na temperatura e na taxa de reação.

A modelagem da câmara de combustão projetada, permitiu verificar que o regime de combustão sem chama foi obtido, isto é, por causa do análise e comparação dos resultados da simulação numérica com trabalhos anteriores realizados sobre câmaras de combustão sem chama com geometrias semelhantes. Como pode-se observar na Figura 4. 16 o comportamento da câmara projetada é similar com aquele observado na câmara de Azevedo (2013) em semelhantes condições de excesso de ar, mesmo com combustíveis diferentes.

A câmara de combustão foi simulada para Diesel, foi realizado desta forma, devido que este combustível está disponível na base de dados do software ANSYS®. Uma simulação de Biodiesel e principalmente do óleo pirolítico de pneu usado precisa de um trabalho mais especializado e demorado, por conta da pouca disponibilidade de dados necessários para uma modelagem numérica.

A simulação numérica realizada, mesmo não sendo muito sofisticada, conseguiu valores muito próximos aos valores experimentais, em trabalhos posteriores é possível melhorar, especialmente no que tange à simulação do biodiesel e do óleo pirolítico de pneu usado utilizando mecanismos de reação detalhados.

A combustão sem chama é uma tecnologia ainda em desenvolvimento, especialmente quando é utilizada para queimar combustíveis líquidos, a utilização de combustíveis alternativos adiciona ainda maior importância a este trabalho, já que será possível queimar

combustíveis não fosseis gerando uma menor quantidade de poluentes (NO<sub>x</sub> e CO), com menor ruído e com elevada eficiência.

A condição de combustão sem chama foi comprovada mediante: (1) o análise da chama; é possível comparar as chamas obtidas com aquelas fornecidas pela literatura (comparar as Figura 4. 21 e Figura 2. 4) sendo que neste trabalho apresenta adicionalmente as chamas em transição; (2) Homogeneização das temperaturas dentro da câmara; a homogeneização das temperaturas (Figura 4. 27) acontece antes da extinção da chama convencional, já que é consequência da elevada recirculação interna e estas temperaturas como foi mostrado na seção 2.1 cumprem com as condições das equações (2.1) e (2.2); (3) diminuição do NO<sub>x</sub> produzido; como foi mostrado nas Figura 4. 30, Figura 4. 32 e Figura 4. 35 a queda na produção de NO<sub>x</sub> é basicamente devido à queda do NO. Neste trabalho não se conseguiu medir o CO mas é de se esperar que os valores deste poluente também deveriam ter diminuído.

A recirculação dos gases depende da velocidade de entrada do ar de combustão preaquecido, sendo este parâmetro analisado na fase de dimensionamento, já que a velocidade depende do número de orifícios no injetor efervescente e o diâmetro destes. Esta regulagem foi realizada ao momento da simulação, foram simuladas algumas velocidades do ar de combustão até encontrar valores que contribuíam significativamente à recirculação. Durante os testes experimentais foi possível observar que o regime de combustão sem chama depende em grande parte da velocidade do ar de combustão.

O processo de combustão sem chama depende de muitos fatores, sendo uns dos processos físicos mais complexos que abrange vários campos do conhecimento, e assim que obter uma combustão sem chama, é um processo que depende de variados fatores que tem que estar regulados, desde a geometria, material, processo de pré-aquecimento, tamanho dos dutos, etc. Devido aos múltiplos fatores intervenientes, não é possível dar uma receita precisa para a obtenção do regime de combustão sem chama, mas em este estudo foram focados os esforços em conseguir uma boa performance do injetor efervescente, um adequado controle dos parâmetros de funcionamento e conseguir uma elevada recirculação dos gases queimados, junto com um adequado sistema de preaquecimento do ar de combustão.

O número de testes realizados foram limitados devido as condições da pandemia do COVID19, justamente na fase final desta tese (março 2020) e que comprometeu o prazo de conclusão do doutorado (agosto 2020), assim como o desabastecimento de alguns insumos que devido aos recortes orçamentários, não foi viável sua rápida reposição, isto inclui os gases de

calibração de alta pureza para os medidores de gases. Outro fator que impossibilitou a realização de maior quantidade de testes é o perigo ao pessoal técnico do laboratório, já que estes apresentam fatores de risco relacionados ao Covid19, sendo expostos ao perigo cada dia da realização dos testes mesmo com as medidas e protocolos de segurança implementados no laboratório.

Cabe ressaltar que durante a queima de combustíveis líquidos é importante evitar a mudança de fase do combustível dentro do injetor. Uma mudança de fase modifica completamente o comportamento do injetor levando-o a não ser mais um injetor do tipo efervescente e com um comportamento que não está no escopo deste trabalho.

A câmara de combustão está em condições de realizar variados testes experimentais a diferentes condições, desde que sejam fornecidos os insumos e manutenção dos equipamentos. As possibilidades de realização de testes são variadas e amplas, sendo que o injetor está projetado para operar com variados combustíveis e oxidantes.

O regime de combustão sem chama foi obtido para cada mistura, a chama em cada caso foi extinguida depois da geração de uma forte turbulência de recirculação dentro da câmara, turbulência acompanhada de um aumento da temperatura dos reagentes, quando estes alcançam uma certa temperatura do ar pré-aquecido de combustão, que para o caso dos testes estava por volta dos 160 °C para o Diesel-S10, 150 para a mistura de 2% de TPO e 98% de Diesel -S10, 170°C para a mistura com 5% de TPO e 95% de Diesel-S10 e finalmente de 150°C para a mistura com 10% de TPO e 90% de Diesel S-10; todos estes valores são próximos entre eles, mas isto é devido a similitude do Diesel e o TPO.

## **TRABALHOS FUTUROS**

O sistema implementado permite operar com variados combustíveis, desde biodiesel até álcool e óleos pirolíticos, sempre que estes sejam antes filtrados para evitar entupimentos no sistema de atomização do combustível, além disto pode ser utilizado qualquer oxidante.

A bancada necessita um sistema de aquisição digital do ar de combustão, bem como um sistema para medir a quantidade de CO gerado com uma queima convencional e no regime de combustão sem chama, sendo desejável utilizar sistemas não intrusivos para o mapeamento das temperaturas dentro da câmara.

