

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Débora Maria de Oliveira Borges

**ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE A TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR E A
VARIAÇÃO DE LUMINOSIDADE DENTRO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO**

Belo Horizonte
2023

Débora Maria de Oliveira Borges

**ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE A TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR E A
VARIAÇÃO DE LUMINOSIDADE DENTRO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Rogério Jorge Amorim, Ph.D.

Área de Concentração: Sistemas Automotivos

Belo Horizonte

2023

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

B732e Borges, Débora Maria de Oliveira
Estudo da relação entre a taxa de liberação de calor e a variação de
luminosidade dentro da câmara de combustão / Débora Maria de Oliveira
Borges. Belo Horizonte, 2023.
85 f. : il.

Orientador: Rogério Jorge Amorim

Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Motor diesel. 2. Motores de combustão interna. 3. Câmaras de combustão.
4. Visualização. 5. Calor - Transmissão - Modelos matemáticos. 6. Luz -
Transmissão - Modelos matemáticos. 7. Análise numérica. 8. Biodiesel. I.
Amorim, Rogério Jorge. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.43

Débora Maria de Oliveira Borges

**ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE A TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR E A
VARIAÇÃO DE LUMINOSIDADE DENTRO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Rogério Jorge Amorim, Ph.D. – PUC Minas

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc. – PUC Minas

Fabício José Pacheco Pujatti, D.Sc. – UFMG

Belo Horizonte, 20 de dezembro de 2023.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, pelo apoio ao longo dos anos.

Ao professor e orientador Rogério Amorim, pelo qual sou muito grata pelos ensinamentos, pela experiência e pelo apoio.

À Deliene Barros, pelo apoio, pela paciência e principalmente pela confiança.

Ao professor Sérgio Hanriot, pelo aprendizado e pela paciência.

Ao Bruno Ferreira, Vinícius Guerra, Breno Pires e Tales Nazareno, pelo auxílio prestado ao longo de todo o processo.

À Valéria Gomes, pela assistência e atenção.

Ao Wagner Euzebio e ao Mauro Martins, pela ajuda, pela experiência e pela companhia.

À PUC Minas e ao PPGEM pela disponibilização dos laboratórios e serviços da Universidade.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro.

RESUMO

Diante da constante busca pelo desenvolvimento de motores a combustão interna mais eficientes, e da busca pela redução de emissões geradas por esses motores, este trabalho visa contribuir com os estudos para que esses objetivos possam no futuro ser alcançados. Propõe-se então um estudo a respeito da relação da taxa de liberação de calor com a variação de luminosidade dentro da câmara de combustão, visando adotar um método óptico, que é não invasivo, para realizar a medição desta taxa durante a combustão. Portanto, foram realizados testes com um motor Diesel MWM 229/4, utilizando-se biodiesel B10 e variando-se as condições de injeção deste combustível. Durante esses testes, foram coletadas imagens de dentro da câmara de combustão, com o auxílio de uma câmera de alta velocidade e uma lente endoscópica. A partir dessas imagens, utilizou-se o *software* DaVis 8 para gerar gráficos da variação de luminosidade média dentro da câmara em função do ângulo de manivela, durante um ciclo. Em paralelo, foram feitas simulações do comportamento desse mesmo motor, utilizando-se os dados de pressão coletados nos testes realizados anteriormente, para determinar a taxa de liberação de calor. Por fim, comparou-se as curvas de variação de luminosidade com as curvas de taxa de liberação de calor, para determinar a possível existência de uma correlação qualitativa entre essas duas grandezas. Após a análise dos resultados, observou-se que as curvas das duas grandezas tendem a se comportar de maneira semelhante, para todas as variações de condições de combustão que foram analisadas, sendo possível concluir que existe correlação entre as duas grandezas.

Palavras-chaves: Motor Diesel. Taxa de Liberação de calor. Visualização de combustão. Análise numérica. Biodiesel.

ABSTRACT

Given the constant search for the development of more efficient internal combustion engines, and the search for reducing emissions generated by these engines, this work aims to contribute to studies so that these objectives can be achieved in the future. A study is then proposed regarding the relationship between the rate of heat release and the variation in luminosity inside the combustion chamber, aiming to adopt an optical method, which is non-invasive, to measure this rate during combustion. Therefore, tests were carried out with a MWM 229/4 Diesel engine, using B10 biodiesel and varying the injection conditions of this fuel. During these tests, images were collected from inside the combustion chamber, with the aid of a high-speed camera and an endoscopic lens. Through these images, the DaVis8 software was used to generate graphs of the average luminosity variation within the chamber, as a function of the crank angle, during one cycle. In parallel, simulations of the behavior of this same engine were made, using the pressure data collected in the tests previously carried out, to determine the heat release rate. Finally, the luminosity variation curves were compared with the heat release rate curves, to determine the possible existence of a qualitative correlation between these two quantities. After analyzing the results, it was observed that the curves of the two quantities tend to behave in a similar way, for all the variations in combustion conditions that were analyzed, making it possible to conclude that there is a correlation between the two quantities.

Keywords: Diesel Engine. Heat Release Rate. Combustion visualization. Numerical analysis. Biodiesel.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estrutura de uma chama laminar não pré-misturada	30
Figura 2 - Formação e destruição de fuligem em chamas em jato laminar	31
Figura 3 - Modelo conceitual de jato de diesel de DEC	32
Figura 4 - Curva típica da taxa de liberação de calor em um motor Diesel.....	38
Figura 5 - Relação entre o tamanho da cadeia de carbono e a temperatura de autoignição	39
Figura 6 - Trem de manivela padrão	48
Figura 7 - Seleção de paletas no DaVis 8	49
Figura 8 - Visão de planilha dos pixels e suas intensidades	50
Figura 9 - Diagrama de blocos do aparato experimental	51
Figura 10 - Esquema geral do sistema de visualização e grupo motor-gerador	52
Figura 11 - Posicionamento da câmera e endoscópio	57
Figura 12 - Interface do DaVis8 durante tratamento de imagens	59
Figura 13 - Modelo numérico do motor MWM 229/4.....	60
Figura 14 – Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para testes com injeção a -15°C A e 450 bar	63
Figura 15 – Comparação da curva de temperatura dos gases queimados e de variação de luminosidade para testes com injeção a -15°C A e 450 bar	64
Figura 16 - Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para injeção a -15°C A e 450 bar com foco em cargas específicas	65
Figura 17 – Visualização da combustão para injeção a -15°C A e 450 bar com foco em cargas específicas	66
Figura 18 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a 450 bar.....	67
Figura 19 - Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para testes com injeção a -23°C A e 450 bar	68
Figura 20 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a -23°C A.....	69
Figura 21 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a -15°C A.....	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo do estado da arte referente à visualização de combustão	26
Tabela 2 - Resumo do estado da arte referente à simulação de combustão	27
Tabela 3 - Valores das Constantes	47
Tabela 4 - Identificação dos componentes instalados.....	52
Tabela 5 - Características do motor Diesel MWM.....	53
Tabela 6 - Características do gerador de energia elétrica	54
Tabela 7 - Propriedades das placas de aquisição de dados.....	55
Tabela 8 - Especificações do sensor de pressão 6061B.....	56
Tabela 9: Plano de ensaio para os testes experimentais.....	58
Tabela 10 - Componentes do grupo motor-gerador	60
Tabela 11 - Relação dos dutos de admissão e exaustão	61
Tabela 12 - Definição das condições iniciais de contorno	62

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

B10	Óleo diesel com 10% de biodiesel
B100	Óleo diesel com 100% de biodiesel
CCD	<i>Charge-coupled</i>
CCT	<i>Correlated Color Temperature</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
CPMEC	Centro de Pesquisa em Motores, Emissões e Combustíveis
DICL	<i>diesel from indirect coal liquefaction</i>
DME	<i>Dimethyl ether</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
GEE	Gases de Efeito Estufa
H	Hidrogênio
HC	Hidrocarbonetos
H ₂	Hidrogênio molecular (gás hidrogênio)
LTC	<i>Low temperature combustion</i>
MD	Methyl decanoate
MD9D	Methyl-9-decenoate
N	Nitrogênio elementar
N ₂	Nitrogênio molecular (gás nitrogênio)
NO	Monóxido de nitrogênio
NO _x	Óxidos de nitrogênio
NO ₂	Dióxido de nitrogênio
O ₂	Gás oxigênio
O ₃	Gás ozônio
OH	Grupo funcional hidroxila
PCCI	<i>Premixed Charge Compression Ignition</i>
PME	Pressão média efetiva
PMI	Pressão média indicada
RGB	<i>Red, green, blue</i>
SB1	Condições de contorno nos dutos de admissão

SB2	Condições de contorno nos dutos de exaustão
sfc	<i>Specific fuel consumption</i>
ULSD	<i>Ultra-low-sulfur diesel</i>
UNEP	<i>United Nations Environment Programme</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_i	Área da superfície total das paredes do cilindro (m ²)
c_p	Calor específico a pressão constante (kJ/(kg·K))
D	Diâmetro do cilindro (m)
$\frac{dQ}{dt}$	Taxa de transferência de calor (kW)
e	Deslocamento do pino do pistão (m)
H	Comprimento de <i>lift-off</i> do jato de combustível (m)
h_{BB}	Entalpia do <i>blow-by</i> (kJ)
h_i	Entalpia de fluxo (kJ)
h_v	Elevação da válvula (m)
LL	Comprimento do líquido do jato de combustível (m)
l	Comprimento da biela (m)
m_a	Massa de ar (kg)
m_{BB}	Massa do <i>blow-by</i> (kg)
m_c	Massa no interior do cilindro (kg)
$\dot{m}_f$	Vazão mássica de combustível (kg/h)
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
N	Rotação (Hz)
n_R	Número de revoluções de manivela por ciclo (-)
p	Pressão dentro do cilindro (kPa)
P_e	Potência efetiva (kW)
P_i	Potência indicada em um ciclo (kW)
Q_F	Energia do combustível (kJ)
Q_w	Perda de calor pelas paredes (kJ)
r	Raio da manivela (m)
s	Distância do pistão para o ponto morto superior (m)
sfc	Consumo específico do combustível (kg/kW·h)
T	Torque médio (N·m)
t	Tempo (s)
T_c	Temperatura do gás dentro do cilindro (K)
T_w	Temperatura da parede do cilindro (K)

U	Energia interna (kJ)
u	Energia interna específica (kJ/kg)
V	Volume do cilindro (m ³)
V_d	Volume deslocado (m ³)
$W_{c,i}$	Trabalho indicado por ciclo (kJ)
α	Coeficiente de transferência de calor (W/(m ² ·K))
γ	Razão entre os calores específicos (-)
δ	Abertura de <i>blow-by</i> (m)
ζ_H	Englobamento de ar
η_v	Eficiência volumétrica (%)
θ	Posição angular na manivela (°CA)
π	Pi (-)
ρ_a	Densidade do ar (kg/m ³)
ψ	Ângulo da manivela (°CA)
ω	Velocidade angular (rad/s)
$\emptyset_H$	Razão de equivalência (-)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Problema	16
1.2 Motivação	16
1.3 Justificativa	16
1.4 Objetivos.....	17
1.4.1 Objetivo Geral	17
1.4.2 Objetivos Específicos.....	17
 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	 19
2.1 Combustão e sua visualização	19
2.2 Simulação da combustão.....	23
2.3 Resumo do estado da arte	26
 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	 29
3.1 Combustão.....	29
3.2 Motores de ignição por compressão.....	29
3.2.1 Chama.....	29
3.2.2 Combustão em um motor de ignição por compressão	31
3.2.3 Propriedades de motores a combustão	34
3.2.3.1 Potência efetiva	34
3.2.3.2 Potência indicada	34
3.2.3.3 Consumo específico	35
3.2.3.4 Eficiência volumétrica.....	35
3.2.4 Taxa de liberação de calor	36
3.2.5 Combustíveis.....	38
3.2.6 Emissões.....	39
3.2.6.1 Monóxido de Carbono – CO	40
3.2.6.2 Óxidos de Nitrogênio - NO_x	40
3.2.6.3 Hidrocarbonetos – HC	41
3.2.6.4 Material Particulado	41
3.3 Visualização por endoscopia.....	42
3.4 Análise numérica	42
3.4.1 Simulações.....	43
3.4.1.1 Equações de conservação.....	44
3.4.1.2 Transferência de calor	45
3.4.1.3 Taxa de Liberação de Calor.....	47
3.4.1.4 Cálculo da taxa de liberação de calor	47
3.5 Análise de imagem.....	49
 4 METODOLOGIA.....	 51
4.1 Metodologia experimental	51
4.1.1 Grupo motor-gerador	53
4.1.2 Aparato experimental e medições no motor	54
4.1.3 Sistema de visualização e coleta de imagens	56

4.1.4 Procedimento experimental	57
4.2 Metodologia numérica.....	59
5 RESULTADOS	63
6 CONCLUSÕES.....	71
6.1 Trabalhos futuros	71

1 INTRODUÇÃO

Motores a combustão interna são usados em diversas aplicações, sejam elas industriais, para geração de energia ou no transporte. Por se tratar de máquinas complexas, é importante que se conheça suas características e o seu comportamento para o pleno funcionamento desse tipo de equipamento. Para tanto, são utilizados medidores internos para a determinação de alguns parâmetros, como a pressão, a variação de temperatura, o momento de injeção e a taxa de liberação de calor.

O controle e monitoramento da taxa de liberação de calor são importantes para aplicações automotivas e de geração de energia elétrica devido à sua relação com as emissões de poluentes, variabilidade de operação dos motores, o comportamento de chamas instáveis e ruídos da combustão. Portanto, é necessário que haja métodos para a delimitação de parâmetros que levem à determinação dessa taxa. Uma forma de se realizar esse trabalho é através de sondas de amostragem, para fazer a medição da concentração de espécies químicas dentro da chama e/ou para estimar a razão de ar e combustível dentro da câmara. Essas sondas, contudo, além de perturbarem o fluxo dos gases, gerando grandes incertezas, não conseguem fazer medições dependentes do tempo e tampouco identificar presença de reações no local da medição (AYOOLA *et al*, 2006; HARDALUPAS; ORAIN, 2004).

Uma possível forma de se resolver esses problemas seria através da medição por visualização utilizando endoscopia. A técnica de endoscopia foi inicialmente desenvolvida para uso na medicina, em 1806, para visualizar o interior do corpo humano através de um condutor de luz. Durante a Segunda Guerra Mundial, contudo, foi desenvolvido um novo tipo de endoscópio que passou a ser usado em aplicações industriais, para visualizar o interior de máquinas grandes. Com o tempo, essa técnica passou a ser utilizada em motores a combustão interna para a realização de diagnósticos em tempo real da combustão e da formação da mistura e do *spray*. A sua aplicabilidade é plausível, pois o endoscópio precisa de uma área pequena para o acesso à câmara de combustão, o que é possível através de modificações apropriadas no cabeçote, no caso de motores de ignição por compressão. A endoscopia também é utilizada atualmente para visualização e controle de emissões, principalmente para distribuição espacial da fuligem dentro da câmara, assim como para a medição da temperatura espacial da chama, entre outras aplicações (AGARWAL; AGARWAL; SINGH, 2015; AGARWAL; JIOTODE; SHARMA, 2019).

O método de visualização por endoscopia, por outro lado, apresenta desafios relacionados à linha de visão, que pode variar dependendo de como o equipamento é instalado

no motor, portanto o acesso óptico é limitado e muitas vezes não é ortogonal ao eixo do *spray*. Além disso, a janela por onde ocorre a visualização deve ser limpa com frequência, devido à acumulação de fuligem na lente, o que pode interferir nos resultados, e há também a dependência de luz externa para algumas aplicações (YUAN *et al.*, 2022).

1.1 Problema

Dada a importância do conhecimento dos valores da taxa de liberação de calor para aplicações de motores a combustão interna, surge a necessidade de desenvolver um método de análise desta taxa que seja, ao mesmo tempo, preciso, eficaz e que não seja intrusivo a ponto de prejudicar o desempenho do motor. Portanto, através deste trabalho, busca-se definir se seria possível simplificar a medição da taxa de liberação de calor, sem perder a precisão dos valores. E, mais especificamente, se seria possível medir a taxa de liberação de calor através da variação de luminosidade dentro da câmara de combustão.

1.2 Motivação

A análise da taxa de liberação de calor é feita através de dados de pressão coletados dentro do cilindro, com a aplicação da primeira lei da termodinâmica. Contudo, devido à geometria do cilindro e da falta de homogeneidade da mistura dos gases, os resultados das análises da taxa de liberação de calor sempre são valores aproximados (HEYWOOD, 2018). Este trabalho busca contribuir para o avanço de técnicas de medição relacionadas a esta taxa, para que a análise de características da combustão e das emissões torne-se mais rápida e precisa. E o método escolhido para isso é a visualização por endoscopia e a validação através de simulação numérica a partir de dados experimentais.

De acordo com Sirohi (2009), métodos de medição ópticos não são invasivos e não requerem contato físico. A luz interage com o mensurando de maneira que ela não influencia no seu valor. Além disso, o objeto é analisado por inteiro, de maneira simultânea, com alta precisão e alta taxa de aquisição. Ademais, com o pós-tratamento das imagens, é possível identificar a relação quantitativa entre a distribuição de temperatura e formação de fuligem dentro da câmara de combustão (FERREIRA, 2021).

1.3 Justificativa

O impacto das emissões de gases de efeito estufa (GEE) no planeta tem gerado preocupação há anos. O Relatório sobre a Lacuna de Emissões 2021, feito pelo Programa das

Nações Unidas para o Meio Ambiente (UNEP, do inglês *United Nations Environment Programme*), mostra que, entre 2010 e 2019, as emissões de GEE aumentaram em média 1,3% ao ano. Esse relatório também indica que é necessário reduzir as emissões de GEE pela metade até 2030, para manter o aumento da temperatura global abaixo de 1,5°C neste século (UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME, 2021).

Com o objetivo de reduzir as emissões, foram aprovados pelo Plenário Brasileiro os dois Projetos de Lei nº 6539, de 2019, e nº 1539, de 2021. Os textos estabelecem a neutralização de 100% das emissões de GEE até 2050 e a redução de 43% delas até 2025, respectivamente (AGÊNCIA SENADO, 2021).

Duas maneiras de reduzir emissões, dentro do contexto de motores a combustão interna, é através do uso de biocombustíveis e o desenvolvimento de motores mais eficientes. O biodiesel tem a vantagem de ser renovável, sua produção diminui a emissão de gás carbônico e GEE, e durante a sua queima há uma menor formação de CO e material particulado, pois suas moléculas contêm oxigênio, enquanto um motor mais eficiente consumiria menores quantidades de combustível (BRUNETTI, 2018).

Isso posto, este trabalho propõe-se a contribuir para o conjunto de estudos que visa diminuir as emissões de motores a combustão interna. Para tanto, realiza-se a análise dos efeitos do uso de biodiesel, e propõe-se o desenvolvimento de um método de medição já existente e não invasivo de parâmetros do motor, a visualização por endoscopia, que pode vir a contribuir para o desenvolvimento de motores mais eficientes.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é realizar um estudo sobre a relação entre a taxa de liberação de calor e a variação de luminosidade dentro da câmara de combustão, medida através de imagens digitais coletadas por uma câmera de alta velocidade de captura.

1.4.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) Avaliar imagens de dentro da câmara de combustão utilizando uma mistura de óleo diesel e biodiesel;

- b) Estabelecer a variação das características entre as imagens coletadas durante os testes e traçar, a partir dessas imagens, os gráficos de variação de luminosidade dentro da câmara durante a combustão;
- c) Realizar simulações numéricas através de *softwares* dos mesmos testes realizados, utilizando os dados experimentais de pressão coletados, as características físicas do grupo motor-gerador e as propriedades do combustível utilizado;
- d) Obter os gráficos de taxa de liberação de calor calculados pelo software de simulação numérica e compará-los com os gráficos de luminosidade experimentais, analisando possíveis correlações entre os resultados obtidos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta estudos sobre a visualização da combustão dentro da câmara, e sobre simulações numéricas da combustão. Também são apresentados outros trabalhos relacionados que foram desenvolvidos no Centro de Pesquisa em Motores, Emissões e Combustíveis (CPMEC).

2.1 Combustão e sua visualização

Benajes *et al.* (2010) utilizaram um motor diesel monocilíndrico para comparar dois sistemas de injeção de combustível e suas correspondentes características de combustão, com o objetivo de reduzir as emissões de poluentes e manter o consumo específico de combustível constante. Um dos sistemas utilizava injetor solenoide e o outro utilizava injetor piezoelétrico. Os autores descobriram que, para ambos os sistemas, pressões de injeção mais altas resultaram em maior ruído de combustão e menos fumaça. Além disso, o sistema de injeção solenoide apresentou, em geral, maiores emissões de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO), e um processo de combustão atrasada em comparação ao processo com sistema piezoelétrico.