Este sistema requer o acoplamento de um sistema para recuperar o calor gerado pela câmara de combustão, e pode ser construído em maiores dimensões para sua utilização em algum processo que necessite produzir calor com uma baixa geração de poluentes.

Existe a possibilidade de queimar combustíveis de elevada viscosidade com preaquecimento ou diluídos, devido ao diâmetro do orifício do bico do injetor (0,6 mm) que é maior do que muitos outros injetores.

## REFERÊNCIAS

- ABUELNUOR, A. et al. Flameless combustion role in the mitigation of NO<sub>x</sub> emission: review. **International journal of energy research**, [s. l.], v. 38, n. February 2014, p. 827–846, 2014.
- ANP. **Óleo Diesel**. 2019a. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/petroleo-derivados/155-combustiveis/1857-oleo-diesel>>. Acesso em: 15 out. 2019.
- ANP. Abastecimento em números. **Abastecimento em números ANP**, [s. l.], n. 57, p. 12, 2019. b.
- APAZA VÁSQUEZ, Roger. **Desenvolvimento De Um Injetor Centrífugo Dual Para Biocombustíveis Líquidos**. 2011. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE, [s. l.], 2011. Disponível em: <<http://mtc-m16d.sid.inpe.br/col/sid.inpe.br/mtc-m19/2011/03.21.19.00/doc/publicacao.pdf>>
- ARTHUR H. LEFEBVRE & DILIP R. BALLAL. **GAS Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions**. [s.l: s.n.].
- AYOUB, M. et al. An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, [s. l.], v. 37, n. 8, p. 6912–6921, 2012.
- AZEVEDO, Gonçalves De; ANDRADE, Carlos De; COSTA, Fernando De Souza. Flameless compact combustion system for burning hydrous ethanol. [s. l.], v. 89, p. 158–167, 2015.
- BASU, Prabir. **Biomass gasification and pyrolysis practical design and theory** Elseiver, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780123749888>>
- CANADA, Government of. **Global warming potentials - Canada.ca**. 2019. Disponível em: <<https://www.canada.ca/en/environment-climate-change/services/climate-change/greenhouse-gas-emissions/quantification-guidance/global-warming-potentials.html>>. Acesso em: 22 abr. 2019.
- CARVALHO, João A. et al. **Combustão aplicada**. [s.l.] : Edufsc, 2018.
- CAVALIERE, Antonio; DE JOANNON, Mara. Mild combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s. l.], v. 30, n. 4, p. 329–366, 2004.
- CHIN, J. S.; H., Lefebvre A. A Design procedure for effervescent atomizers. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS AND EXPOSITION 1993, Ohio. **Anais...** Ohio: The American Society of Mechanical engineers, 1993. Disponível

em:

<<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download;jsessionid=20CF54E47E58D599CF899AD3CF824CD9?doi=10.1.1.672.4993&rep=rep1&type=pdf>>

CHITGARHA, F.; MARDANI, A. Assessment of steady and unsteady flamelet models for MILD combustion modeling. **International Journal of Hydrogen Energy**, [s. l.], v. 43, n. 32, p. 15551–15563, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.06.071>>

COELHO, P. J.; PETERS, N. Numerical simulation of a mild combustion burner. **Combustion and Flame**, [s. l.], v. 124, n. 3, p. 503–518, 2001.

DERUDI, M.; ROTA, R. Mild Combustion of Surrogate Liquid Fuels. **Italian section of the combustion institute combustion colloquia**, [s. l.], p. 1–6, 2012.

DERUDI, Marco; ROTA, Renato. Experimental study of the mild combustion of liquid hydrocarbons. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 33, n. 2, p. 3325–3332, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2010.06.120>>

DOAN, N. A. K.; SWAMINATHAN, N. Role of radicals on MILD combustion inception. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 37, n. 4, p. 4539–4546, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.038>>

EIA. **International Energy Agency. Energy and Air Pollution World Energy Outlook - Special Report**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WorldEnergyOutlookSpecialReport2016EnergyandAirPollution.pdf>>.

EL ABBASSI, M. **Conceptual design of a flameless combustor for aircraft engines**. 2015. Delft University of technology, [s. l.], 2015.

FERREIRA, Marcelo Costa. **Desenvolvimento e caracterização de uma câmara de combustão DLN - Dry low NOx com tecnologia LPP - Lean Premixed Prevaporized**. 2007. Universidade de Brasília, [s. l.], 2007.

FLAMME, Michael. New combustion systems for gas turbines (NGT). **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 24, n. 11–12, p. 1551–1559, 2004.

AZEVEDO, Claudia. **Desenvolvimento de um sistema compacto de combustão sem chama utilizando um injetor blurry para queima de biocombustíveis**. 2013. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, [s. l.], 2013. Disponível em: <

m16d.sid.inpe.br/rep/sid.inpe.br/mtc-m19/2013/10.08.13.33?mirror=sid.inpe.br/mtc-m19@80/2009/08.21.17.02.53&metadataarepository=sid.inpe.br/mtc-m19/2013/10.08.13.33.23>

GRÁCIO BILRO CASTELA, Maria Luís. **Estudo do regime de combustão sem chama numa fornalha laboratorial**. 2010. Instituto superior técnico, [s. l.], 2010.

GUPTA, AK. Flame characteristics and challenges with high temperature air combustion. **Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida, ASME**, [s. l.], p. 1–18, 2000. Disponível em: <<http://www.metallurgi.kth.se/htc/skiva/presentations/gupta.pdf>>

HOSSEINI, Seyed Ehsan et al. Clean Fuel , Clean Energy Conversion Technology : Experimental and Numerical Investigation of Palm Oil. [s. l.], v. 10, n. 4, p. 6597–6609, 2015.

IBAMA. **Relatório de Pneumáticos : 2018**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://www.ibama.gov.br/component/phocadownload/file/5530-ibama-relatorio-pneumaticos-2018>>.

IBAMA. **Relatório de pneumáticos: Resolução Conama nº 416/09: 2019 (ano-base 2018)**. 2019. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/residuos/pneus#relatoriodepneumaticos>>. Acesso em: 7 set. 2020.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World Balance (2016)**. 2016. Disponível em: <<https://www.iea.org/sankey/>>. Acesso em: 24 out. 2018.