Benajes *et al.* (2010) usaram um motor Diesel de injeção direta para realizar um estudo sobre combustão de baixa temperatura (LTC, do inglês *low temperature combustion*) por difusão. O objetivo era evitar a formação de NO_x e fuligem, utilizando LTC com mistura controlada. Para isso, tanto a razão de equivalência no comprimento de *lift-off* quanto a temperatura de combustão foram reduzidas. O objetivo de prevenir a formação de NO_x e fuligem foi alcançado, mas às custas de níveis aumentados de emissões de HC e CO.

Amorim *et al.* (2017) continuaram um estudo sobre combustão difusa em baixa temperatura usando um motor de injeção direta de alta velocidade. O objetivo foi reduzir a formação de NO_x e fuligem. Para realizar os testes, a pressão de injeção foi aumentada, enquanto a taxa de injeção de combustível e o diâmetro do orifício do bico injetor foram reduzidos. Essas configurações foram adotadas para melhorar o englobamento de ar no comprimento de *lift-off* e ampliar a duração da chama difusiva na combustão. O alcance da chama difusiva na combustão em baixa temperatura foi aumentado, enquanto a formação de NO_x e fuligem foi irrisória.

Bakenhus e Reitz (1999) utilizaram um sistema de visualização com endoscópio para analisar diferentes parâmetros de injeção e seus efeitos na emissão de NO_x e fuligem. Foi utilizado para esta análise um motor Diesel monocilíndrico, com injeção direta, que operou a 1600 rpm. Através da visualização endoscópica, observou-se que o atraso da injeção,

independentemente do parâmetro de injeção utilizado, gerou menores temperaturas de chama, o que diminuiu as emissões de NO_x, porém aumentou a formação de fuligem. Também foi observado que a injeção dividida, quando otimizada, reduziu a quantidade de NO_x e fuligem sendo formados.

Jeon *et al.* (2014) equiparam um motor monocilíndrico de ignição por compressão com um sistema de visualização composto por uma câmera de carga acoplada (CCD, do inglês *charge-coupled device*), um endoscópio e uma fonte de luz, sincronizado ao motor através de um *encoder*. O objetivo do trabalho era comparar os efeitos de diferentes condições de combustão ao se utilizar dimetil éter (DME, do inglês *dimethyl ether*) e óleo diesel com baixo teor de enxofre (ULSD, do inglês *Ultra-low-sulfur diesel*) como combustíveis. Durante os testes, o motor operou em três rotações diferentes: 1200, 1500 e 1800 rpm. O sistema de visualização com o endoscópio permitiu que fosse calculada a temperatura da chama, através da radiação liberada. Porém, enquanto foi possível observar a chama da combustão durante os testes com o ULSD, não foi possível observá-la durante os testes com DME, pois a temperatura era muito baixa. Portanto, fez-se necessário adquirir os valores de temperatura para a combustão de DME através de simulação. Foi observado que o aumento da rotação do motor levou à combustão incompleta de ambos os combustíveis, resultando em uma distribuição não uniforme da temperatura dentro do cilindro, e temperaturas de pico menores. E, também para ambos os combustíveis, o aumento da velocidade do motor levou a uma redução na quantidade de NO_x emitido. Contudo, a combustão do DME foi mais rápida e apresentou pressões máximas maiores.

Agarwal, Agarwal e Singh (2015) instalaram um sistema de visualização por endoscopia em um motor de ignição por compressão, com uma rotação constante de 1500 rpm, com o objetivo de determinar o início da combustão, a distribuição de fuligem e da temperatura em diferentes condições. Os combustíveis utilizados nos testes foram óleo diesel mineral e misturas de diesel com biodiesel de *Jatrofa* (20% e 50% de biodiesel v/v) e as cargas aplicadas foram 0%, 25%, 50% e 75% da carga total de 9 kW. Em cada uma dessas diferentes condições, foram capturadas imagens durante a combustão, utilizando-se uma câmera CCD, que foi sincronizada com o motor através de um circuito de controle externo. Este circuito recebia sinais do ponto morto superior e de um *encoder* e enviava um sinal para a câmera, então, fazer a coleta de imagem. As imagens foram coletadas a cada 0,5° do ângulo de manivela, e as coletas foram feitas a cada cinco ciclos seguidos. Ou seja, cada imagem foi coletada em um ciclo diferente. O tratamento das imagens depois da coleta foi feito pelo *software MATLAB*[®], utilizando o método temperatura de cor correlacionada (CCT, do inglês *Correlated Color Temperature*).

Observou-se que, com o aumento da carga ou o aumento da quantidade de biodiesel no combustível, o início da combustão tendia a adiantar mais.

Mistri *et al.* (2016) utilizaram um motor Diesel monocilíndrico, funcionando a 1500 rpm, para analisar as características de combustão e emissão dos biodieseis feitos com os óleos de *Jatrofa* e de *Karanja*, assim como diferentes misturas desses combustíveis com o óleo diesel. Para a visualização da combustão e da distribuição de fuligem dentro da câmara, utilizou-se um endoscópio ligado a uma câmera sincronizada com o ângulo de manivela. Em relação às duas amostras de biodiesel, não foram detectadas grandes diferenças em suas características de injeção e combustão. O atraso de ignição se mostrou menor para as amostras de biodiesel do que para o diesel mineral. As emissões de CO e hidrocarbonetos não queimados para o biodiesel foram menores, mas as emissões de NO_x foram maiores. As imagens coletadas do interior da câmara indicaram que, utilizando o biodiesel, o volume de fuligem era menor, e a temperatura de sua radiação era maior.

Jiotode e Agarwal (2016) utilizaram um sistema de visualização endoscópica em um protótipo de um motor monocilíndrico. O objetivo era fazer a comparação das características de combustão de dois combustíveis diferentes: o óleo diesel mineral e o óleo vegetal de *Jatrofa* (J100). As medições foram feitas com o motor operando à rotação constante de 1500 rpm e em cargas variadas (0, 1,5, 3,0 e 4,5 kW). Em todas as cargas, a curva de pressão dentro do cilindro foi similar para os dois combustíveis. O início da combustão dos testes com o óleo de *Jatrofa* era adiantado em comparação ao dos testes com o óleo diesel. Para os dois combustíveis, a duração da combustão aumentou com o aumento da carga. Também com o aumento da carga, observou-se que a luminosidade de chama do óleo diesel aumentou e a do óleo de *Jatrofa* diminuiu. Porém essa redução poderia ter ocorrido por obstrução do aparato óptico por depósito de fuligem.

Agarwal *et al.* (2016) utilizaram um sistema de visualização endoscópica para analisar os eventos da combustão em um motor de ignição por compressão. Foram utilizados um *encoder* e um sensor de ponto morto superior, ligados a um circuito dedicado, para sincronizar uma câmera CCD com a rotação do motor. O *software MATLAB*[®] foi utilizado para fazer o processamento das imagens através do método CCT. A rotação do motor foi mantida a 1500 rpm, e a pressão de injeção de combustível a 200 bar, enquanto a carga aplicada foi variada para os testes, que foram feitos com biodiesel e óleo diesel mineral. Através das imagens coletadas pela câmera, foi possível analisar a distribuição espacial de temperatura de câmara e a radiação liberada pelas partículas de fuligem e, consequentemente, a concentração de fuligem dentro da câmara. As características de combustão para os dois combustíveis foram similares,

com exceção apenas na duração da combustão. Através da visualização da radiação pelo sistema endoscópico, eles observaram uma menor distribuição espacial da temperatura de chama para o biodiesel, devido a uma menor quantidade de fuligem na câmara.

Jeon e Park (2018) fizeram a análise da combustão espacial e da emissão de fuligem do combustível B20 (20% de biodiesel de soja v/v acrescentado ao óleo diesel) utilizando um motor monocilíndrico de ignição por compressão, e os resultados foram comparados aos encontrados em testes similares realizados com o óleo diesel convencional (B0). O sistema de visualização foi o mesmo utilizado por (JEON *et al.*, 2014). A rotação do motor foi fixada em 2000 rpm e foram variadas a duração e a pressão de injeção. O B20 apresentou maior demora na injeção e baixa pulverização do spray quando comparado ao do teste do B0, devido à sua maior viscosidade e densidade em relação ao B0. Por causa da baixa pulverização do spray de B20, foram formadas regiões ricas em combustível dentro da câmara, resultando num aumento na concentração da formação de fuligem durante a combustão. Contudo, como a oxidação da fuligem também foi maior com o uso do B20, as emissões de fuligem foram menores nos gases da exaustão.

Agarwal, Jiotode e Sharma (2019) utilizaram um sistema de visualização por endoscopia integrado a um motor de ignição por compressão, com o objetivo de avaliar a distribuição da temperatura e da fuligem dentro da câmara de combustão, empregando diferentes combustíveis. Para isso, foi utilizada uma mistura de querosene com óleo diesel (20% de querosene v/v), uma mistura de gasolina com óleo diesel (20% de gasolina v/v) e o óleo diesel mineral. A câmera utilizada para a coleta das imagens foi novamente uma CCD e esta foi sincronizada com o motor através de um circuito adaptado, controlado por um microcontrolador. As imagens foram coletadas a cada 0,5° do ângulo de manivela, e as coletas foram feitas a cada seis ciclos seguidos. O motor funcionou a uma rotação constante e com três cargas diferentes aplicadas: 0, 1,5 kW 3,0 kW. Os resultados mostraram uma menor concentração de fuligem com uso da mistura de óleo diesel com gasolina e a luminosidade da chama foi mais alta durante o uso do óleo diesel puro.

Ferreira (2021) analisou os efeitos do uso de biodiesel para combustão de um motor Diesel, através do uso de simulação numérica e visualização de combustão por endoscopia. O desempenho e as emissões foram avaliados através da simulação, utilizando combustível com variação de 8% a 100% de biodiesel. O motor utilizado para análise foi um MWM 229, operando com cargas variando entre 5 kW e 35 kW, utilizando os combustíveis B10 (10% de biodiesel) e B13 (13% de biodiesel). As simulações mostraram que as emissões de fuligem e monóxido de carbono tendem a diminuir com o aumento do percentual de biodiesel. As análises

experimentais mostraram que a variação entre os dois combustíveis não alterou a eficiência do motor, nem as emissões de monóxido de carbono e NO_x . Contudo, a emissão de hidrocarbonetos não queimados foi maior com o uso do B13. As imagens capturadas mostraram maior intensidade e menor área de fuligem para o B13.

Yuan *et al.* (2022) utilizaram visualização por endoscopia pelo método das duas cores para analisar as características dos processos de combustão em um motor de ignição por compressão da marca *Caterpillar*. Também foi feita a validação dos resultados através de simulação numérica. O trabalho focou na análise das incertezas e nos desafios presentes no método escolhido. Os resultados mostraram que as grandezas medidas, que são a temperatura da chama e a concentração de fuligem, provavelmente estão relacionadas de maneira diferente com os resultados reais, dependendo de onde a medição é feita na câmara de combustão.

2.2 Simulação da combustão

An *et al.* (2014) realizaram simulações em um motor Diesel, utilizando induções de hidrogênio suplementar variando de 0,5% a 3% de H_2 no ar (v/v). O objetivo do trabalho foi investigar os impactos da combustão de biodiesel assistida por hidrogênio no desempenho e nas emissões. Foi desenvolvido um mecanismo de reação que incorporava as reações de formação de fuligem, CO e NO_x junto da cinética de reação de biodiesel e hidrogênio. Este mecanismo foi validado através dos cálculos de atraso de ignição e de simulações CFD (*Computational Fluid Dynamics*). As simulações mostraram que o aumento da adição de hidrogênio levou a um aumento na pressão máxima na curva de pressão dentro do cilindro e na taxa de liberação de calor. Contudo, o desempenho foi reduzido em condições de carga leve, devido a processos ineficientes de ignição e combustão. Observou-se também uma redução nas emissões de CO e fuligem, e um aumento nas emissões de NO_x .

Zehni, Khoshbakhti Saray e Poorghasemi (2017) utilizaram um motor Diesel monocilíndrico como base para um estudo numérico sobre ignição por compressão de carga pré-misturada (PCCI, do inglês *Premixed Charge Compression Ignition*). Foram comparados o desempenho do motor, as características de combustão, e as emissões de poluentes utilizando biodiesel puro e óleo diesel mineral, também puro. O motor trabalhou sob as condições de 2000 rpm e 5,5 bar de PMI (pressão média indicada). Os resultados indicaram que, para ambos os combustíveis, as emissões de NO_x , hidrocarbonetos e CO foram menores com a combustão iniciando em 30°CA antes do ponto morto superior. Além disso, considerando esse mesmo momento de início de combustão, as emissões e a eficiência térmica foram menores para o biodiesel do que para o óleo diesel.

Li *et al.* (2018) utilizaram um motor Diesel para investigar os efeitos do grau de insaturação do biodiesel na combustão e em suas emissões. Para modelar o biodiesel, foram adotados o decanoato de metila (MD), o metil-9-decenoato (MD9D) e o n-heptano. Foi realizada uma simulação de um motor Diesel para prever as diferenças na combustão e nas emissões de fuligem, NO e CO, com cinco tipos de biodiesel. As cargas aplicadas foram de 10%, 50% e 100% no motor. Os resultados encontrados apontaram que o grau de insaturação tinha efeitos notáveis no atraso de ignição e na formação de emissões, mas efeito irrelevante na liberação de calor e no perfil de pressões dentro do cilindro. O aumento da insaturação proporcionou uma melhor mistura ar-combustível e aumento da temperatura local. Isso resultou em uma maior produção de NO e menor produção de CO. Além disso, o aumento da insaturação também encurtou o atraso de ignição e aumentou a formação de fuligem.

Oliveira (2018) utilizou um motor Diesel adaptado para operar tanto com óleo diesel quanto com injeção direta de etanol, e que possuía um sistema de recirculação de gases da exaustão (EGR). Neste motor, ele avaliou a relação entre o momento de injeção de combustível e o consumo deste e emissões de poluentes. Os experimentos foram realizados com as cargas variando entre 5 kW e 37,5 kW e os tempos de injeção do etanol variando entre 150°CA e 0°CA antes do ponto morto superior. O óleo diesel utilizado foi o B8 comercial (8% de biodiesel) com percentuais de substituição por etanol variando de 20% a 75%. E houve aplicação de 10% de EGR. Dentre todos os modos de operação testados, o que apresentou menor índice de emissões de hidrocarbonetos não queimados e maior redução da emissão de NO_x foi o modo composto por 60% de etanol injetado a 40°CA. O autor também realizou um estudo numérico dos efeitos do EGR na formação de NO_x e concluiu que sua redução está ligada à redução na concentração do oxigênio do ar admitido e na diminuição da temperatura adiabática de chama.

Nazareno (2019) utilizou análise numérica para caracterizar o comportamento de um motor do ciclo Diesel convertido para funcionamento no ciclo Otto, utilizando etanol sobre-hidratado. O combustível utilizado foi o etanol hidratado comercial (7%) adicionado de hidratações variando de 10% a 40% (v/v). Durante as simulações, as razões volumétricas de compressão variaram de 17:1 a 22:1. As curvas de pressão simuladas e experimentais apresentaram variação de 2,3% nos picos de pressão. As melhores condições em plena carga foram observadas com o etanol sobre-hidratado em 17% e 27%, na razão volumétrica de compressão de 22:1. Esta mesma razão volumétrica apresentou redução de 24% das emissões de monóxido de carbono quando comparada aos outros dados experimentais.

Rajkumar e Thangaraja (2019) analisaram as características de combustão e de emissão de diferentes biodieseis, através de investigação experimental e numérica, utilizando um

modelo fenomenológico de multi-zonas. Foram analisados os combustíveis óleo diesel mineral, biodiesel de óleo de *Karanja*, de coco, misturas binárias de óleo de *Karanja*, coco e *Karanja* hidrogenado. Os resultados do modelo numérico foram validados com os resultados experimentais. Os erros de previsões do modelo numérico foram de no máximo 7% para as emissões de NO e 18% para as emissões de fuligem. O processo de hidrogenação reduziu até 18% das emissões de NO em relação ao biodiesel de *Karanja* original e a emissão de NO diminuiu com o aumento da fração de biodiesel de coco na mistura.

Barros, Hanriot e Amorim (2021) utilizaram um modelo de motor diesel no software AVL Boost™ para analisar as emissões derivadas de misturas de diferentes combustíveis. Um modelo fractal de combustão foi feito a partir dos dados do software para a realização das simulações, e diferentes percentuais de diesel, biodiesel e etanol foram utilizados para as misturas. Verificou-se que o aumento do biodiesel nas misturas resultou em menores níveis de HC e CO emitidos, maiores níveis de NO_x e menor atraso de ignição. Observou-se também que a pressão no interior da câmara foi menor com a presença de etanol e maior com a presença de diesel.

Chen *et al.* (2022) propuseram um mecanismo reduzido de diesel de liquefação indireta de carvão (DICL, do inglês *diesel from indirect coal liquefaction*) que analisasse as características de combustão e emissões de motores que utilizam esse combustível, com a aplicação de diferentes cargas. Espécies representativas de parafina de cadeia linear e alceno ramificado foram selecionadas. Os experimentos envolvidos foram validados através de simulações numéricas multidimensionais aplicadas a um motor Diesel com injeção direcionada, e utilizando diferentes cargas. As boas concordâncias entre os dados experimentais e os simulados indicaram que o mecanismo desenvolvido é confiável para prever as características de combustão e emissões de um motor Diesel que utiliza DICL.

Javad, Abbas e Nuñez Alvarez (2022) analisaram o desempenho de um motor Diesel e os gases de exaustão liberados por ele, utilizando o gás natural acrescido de hidrogênio como combustível. A concentração de hidrogênio no gás natural variou de 0% a 40% e a taxa de compressão foi reduzida para 15:1. Várias concentrações de EGR (do inglês *Exhaust Gas Recirculation*) foram utilizadas, e variaram entre 5%, 10% e 15%. O motor operou com frequências de rotação de 1000 rpm a 1800 rpm. Uma regressão através de processo gaussiano foi utilizada para modelar o motor e realizar as simulações. Os resultados mostraram que o aumento da porcentagem de EGR levou à diminuição da eficiência térmica, da potência do motor e do consumo específico do combustível, ao passo em que a liberação cumulativa de calor aumentou. Além disso, o acréscimo de hidrogênio ao gás natural fez com que a

temperatura da combustão aumentasse e, conseqüentemente, também a produção de NO_x , enquanto diminuía a quantidade de CO e hidrocarbonetos não queimados.

2.3 Resumo do estado da arte

Os trabalhos apresentados neste capítulo estão resumidos na Tabela 1, referentes à abordagem de visualização da combustão, e na Tabela 2, referentes à abordagem de simulação da combustão.

Tabela 1 - Resumo do estado da arte referente à visualização de combustão

OBJETIVO	MÉTODO	RESULTADOS	AUTORES
Investigar os efeitos benéficos da injeção dividida na formação de emissões.	Teste experimental com visualização por endoscopia.	Injeção dividida pode reduzir a formação de NO_x e fuligem.	Bakenhus e Reitz (1999)
Comparar os efeitos da combustão do DME com os do ULSD.	Teste experimental com visualização por endoscopia.	O DME apresentou queima mais rápida e pressões de pico maiores.	Jeon <i>et al.</i> (2014)
Comparar características espaciais de combustão entre diesel e diferentes biodieseis usando endoscopia.	Teste experimental em um motor Diesel monocilíndrico com visualização por endoscopia.	Atrasos de ignição menores para misturas com os biodieseis comparados com o diesel puro.	Agarwal, Agarwal e Singh (2015); Jiotode e Agarwal (2016)
Comparar características de combustão entre diesel e diferentes biodieseis.	Teste experimental em um motor Diesel monocilíndrico com visualização por endoscopia.	Menor distribuição espacial da temperatura de chama para o biodiesel.	Agarwal <i>et al.</i> (2016)
Investigar combustão espacial e emissões usando biodiesel B20.	Teste experimental em um motor Diesel com visualização por endoscopia.	O B20 apresentou maior atraso de ignição quando comparado ao diesel puro.	Jeon e Park (2018)

Estudo da distribuição espacial da temperatura e da fuligem dentro da câmara usando diferentes misturas de combustível.	Teste experimental com visualização por endoscopia.	Diesel com gasolina apresentou melhores características de combustão do que o diesel puro ou o diesel com querosene.	Agarwal, Jiotode e Sharma (2019)
Análise dos efeitos dos biodieseis B10 e B13 para combustão em um motor Diesel.	Teste experimental com visualização por endoscopia e simulação numérica.	A variação dos combustíveis não alterou a eficiência; com o B13, a emissão de hidrocarbonetos foi maior.	Ferreira (2021)
Analisar as características do processo de combustão e as incertezas do método utilizado.	Teste experimental com visualização por endoscopia e simulação numérica.	As grandezas medidas podem variar dependendo do local onde a medição é feita na câmara de combustão.	Yuan <i>et al.</i> (2022)

Fonte: Elaborado pela autora

Tabela 2 - Resumo do estado da arte referente à simulação de combustão

OBJETIVO	MÉTODO	RESULTADOS	AUTORES
Investigar os efeitos da adição de hidrogênio ao biodiesel.	Simulação CFD e testes experimentais.	O Aumento de hidrogênio levou a maiores pressões de pico dentro da câmara e maior taxa de liberação de calor.	An <i>et al.</i> (2014)
Comparar características de combustão, desempenho e emissões entre diesel e biodiesel.	Simulação numérica e testes experimentais em um motor Diesel monocilíndrico.	As emissões e a eficiência térmica foram maiores usando o diesel.	Zehni, Khoshbakhti Saray e Poorghasemi (2017)
Investigar os efeitos do grau de insaturação do biodiesel na combustão.	Simulação CFD e testes experimentais em um motor Diesel.	O aumento da saturação resultou em maiores emissões de NO, CO e fuligem, e menores atrasos de ignição.	Li <i>et al.</i> (2018)

Análise das características de combustão e emissões de diferentes biodieseis.	Simulação fenomenológica e testes experimentais.	As emissões de NO reduziram com o aumento da fração de biodiesel no combustível.	Rajkumar e Thangaraja (2019)
Criação de um mecanismo reduzido de DICL.	Simulações numéricas multidimensionais.	A validação concluiu que o mecanismo é confiável para prever características de combustão.	Chen <i>et al.</i> (2022)
Análise de desempenho e emissões usando gás natural acrescido de hidrogênio.	Simulação numérica e testes experimentais em um motor Diesel.	O aumento da porcentagem de EGR leva à diminuição da eficiência térmica.	Javad, Abbas e Nuñez Alvarez (2022)
Análise da relação entre momento de injeção e consumo de combustível e emissões.	Simulação CFD 3D e testes experimentais em um motor Diesel adaptado.	A redução de oxigênio e temperatura leva à redução de NO _x e dos efeitos de EGR.	Oliveira (2018)
Caracterização do comportamento de um motor Diesel convertido para funcionamento com ciclo Otto, utilizando etanol sobre-hidratado.	Simulação numérica e testes experimentais em um motor diesel.	As melhores condições de plena carga e com menores emissões ocorreram durante a razão volumétrica de compressão 22:1.	Nazareno (2019)

Fonte: Elaborado pela autora

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, são explicados os conceitos importantes para a realização do trabalho. Os temas tratados serão a combustão de maneira geral, motores de ignição por compressão e suas características, visualização de combustão e análise numérica através de simulação.

3.1 Combustão

A combustão é uma reação química exotérmica que ocorre num espaço curto de tempo, decorrente da oxidação de um combustível por um comburente. Essa reação libera energia através de calor e, muitas vezes, de luz (MUKHOPADHYAY; SEN, 2019).

No caso de motores a combustão interna, a combustão pode envolver chamas pré-misturadas ou não pré-misturadas (chamas por difusão). A chama é uma zona fina onde ocorrem as reações químicas de oxidação com maior intensidade. No caso de um motor de ignição por centelha, há a ocorrência de chama pré-misturada: o combustível e o comburente são misturados molecularmente antes que a reação química comece, e a chama é propagada pela mistura, separando a parte desta que já foi queimada da que ainda não foi. Já no motor de ignição por compressão, ocorre a chama não pré-misturada: o combustível e o comburente entram na câmara separadamente e as reações químicas (a chama) ocorrem na interface da região das duas substâncias, que é o local onde elas entram em contato (TURNS, 2013).

3.2 Motores de ignição por compressão

A seguir são descritos os fenômenos que envolvem a combustão de um motor de ignição por compressão, começando pela chama.

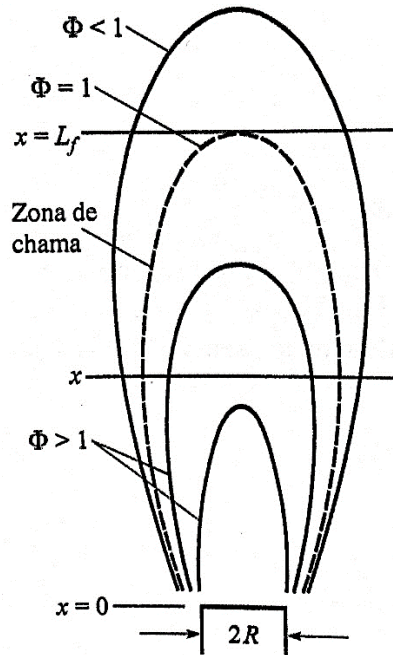
3.2.1 Chama

De acordo com Heywood (2018), o fluxo do combustível para dentro da câmara é turbulento, portanto, a combustão deste ocorre essencialmente como uma chama de difusão instável. A análise da descrição física da chama é feita normalmente em chamas laminares, devido às dificuldades do estudo físico de um fluxo turbulento.

Turns (2013) apresenta as características da uma chama não pré-misturada em jato. À medida que o jato é injetado para dentro da câmara, o combustível escoar ao longo do eixo da chama e então é difundido radialmente para fora, ao passo em que o comburente é difundido radialmente para dentro. A superfície da chama ocorre no ponto onde o combustível e o

comburente encontram-se em proporção estequiométrica, ou seja, no ponto em que a razão de equivalência, Φ , é igual a 1. A Figura 1 mostra a estrutura da chama, assim como seu comprimento L_f .

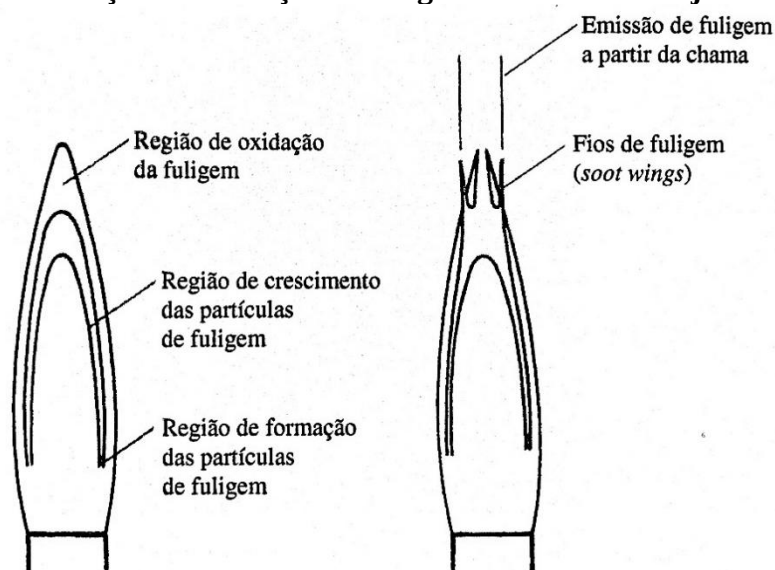
Figura 1 - Estrutura de uma chama laminar não pré-misturada



Fonte: TURNS (2013)

Em chamas de hidrocarbonetos, resultado de uma combustão incompleta, partículas de fuligem formam-se na zona de reação da chama e, quando elas atravessam regiões com excesso de comburente, elas sofrem oxidação. Essas partículas de fuligem podem não ser oxidadas, dependendo do tipo de combustível ou do tempo em que elas permanecem na chama. Nesses casos, fios de fuligem emanam da chama. A Figura 2 mostra as regiões da chama onde a fuligem é formada e oxidada (TURNS, 2013).

Figura 2 - Formação e destruição de fuligem em chamas em jato laminar



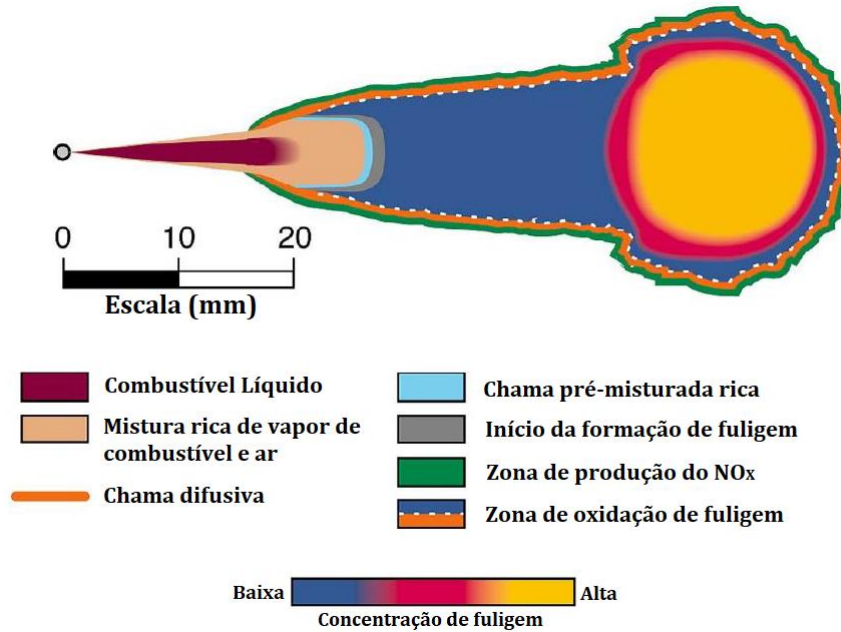
Fonte: TURNS (2013)

3.2.2 Combustão em um motor de ignição por compressão

Diferentemente dos motores de ignição por centelha, o combustível não é injetado dentro da câmara de combustão junto com o ar no motor de ignição por compressão. Em vez disso, ele é injetado ao final da compressão, antes do ponto morto superior, enquanto o ar é comprimido pelo pistão, chegando a altas temperaturas e pressões. O combustível é injetado líquido, em alta velocidade, por pequenos orifícios no injetor, podendo haver um ou mais jatos. À medida que se mistura com o ar, o combustível é vaporizado. E como o ar está a uma temperatura e pressão maiores do que as do ponto de ignição do combustível, a mistura entra em combustão espontaneamente, após certo tempo. Esse tempo é chamado de atraso de ignição ou de combustão. A temperatura e pressão dentro da câmara então aumentam, diminuindo o atraso de ignição da mistura ainda não queimada. Após a quantidade desejada de combustível ter entrado no cilindro, a injeção é interrompida. Nesse tipo de combustão, a taxa da mistura do ar com o combustível define sua taxa de queima (HEYWOOD, 2018).

Dec (1997) apresenta um modelo conceitual de jato de diesel para o regime quase-estacionário. Este modelo descreve as reações do diesel com o ar, desde o momento em que o jato se inicia até o início da combustão. Ele também apresenta as zonas de formação das emissões. O modelo é representado pela Figura 3.

Figura 3 - Modelo conceitual de jato de diesel de DEC



Fonte: Adaptado de DEC (1997)

O combustível é injetado líquido e evapora dentro da câmara, devido à alta temperatura. Desta forma, ele é misturado com o ar. A região em que este processo ocorre, que se passa antes do início da chama, é chamada de comprimento de *lift-off*. O comprimento do líquido, LL, é dado pela Equação 1 e o comprimento de *lift-off*, H, é dado pela Equação 2 (DEC, 1997; OLIVEIRA, 2018). Esses dois comprimentos são importantes, pois, caso sejam muito grandes, há um risco grande de choque entre o jato e a parede do cilindro, o que pode resultar no aumento das emissões de fuligem, hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono (CO) (AMORIM, 2010).

$$LL = \frac{d}{150} * 7,2455 \times 10^5 * T_{ar}^{-1,269} * \rho_{ar}^{-0,535} \quad (1)$$

Em que:

d é o diâmetro do orifício do bico injetor (μm);

T_{ar} é a temperatura do gás ambiente (K);

ρ_{ar} é a densidade do gás ambiente (kg/m^3).

$$H = 7,04 \times 10^8 * T_{ar}^{-3,74} * \rho_{ar}^{-0,85} * d^{0,34} * U * Z_{st}^{-1} \quad (2)$$

Em que:

U é a velocidade de injeção do combustível (m/s);

Z_{st} é a fração de mistura estequiométrica.

Depois da região de *lift-off*, está a região de mistura rica de ar/combustível, que é seguida da região de chama pré-misturada rica em combustível, onde as reações químicas começam. O início da formação das partículas de fuligem ocorre logo depois do comprimento de *lift-off*, e a oxidação dessas partículas ocorre na região periférica do jato. Ao redor da chama difusiva, ocorre a formação do NO_x (DEC, 1997; AMORIM, 2010).

De acordo com Amorim (2010), o comprimento do *lift-off* pode ser influenciado por alguns parâmetros operacionais e de injeção. O aumento da pressão de injeção e uma diminuição do diâmetro do orifício do bico resultam em uma melhor vaporização do combustível e um menor comprimento de líquido no jato. Por outro lado, a redução da temperatura e da densidade do ar resultam em um aumento do comprimento do *lift-off*, o que aumenta a quantidade de ar na mistura.

Outro parâmetro que influencia no comprimento do *lift-off* é o englobamento de ar, ζ_H , que é a porcentagem do ar necessário para a combustão completa que foi englobado pelo jato antes do comprimento de *lift-off* (AMORIM, 2010). O englobamento de ar pode ser calculado através da Equação 3, apresentada por Siebers, Higgins e Pickett (2002).

$$\zeta_H(\%) = 100 * \left(\frac{\sqrt{1 + 16 * \left(\frac{H}{x^+} \right) - 1}}{2 \left(\frac{F}{A} \right)_{st}^{-1}} \right) \quad (3)$$

Em que:

$\left(\frac{F}{A} \right)_{st}$ é a relação estequiométrica de ar e combustível;

x^+ é o comprimento característico, definido por Siebers (1999) em seu trabalho.

Segundo Siebers, Higgins e Pickett (2002), a formação de fuligem está relacionada com o inverso do englobamento de ar, que é a razão de equivalência, ϕ_H , calculada através da Equação 4. A diminuição da razão de equivalência leva a uma redução na formação de fuligem (AMORIM, 2010).

$$\phi_H = 100 * \frac{1}{\zeta_H} = \frac{2\left(\frac{A}{F}\right)_{st}}{\sqrt{1+16\left(\frac{H}{x^+}\right)^{-1}}} \quad (4)$$

3.2.3 Propriedades de motores a combustão

A seguir são descritas alguns dos parâmetros mais importantes de um motor a combustão interna.

3.2.3.1 Potência efetiva

A potência efetiva P_e é a potência medida no eixo do motor, de acordo com Brunetti (2018), e está representada na Equação 5.

$$P_e = T * \omega = T * 2\pi * N \quad (5)$$

Em que:

T é o torque médio gerado pelo motor (N·m);

ω é a velocidade angular do eixo (rad/s);

N é a velocidade angular do eixo (Hz).

3.2.3.2 Potência indicada

Segundo Heywood (2018), a potência indicada é encontrada através do trabalho indicado. O trabalho indicado é o trabalho realizado por um cilindro em um ciclo, como mostra a Equação 6.

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (6)$$

Em que:

$W_{c,i}$ é o trabalho indicado realizado em um ciclo (kJ)

p é a pressão dentro do cilindro (kPa);

V é o volume do cilindro (m³).

Segundo Brunetti (2018), a potência indicada é a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do gás dentro do cilindro, que então é transferida para o pistão. Ela é a soma da potência útil com a potência necessária para superar os atritos dos componentes mecânicos do motor, e está representada na Equação 7 (HEYWOOD, 2018).

$$P_i = \frac{W_{c,i} * N}{n_R} \quad (7)$$

Em que:

P_i é a potência indicada em um ciclo (kW);

n_R é o número de revoluções do virabrequim por ciclo (2 para ciclos de quatro tempos).

N é a velocidade angular do eixo (Hz).

3.2.3.3 Consumo específico

De acordo com Heywood (2018), o consumo específico de combustível (*sfc*, do inglês *specific fuel consumption*) mede a eficiência de um motor ao produzir trabalho em condições operacionais específicas, usando o combustível fornecido, como mostra a Equação 8. Em análises envolvendo motores, o consumo de combustível é medido como vazão mássica por unidade de tempo.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (8)$$

Em que:

sfc é o consumo específico de combustível (kg/kW·h);

$\dot{m}_f$ é a vazão mássica de combustível (kg/h);

P_e é a potência efetiva.

3.2.3.4 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica é usada para medir a eficiência do processo de indução, visto que um motor com um determinado deslocamento consegue induzir uma quantidade limitada de ar. A eficiência volumétrica é definida de acordo com a Equação 9 (HEYWOOD, 2018).

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a * V_d} \quad (9)$$

Em que:

η_v é a eficiência volumétrica (%);

m_a é a massa de ar induzida para dentro do cilindro por ciclo (kg);

ρ_a é a densidade do ar (kg/m³);

V_d é o volume deslocado (m³).

3.2.4 Taxa de liberação de calor

Segundo Heywood (2018), a taxa de liberação de calor é a taxa com que a energia química do combustível é liberada pelo processo de combustão e transformada em energia térmica. Normalmente é utilizada a pressão interna do cilindro em função do ângulo de manivela para calcular essa taxa, visto que ela define a quantidade de energia necessária a ser liberada ao longo do processo de combustão, para criar tal pressão dentro da câmara. A análise da taxa de liberação de calor começa com a primeira lei da termodinâmica, apresentada na Equação 10.

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (10)$$

Em que:

dQ/dt é a taxa de transferência de calor da vizinhança para o sistema;

$p (dV/dt)$ é a taxa de trabalho realizado pelo sistema;

$\dot{m}_i$ é a vazão mássica que entra ou sai do sistema através de seu limite;

h_i é a entalpia específica do fluxo que entra ou sai do sistema;

U é a energia da substância contida dentro dos limites do sistema.

Algumas das dificuldades da aplicação desta equação para a ignição por compressão são que a taxa da mistura ar-combustível não é uniforme no volume do cilindro e varia com o tempo, a composição dos gases queimados não é conhecida e os gases próximos às paredes nas fendas são mais frios e aumentam a transferência de calor nessas regiões. Devido a essas dificuldades, a análise da taxa de liberação de calor em motores Diesel apresenta apenas resultados aproximados (HEYWOOD, 2018).

Para motores com injeção direta, o cilindro conta como um único sistema aberto. Heywood (2018) apresenta a equação da primeira lei da termodinâmica considerando as válvulas fechadas, a injeção de combustível como o único fluxo de massa, pois o fluxo nas fendas é desprezado, e o gás dentro do cilindro como ideal. Dessa forma, é possível encontrar a taxa aparente líquida de liberação de calor, apresentada na Equação 11, sendo usado o termo aparente, pois a equação leva em conta aproximações para descrever algumas grandezas.

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (11)$$

Em que:

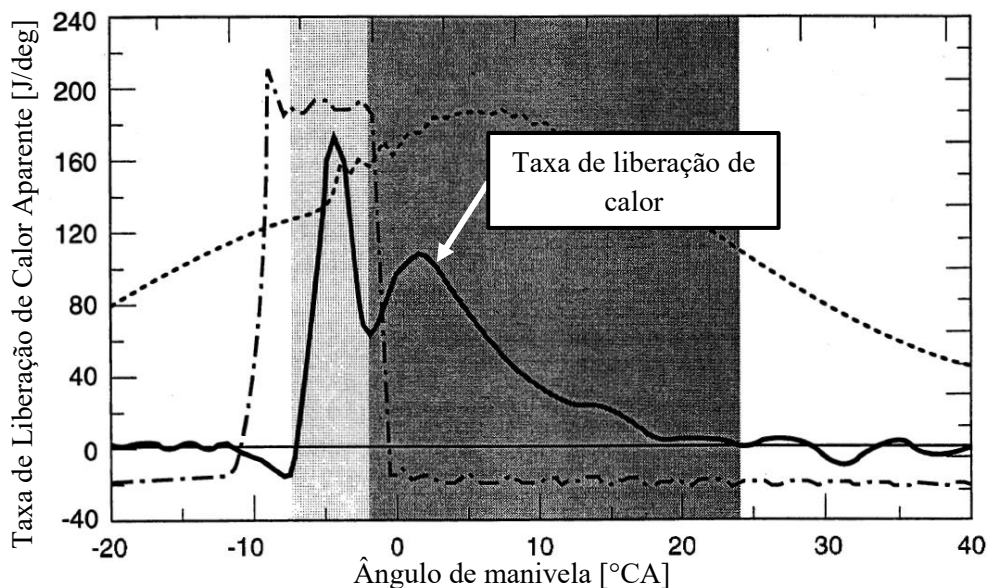
$dQ_n/d\theta$ é a taxa aparente de liberação de calor líquida (kJ/°CA), que é a diferença entre a taxa aparente de liberação de calor total e a taxa de calor fornecida para as paredes;

θ é a posição angular da manivela (°CA);

γ é a razão entre os calores específicos, que no caso de um motor Diesel varia de 1,3 até 1,35 (HEYWOOD, 2018).

Uma curva típica da taxa de liberação de calor em um motor Diesel é apresentada na Figura 4. De maneira geral, uma curva da taxa de liberação de calor em um motor Diesel apresenta, logo após o início da injeção, valores negativos, resultado da vaporização do combustível que resfria um pouco o ar dentro do cilindro. Em seguida, os valores apresentam um aumento acentuado e repentino, resultado da combustão rápida do combustível que foi misturado com o ar durante o momento de atraso de ignição; essa fase é chamada de combustão pré-mesclada. Por fim, há um segundo máximo, decorrente de um aumento menor e mais demorado, que ocorre devido à fase de combustão difusiva (DEC, 1997).