JEDELSKY, Jan et al. Development of an Effervescent Atomizer for Industrial Burners. [s. l.], n. 8, p. 6121–6130, 2009.

JEDELSKY, Jan. **Two-Phase flow applications**. 2020. Disponível em: <<http://two-phase-flow.ic.cz/>>. Acesso em: 30 set. 2020.

JING YUN, Cui; ZHAO QI, Lin. Realization of Flameless Combustion of Liquid Fuel. **Advanced Materials Research**, [s. l.], v. 515, p. 2088–2092, 2012.

KASANI, Adam et al. Development of liquid fueled flameless combustor. **AIP Conference Proceedings**, [s. l.], v. 2062, n. January, 2019.

KATSUKI, Masashi; HASEGAWA, Toshiaki. The science and technology of combustion in highly preheated air. **Symposium (International) on Combustion**, [s. l.], v. 27, n. 2, p. 3135–

3146, 1998.

KHALIL, Hesham M. et al. Evaluation criteria for a flameless combustor based on recirculation and mixing - A CFD approach. **Acta Astronautica**, [s. l.], v. 152, n. May, p. 127–136, 2018.

KHOSHHAL, Abbas; RAHIMI, Masoud; ALSAIRAFI, Ammar Abdulaziz. CFD study on influence of fuel temperature on NO<sub>x</sub> emission in a HiTAC furnace. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 38, n. 10, p. 1421–1427, 2011.

KIRUBAKARAN, V. et al. A review on gasification of biomass. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 13, n. 1, p. 179–186, 2009.

KONSTANTINOV, Dancho et al. Effervescent atomization for industrial energy-technology review. **Atomization and Sprays**, [s. l.], v. 20, n. 6, p. 525–552, 2010.

KUMAR, Sudarshan; PAUL, P. J.; MUKUNDA, H. S. Studies on a new high-intensity low-emission burner. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 29, n. 1, p. 1131–1137, 2002.

Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1540748902801432>>

KUMAR, Sudarshan; PAUL, P. J.; MUKUNDA, H. S. Investigations of the scaling criteria for a mild combustion burner. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 30 II, p. 2613–2621, 2005.

LACAVAL TEIXEIRA, Pedro; MARTINS APARECIDA, Cristiane. **Métodos Experimentais de Análise Aplicados à Combustão**. [s.l.] : Pape Brasil Editora, 2010.

LEFEBVRE, Arthur H. Some recent developments in twin-fluid atomization. **Particle and Particle Systems Characterization**, [s. l.], v. 13, n. 3, p. 205–216, 1996.

LEFEBVRE, Arthur H.; MCDONELL, Vincent G. **Atomization and Sprays**. Second ed. Boca Raton: CRC Press, 2017.

LUHMANN, H. et al. Flameless Oxidation of liquid fuel oil in a reverse-flow cooled combustion chamber. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 120, p. 222–229, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.168>>

MAHENDRA REDDY, V.; KUMAR, Sudarshan. Development of high intensity low emission combustor for achieving flameless combustion of liquid fuels. **Propulsion and Power**

**Research**, [s. l.], v. 2, n. 2, p. 139–147, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jprr.2013.04.006>>

MANCINI, Marco et al. On mathematical modelling of flameless combustion. **Combustion and Flame**, [s. l.], v. 150, n. 1–2, p. 54–59, 2007.

MANCINI, Marco; WEBER, Roman; BOLLETTINI, Ugo. Predicting NO<sub>x</sub> emissions of a burner operated in flameless oxidation mode. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 29, n. 1, p. 1155–1163, 2002. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1540748902801468>>

MARDANI, Amir; KARIMI MOTAALEGH MAHALEGI, Hamed. Hydrogen enrichment of methane and syngas for MILD combustion. **International Journal of Hydrogen Energy**, [s. l.], v. 44, n. 18, p. 9423–9437, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.072>>

MARTÍNEZ, Juan Daniel et al. Thermodynamic analysis for syngas production from volatiles released in waste tire pyrolysis. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], v. 81, p. 338–353, 2014.

MOHAMED, Hamdi et al. Fundamentals and Simulation of MILD Combustion. In: RASUL, Mohammad (Ed.). **Thermal Power Plants**. [s.l.: s.n.].

MÚNERA, Bernardo Argemiro Herrera; ARRIETA, Andrés Adolfo Amell; SIERRA, Francisco Javier Cadavid. Modelos para el estudio fenomenológico de la combustión sin llama con simulación numérica. **Ingeniería e Investigación**, [s. l.], v. 29, n. 2, p. 70–76, 2009.

NOOR, M. M.; WANDEL, Andrew P.; YUSAF, Talal. Design and development of MILD combustion burner. **Journal of Mechanical Engineering and sciences (JMES)**, [s. l.], v. 5, n. December, p. 662–676, 2013. a.

NOOR, M. M.; WANDEL, Andrew P.; YUSAF, Talal. The Development of Mild Combustion Open Burner Experimental Setup. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MECHANICAL ENGINEERING RESEARCH (ICMER2013) 2013b, Kuantan. **Anais... Kuantan**

OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY & RENEWABLE ENERGY. **Alternative Fuels**. 2019. Disponível em: <<https://www.fueleconomy.gov/feg/current.shtml>>. Acesso em: 15 abr. 2019.

OSHINOWO, Toks; CHARLES, M. E. Vertical two-phase flow part I. Flow pattern

correlations. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, [s. l.], v. 52, n. 1, p. 25–35, 1974.

ÖZDEMİR, I. B.; PETERS, N. Characteristics of the reaction zone in a combustor operating at mild combustion. **Experiments in Fluids**, [s. l.], v. 30, n. 6, p. 683–695, 2001.

PERRONE, Diego et al. Numerical simulations on Oxy-MILD combustion of pulverized coal in an industrial boiler. **Fuel Processing Technology**, [s. l.], v. 181, n. September, p. 361–374, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2018.09.001>>

PERRY, Robert H.; GREEN, Don W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. [s.l.: s.n.]. v. 8

QIAN, Lijuan; LIN, Jianzhong. Modeling on effervescent atomization: A review. **Science China: Physics, Mechanics and Astronomy**, [s. l.], v. 54, n. 12, p. 2109–2129, 2011.