Figura 4 - Curva típica da taxa de liberação de calor em um motor Diesel



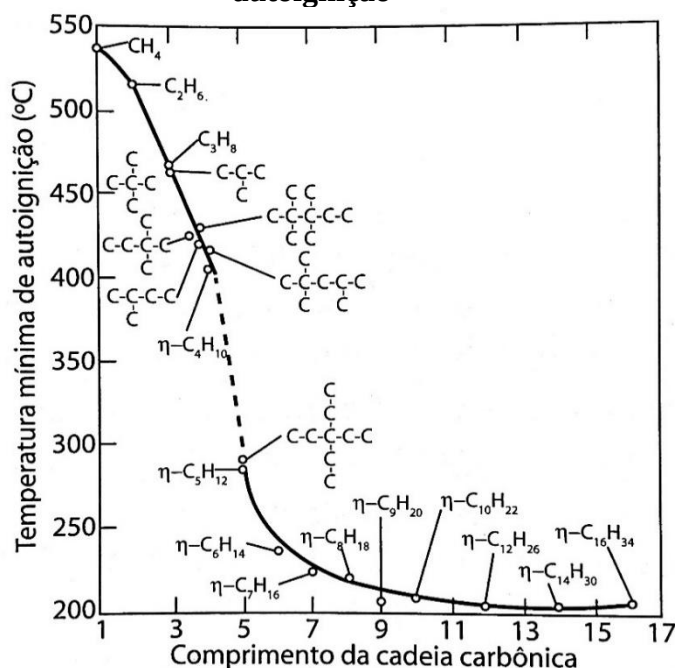
Fonte: Adaptado de DEC (1997)

3.2.5 Combustíveis

De acordo com Brunetti (2018), o óleo diesel é um produto refinado do petróleo muito usado ao redor do mundo como combustível veicular. Contudo, seus usos não estão limitados ao setor automotivo, abrangendo também aplicações agrícolas, ferroviárias, marítimas, assim como o uso para geração de energia e fonte de calor para fornos industriais ou aquecimento residencial em países frios.

O número de cetano e a volatilidade são as duas propriedades do óleo diesel com maior influência no desempenho de um veículo que usa este combustível. O número de cetano é a característica dos combustíveis diesel de inflamar de maneira espontânea, depois que são injetados na câmara, rápido o suficiente para que a combustão ocorra no momento desejado do ciclo. Ele, portanto, influencia diretamente a partida do motor, no seu funcionamento sob carga e nas suas emissões. Um combustível com um número de cetano mais elevado tem maiores chances de fragmentação de suas moléculas, que é o fator que leva à autoignição, quando a temperatura é alta o suficiente, o que resulta em um menor atraso de ignição. A Figura 5 apresenta a relação entre o tamanho da molécula e a temperatura necessária para que ocorra a autoignição. Além disso, a volatilidade do combustível está relacionada com sua vaporização, devido à distribuição dos compostos pesados e leves na molécula do combustível (BRUNETTI, 2018; HEYWOOD, 2018).

Figura 5 - Relação entre o tamanho da cadeia de carbono e a temperatura de autoignição



Fonte: BRUNETTI (2018)

O biodiesel, por sua vez, é uma alternativa renovável ao óleo diesel provinda de biomassa. O uso deste tipo de combustível tem crescido, devido a seus benefícios ambientais. Ele é obtido através da transesterificação da estrutura química de moléculas de gordura animal ou vegetal, ou através da esterificação dos ácidos graxos dessas moléculas. Para um combustível mais adequado, utiliza-se as moléculas de gordura do óleo vegetal (BRUNETTI, 2018).

Algumas das vantagens do uso do biodiesel são as seguintes: não é necessário fazer modificações no motor para utilizar este combustível e ele possui massa específica maior do que o óleo diesel, portanto, um mesmo volume injetado na câmara corresponde a uma massa maior de combustível. Além disso, seu número de cetano é maior do que o do óleo diesel e, por ser um composto oxigenado, a formação de CO e material particulado é reduzida (BRUNETTI, 2018).

3.2.6 Emissões

A seguir serão descritas as principais emissões de motores de ignição por compressão. O foco das descrições são a formação dessas emissões e os problemas de saúde que elas podem trazer.

3.2.6.1 Monóxido de Carbono – CO

O monóxido de carbono (CO) é um gás inodoro que reage com a hemoglobina presente no sangue, impedindo que ela reaja com outras substâncias, como o oxigênio e o dióxido de carbono (CO₂), o que resulta na diminuição da capacidade respiratória da pessoa. A inalação de uma quantidade muito grande CO pode causar de náusea até a morte.

Este gás é resultado da combustão incompleta de hidrocarbonetos e sua produção está associada a uma redução de eficiência do motor. Durante a combustão, primeiro ocorre a quebra das moléculas de combustível formando o CO e, em seguida, ocorre a oxidação do CO em CO₂. A combustão incompleta, que faz com que parte do CO não seja oxidado, é função da relação ar-combustível e do nível de homogeneização da mistura entre os dois. No geral, motores Diesel emitem uma quantidade menor de CO quando comparados a motores Otto, pois eles trabalham com excesso de ar, ou seja, misturas pobres (BRUNETTI, 2012).

3.2.6.2 Óxidos de Nitrogênio - NO_x

Óxidos de nitrogênio (NO_x) é um termo geral que compreende, de maneira aproximada, 90% de monóxido de nitrogênio (NO) e 10% de dióxido de nitrogênio (NO₂). Uma vez na atmosfera, os gases NO_x reagem com vapor de água formando o ácido nítrico, que é um dos componentes da chuva ácida. Além disso, a ação dos raios solares ultravioleta nas moléculas de NO₂ forma o ozônio (O₃), que, quando se encontra perto do solo, causa diminuição da capacidade pulmonar e problemas respiratórios.

Em motores, o NO_x é formado pela reação entre o nitrogênio presente no combustível ou no ar. O nitrogênio do combustível reage com o oxigênio do ar formando NO_x. Já o nitrogênio do ar gera o NO_x imediato, que é formado na chama, e o NO_x térmico, que é descrito pelo mecanismo de Zeldovich na Equação 12 (BRUNETTI, 2012).



De acordo com Brunetti (2012), essas equações são frequentes em temperaturas acima de 2000 K, mas praticamente inexistentes em temperaturas abaixo disso. Portanto, a prevenção de formação de NO_x envolve a redução da temperatura da chama.

3.2.6.3 Hidrocarbonetos – HC

Os hidrocarbonetos (HC) não queimados envolvem todos os hidrocarbonetos não oxidados que deixam a câmara de combustão, após terem passado pela decomposição térmica das moléculas de combustível maiores e mais pesadas molecularmente. Eles são principalmente o metano, o etano, o acetileno, aldeídos, o tolueno e o propileno. Eles são formados próximo às paredes da câmara, onde a temperatura não é alta o suficiente para que a oxidação seja completa, ou em regiões em que a mistura não é estequiométrica. Em motores de ignição por compressão, a formação de HC é aproximadamente dez vezes menor do que em motores de ignição por centelha, visto que os de ignição por compressão trabalham com excesso de ar (BRUNETTI, 2012).

Os hidrocarbonetos, quando expostos à luz do sol sofrem reações que produzem compostos oxidantes que causam irritação. Eles também são responsáveis pela formação de nuvens de componentes gasosos, chamadas *smog*, que causam irritação e problemas respiratório. Além disso, alguns HC também são carcinogênicos (BRUNETTI, 2012).

3.2.6.4 Material Particulado

Material particulado, assim como o monóxido de carbono, é resultado da combustão incompleta dos hidrocarbonetos que compõem o combustível. Normalmente eles são formados em regiões de mistura rica ou onde o excesso de oxigênio é menor. Os hidrocarbonetos não queimados geram os hidrocarbonetos aromáticos policíclicos, que, por sua vez, geram pequenas partículas. De acordo com Weidman e Marshall (2012), em um artigo escrito para a Organização *Center for American Progress*, a fuligem é um tipo de material particulado que possui 2,5 µm de diâmetro ou menos. Esse tipo de partícula, junto com o NO_x, são as principais emissões de motores de ignição por compressão. E, como essas partículas são muito pequenas, elas são respiráveis, e muitas delas são cancerígenas (BRUNETTI, 2012).

Tree e Svensson (2007) fizeram uma revisão bibliográfica da literatura disponível até então sobre a formação de fuligem dentro de motores de ignição por compressão. Eles concluíram que tanto a formação de fuligem quanto sua oxidação crescem com o aumento da temperatura, mas a oxidação aumenta mais rapidamente. Segundo os autores, o intervalo de temperatura em que ocorre maior formação de fuligem é entre 1500 e 1700 K. Além disso, com o aumento da temperatura, a formação deste material particulado cresce gradativamente em

chamas difusivas. Porém, em chamas pré-mescladas, ela apresenta um valor máximo e depois decresce.

Além disso, os autores também concluíram que a concentração do oxigênio, tanto pré-misturado quanto presente nas partículas do combustível, pode reduzir a formação de fuligem. A pressão dentro do cilindro, por sua vez, também interfere em sua formação, visto que ela influencia na quantidade de colisões ocorrendo entre as partículas. Portanto, em chamas pré-mescladas, o aumento da pressão implica no aumento da formação de fuligem (TREE & SVENSSON, 2007).

3.3 Visualização por endoscopia

De acordo com Agarwal, Agarwal e Singh (2015), para uma real compreensão de certas características da combustão que variam no tempo e no espaço, como a temperatura da chama ou a distribuição de fuligem, é necessária uma visualização direta da combustão dentro da câmara. E essa visualização pode ser feita com o uso de um endoscópio.

A técnica da endoscopia foi inicialmente desenvolvida para uso na medicina, mas seu uso foi estendido para visualização e diagnóstico de combustão em condições extremas, como em motores a combustão interna (AGARWAL; JIOTODE; SHARMA, 2019). Durante a Segunda Guerra Mundial, Karl Storz desenvolveu um novo modelo de endoscópio para ser utilizado em aplicações industriais, realizando diagnósticos no interior de grandes máquinas. A técnica, então, passou a ser utilizada em motores (AGARWAL; AGARWAL; SINGH, 2015).

A visualização por endoscopia pode ser utilizada em motores para as seguintes aplicações: investigação da formação de partículas dentro da câmara de combustão (AGARWAL; JIOTODE; SHARMA, 2019); investigação da formação do spray e de misturas, avaliação da temperatura do pistão, padrão do fluxo de gases, propagação da chama (AGARWAL; AGARWAL; SINGH, 2015); investigação dos parâmetros da injeção de combustível e do fluxo de ar durante a admissão (JIOTODE; AGARWAL, 2016).

3.4 Análise numérica

De acordo com Chmela, Pirker e Wimmer (2007), ferramentas de simulação são necessárias para o desenvolvimento de motores, pois as simulações reduzem o tempo e os gastos necessários para pesquisa. E McCartan *et al.* (2002) afirma que não teria sido possível alcançar os avanços atingidos no desenvolvimento de motores sem o uso de modelos de

simulação, que permitiram a realização de projetos com maior rapidez. Isso posto, é possível afirmar que a técnica de simulação é essencial para pesquisa envolvendo motores.

Para que a simulação seja realizada, são necessários modelos matemáticos dos processos que ocorrem dentro do motor, assim como modelos da composição e propriedades dos fluidos envolvidos (HEYWOOD, 2018). De acordo com Nazareno (2019), os modelos de simulação que avaliam o desempenho e as emissões de um motor podem ser termodinâmicos ou fluidodinâmicos. Estes são chamados de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e são multidimensionais. Já os modelos termodinâmicos podem ser divididos em três tipos:

- Zero dimensional ou de zona simples, são baseados na primeira lei da termodinâmica, e analisam termodinamicamente os gases dentro do cilindro;
- Fenomenológicos, que adotam a equação da conservação de energia, as leis da conservação de massa e do movimento, e efeitos das transferências de calor e massa;
- Quase-dimensionais ou de zonas múltiplas, que utilizam características geométricas específicas e consideram a distribuição temporal e espacial dos fenômenos (GÜNTER; SCHWARZ; TEICHMANN, (2012); NAZARENO, 2019).

Além das classificações descritas acima, os modelos de simulação da combustão dentro do motor ainda são classificados como de caráter preditivo ou de caráter diagnóstico. Modelos preditivos fazem uma previsão das características desejadas através da modelagem de fenômenos físicos e químicos, enquanto os modelos diagnósticos fornecem resultados a partir da entrada de dados experimentais (MELO, 2012).

3.4.1 Simulações

O *software AVL Boost™* é usado para fazer simulações de todo tipo de motor a combustão interna, e não apenas para a área automotiva. Ele simula o ciclo termodinâmico e as trocas de gases que ocorrem dentro do motor. Ele também é capaz de fazer a predição e a otimização dos processos de admissão e descarga; de fazer a análise da combustão, das emissões e da acústica; de realizar cálculos em estados transientes e estacionários, entre outras aplicações (MATHWORKS, 2022).

O *software* conta com uma área de pré-processamento que permite ao usuário inserir os dados de entrada, para que o programa possa então realizar os cálculos. Há também uma área de pós-processamento em que os resultados podem ser analisados. Ele fornece algoritmos otimizados de simulação para cada elemento que compõe o motor (AVL LIST GMBH, 2019).

3.4.1.1 Equações de conservação

De acordo com a documentação teórica do *software AVL Boost™* (AVL LIST GMBH, 2019), para a realização da simulação, o estado termodinâmico dos gases dentro do cilindro é calculado pela primeira lei da termodinâmica, como mostrado pela Equação 13. Já a variação da massa dentro do cilindro é dada pela lei de conservação da massa apresentada na Equação 14 (AVL LIST GMBH, 2019).

$$\frac{d(m_c * u)}{d\theta} = -p_c * \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_w}{d\theta} - h_{BB} * \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} * h_i - \sum \frac{dm_e}{d\theta} * h - q_{ev} * f * \frac{dm_{ev}}{d\theta} \quad (13)$$

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \sum \frac{dm_i}{d\theta} - \sum \frac{dm_e}{d\theta} - \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \frac{dm_{ev}}{d\theta} \quad (14)$$

Em que:

$\frac{d(m_c * u)}{d\theta}$ é a variação da energia interna dentro do cilindro [kW];

$-p_c * \frac{dV}{d\theta}$ é o trabalho realizado pelo pistão [kJ];

$\frac{dQ_F}{d\theta}$ é a entrada de calor do combustível [kW];

$\sum \frac{dQ_w}{d\theta}$ é a perda total de calor pelas paredes [kW];

$h_{BB} * \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é o fluxo de entalpia devido ao *blow-by* [kJ/kg];

m_c é a massa no interior do cilindro [kg];

u é a energia interna específica [kJ/kg];

p_c é a pressão no cilindro [Pa];

V é o volume do cilindro [m³];

Q_F é a energia do combustível [kJ];

Q_w é a perda de calor pelas paredes [kJ];

θ é o ângulo de manivela [°CA];

h_{BB} entalpia do *blow-by* [kJ];

$\frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é a massa do fluxo do *blow-by* [kg/°CA];

dm_i é elemento de massa entrando no cilindro [kg];

dm_e é o elemento de massa saindo do cilindro [kg];

h_i é a entalpia da massa entrando no cilindro [kJ];

h_e é a entalpia da massa saindo do cilindro [kJ];

q_{ev} é o calor por evaporação do combustível [kJ];

f é a fração do calor por evaporação da carga do cilindro [°CA/kg];

m_{ev} é o combustível evaporado [kg].

Perdas ocorridas por *blow-by*, que é quando os gases da combustão vazam do cilindro através de pequenas aberturas, são calculadas a partir da abertura de *blow-by* e a pressão média no cárter, como mostrado na Equação 15 (AVL LIST GMBH, 2019).

$$A_{eff} = D * \pi * \delta \quad (15)$$

Em que:

A_{eff} é a área efetiva de fluxo [m²];

D é o diâmetro do cilindro [m];

δ é a abertura de *blow-by* [m].

3.4.1.2 Transferência de calor

A Equação 16 modela a transferência de calor pelas paredes da câmara de combustão que é utilizada pelo programa para fazer a simulação. A área da parede considera a parede do cabeçote, o pistão e as paredes do cilindro. O valor do coeficiente de transferência de calor é calculado de acordo com o modelo de transferência de calor escolhido pelo usuário ao utilizar o programa (AVL LIST GMBH, 2019).

$$Q_{wi} = A_i * \alpha * (T_c - T_{wi}) \quad (16)$$

Em que:

Q_{wi} é o fluxo de calor pelas paredes [kJ];

A_i é a área da superfície total das paredes [m²];

α é o coeficiente de transferência de calor (de acordo com o modelo) [W/(m²·K)];

T_c é a temperatura do gás dentro do cilindro [K];

T_{wi} é a temperatura da parede [K].

Um dos modelos de transferência de calor disponíveis no software é o modelo de Woschni de 1978. O coeficiente de transferência de calor desse modelo é descrito pela Equação 17.

$$\alpha = 130 * D^{-0,2} * p_c^{0,8} * T_c^{-0,53} * \left[C_1 * c_m + C_2 * \frac{V_D * T_{c,1}}{p_{c,1} * V_{c,1}} * (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (17)$$

Em que:

C_1 é igual $2,28 + 0,308 \, c_u / c_m$;

C_2 é igual a 0,00324 para motores com injeção direta e 0,00622 para injeção indireta;

D é o diâmetro do cilindro [m];

c_m é a velocidade média do cilindro [m/s];

c_u é a velocidade circumferencial [rad/s];

V_D volume deslocado pelo cilindro [m³];

$p_{c,0}$ é a pressão do cilindro em arrasto [bar];

$T_{c,1}$ é a temperatura do cilindro no fechamento da válvula de admissão [K];

$p_{c,1}$ é a pressão no cilindro no fechamento da válvula de admissão [bar].

A temperatura das válvulas durante a troca de gases, na admissão e na exaustão, é modelada pela Equação 18. O cálculo do coeficiente de transferência de calor depende se o fluxo está entrando ou saindo do cilindro. A Equação 19 modela o coeficiente quando o fluxo está saindo e a Equação 20, quando o fluxo está entrando (AVL LIST GMBH, 2019).

$$T_d = (T_u - T_w) * e^{\left(-A_w * \frac{\alpha_p}{\dot{m} * c_p}\right)} + T_w \quad (18)$$

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 * T_u - C_6 * T_u^2] * T_u^{0,44} * \dot{m}^{0,5} * d_{vi}^{-1,5} * \left[1 - 0,797 * \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (19)$$

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 * T_u - C_9 * T_u^2] * T_u^{0,33} * \dot{m}^{0,68} * d_{vi}^{-1,68} * \left[1 - 0,765 * \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (20)$$

Em que:

α_p é o coeficiente de transferência de calor na válvula [W/(m².K)];

T_d é a temperatura do fluido depois da passagem da válvula [K];

T_u é a temperatura do fluido antes da passagem da válvula [K];

T_w é a temperatura na parede da válvula [K];

A_w é a área da superfície da válvula [m^2];

$\dot{m}$ é a vazão mássica [kg/s];

c_p é o calor específico a pressão constante [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];

h_v é a elevação da válvula [m];

d_{vi} é o diâmetro interno da sede da válvula [m].

A Tabela 3 apresenta as constantes usadas nas Equações 18-20.

Tabela 3 - Valores das Constantes

Válvula de Exaustão		Válvula de Admissão	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7,1652 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5,3719 \cdot 10^{-7}$

Fonte: Adaptada de AVL LIST GMBH (2019)

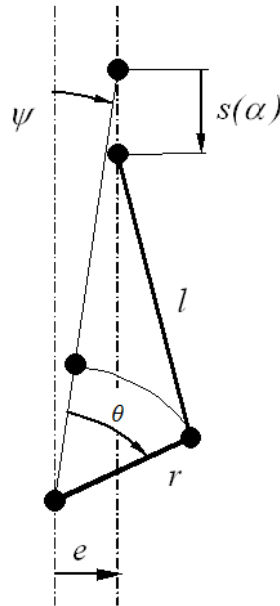
3.4.1.3 Taxa de Liberação de Calor

No *software Boost™*, a taxa de liberação de calor pode ser definida pelo usuário ou calculada. O cálculo é feito através da curva de pressão em função do ângulo de manivela, da temperatura e das frações mássicas das espécies dentro do cilindro. O nome deste processo é análise de combustão e ele é realizado através do utilitário BURN existente dentro do *software*, que será descrito no próximo tópico. O programa realiza esse cálculo para análises de zona única ou de duas zonas (AVL LIST GMBH, 2019).

3.4.1.4 Cálculo da taxa de liberação de calor

Como informado no tópico anterior, o utilitário BURN é usado para obter a taxa de liberação de calor através da curva de pressão em função do ângulo de manivela. O algoritmo que obtém a taxa de liberação de calor é baseado na primeira lei da termodinâmica (apresentada na Equação 10), enquanto a transferência de calor dentro do cilindro é calculada através da equação de movimento do pistão, que é uma função do ângulo de manivela (AVL LIST GMBH, 2019). O movimento do pistão é ilustrado pela Figura 6 e sua modelagem é baseada nas Equações 21 e 22.

Figura 6 - Trem de manivela padrão



Fonte: Adaptado de AVL LIST GMBH (2019)

$$s = (r + l) * \cos \psi - r * \cos(\psi + \theta) - l * \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} * \sin(\psi + \theta) - \frac{e}{l}\right)^2} \quad (21)$$

$$\psi = \arcsen\left(\frac{e}{r+l}\right) \quad (22)$$

Em que:

s é a distância do pistão para o ponto morto superior [m];

r é o raio da manivela [m];

l é o comprimento da biela [m];

ψ é o ângulo da manivela entre a posição vertical da manivela e a posição do pistão no ponto morto superior [°CA];

e é o deslocamento do pino do pistão [m];

θ é o ângulo de manivela relativo ao ponto morto superior [°CA].

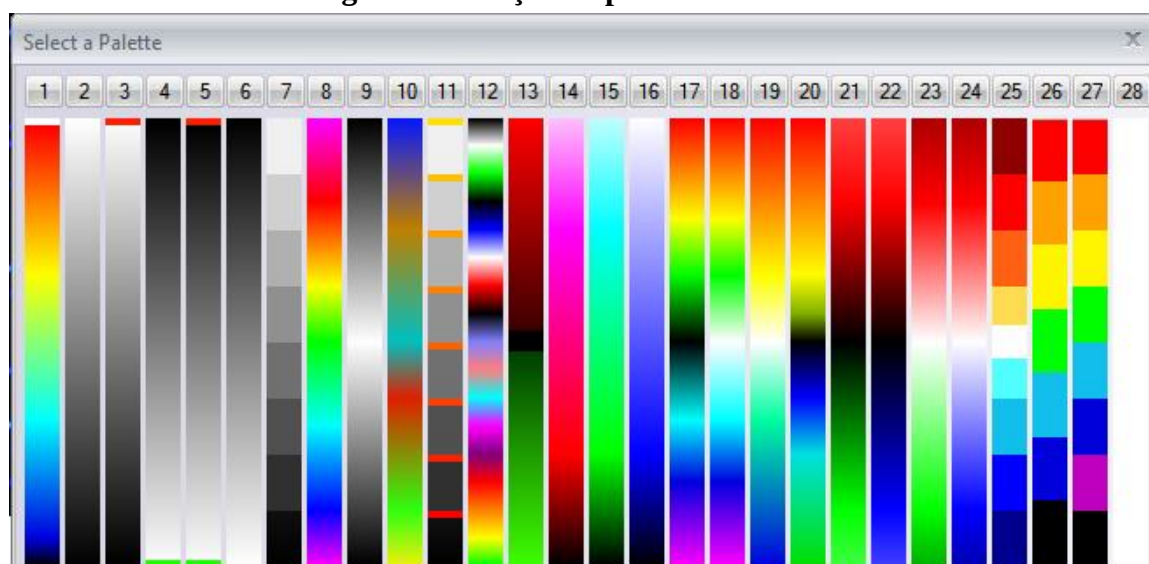
De acordo com a documentação teórica do *Boost™* (AVL LIST GMBH, 2019), a taxa de liberação de calor é calculada durante a fase de alta pressão dentro do cilindro, com todas as válvulas fechadas.

3.5 Análise de imagem

Fundada em 1989, na Alemanha, a empresa LaVision fornece sistemas de capturas de imagens para aplicações em campos de mecânica dos fluidos, combustão e diagnósticos de sprays e partículas (LAVISION GMBH, 2022). Este trabalho utiliza o *software* DaVis 8, da LaVision, para a realização das análises necessárias das imagens obtidas da combustão dentro do cilindro.

O DaVis 8 fornece uma seleção de paletas de cores que o usuário deve escolher para representar a variação de cores da imagem a ser analisada, como ilustrado na Figura 7. Utilizando a paleta como referência, o *software* faz o mapeamento dos pixels nessa imagem.

Figura 7 - Seleção de paletas no DaVis 8

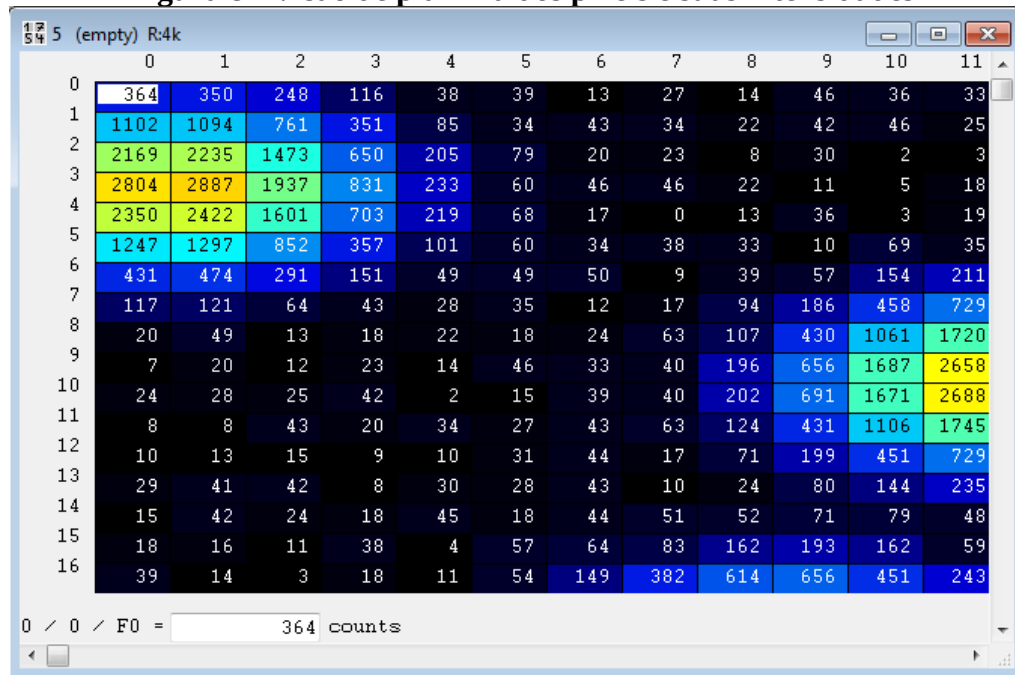


Fonte: LAVISION GMBH (2015)

De acordo com a paleta escolhida, o valor mostrado na parte superior representa o valor máximo da faixa de intensidade selecionada e está relacionado à cor mostrada na parte de cima da paleta. Da mesma forma, o valor mostrado na parte inferior representa o valor mínimo da faixa de intensidade e está relacionado à cor da parte de baixo. Os valores mínimos e máximos podem ser alterados de acordo com a necessidade do usuário (LAVISION GMBH, 2015).

O *software* mede o valor da intensidade da cor no pixel e aplica dentro da escala escolhida. Uma opção de visualização de planilha, como mostrada na Figura 8, exibe os valores de intensidade para cada pixel da imagem. É possível observar que os pixels mais escuros possuem valores mais baixos do que os mais claros. Quando a imagem analisada é colorida, cada um dos componentes das cores vermelho, verde e azul, da escala RGB (do inglês *red*, *green*, *blue*) são classificados dentro da escala (LAVISION GMBH, 2015).

Figura 8 - Visão de planilha dos pixels e suas intensidades



Fonte: LAVISION GMBH (2015)

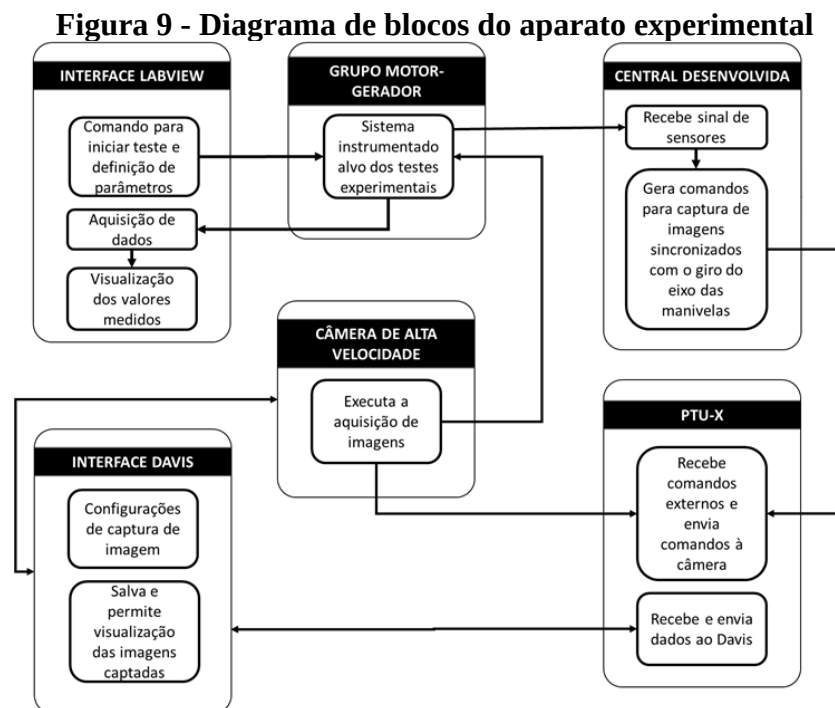
O *software* também é capaz de calcular a intensidade média da imagem, através dos valores de intensidade de cada pixel. Com o valor da intensidade média, calcula-se o desvio padrão das intensidades na imagem completa, e o resultado é uma grandeza escalar. Essa grandeza vai representar a intensidade da imagem como um todo (LAVISION GMBH, 2015).

4 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia para a realização deste trabalho. A primeira parte descreve a metodologia experimental, incluindo as características do grupo motor-gerador utilizado para a realização dos experimentos. A segunda descreve a metodologia numérica e os parâmetros necessários para que seja feita a simulação

4.1 Metodologia experimental

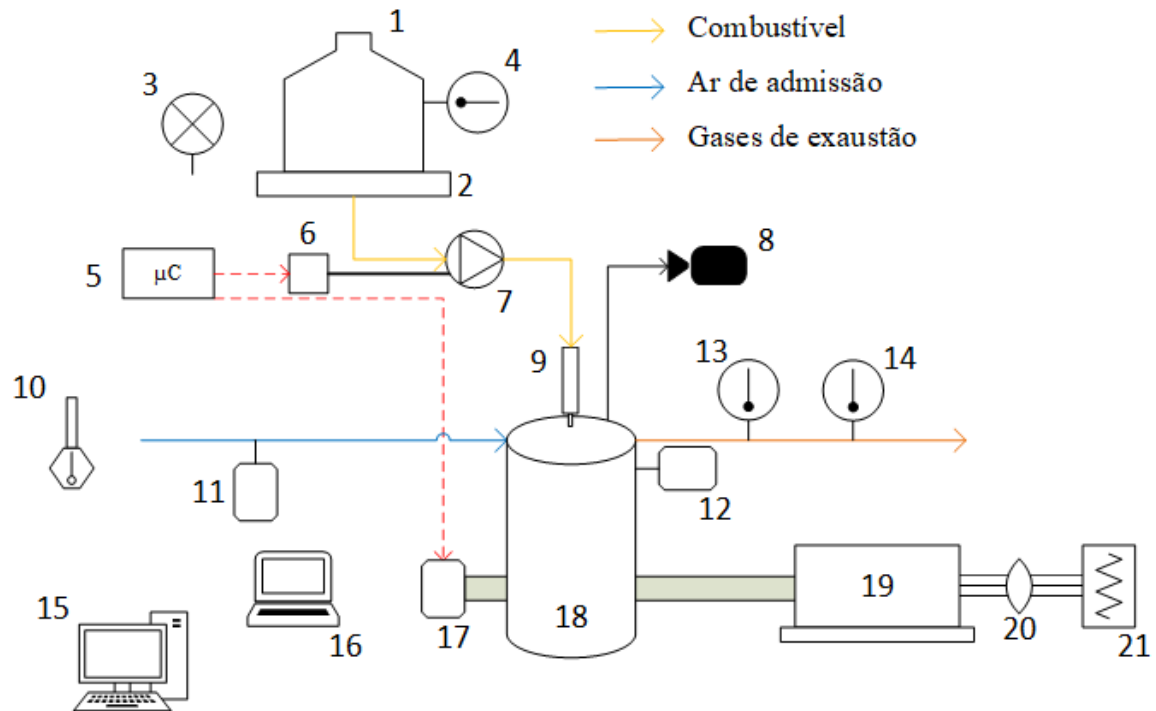
Este tópico apresenta os materiais necessários para a realização dos testes e coleta de dados. A Figura 9 ilustra o fluxo de dados entre os elementos do sistema. O grupo motor-gerador é um sistema instrumentado, integrado ao *software LabVIEW*. Esta integração permite ao usuário observar em tempo real as medições feitas no motor. A câmera de alta velocidade, o módulo *PTU-X* e o *software DaVis* compõem o sistema de visualização, responsável pela coleta das imagens. Este sistema é sincronizado com o grupo motor-gerador através de uma central microcontrolada (FERREIRA, 2021).



Fonte: FERREIRA (2021)

A Figura 10 mostra um esquema geral do grupo motor-gerador e da configuração do sistema de visualização integrado a ele.

Figura 10 - Esquema geral do sistema de visualização e grupo motor-gerador



Fonte: Elaborado pela autora

A Tabela 4 apresenta os componentes instalados.

Tabela 4 - Identificação dos componentes instalados

1	Tanque de combustível	12	Sensor de pressão
2	Balança	13	Sensor de temperatura da exaustão
3	Barômetro de mercúrio	14	Sensor de temperatura do cárter
4	Sensor de temperatura do combustível	15	Computador e sistema de aquisição de dados para o grupo gerador
5	Unidade de controle	16	Computador e sistema de aquisição de dados para a câmera
6	Acelerador eletrônico	17	<i>Encoder</i>
7	Bomba mecânica de alta pressão	18	Cilindro
8	Sistema de visualização de alta velocidade	19	Gerador trifásico
9	Injetor de combustível	20	Medidor de energia elétrica
10	Termo higrômetro	21	Banco de resistores
11	Sensor de vazão		

Fonte: Elaborado pela autora

4.1.1 Grupo motor-gerador

O grupo motor-gerador utilizado para a coleta dos dados necessários é composto de um motor de ignição por compressão e um gerador de energia elétrica. O motor Diesel é um modelo MWM-229/4, que possui quatro cilindros em linha, rotação de 1800 rpm e potência nominal de 49 kW. Ele é naturalmente aspirado e a injeção do combustível é direta. Este motor é utilizado para realização de pesquisas no Centro de Pesquisa em Motores, Emissões e Combustíveis (CPMEC) na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Suas características principais estão apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Características do motor Diesel MWM

PARÂMETRO	TIPO OU VALOR
Fabricante	MWM
Modelo	D229-4
Potência máxima @ 1800 rpm	49 kW
Tipo de construção	Diesel – 4 tempos em linha
Tipo de injeção	Direta
Ordem de ignição	1 - 3 - 4 - 2
Diâmetro x curso	102 x 120 mm
Comprimento da biela	207 mm
Capacidade volumétrica unitária	0,980 litros
Número de cilindros	4
Capacidade volumétrica total	3,922 litros
Aspiração	Natural
Razão Volumétrica de compressão	17:1
Momento de injeção	23°CA APMS
Ângulo de abertura da válvula de exaustão	510°CA
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	210°CA
Ângulo de abertura da válvula de admissão	0°CA

Ângulo de fechamento da válvula de exaustão	720°CA
---	--------

Fonte: MENDES (2012)

O gerador de energia elétrica conta com um banco de cargas resistivas com indutância reduzida, para que as medições das características da combustão sejam feitas utilizando-se diferentes cargas. O acionamento deste banco de cargas é feito de maneira automatizada, através da plataforma *LabVIEW* (OLIVEIRA, 2018). As principais características do gerador de energia elétrica são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Características do gerador de energia elétrica

CARACTERÍSTICA	VALOR
Modelo	MWM
Tensão / Frequência	220 V / 60 Hz
Nº de fases	3
Potência Contínua (kVA)	55

Fonte: OLIVEIRA (2018)

4.1.2 Aparato experimental e medições no motor

Para a realização das medições no motor, conta-se com a plataforma *LabVIEW* para a monitoração das grandezas medidas. Algumas dessas grandezas são o consumo de combustível, a vazão mássica de ar admitido, temperaturas em diferentes pontos do motor e a temperatura da sala, pressões no interior do cilindro e a pressão barométrica, as características da injeção de combustível e os parâmetros da energia elétrica gerada (OLIVEIRA, 2018).

Duas placas de aquisição de dados foram utilizadas para a medição das grandezas citadas. A placa *NI-USB-6363* foi usada para a coleta dos dados de pressão no interior do cilindro e a placa *NI-USB-6239*. Para ambas as placas, a taxa de aquisição foi de aproximadamente 22 kHz com a rotação do motor a 1800 rpm. As demais grandezas também foram adquiridas pela placa *NI-USB-6239*, porém com uma taxa de aquisição de 5 Hz. As propriedades de ambas as placas são apresentadas na Tabela 7 (OLIVEIRA, 2018; FERREIRA, 2021).

Tabela 7 - Propriedades das placas de aquisição de dados

PROPRIEDADE	NI-USB-6363	NI-USB-6229
Entradas analógicas de terminal único	32	32
Entradas analógicas diferenciais	16	16
Resolução das entradas analógicas	16 bits	16 bits
Faixa de aquisição de tensão elétrica	$\pm 10 \text{ V}$	$\pm 10 \text{ V}$
Exatidão da aquisição de tensão elétrica	2,69 mV	3,1 mV
Sensibilidade da aquisição de tensão elétrica	91,6 μV	97,6 μV
Saídas analógicas	4	4
Resolução das saídas analógicas	16 bits	16 bits
Faixa de tensão elétrica da saída analógica	$\pm 10\text{V}$	$\pm 10\text{V}$
Exatidão da saída analógica	3,512 mV	3,23 mV
Canais digitais	48	48
Taxa máxima de aquisição/atualização	2 MS/s	250 kS/s

Fonte: NATIONAL INSTRUMENTS (2016) e NATIONAL INSTRUMENTS (2019)

O consumo do combustível foi medido pela diferença da massa no tanque, ao início e ao final de cada ensaio. A balança utilizada para a medição da massa dos combustíveis é da marca *Líder*, modelo LD 1050, que suporta uma carga máxima de 50 kg e tem resolução de 5 g. Já a vazão mássica de ar foi medida por um sensor de fluxo de ar da marca Bosch, modelo HFM -4.7 RP + NTC, que também mede a temperatura do ar (OLIVEIRA, 2018).

As temperaturas do ar de admissão e dos gases de exaustão foram medidas por termopares do tipo K, cujos sinais foram amplificados por amplificadores AD595 antes de serem enviados para o *LabVIEW*. Termoresistores de platina modelo PT-100 foram utilizados para a fazer a medição das temperaturas da água no sistema de arrefecimento e no tanque de combustível. Para medir a temperatura e umidade relativa da sala onde os testes foram realizados, utilizou-se um termo higrômetro da marca Delta Ohm, modelo DO 9406. Por fim, a pressão barométrica da sala foi medida por um barômetro de Torricelli, com resolução de 1 mmHg (OLIVEIRA, 2018).

Para a aquisição das pressões no interior do cilindro foi utilizado um sensor piezoelétrico de pressão *Kistler*, modelo 6061B, que funciona paralelamente a um *encoder* da marca *Dynapar*, modelo B58N. Este foi usado para a aquisição dos ângulos da manivela. O resfriamento do sensor *Kistler*, cujas especificações são apresentadas na Tabela 8, foi feito

através de circulação de água. A variação da carga elétrica emitida pelo sensor é convertida em uma variação linear de tensão pelo amplificador de carga *Kistler 5037B3* (OLIVEIRA, 2018).

Tabela 8 - Especificações do sensor de pressão 6061B	
PARÂMETRO	VALOR
Faixa de pressão	0 – 25 MPa
Sensibilidade	-2,56 pC/MPa
Linearidade	$\leq \pm 0.5\%$ do fundo de escala
Frequência natural	≈ 90 kHz
Mudança de sensibilidade	$\leq \pm 0.5\%$

Fonte: KISTLER (2013)

4.1.3 Sistema de visualização e coleta de imagens

De acordo com Ferreira (2021), o sistema de visualização é composto pelos seguintes materiais: uma câmera de alta velocidade, o *software DaVis*, e o módulo *PTU-X*.

A câmera de alta velocidade a ser utilizada é da marca *Phantom*, modelo v611. Sua taxa de captura pode variar de 6.242 até 680.000 fps, dependendo da resolução de imagem. Sua comunicação com o computador é feita via Ethernet. Conecta-se a ela uma lente *Nikon 50 mm*.

O endoscópio, para a realização da coleta de imagens dentro da câmara de combustão, é acoplado à câmera. Ele é da marca *LaVision*, código 1108770, possui lente com diâmetro de 8 mm e o comprimento do tubo é de 214 a 220 mm (FERREIRA, 2021).