QIAN, Lijuan; LIN, Jianzhong; XIONG, Hongbin. A fitting formula for predicting droplet mean diameter for various liquid in effervescent atomization spray. **Journal of Thermal Spray Technology**, [s. l.], v. 19, n. 3, p. 586–601, 2010.

REDDY, V. Mahendra et al. Experimental and numerical analysis for high intensity swirl based ultra-low emission flameless combustor operating with liquid fuels. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 35, n. 3, p. 3581–3589, 2015.

REZAIYAN, John; CHEREMISINOFF, Nicholas P. **Gasification technologies: a primer for engineers and scientists**. [s.l.] : Taylor & Francis, 2005. v. 13 Disponível em: <<http://marc.crcnetbase.com/ISBN/9781420028140>>

SIQUEIRA, Bruna Oliveira Passos e Silva. **Simulação Numérica em CFD do Regime de Combustão Sem Chama Aplicado a Queima de Etanol Hidratado**. 2016. Universidad Federal de Itajubá, [s. l.], 2016.

SOVANI, S. D.; SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H. Effervescent atomization. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s. l.], v. 27, n. 4, p. 483–521, 2001.

SPRAYTEC, Malvern. **Spraytec User Manual**. 2006. Disponível em: <<http://www.malvern.com/en/support/resource-center/user-manuals/MAN0368EN.aspx>>.

Acesso em: 7 mar. 2017.

TABACCO, D.; INNARELLA, C.; BRUNO, C. **Theoretical and numerical investigation on**

**flameless combustion.** [s.l: s.n.], v. 174

TSUJI, Hiroshi et al. **High temperature air combustion.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:High+temperature+Air+Combustion#1>>

TU, Yaojie et al. CFD and kinetic modelling study of methane MILD combustion in O<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O atmospheres. **Applied Energy**, [s. l.], v. 240, n. January, p. 1003–1013, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.02.046>>

URNS, Stephen. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications.** 3<sup>o</sup> ed. New York: Mc Graw Hill, 2012.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. **International Energy Outlook 2019 with projections to 2050.** [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/ieo2019.pdf>>.

VERÍSSIMO, A. S. et al. Experimental and Numerical Investigation of the Influence of the Air Preheating Temperature on the Performance of a Small-Scale Mild Combustor. **Combustion Science and Technology**, [s. l.], v. 187, n. 11, p. 1724–1741, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00102202.2015.1059330>>

VERÍSSIMO, A. S.; ROCHA, A. M. A.; COSTA, M. Operational , Combustion , and Emission Characteristics of a Small-Scale Combustor. [s. l.], n. x, 2011.

WEBER, Roman; SMART, John P.; KAMP, Willem Vd. On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air. **Proceedings of the Combustion Institute**, [s. l.], v. 30, n. 2, p. 2623–2629, 2005. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2004.08.101>>

WEINBERG, F. J. Combustion Temperatures: The Future? **Nature**, [s. l.], v. 233, p. 239, 1971. a.

WEINBERG, F. J. Combustion Temperatures: The Future? **Nature**, [s. l.], v. 233, p. 239, 1971. b. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1038/233239a0>>

WILLIAMS, Alan. **Combustion of liquid fuel drops.** [s.l.] : Butterwoth & Co, 1990. v. 8

WU, Seng Rung; CHANG, Wen Chen; CHIAO, Jack. Low NO<sub>x</sub> heavy fuel oil combustion with high temperature air. **Fuel**, [s. l.], v. 86, n. 5–6, p. 820–828, 2007.

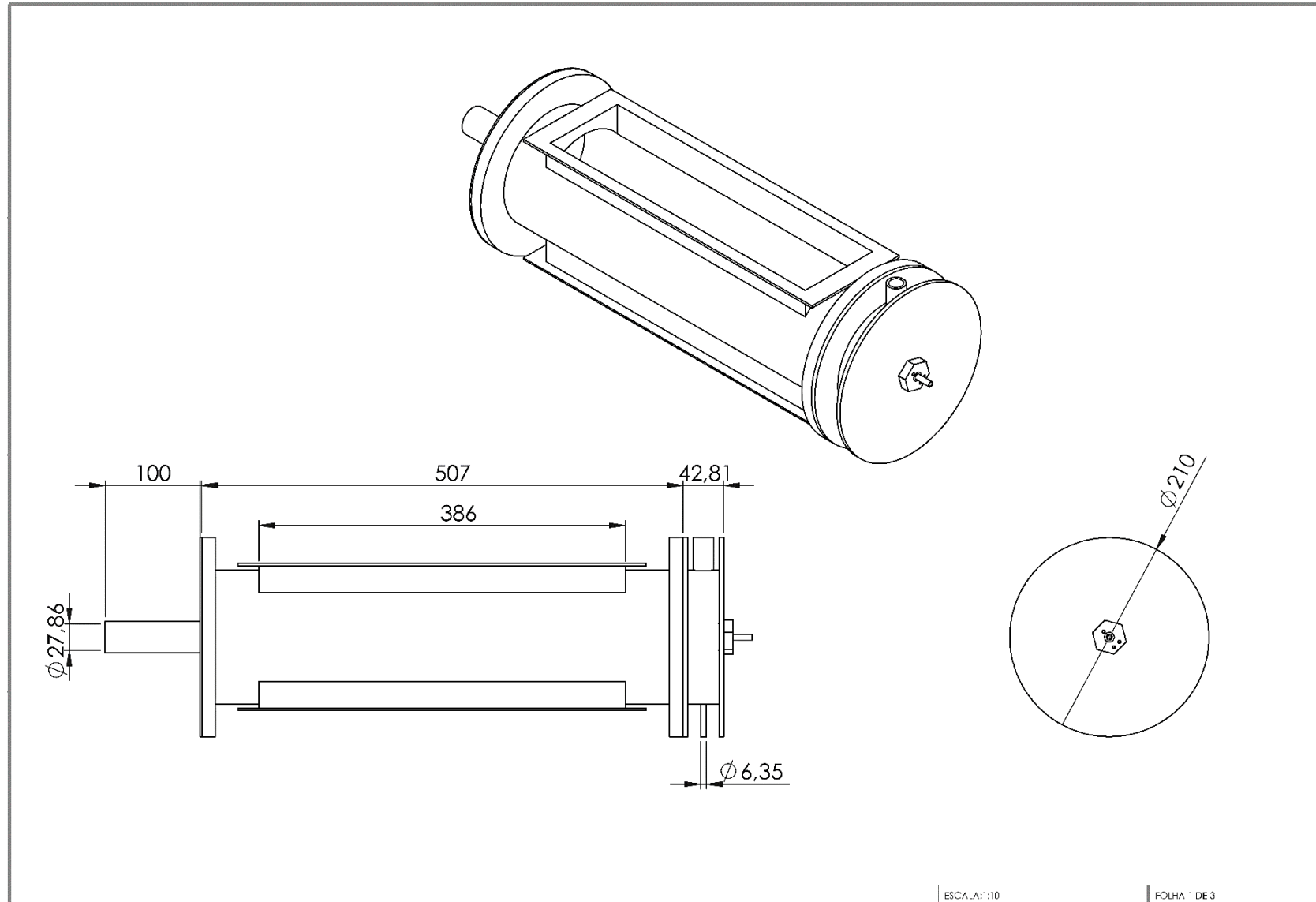
WÜNNING, J. A.; WÜNNING, J. G. Flameless oxidation to reduce thermal no-formation.