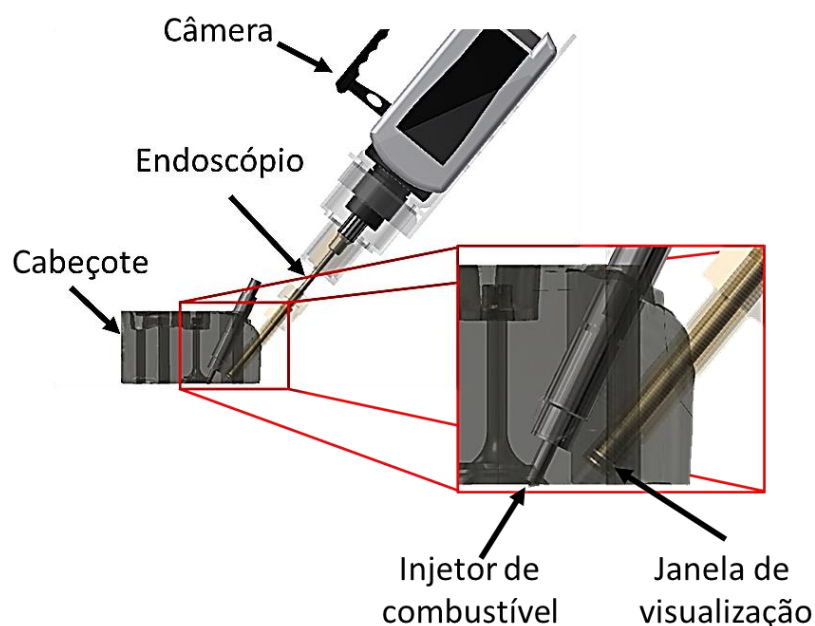
O *software DaVis 8* é utilizado para definição dos parâmetros de configuração, os comandos de sincronismo e o tempo de aquisição, assim como o tratamento das imagens depois da coleta. O módulo *PTU-X*, também fabricado pela *LaVision*, faz a comunicação entre o *software* e a câmera (FERREIRA, 2021).

Utiliza-se também um microcontrolador *ATMega328p*, no módulo *Arduino NANO*, para receber os sinais de ângulo do eixo de manivela do *encoder* instalado nele e sincronizá-los com o *PTU-X*, para a realização da coleta de imagens. O módulo do microcontrolador foi elaborado por Ferreira (2021).

Para seu trabalho, Ferreira (2021) desenvolveu uma adaptação no cabeçote do motor MWM 229 para que ele pudesse receber o sistema de visualização, em uma posição que fosse

possível realizar a captura de imagens da combustão. A Figura 11 mostra o posicionamento da câmera com a adaptação feita. Esta adaptação conta com uma camisa com uma lente de quartzo, que foi inserida dentro do cabeçote. Essa lente permite que haja a visualização do interior da câmara de combustão, sem que os gases no interior do cilindro entrem em contato direto com o endoscópio. Foi conectado à camisa um sistema de ar comprimido, com saída para a atmosfera, que permite o resfriamento do endoscópio (FERREIRA, 2021). Neste trabalho, foi adotado o mesmo posicionamento da câmera para a realização dos testes.

Figura 11 - Posicionamento da câmera e endoscópio



Fonte: FERREIRA (2021)

4.1.4 Procedimento experimental

A coleta dos dados no motor foi realizada seguindo a norma ABNT NBR 6396 (1976), que padroniza os procedimentos para ensaios em motores a combustão interna não veiculares. As condições atmosféricas padrão são definidas pela norma ISO 15550 (2016).

Os testes no motor foram realizados utilizando o combustível B10. Encontram-se, no ANEXO A, os resultados de testes, realizados em laboratório especializado, das propriedades do B10 e as especificações do biodiesel de acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis.

No momento dos testes, o tanque de combustível foi abastecido com o biodiesel B10. A camisa que contém a lente de quartzo foi retirada do motor e a lente foi limpa. Depois que o motor foi ligado, aguardou-se que atingisse o regime permanente, em que o líquido de

arrefecimento pode variar de 73 a 93°C e o óleo varia de 76 a 92°C. Em todos os testes, a alternância entre as cargas ocorreu a cada 2 minutos. Para cada condição de injeção, as cargas eram variadas da mínima para a máxima em sentido crescente, de 10 kW a 32,5 kW. Em seguida, os testes foram feitos no sentido decrescente das cargas, de 32,5 kW a 10 kW. A realização de todos os testes durou três dias. A Tabela 9 apresenta o plano de ensaio para os testes realizados.

Tabela 9: Plano de ensaio para os testes experimentais

Plano de testes	
Cargas (kW)	10,0
	15,0
	20,0
	25,0
	27,5
	30,0*
	32,5*
Ângulo de injeção (°CA)	-23
	-15
Pressão de injeção (bar)	250
	350
	450
Temperatura da água (°C)	(73 - 97)
Temperatura do óleo (°C)	(76 - 92)

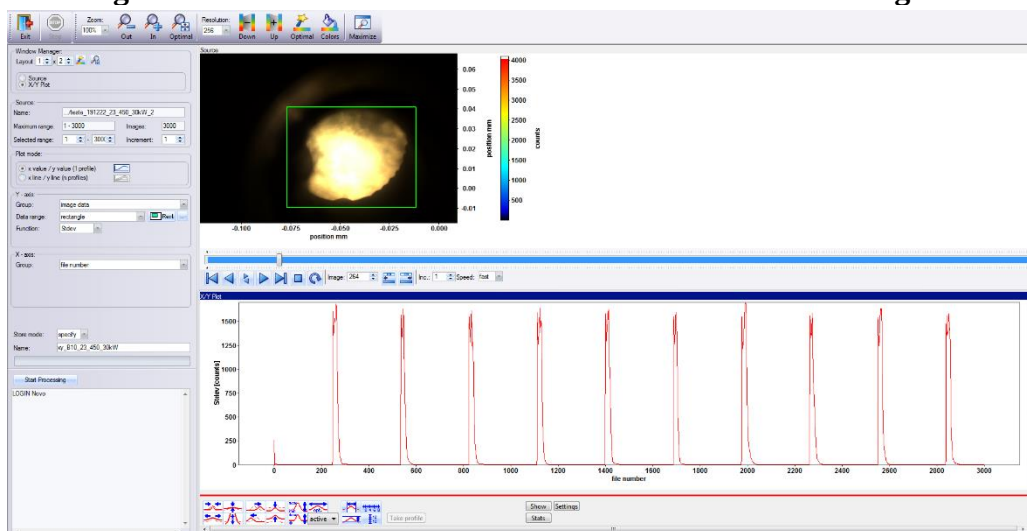
Fonte: Elaborada pela autora

Durante os testes, como mostrado na Tabela 9, foram impostas diferentes cargas ao gerador, para diferentes condições de injeção: 10 kW, 15 kW, 20 kW, 25 kW, 27,5 kW, 30 kW e 32,5 kW. Os momentos de início da injeção de combustível foram -23°CA e -15°CA (antes do ponto morto superior), e as pressões de injeção utilizadas foram 250, 350 e 450 bar. Para os testes com injeção a 250 bar, a carga máxima aplicada foi 27,5 kW, pois a pressão não era o suficiente para iniciar a combustão nas cargas mais altas, portanto as cargas 30 kW e 32,5 kW foram aplicadas somente para os testes com injeção a 350 e 450 bar. Na Tabela 9, essas cargas foram marcadas com um asterisco (*) para representar essa limitação.

Durante os testes, foram coletadas as imagens da combustão. O tratamento das imagens foi feito através do *software* DaVis 8. Neste *software* foram gerados os gráficos de variação de luminosidade pelo ângulo de manivela, para cada uma das diferentes cargas aplicadas, para cada condição de injeção. A aquisição das imagens é feita a cada 2,5°CA e, para cada aquisição feita pela câmera, são adquiridos 3000 pontos (imagens), o equivalente a dez ciclos. Portanto, o gráfico da variação de luminosidade pelo ângulo de manivela para uma carga é uma média da

variação de luminosidade desses dez ciclos A Figura 12 mostra a interface do *software* durante a análise de dados. Na parte inferior da figura, é possível observar a variação de luminosidade desses dez ciclos ao longo do período de teste coletado. Na parte superior da figura, é mostrada a imagem da combustão durante um instante específico do período.

Figura 12 - Interface do DaVis8 durante tratamento de imagens

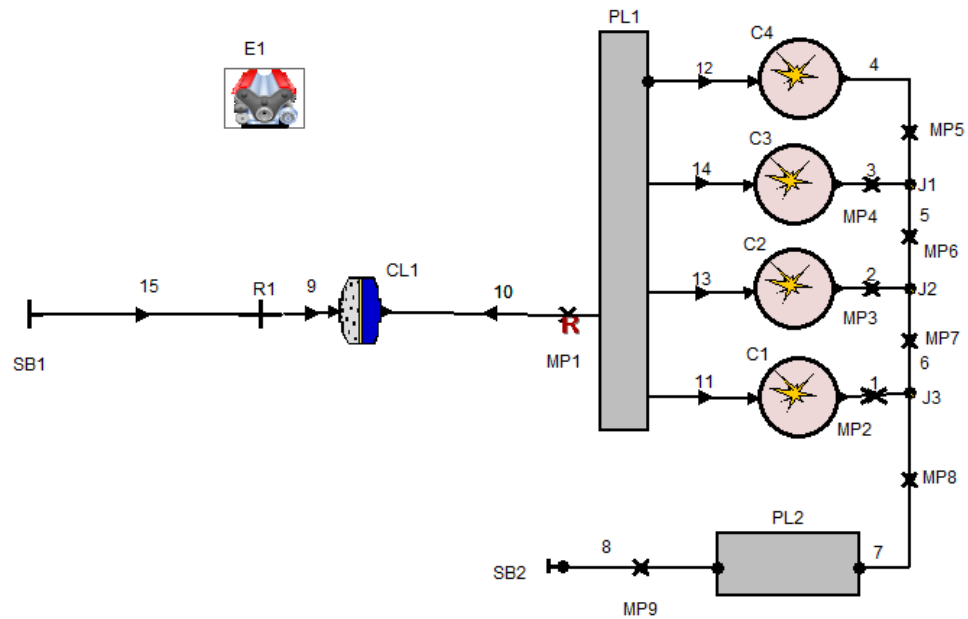


Fonte: Elaborado pela autora

4.2 Metodologia numérica

O modelo do motor MWM utilizado para a realização das simulações foi elaborado de tal maneira a se comportar da mesma forma que o motor original, para que a validação seja possível. Este modelo é gerado no *AVL Boost™* selecionando-se individualmente cada elemento correspondente a componentes do motor. E esses elementos são ligados através de linhas, que representam os dutos nos sistemas que compõem o motor (NAZARENO, 2019). A Figura 13 apresenta a visualização do modelo numérico do motor, elaborado por Nazareno (2019), e a Tabela 10 descreve os componentes que aparecem na imagem.

Figura 13 - Modelo numérico do motor MWM 229/4



Fonte: Adaptada de NAZARENO (2019)

Tabela 10 - Componentes do grupo motor-gerador

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO
E	Identificação do modelo numérico
C	Cilindro: são informados dados geométricos, parâmetros de combustão e dos modelos de emissões, seleção do modelo de transferência de calor, abertura das válvulas etc.
CL	Filtro de ar
I	Injetores
SB	Condições de contorno
PL	Volume ou <i>Plenum</i>
MP	Pontos de medição
J	Junções de dutos
R	Reduções de seção
Números	Identificação de cada componente havendo mais que uma unidade

Fonte: Adaptada de NAZARENO (2019)

As linhas que conectam os elementos do modelo representam os dutos dos sistemas de admissão e exaustão. A Tabela 11 apresenta as dimensões desses dutos, de acordo com os números das linhas na Figura 13. As linhas 9, 10 e 15 correspondem aos dutos de admissão, enquanto as linhas de 1 a 8 correspondem aos dutos de exaustão.

Tabela 11 - Relação dos dutos de admissão e exaustão		
Duto (número)	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)
1	160	30
2	160	30
3	160	30
4	320	30
5	100	30
6	160	30
7	1630	75
8	3200	100
9	2500	75
10	2200	75
11	30	50
12	30	50
13	30	50
14	30	50
15	2400	100

Fonte: Adaptada de NAZARENO (2019)

Para a realização da simulação, foi necessário definir as condições iniciais de contorno, para que o *software* pudesse iniciar aos cálculos. De acordo com o modelo apresentado na Figura 13, **SB1** indica as condições de contorno nos dutos de admissão e **SB2**, as condições de contorno nos dutos de exaustão. A Tabela 12 apresenta as definições utilizadas para as condições de contorno (NAZARENO, 2019).

Tabela 12 - Definição das condições iniciais de contorno

Parâmetro	SB1	SB2
Pressão (bar)	0,927	2
Temperatura (°C)	25	600
Combustível vaporizado (-)	0	0
Produtos da combustão	0	1
A/F	10000	10000
Coeficiente de Fluxo	0,95	0,95

Fonte: Adaptada de NAZARENO (2019)

Através do utilitário BURN, foram definidos os parâmetros do modelo de transferência de calor. Os parâmetros solicitados por esse utilitário são as temperaturas iniciais da superfície interna do cilindro e da superfície do pistão, a área interna da superfície do cilindro, a área da superfície do pistão e a seleção do modelo de combustão que deve ser utilizado pelo *software* (NAZARENO, 2019). O modelo de transferência de calor utilizado foi o de Woschni 1978.

Para a realização da simulação diagnóstica feita através do utilitário BURN, é necessário seguir certos passos. Primeiro, são informadas as características da simulação, da combustão e do combustível (razão estequiométrica e poder calorífico inferior). Segundo, são informadas as características geométricas do cilindro e a razão volumétrica de compressão do motor. Em seguida, realiza-se a caracterização termodinâmica do modelo. Nesse passo, é necessário informar as dimensões e temperaturas das paredes internas do cilindro, assim como rotação do motor e vazão mássica de ar e combustível. Esses últimos valores são medidos durante a realização dos testes para a coleta dos dados de pressão. Eles podem ser encontrados no Apêndice A, para cada teste. Por fim, a curva de pressão obtida através dos testes no motor é inserida no utilitário e este faz a simulação. Os resultados são a curva da taxa de liberação de calor, a curva de consumo do combustível e uma aproximação da curva de pressão.

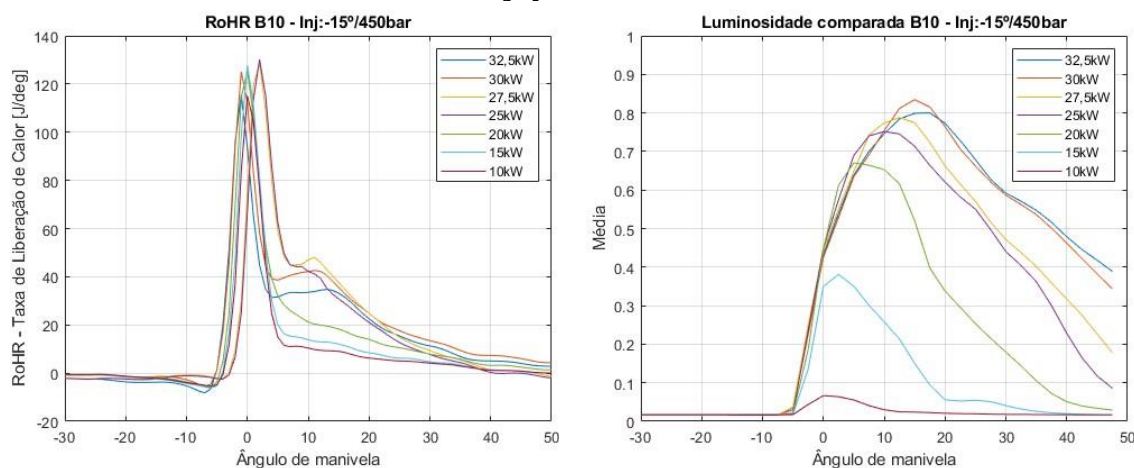
As simulações realizadas foram feitas utilizando a curva média de pressão para cada carga com os dados coletados experimentalmente no motor. E os resultados utilizados das simulações foram as curvas de liberação de calor, formadas pelo utilitário BURN. Essas curvas foram então comparadas às curvas de variação de luminosidade, adquiridas através do tratamento dos dados coletados pelo sistema de visualização.

5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentadas as análises feitas através das curvas da taxa de liberação de calor, obtidas através de simulação, e das curvas parametrizadas de variação de luminosidade dentro da câmara de combustão, obtidas com a câmera de alta velocidade. As curvas de variação de luminosidade foram parametrizadas, pois os valores da luminosidade, que foram definidos pelo *software* DaVis8, não foram calibrados para representar alguma grandeza física e apenas o formato e a variação das curvas foram analisados. Para todas as curvas apresentadas, a posição 0°CA é o ponto morto superior. Além disso, todas as curvas de 10 kW nas condições de injeção de -23°CA e 250 bar foram desconsideradas, devido a problemas de medição dos dados de pressão que ocorreram durante a realização dos testes. As curvas de 10 kW para as outras condições de injeção foram consideradas.

A Figura 14 mostra a comparação entre as curvas da taxa de liberação de calor e as curvas de variação de luminosidade, com todas as cargas aplicadas, para os testes realizados com injeção a -15°CA e pressão de 450 bar.

Figura 14 – Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para testes com injeção a -15°CA e 450 bar



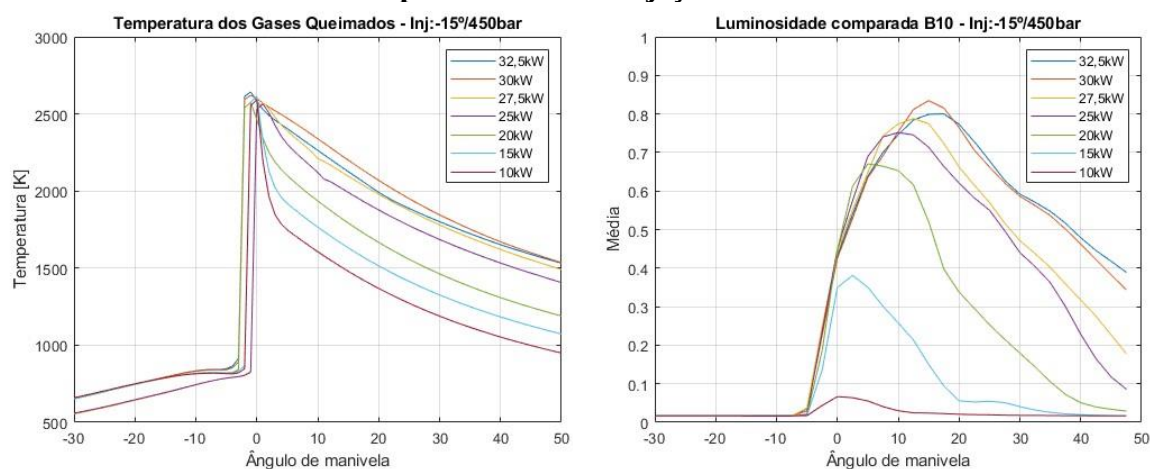
Fonte: Elaborado pela autora

Em uma primeira análise, é possível observar que, tanto a taxa de liberação de calor, quanto a intensidade da luminosidade dentro da câmara de combustão crescem com o aumento das cargas aplicadas. Isso ocorre pois, sob cargas mais altas, a massa de combustível injetada é maior e, portanto, a quantidade de combustível queimada também aumenta. Também é possível observar, tanto através do calor liberado quanto através da luminosidade, que a duração da

queima da mistura dentro da câmara é maior sob cargas mais altas, o que também é explicado pela quantidade de combustível.

A Figura 15 apresenta as curvas de temperatura dos gases queimados dentro da câmara de combustão e da variação de luminosidade. É possível observar que, assim como a taxa de liberação de calor, a temperatura dos gases queimados também aumenta com o crescimento da carga aplicada.

Figura 15 – Comparação da curva de temperatura dos gases queimados e de variação de luminosidade para testes com injeção a -15°CA e 450 bar



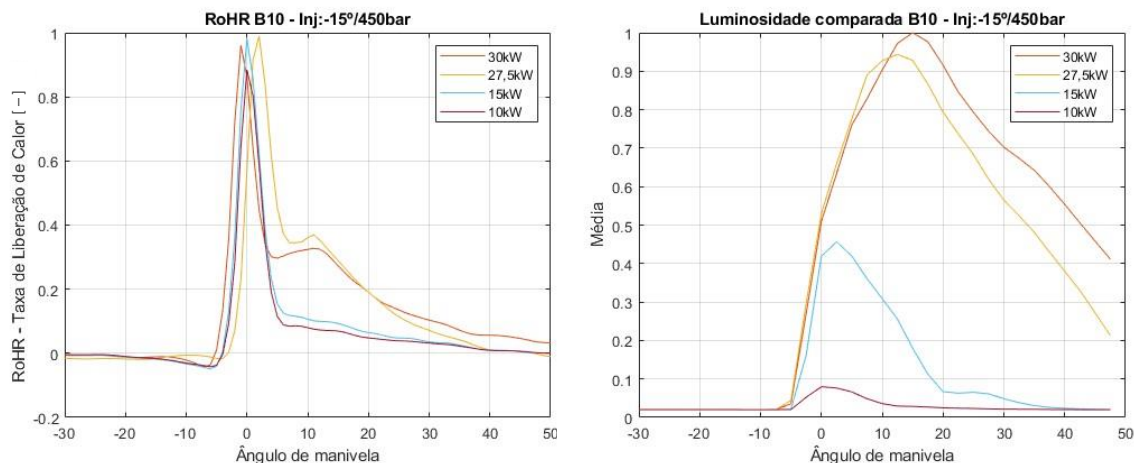
Fonte: Elaborado pela autora

Através da análise das Figuras 14 e 15, observa-se que a luminosidade dentro da câmara acompanha o comportamento da taxa de liberação de calor e da temperatura dos gases queimados, com a variação das cargas aplicadas. Mesmo após o fim da combustão, ainda há presença de luz. Essa luz remanescente poderia ser explicada pela oxidação das partículas de fuligem.

De acordo com Dec (1997) e, como demonstrado na Figura 3 deste trabalho, uma pequena quantidade de partículas de fuligem é formada na chama pré-mesclada e depois, na chama difusiva, a quantidade e o tamanho dessas partículas aumentam. Portanto, a concentração de fuligem na ponta do jato é muito maior. A formação e os processos de crescimento de grão e aglomeração de partículas da fuligem no interior da chama emitem grande quantidade de radiação luminosa, que pode ser detectada por sistemas de visualização de chama no interior do cilindro. Em seguida, na periferia dessa região, essas partículas entram em contato com o radical OH proveniente do ar dentro da câmara e são oxidadas. A radiação liberada por esta oxidação produz uma parte da luminosidade observada nos gráficos. A Figura 16 apresenta a comparação das curvas de taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para injeção a

-15°C_A e 450 bar, com foco nas cargas 10 kW e 15 kW (mais baixas), e 27,5 kW e 30 kW (relativamente mais altas).

Figura 16 - Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para injeção a -15°C_A e 450 bar com foco em cargas específicas

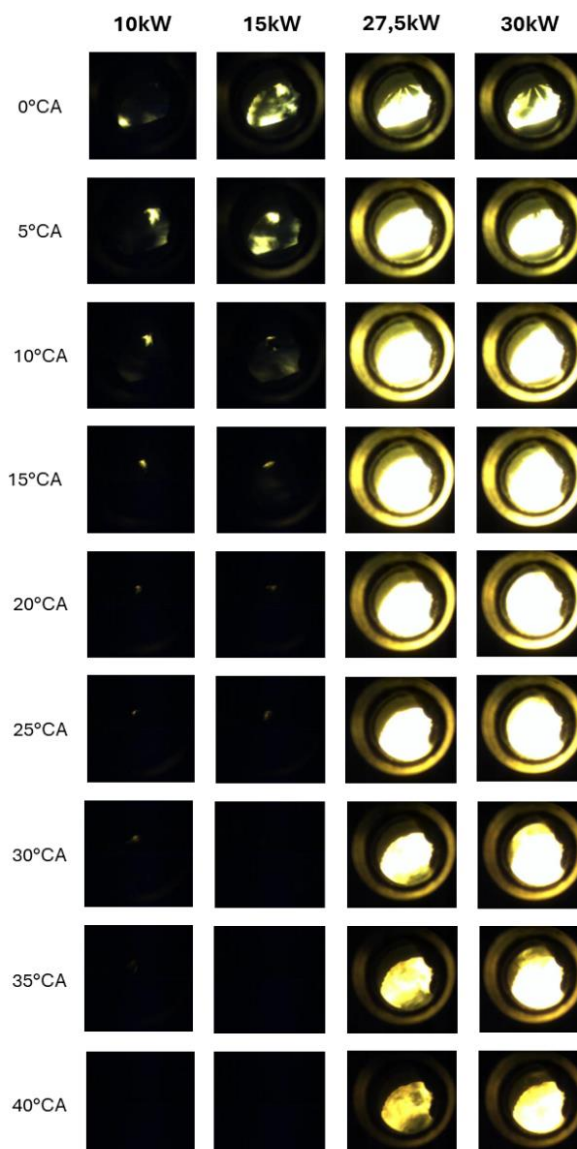


Fonte: Elaborado pela autora

Observa-se, pela análise dos gráficos, que a luminosidade gerada é menos intensa para cargas mais baixas e que a variação de luminosidade acompanha a fase difusiva da combustão, mais do que a fase pré-mesclada. Essa variação poderia ser explicada pela formação e crescimento das partículas no interior da chama e oxidação das partículas de fuligem na periferia da chama durante a fase difusiva.

A Figura 17 apresenta as imagens geradas a partir do processo de combustão no interior do cilindro para as cargas de 10 kW, 15 kW, 27,5 kW e 30 kW, com injeção a -15°C_A e 450 bar, e ângulos de manivela variando de 0°C_A a 40°C_A. Através dessas imagens é possível comparar com os resultados apresentados na Figura 16, de que, para cargas mais altas, a luminosidade gerada é maior e a combustão dura um tempo maior.

Figura 17 – Visualização da combustão para injeção a -15°CA e 450 bar com foco em cargas específicas

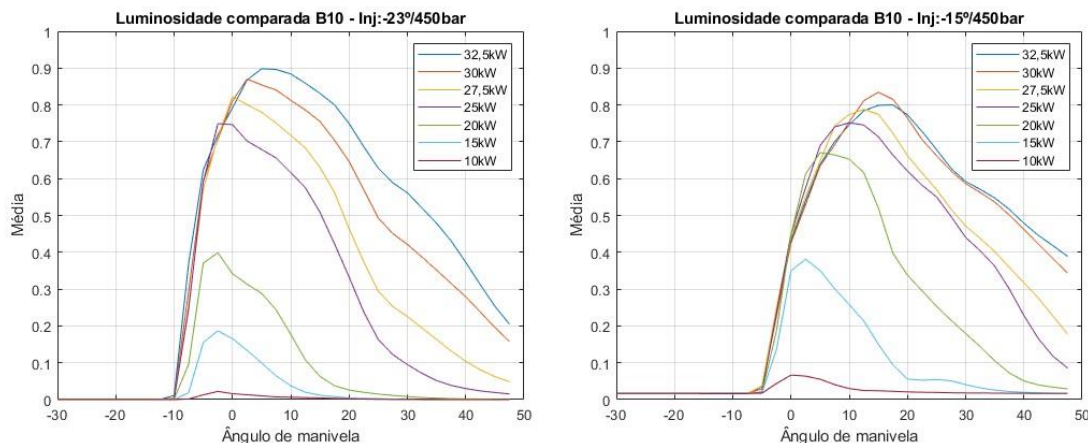


Fonte: Elaborado pela autora

Segundo Tree e Svensson (2007), uma injeção de combustível mais adiantada resulta em uma menor formação de partículas de fuligem e maior formação de NO_x . Consequentemente, uma injeção mais atrasada, leva a uma maior formação de fuligem. Contudo, se, com o adiantamento da injeção, uma maior parte do combustível fosse queimada sob temperaturas mais elevadas, isso levaria a uma maior formação de fuligem. Além disso, como o fim da injeção também seria adiantado, haveria mais tempo para a queima das partículas de fuligem já formadas, levando à oxidação de uma maior quantidade dessas partículas. A Figura 18 mostra a comparação da luminosidade com a variação do momento de injeção. Os

gráficos mostram que o atraso da injeção aumentou os valores de luminosidade para cargas menores, enquanto para cargas maiores, esses valores diminuíram.

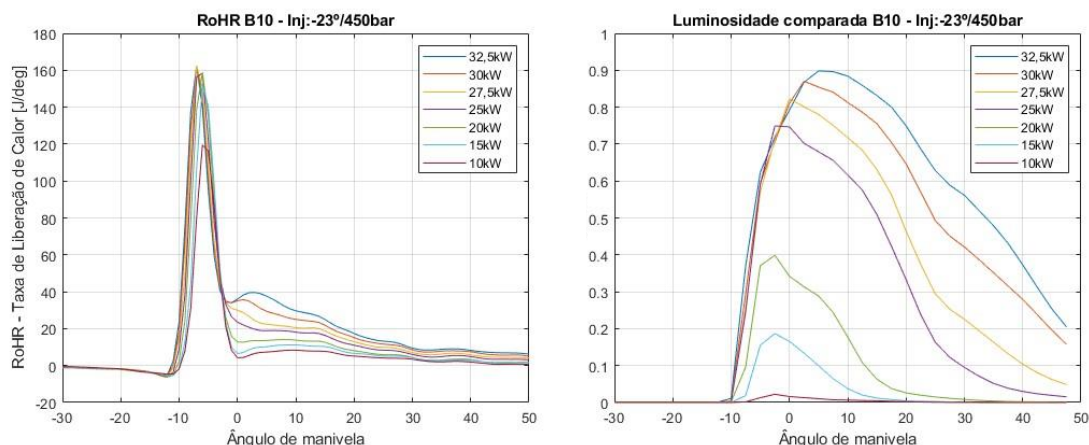
Figura 18 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a 450 bar



Fonte: Elaborado pela autora

Considerando primeiramente as cargas mais baixas, entre 10 e 20 kW, nota-se o aumento da luminosidade para ambos os momentos de injeção de combustível. Porém, algumas observações podem ser feitas. Com -23° de momento de injeção, a luminosidade observada para essas cargas é consideravelmente inferior. A luminosidade de 20 kW, a maior entre elas, é cerca de 50% do valor máximo e a área menos de $1/3$ se comparado a carga de 25 kW. Vê-se um comportamento similar com momento de injeção de -15° , porém entre as cargas 15 kW e 20 kW. Ao comparar essas curvas de luminosidade com as curvas da taxa de liberação de calor da Figura 14 (-15° de momento de injeção), observa-se que a taxa de liberação de calor de 20 kW se estende após a combustão pré-mesclada. Isso é um indicativo de que a chama difusiva começou a se formar, porém, com o final da injeção, não houve tempo suficiente para a estabilização da chama. Efeito semelhante das curvas de taxa de liberação de calor ocorre com o outro momento de injeção, de -23° , porém entre as cargas de 20 e 25 kW, porque durante a combustão a 20kW, não houve tempo para estabilização da chama difusiva, enquanto na combustão a 25 kW, houve. Isso é mostrado na Figura 19, indicando que a transição para uma chama difusiva aumenta consideravelmente as emissões de luz provavelmente devido à maior formação de fuligem dentro da chama.

Figura 19 - Comparação da taxa de liberação de calor e variação de luminosidade para testes com injeção a -23°C e 450 bar

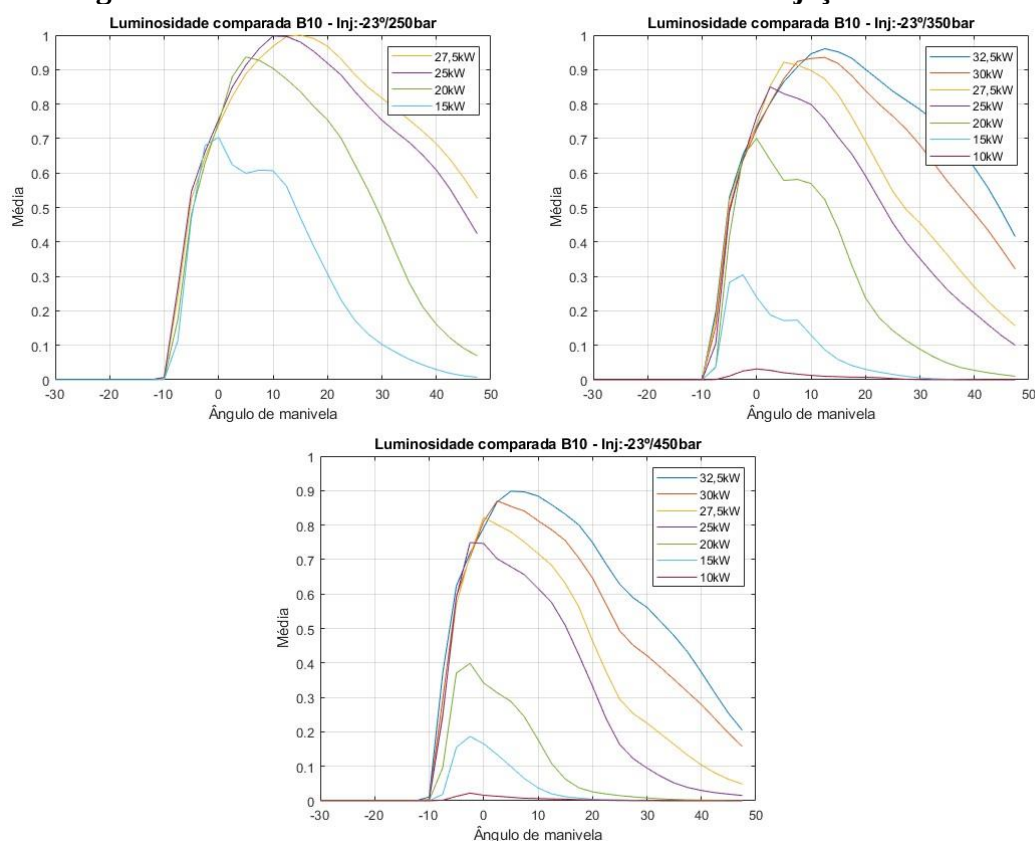


Fonte: Elaborado pela autora

No caso das cargas mais altas, a temperatura mais alta pode ter produzido uma maior quantidade de fuligem nos testes com injeção mais adiantada.

Ainda de acordo com Tree e Svensson (2007), a formação e oxidação da fuligem também são influenciadas pela pressão e momento de injeção. O aumento da pressão de injeção implica no aumento da velocidade com que o jato de combustível entra na câmara de combustão. Essa velocidade, U , está diretamente relacionada com o comprimento de *lift-off*, H , como mostrado na Equação 2, e o início da formação e da oxidação da fuligem ocorre ao final desse comprimento. Além disso, o aumento da velocidade do jato implica em uma maior interação entre o combustível e o ar dentro da câmara, o que resulta em uma menor formação de fuligem. A Figura 20 mostra as curvas de variação de luminosidade de todas as cargas realizadas com injeção de -23°C.

Figura 20 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a -23°C

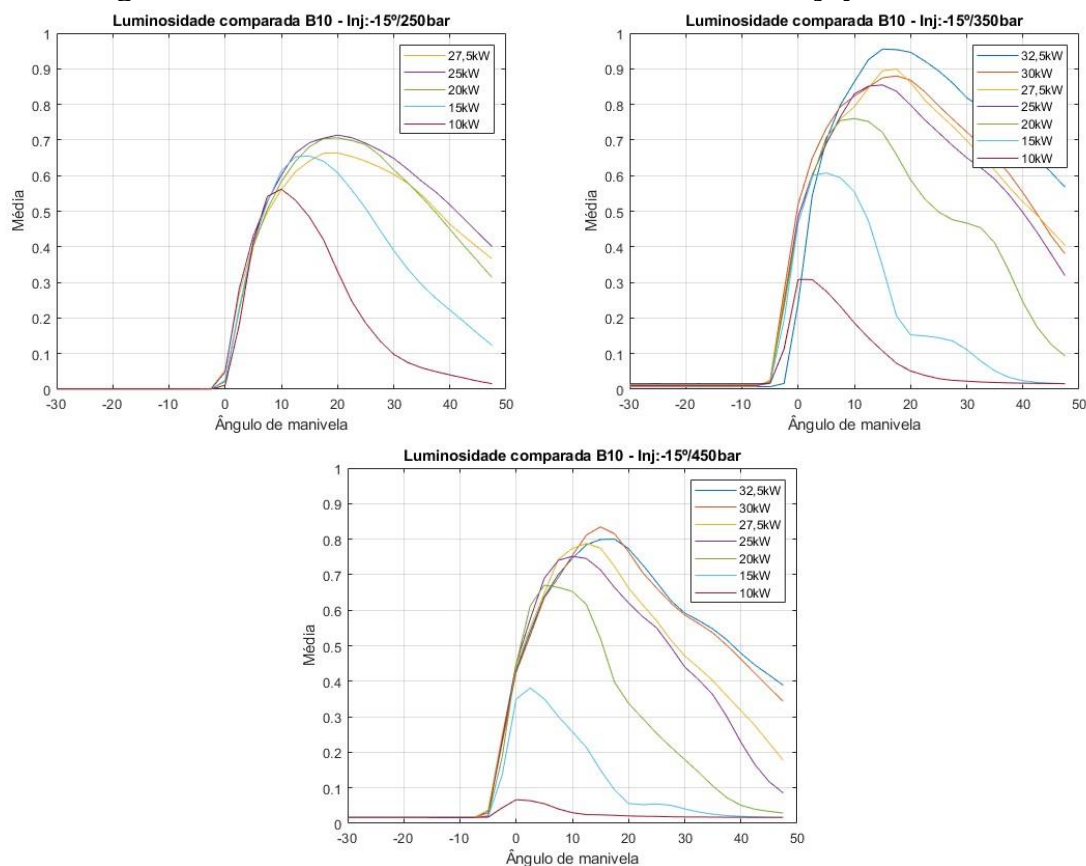


Fonte: Elaborado pela autora

Observa-se nos gráficos, que os valores máximos de luminosidade foram diminuindo com o aumento da pressão de injeção, para todas as cargas, e mantendo o momento da injeção a -23°C. O que poderia ser explicado pelo fato de que o aumento da pressão de injeção resulta em uma menor formação da fuligem, diminuindo a quantidade de luz gerada.

Este mesmo comportamento das curvas, contudo, não pode ser observado nos testes com momento de injeção a -15°C, como mostrado na Figura 21. As curvas de luminosidade com pressão a 450 bar têm valores máximos menores, em comparação às curvas com pressão de 350 bar, o que é explicado pelo aumento de pressão. Porém, as curvas de pressão a 250 bar têm valores menores ainda, apesar da pressão mais baixa.

Figura 21 - Curvas de luminosidade dos testes com injeção a -15°CA



Fonte: Elaborado pela autora

Este evento poderia ser explicado pelos dois seguintes fatores. O primeiro seria a baixa pressão de injeção, que faz com que a velocidade do jato seja menor e, consequentemente, ocorre menos interação do ar da câmara com o combustível, combinado com um momento de injeção mais atrasado. Isso levaria a um maior atraso de ignição e uma tendência de que uma maior parte do combustível poderia ter sido queimado ainda durante a fase da combustão pré-mesclada. Esse efeito levaria a uma menor formação de partículas de fuligem. O segundo fator seria que a combustão mais tardia causada pelo mesmo motivo anterior (menor pressão de injeção e injeção mais atrasada) diminuiria a formação da fuligem pela redução da temperatura da chama durante a combustão. Além disso, haveria menos tempo disponível para a oxidação das partículas de fuligem que foram formadas.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho visa analisar a relação entre a taxa de liberação de calor e a variação de luminosidade dentro da câmara de combustão. Um estudo prévio de dados da taxa de liberação de calor e imagens da câmara de combustão, coletados por Ferreira (2021), indica uma semelhança entre os gráficos das duas grandezas.

Após a análise dos resultados dos testes, é possível observar que tanto as curvas de taxa de liberação de calor quanto as de variação de luminosidade apresentam comportamento semelhante diante da variação da carga aplicada, da duração da combustão e do início da combustão. Contudo, observou-se que a variação da luminosidade dentro da câmara de combustão está relacionada à fase difusiva da combustão, o que poderia ser explicado pela radiação liberada pela formação e, em menor parte, oxidação das partículas de fuligem. Logo, não seria possível medir a taxa de liberação de calor como um todo através da variação de luminosidade, visto que a luminosidade é mais afetada por uma das fases da combustão. Porém, o estudo da combustão pela taxa de liberação de calor, juntamente com a luminosidade produzida durante o processo de combustão, pode contribuir para o entendimento da formação de fuligem (em inglês *soot*) e sua consequente oxidação. Ainda contribui para o melhor entendimento do processo de combustão quando estudada juntamente com a taxa de liberação de calor como: o tipo de combustão, se houve uma estabilização da chama e velocidade dos processos de oxidação, atraso de ignição, dentre outros.

Além disso, a variação de luminosidade dentro da câmara ainda é afetada por variações nas condições de injeção. O aumento da pressão, no geral, diminui a variação de luminosidade, enquanto um maior atraso de ignição pode levar a um aumento dessa variação.

6.1 Trabalhos futuros

Alguns questionamentos que surgiram durante a realização deste trabalho podem ser considerados em trabalhos futuros, como por exemplo:

- Qual a taxa com que ocorre o acúmulo de fuligem na lente do endoscópio da carga aplicada ao motor, dependendo das condições de injeção e do combustível utilizado, e como esse acúmulo interfere na variação de luminosidade captada pela câmera;
- Como o uso de diferentes combustíveis altera a variação de luminosidade dentro da câmara;

- Como a temperatura dentro da câmara está relacionada com a variação de luminosidade, e para tanto é necessário desenvolver um sistema de calibração que possa quantificar os valores de temperatura;

- Como a formação de emissões influencia a variação de luminosidade dentro da câmara ao longo do processo de combustão.