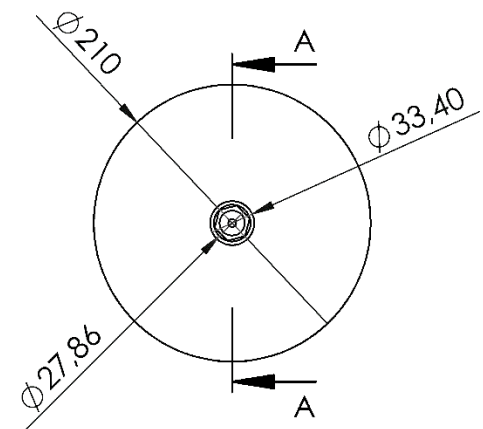
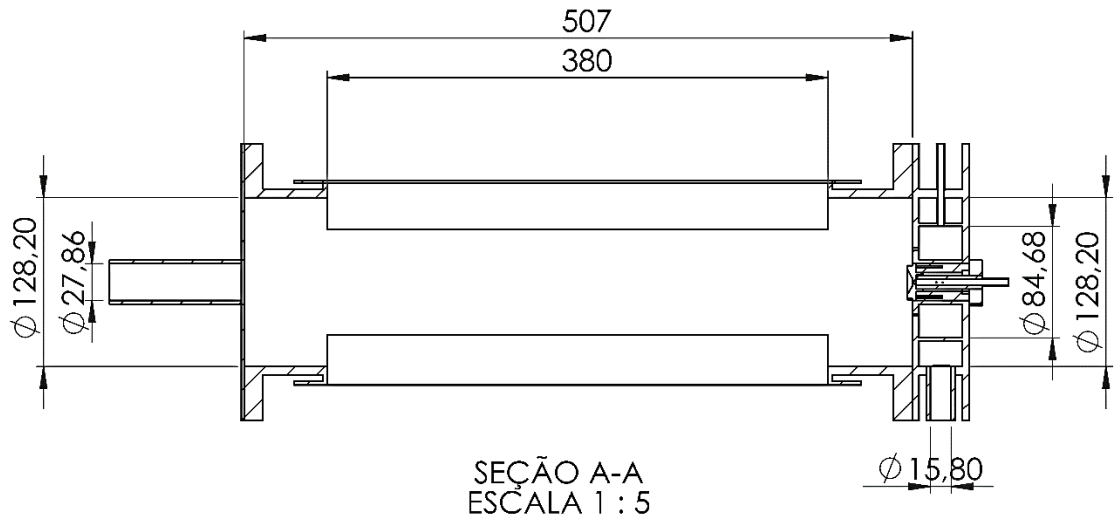
**Progress in Energy and Combustion Science**, [s. l.], v. 23, n. 1, p. 81–94, 1997.

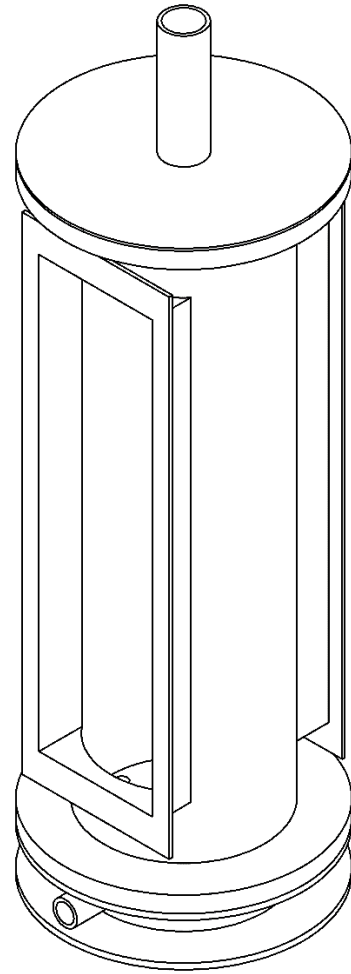
XING, Fei et al. Flameless combustion with liquid fuel: A review focusing on fundamentals and gas turbine application. **Applied Energy**, [s. l.], v. 193, p. 28–51, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.010>>

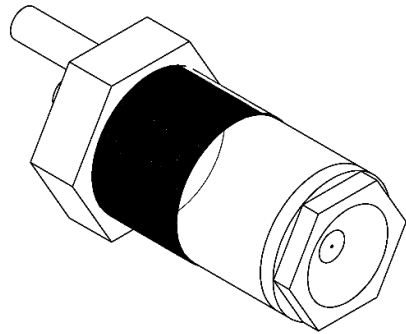
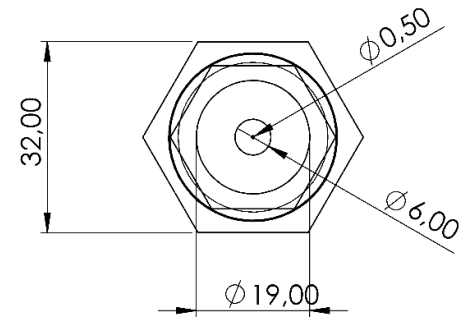
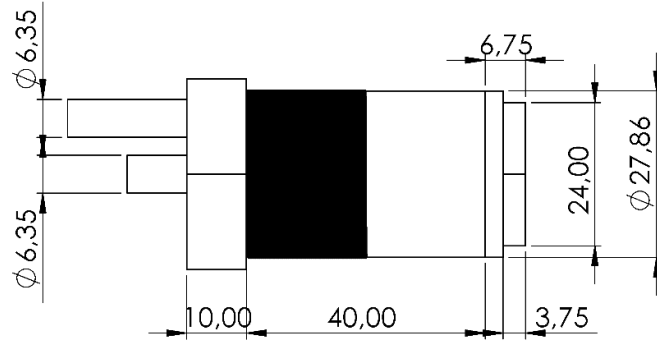
YE, Jingjing et al. An experimental study on MILD combustion of prevaporised liquid fuels. **Applied Energy**, [s. l.], v. 151, p. 93–101, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.019>>

ZHANG, Zewu et al. Numerical investigation of the effects of different injection parameters on Damköhler number in the natural gas MILD combustion. **Fuel**, [s. l.], v. 237, n. September 2018, p. 60–70, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.09.133>>

**Anexo 1: Dimensões da câmara de combustão.**





**Anexo 2: Principais dimensões do injetor efervescente.**

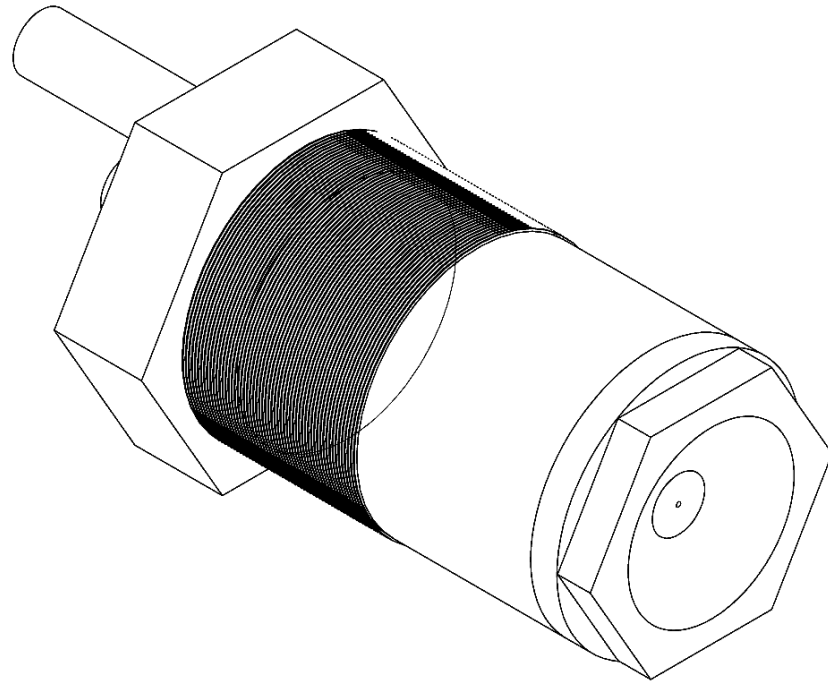
DES. N°

**Injetor 1**

A4

ESCALA: 1:1

FOLHA 1 DE 2



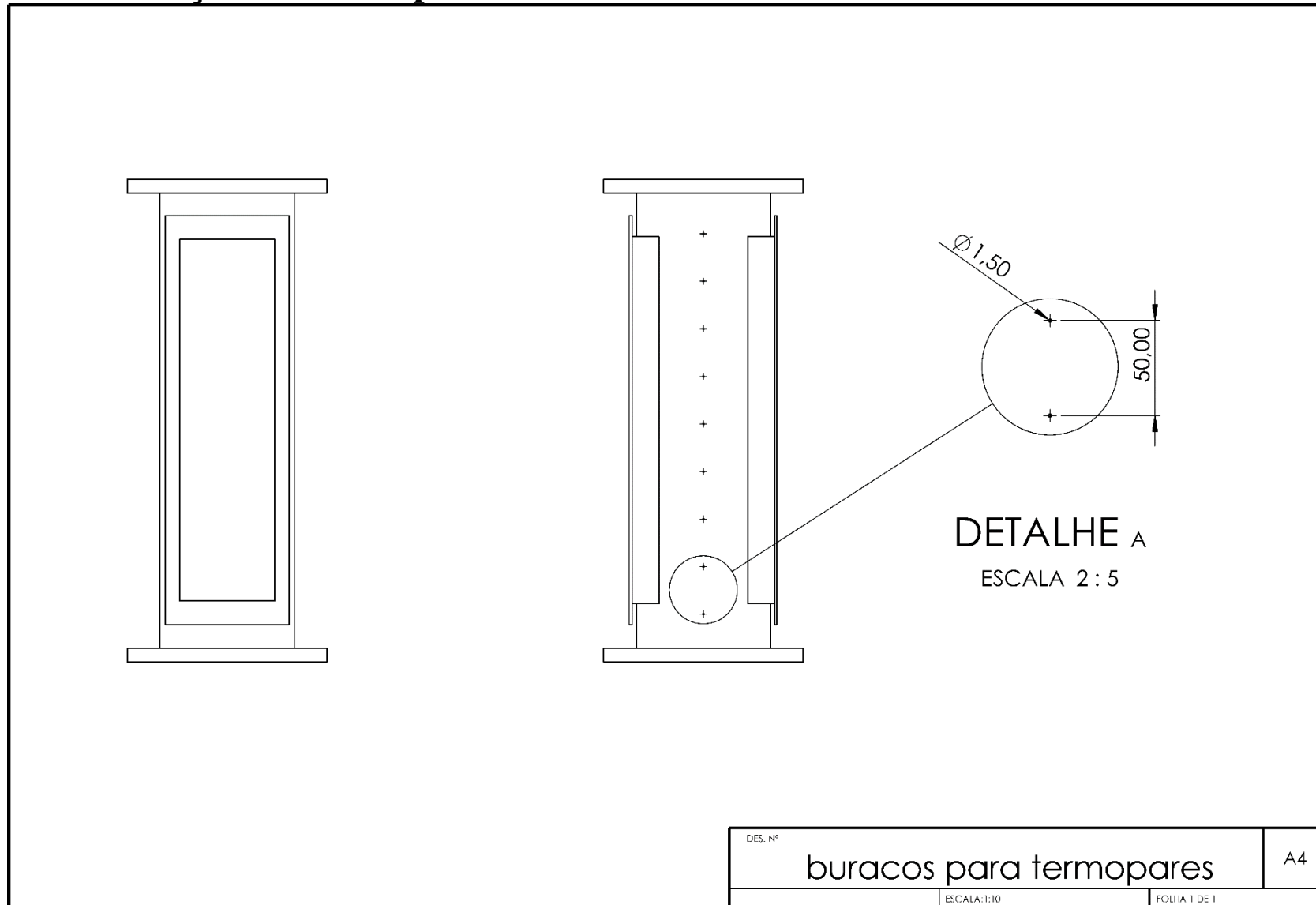
DES. Nº

Injetor 2

A4

ESCALA:1:1

FOLHA 2 DE 2

**Anexo 3: Localização dos termopares na câmara de combustão.**

## Anexo 4:Dados de queima de Diesel S-10.

### a) Dados de temperatura

AC: Ar de combustão

<b>Tempo</b>	<b>AC [C°]</b>	<b>T50 [°C]</b>	<b>T100 [°C]</b>	<b>T150 [°C]</b>	<b>T200 [°C]</b>	<b>T250 [°C]</b>	<b>T300 [°C]</b>	<b>T350 [°C]</b>	<b>T400 [°C]</b>	<b>T450 [°C]</b>
00:00:00	14,529	173,025	211,875	184,311	224,756	160,188	128,487	118,144	152,997	351,638
00:01:00	15,392	199,140	236,971	210,066	251,843	188,527	161,227	154,516	178,748	376,135
00:02:00	17,036	243,991	309,626	276,144	316,510	239,722	203,331	186,910	205,870	384,366
00:03:00	19,200	269,462	347,386	319,817	354,255	288,990	241,733	218,336	233,414	403,497
00:04:00	21,922	288,158	372,762	347,352	375,220	321,652	281,607	247,877	250,640	403,114
00:05:00	24,995	306,709	389,133	373,962	397,199	346,306	304,487	268,889	266,228	407,425
00:06:00	28,243	322,021	415,291	403,791	426,065	377,086	331,357	293,420	284,859	411,913
00:07:00	31,626	340,222	439,163	427,110	450,111	406,711	362,923	318,906	312,848	426,426
00:08:00	34,985	356,551	459,034	450,058	468,287	432,557	387,355	342,926	326,893	432,206
00:09:00	38,352	368,416	471,366	468,900	488,986	453,553	408,749	361,319	342,563	439,246
00:10:00	41,696	380,992	487,885	489,747	508,376	478,756	432,858	383,698	362,403	446,822
00:11:00	44,982	393,568	503,063	509,383	528,848	499,572	458,081	405,934	377,612	453,650
00:12:00	48,213	404,089	515,575	525,155	547,071	520,427	475,836	426,465	398,244	462,993
00:13:00	51,392	417,070	529,460	543,276	565,041	539,774	499,319	445,533	413,693	478,107
00:14:00	54,843	422,842	495,059	526,999	557,493	549,659	512,867	459,880	422,557	465,328

00:15:00	59,394	421,917	492,838	531,532	569,099	565,911	527,556	474,383	432,027	460,846
00:16:00	63,162	426,993	498,985	543,269	583,846	583,762	545,070	490,169	446,908	473,219
00:17:00	67,064	434,638	508,193	554,289	595,837	601,690	564,204	509,695	465,860	486,703
00:18:00	70,865	440,083	515,112	562,129	603,438	608,947	575,051	521,334	478,689	489,254
00:19:00	75,589	421,589	500,404	566,607	611,358	610,467	573,970	525,307	482,971	493,682
00:20:00	79,695	423,784	504,012	574,365	619,714	621,986	583,570	537,262	498,978	511,667
00:21:00	83,458	428,420	507,470	581,292	630,369	633,038	595,948	551,071	514,950	536,576
00:22:00	87,316	431,303	512,469	588,169	643,362	647,386	612,080	567,058	532,236	552,453
00:23:00	91,806	412,810	514,722	601,658	652,667	652,567	621,864	583,437	556,172	581,057
00:24:00	95,601	413,932	518,498	607,246	659,609	659,492	630,408	596,440	569,547	594,408
00:25:00	99,872	413,342	532,944	627,718	681,442	682,263	659,924	622,536	599,921	631,536
00:26:00	104,072	413,620	540,924	632,668	688,676	689,989	671,465	638,437	615,073	647,866
00:27:00	108,759	465,485	586,809	658,932	738,735	735,587	702,586	661,008	633,054	660,040
00:28:00	112,531	469,729	594,240	667,681	746,001	743,858	710,998	668,431	642,051	667,862
00:29:00	116,324	472,206	599,042	676,041	756,667	755,134	723,086	680,863	653,553	673,778
00:30:00	119,874	477,765	607,764	683,724	754,912	755,140	725,546	684,819	657,880	675,546
00:32:00	126,695	480,689	603,671	683,269	754,507	757,511	729,997	691,179	667,245	689,032
00:33:00	129,828	482,148	603,716	685,309	764,246	764,854	736,757	696,716	672,708	693,327
00:34:00	133,648	484,603	604,072	687,931	767,936	772,911	743,575	704,246	681,104	700,827
00:35:00	138,731	511,658	628,633	697,125	771,007	777,270	752,536	714,515	693,892	716,006
00:36:00	141,701	473,268	631,148	712,971	794,512	793,422	768,723	728,749	710,971	738,292

00:37:00	144,600	459,418	628,562	716,145	797,717	798,040	775,947	737,228	718,966	743,363
00:38:00	147,375	457,043	625,537	714,294	794,742	798,869	780,544	743,274	725,767	746,795
00:39:00	149,469	459,545	627,544	716,110	798,689	800,741	783,484	748,325	731,883	751,440
00:40:00	151,391	458,415	626,501	716,466	798,571	803,171	787,032	752,597	735,366	753,502
00:41:00	152,967	462,380	630,366	717,838	800,908	807,083	789,986	756,178	739,612	756,104
00:42:00	155,312	462,163	629,318	716,933	796,676	801,145	786,449	755,718	739,814	752,484
00:43:00	157,389	460,896	625,755	712,093	786,911	795,416	782,127	753,353	738,434	750,190
00:44:00	154,758	489,291	592,305	663,416	718,697	742,330	733,999	714,494	692,553	677,672
00:45:00	152,462	545,775	660,118	694,104	726,986	731,416	720,087	700,471	680,773	663,138
00:46:00	151,723	564,092	672,722	700,309	724,926	721,215	708,456	689,786	670,539	656,481
00:47:00	158,272	523,955	649,572	717,216	782,640	779,526	757,172	724,910	714,513	739,045
00:48:00	162,021	516,136	637,196	700,474	755,243	772,340	763,284	734,581	724,583	736,274
00:49:00	198,634	650,227	724,867	751,000	791,362	783,020	767,345	737,730	725,722	722,738
00:50:00	221,357	671,053	737,610	760,032	792,724	780,827	766,360	736,573	726,330	722,284
00:51:00	231,741	683,452	743,918	765,394	796,369	781,694	765,406	734,270	724,147	720,516
00:52:00	242,383	691,137	744,951	764,204	794,319	779,691	761,314	730,480	721,534	718,660
00:53:00	257,431	696,812	746,458	763,448	790,255	776,213	758,160	726,814	717,835	716,651
00:54:00	264,740	709,136	758,758	772,040	799,666	781,408	760,969	727,763	721,287	727,495
00:55:00	272,070	716,211	765,517	780,002	808,810	788,047	765,089	730,210	723,332	730,036
00:56:00	273,681	722,068	770,716	786,035	814,273	791,412	768,326	732,851	725,349	730,910
00:57:00	277,045	726,115	775,665	790,746	818,883	795,681	770,873	735,125	727,809	732,968

00:58:00	280,414	732,215	780,047	795,489	823,229	798,953	773,919	736,800	729,439	733,924
00:59:00	284,372	736,275	784,604	799,795	827,360	801,294	774,761	739,513	730,532	735,408
01:00:00	288,058	751,978	817,236	830,768	849,360	802,736	769,668	734,651	725,357	721,285
01:01:00	296,879	765,086	814,156	830,694	855,213	822,704	793,231	754,314	745,601	747,761
01:02:00	301,357	771,919	821,624	837,010	861,137	827,768	797,396	758,271	749,431	749,220
01:03:00	305,441	776,385	824,532	839,878	864,701	831,983	802,993	764,982	755,463	752,695
01:04:00	308,807	782,280	829,847	845,388	869,387	835,374	805,398	767,069	757,308	754,496
01:05:00	312,320	788,110	837,360	852,874	875,564	837,432	806,370	767,663	756,836	751,956

**b) Dados de emissões**

Gases: temperatura dos gases na saída da câmara

<b>Tempo</b>	<b>Gases [°C]</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>
00:00:00	390,664	0,000	38,259
00:01:00	408,647	0,000	39,095
00:02:00	418,475	0,000	39,636
00:03:00	427,079	0,000	39,041
00:04:00	435,160	0,000	38,670
00:05:00	431,052	4,309	39,122
00:06:00	433,756	0,000	38,336
00:07:00	431,954	20,661	39,824
00:08:00	439,782	21,330	39,146
00:09:00	444,988	21,486	39,848
00:10:00	447,016	21,465	39,872
00:11:00	452,939	21,264	39,833
00:12:00	455,348	21,368	39,023
00:13:00	459,819	21,442	38,256
00:14:00	455,942	21,516	38,984
00:15:00	456,204	21,468	38,382
00:16:00	462,060	21,351	38,184
00:17:00	469,008	21,362	39,109
00:18:00	466,024	21,337	37,591
00:19:00	501,185	29,102	37,557
00:20:00	510,324	36,545	38,274
00:21:00	520,131	36,305	37,643
00:22:00	529,979	36,729	37,592
00:23:00	555,543	37,790	39,031
00:24:00	561,243	44,670	37,858
00:25:00	583,377	44,475	38,275
00:26:00	595,510	59,652	38,984
00:27:00	598,855	51,831	37,558

00:28:00	605,741	51,791	38,199
00:29:00	611,933	44,888	38,334
00:30:00	614,574	45,594	38,225
00:32:00	633,381	59,788	39,783
00:33:00	643,866	59,878	39,721
00:34:00	652,590	59,958	38,927
00:35:00	666,170	59,653	38,966
00:36:00	686,017	52,761	39,072
00:37:00	696,682	52,119	39,073
00:38:00	706,680	52,225	39,128
00:39:00	709,889	51,947	39,839
00:40:00	715,653	52,204	39,858
00:41:00	718,665	52,039	39,128
00:42:00	716,623	52,204	39,765
00:43:00	717,757	59,786	39,781
00:44:00	634,635	59,195	39,716
00:45:00	612,699	36,709	39,061
00:46:00	607,244	36,918	39,900
00:47:00	707,478	40,316	40,434
00:48:00	702,773	37,123	39,071
00:49:00	682,989	6,441	39,745
00:50:00	682,489	0,000	40,653
00:51:00	683,249	0,000	41,192
00:52:00	684,967	0,000	42,030
00:53:00	690,619	5,525	41,181
00:54:00	706,713	5,706	42,018
00:55:00	711,298	0,000	41,235
00:56:00	710,947	0,000	42,084
00:57:00	711,822	0,000	40,917
00:58:00	710,746	0,000	42,105
00:59:00	714,785	0,000	42,070
01:00:00	692,877	0,000	41,321
01:01:00	727,707	0,000	41,307

01:02:00	728,903	0,000	40,562
01:03:00	729,522	0,000	42,060
01:04:00	731,796	0,000	41,301
01:05:00	730,269	0,000	40,564