REFERÊNCIAS

AGARWAL, Avinash K.; SINGH, Akhilendra P.; AGARWAL, Anuj; JEON, Joonho; LEE, Chang S.; PARK, Sungwook. Spatial combustion analysis of biodiesel fueled engine using combustion chamber endoscopy and modeling. **Renewable Energy**, v. 98, p. 292–303, 1 dez. 2016.

AGARWAL, A. K.; AGARWAL, A.; SINGH, A. P. Time resolved in-situ biodiesel combustion visualization using engine endoscopy. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, v. 69, p. 236–249, 1 jun. 2015.

AGARWAL, A. K.; JIOTODE, Y.; SHARMA, N. Endoscopic visualization of engine combustion chamber using diesoline, diesosene and mineral diesel for comparative spatial soot and temperature distributions. **Fuel**, v. 241, p. 901–913, 1 abr. 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP Nº 45 de 25/08/2014**. Dispõe sobre a especificação do biodiesel contida no Regulamento Técnico ANP nº 3 de 2014 e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. 2014. Disponível em: <https://www.legisweb.com.br/legislacao/?id=274064>. Acesso em: 30 jan. 2023.

AGÊNCIA SENADO. Aprovado projeto que atualiza legislação ao Acordo de Paris; texto vai à Câmara. Brasília, 2021. Disponível em: <https://www12.senado.leg.br/noticias/materias/2021/11/03/aprovado-projeto-que-atualiza-legislacao-ao-acordo-de-paris-texto-vai-a-camara>. Acesso em 20 jun. 2022.

AMORIM, Rogério Jorge. **Combustión por Difusión de Baja Temperatura em Motores Diesel de Pequeña Cilindrada**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2010.

AMORIM, Rogério J.; NOVELLA, Ricardo; GARCIA, Antonio; MOLINA, Santiago. Study on LTC for light duty engines – Part 2 – Spray enhancements. **Fuel**, v. 193, p. 206–219, 2017.

AN, H.; YANG, W.M.; MAGHBOULI, A.; LI, J.; CHOU, S. K.; CHUA, K. J.; WANG, J. X.; LI, L. Numerical investigation on the combustion and emission characteristics of a hydrogen assisted biodiesel combustion in a diesel engine. **Fuel**, v. 120, p. 186–194, 15 mar. 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6396**: Motores alternativos de combustão interna, não veiculares. Rio de Janeiro: ABNT, 1976.

AVL List GmbH. **AVL BOOST VERSION 2019.2**. AWS Documentation – Theory, 2019.

AYOOLA, B. O.; BALACHANDRAN, R.; FRANK, J.H.; MASTORAKOS, E.; KAMINSKI, C. F. Spatially resolved heat release rate measurements in turbulent premixed flames. **Combustion and Flame**, v. 144, n. 1–2, p. 1–16, jan. 2006.

BAKENHUS, Marco; REITZ, Rolf. D. Two-Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System. *In*: SAE International, 1999, Detroit. **Anais [...]**. Warrendale: SAE, 1999.

BARROS, Deliene Costa Guimarães; HANRIOT, Sérgio de Moraes; AMORIM, Rogério Jorge. COB-2021-1673 Study of Emission in Combustion Simulation of Oxygenated Fuel Mixtures. *In*: COBEM 2021, 26., 2021, Virtual Conference. **Anais [...]**. Florianópolis: UFSC, 2021.

BENAJES, J.; MOLINA, S.; NOVELLA, R.; AMORIM, R.; HAMOUDA, H. B. H.; HARDY, J. P. Comparison of two injection systems in an HSDI diesel engine using split injection and different injector nozzle. **International Journal of Automotive Technology**, v. 11, n. 2, p. 139–146, 2010.

BENAJES, Jesús; MOLINA, Santiago; NOVELLA, Ricardo; AMORIM, Rogério. Study on low temperature combustion for light-duty diesel engines. **Energy and Fuels**, v. 24, p. 355–364, 21 jan. 2010.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna: volume 1**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2018.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna: volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012.

CHEN, Chunxia; JIA, Pengfei; CHEN, Yingjie; TU, Zhanfei; DENG, Binjing; LIU, Haifeng; HUANG, Haozhong. A multi-component surrogate mechanism of diesel from indirect coal liquefaction for diesel engine combustion and emission simulations. **Fuel**, v. 320, p. 123928, jul. 2022.

CHMELA, F. G.; PIRKER, G. H.; WIMMER, A. Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines - A generic approach. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2942–2950, 2007.

CONNOR, Nick. **O que é o Ciclo Diesel Real e Ideal – Definição**. Thermal Engineering, 2019. Disponível em: <https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-o-ciclo-diesel-real-e-ideal-definicao/>. Acesso em: 23 mai. 2022.

DA SILVA, Juliana Q.; SANTOS, Douglas Q.; FABRIS, José D.; HARTE, Luiz V. L.; CHAGAS, Samuel P. Light biodiesel from macaúba and palm kernel: Properties of their blends with fossil kerosene in the perspective of an alternative aviation fuel. **Renewable Energy**, v. 151, p. 426–433, 1 mai. 2020.

DEC, J. E. A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*. **SAE Technical Papers**, 1997.

FERREIRA, Bruno Eustáquio Pires. **Os Efeitos do Biodiesel na Combustão de um Grupo Motor-Gerador Diesel**. 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2021.

GÜNTHER, P. M.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. **Combustion engines development – mixture formation, combustion, emissions and simulation**. Heidelberg, Dordrecht, London, New York. Springer, 669p, 2012.

HARDALUPAS, Y.; ORAIN, M. Local measurements of the time-dependent heat release rate and equivalence ratio using chemiluminescent emission from a flame. **Combustion and Flame**, v. 139, n. 3, p. 188–207, nov. 2004.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15550:2016 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements.** [S.l], 2016.

JAVAD, Z.; ABBAS, R.; NUÑEZ ALVAREZ, J. R. The effect of EGR and hydrogen addition to natural gas on performance and exhaust emissions in a diesel engine by AVL fire multi-domain simulation, GPR model, and multi-objective genetic algorithm. **International Journal of Hydrogen Energy**, jun. 2022.

JEON, Joonho; KWON, Sang I.; PARK, Yong H.; OH, Yunjung; PARK, Sungwook. Visualizations of combustion and fuel/air mixture formation processes in a single cylinder engine fueled with DME. **Applied Energy**, v. 113, p. 294–301, 2014.

JEON, J.; PARK, S. Effect of injection pressure on soot formation/oxidation characteristics using a two-color photometric method in a compression-ignition engine fueled with biodiesel blend (B20). **Applied Thermal Engineering**, v. 131, p. 284–294, 25 fev. 2018.

JIOTODE, Y.; AGARWAL, A. K. In-cylinder combustion visualization of Jatropha straight vegetable oil and mineral diesel using high temperature industrial endoscopy for spatial temperature and soot distribution. **Fuel Processing Technology**, v. 153, p. 9–18, 1 dez. 2016.

KISTLER. **ThermoCOMP ® – Quartz Pressure Sensor - Type 6061B**, 2013.

LAVISION GMBH. **Product-Manual for DaVis 8.3**. Göttingen: LaVision GmbH, 2015.

LAVISION GMBH. LaVision, [s.d.]. Company. Disponível em:
<https://www.lavision.de/en/company.php>. Acesso em: 08 jun. 2022.

LI, Han; YANG, Wenming; ZHOU, Dezhi; YU, Wenbin. Numerical study of the effects of biodiesel unsaturation on combustion and emission characteristics in diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 137, p. 310–318, 5 jun. 2018.

MATHWORKS. **Third-Party products and services, AVL Boost.** © 1994-2022.

MathWorks, Inc. Disponível em:

https://www.mathworks.com/products/connections/product_detail/avl-boost.html. Acesso em: 30 mai. 2022.

McCARTAN, C. D.; McENTEE, P.T.; FLECK, R.; BLAIR, G. P.; MACKEY, D. O. Computer Simulation of the Performance of a 1.9 Litre Direct Injection Diesel Engine. **SAE Transactions**, v. 111, p. 334–342, 2002.

MELO, Tadeu Cavalcante Cordeiro de. **Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina.** 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

MENDES, Luiz Augusto de Noronha. **Desempenho e emissões de um motor Diesel operando com baixas vazões de hidrogênio.** 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

MICHELIN, Simone; PENHA, Frederico M.; Sychoski, Melania M.; SCHERER, Robison P.; TREICHEL, Helen; VALÉRIO, Alexsandra; LUCCIO, M. Di; OLIVEIRA, Débora de; OLIVEIRA, J. V. Kinetics of ultrasound-assisted enzymatic biodiesel production from Macauba coconut oil. **Renewable Energy**, v. 76, p. 388–393, 1 abr. 2015.

MISTRI, Gayatri K; AGGARWAL, Suresh K.; LONGMAN, Douglas; AGARWAL, Avinash K. Performance and Emission Investigations of Jatropha and Karanja Biodiesels in a Single-Cylinder Compression-Ignition Engine Using Endoscopic Imaging. **Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME**, v. 138, n. 1, 1 jan. 2016.

MUKHOPADHYAY, Achintya; SEN, Swarnendu. **Fundamentals of Combustion Engineering.** New York: Taylor & Francis Group, 2019.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Device Specifications NI 6229**, 2016.

NATIONAL INSTRUMENTS. **DAQ X Series Social Cognitive and Affective Neuroscience**. Austin, maio 2019.

NAVARRO-DÍAZ, Helmut. J.; GONZALEZ, Samantha L.; IRIGARAY, Bruno; VIEITEZ, Ignacio; JACHMANIÁN, Iván; HENSE, Haiko; OLIVEIRA, J. V. Macauba oil as an alternative feedstock for biodiesel: Characterization and ester conversion by the supercritical method. **Journal of Supercritical Fluids**, v. 93, p. 130–137, 2014.

NAZARENO, Tales Gonçalves. **Análise Numérica de um Motor Diesel Operando no Ciclo Otto com Etanol Sobrehidratado**. 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

OLIVEIRA, Alex de. **Análise dos Efeitos do Tempo de Injeção Direta de Etanol em um Motor Diesel Adaptado para Operação Biocombustível**. 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

RAJKUMAR, S.; THANGARAJA, J. Effect of biodiesel, biodiesel binary blends, hydrogenated biodiesel and injection parameters on NO_x and soot emissions in a turbocharged diesel engine. **Fuel**, v. 240, p. 101–118, 15 mar. 2019.

SANTIN, Claudia M. T.; MICHELIN, Simone; SCHERER, Robison P.; VALÉRIO, Alexsandra; LUCCIO, Marco Di; OLIVEIRA, Débora; OLIVEIRA, J. V. Comparison of macauba and soybean oils as substrates for the enzymatic biodiesel production in ultrasound-assisted system. **Ultrasonics Sonochemistry**, v. 35, p. 525–528, 1 mar. 2017.

SIEBERS, D. Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. **SAE International**, SAE Paper 1999-01-0528, 1999.

SIEBERS, D.; HIGGINGS B.; PICKETT, L. Flame Lift-off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects. SAE International, SAE Paper 2002-02-0890, 2002.

SIROHI, Rajpal S. **Optical Methods of Measurement: Wholefield Techniques**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2009.

TREE, Dale R; SVENSSON, Kenth I. Soot Processes in Compression Ignition Engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 33, p. 272–309, 2007.

TURNES, Stephen R. **Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações**. 3. ed. Nova York: Mc Graw Hill Education, 2013.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. Emissions Gap Report 2021: The Heat is On – A World of Climate Promises Not Yet Delivered. **UNEP DTU Partnership**, Nairobi, 2021. Disponível em: <https://www.unep.org/pt-br/resources/emissions-gap-report-2021>. Acesso em: 20 jun. 2022.

WEIDMAN, Jackie; MARSHALL, Susannah. **Soot Pollution 101: What You Need to Know and How You Can Help Prevent It**. Washington, 2012. Disponível em: <https://www.americanprogress.org/article/soot-pollution-101/>. Acesso em: 30 jan. 2023.

YUAN, Ruoyang; CAMM, Joe; KNIGHT, Tristan; PARKER, Matt; SOGBESAN, Suji; LONG, Edward; PAGE, Vivian; HARGRAVE, Graham K. Evaluation of in-cylinder endoscopic two-colour soot pyrometry of diesel combustion. **Combustion and Flame**, v. 242, 1 ago. 2022.

ZEHNI, A.; KHOSHBAKHTI SARAY, R.; POORGHASEMI, K. Numerical comparison of PCCI combustion and emission of diesel and biodiesel fuels at low load conditions using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics. **Applied Thermal Engineering**, v. 110, p. 1483–1499, 5 jan. 2017.

APÊNDICE A – RESULTADOS DOS TESTES EXPERIMENTAIS

Injeção a -15°C e 250 BAR						
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW
Temperatura Exaustão [°C]	213 ± 0,5	270 ± 12	347 ± 17	406 ± 12	469 ± 12	570 ± 19
Temperatura Ambiente [°C]	22,7 ± 0,4	24 ± 0	24 ± 0	24,3 ± 0,4	24 ± 0	24 ± 0
Temperatura Carter [°C]	77,6 ± 0,6	78,7 ± 0,4	79,9 ± 0,4	81,4 ± 0,5	82 ± 0,5	83,5 ± 0,5
Temperatura Tanque Combustível [°C]	16,2 ± 0,4	17,0 ± 0,1	17,0 ± 0	17 ± 0	17,1 ± 0,3	17,9 ± 0,3
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	84 ± 4	82 ± 3	83 ± 4	84 ± 4	84 ± 3	82 ± 1
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	85 ± 5	84 ± 3	85 ± 4	85 ± 3	85 ± 3	85 ± 1
Temperatura Admissão [°C]	22,7 ± 0,4	23 ± 0	23 ± 0	23,9 ± 0,3	24,1 ± 0,3	25 ± 0
Umidade Relativa [%]	64 ± 1	61,9 ± 10,0	60 ± 1	58 ± 1	57,2 ± 0,7	56,1 ± 0,8
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,7	14,5 ± 0,7	19,2 ± 0,7	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,4	26,4 ± 0,4
Vazão de Ar [kg/h]	207 ± 2	206 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	202 ± 2
Vazão de Combustível [kg/h]	3,25 ± 0,02	4,23 ± 0,03	5,46 ± 0,03	6,63 ± 0,03	7,47 ± 0,03	9,36 ± 0,03

Injeção a -15°C e 350 BAR								
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW	30 kW	32,5 kW
Temperatura Exaustão [°C]	204 ± 9	255 ± 12	316 ± 13	360 ± 9	406 ± 10	462 ± 11	535 ± 15	652 ± 27
Temperatura Ambiente [°C]	24,1 ± 0,3	24,8 ± 0,4	25 ± 0	25,3 ± 0,5	25 ± 0	25,0 ± 0,1	24,7 ± 0,5	24,6 ± 0,5
Temperatura Carter [°C]	85,5 ± 0,5	85,5 ± 0,5	85,7 ± 0,5	86,4 ± 0,7	87 ± 0	87,2 ± 0,4	87,9 ± 0,3	88,4 ± 0,5
Temperatura Tanque Combustível [°C]	21,5 ± 0,5	21,2 ± 0,4	21,3 ± 0,4	21,9 ± 0,3	22,0 ± 0,1	22 ± 0	22,0 ± 0,1	22,5 ± 0,5
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	82 ± 3	82 ± 4	83 ± 3	82,9 ± 3	83 ± 3	81,1 ± 0,5	81 ± 1	85 ± 1
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	83 ± 4	84 ± 3	85 ± 3	85 ± 3	85 ± 2	84,0 ± 0,4	85 ± 1	88 ± 2
Temperatura Admissão [°C]	24 ± 0	24,0 ± 0,1	24,9 ± 0,2	25,0 ± 0,1	25,4 ± 0,5	26,0 ± 0,1	26 ± 0	26,7 ± 0,5
Umidade Relativa [%]	55,3 ± 0,4	54,9 ± 0,5	53,7 ± 0,7	52,0 ± 0,3	52,9 ± 0,5	53,7 ± 0,9	55,5 ± 0,3	54,4 ± 0,9
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,6	14,4 ± 0,6	19,2 ± 0,7	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,3	26,3 ± 0,3	28,7 ± 0,3	31,0 ± 0,4
Vazão de Ar [kg/h]	206 ± 2	206 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	202 ± 2	201 ± 2	198 ± 2
Vazão de Combustível [kg/h]	3,34 ± 0,03	4,19 ± 0,02	5,14 ± 0,03	5,89 ± 0,03	6,70 ± 0,03	7,74 ± 0,03	8,99 ± 0,03	11,37 ± 0,03

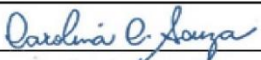
Injeção a -15°C e 450 BAR								
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW	30 kW	32,5 kW
Temperatura Exaustão [°C]	248 ± 11	298 ± 12	350 ± 7	382 ± 7	418 ± 8	455 ± 8	492 ± 10	537 ± 13
Temperatura Ambiente [°C]	22,2 ± 0,4	22,5 ± 0,5	22,6 ± 0,5	23 ± 0	23 ± 0	23 ± 0	22,9 ± 0,3	22,3 ± 0,5
Temperatura Carter [°C]	91,0 ± 0,4	91,3 ± 0,5	91,6 ± 0,5	91,8 ± 0,4	91,8 ± 0,4	91,9 ± 0,4	90,9 ± 0,5	90,4 ± 0,5
Temperatura Tanque Combustível [°C]	27 ± 0	27,0 ± 0,1	27,1 ± 0,3	27,3 ± 0,4	28,0 ± 0	28,0 ± 0,2	28,8 ± 0,4	29,0 ± 0,1
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	82 ± 3	82 ± 3	82 ± 3	81 ± 1	80,2 ± 1,0	81,3 ± 0,9	83 ± 1	85 ± 1
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	85 ± 3	85 ± 3	84 ± 3	84 ± 1	84,0 ± 0,5	85 ± 1	87 ± 2	89 ± 1
Temperatura Admissão [°C]	25 ± 0	25 ± 0	25,4 ± 0,5	25,9 ± 0,2	26 ± 0	26 ± 0	25,9 ± 0,3	25,0 ± 0,1
Umidade Relativa [%]	41,9 ± 0,1	41,6 ± 0,2	41,1 ± 0,1	40,7 ± 0,3	39,5 ± 0,2	39,2 ± 0,2	38,6 ± 0,3	37,6 ± 0,4
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,7	14,3 ± 0,7	19,2 ± 0,7	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,3	26,3 ± 0,4	28,7 ± 0,3	31,0 ± 0,4
Vazão de Ar [kg/h]	206 ± 2	205 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	202 ± 2	201 ± 2	199 ± 2
Vazão de Combustível [kg/h]	3,46 ± 0,04	4,09 ± 0,04	5,54 ± 0,05	5,63 ± 0,04	6,34 ± 0,05	6,95 ± 0,05	7,86 ± 0,05	6,31 ± 0,04

Injeção a -23°C e 250 BAR							
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW	
Temperatura Exaustão [°C]	202 ± 9	250 ± 10	306 ± 13	351 ± 9	398 ± 11	461 ± 13	
Temperatura Ambiente [°C]	22 ± 0	22 ± 0	22 ± 0	22,0 ± 0,1	22,6 ± 0,5	22,7 ± 0,7	
Temperatura Carter [°C]	84,4 ± 0,5	85 ± 0	84,8 ± 0,3	85,3 ± 0,5	85,7 ± 0,5	85,4 ± 0,5	
Temperatura Tanque Combustível [°C]	19 ± 0	19 ± 0	19 ± 0	19 ± 0	19 ± 0	18,9 ± 0,2	
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	84 ± 4	83 ± 3	83 ± 4	83 ± 3	83 ± 3	81 ± 1	
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	84 ± 4	85 ± 3	85 ± 3	85 ± 2	85 ± 2	85 ± 1	
Temperatura Admissão [°C]	22,2 ± 0,4	22,8 ± 0,4	23 ± 0	23 ± 0	23,9 ± 0,3	24,1 ± 0,3	
Umidade Relativa [%]	- ± -	- ± -	- ± -	- ± -	- ± -	- ± -	
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,5	14,4 ± 0,5	19,2 ± 0,6	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,3	26,4 ± 0,3	
Vazão de Ar [kg/h]	207 ± 2	207 ± 2	206 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	
Vazão de Combustível [kg/h]	3,36 ± 0,04	4,39 ± 0,04	5,43 ± 0,04	5,92 ± 0,04	6,57 ± 0,04	7,63 ± 0,05	

Injeção a -23°C e 350 BAR								
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW	30 kW	32,5 kW
Temperatura Exaustão [°C]	194 ± 10	243 ± 11	297 ± 13	336 ± 8	372 ± 8	414 ± 9	459 ± 9	520 ± 13
Temperatura Ambiente [°C]	21,5 ± 0,9	21,3 ± 0,9	22 ± 0	22,5 ± 0,5	22,9 ± 0,3	22,6 ± 0,5	22,4 ± 0,5	22,1 ± 0,2
Temperatura Carter [°C]	76,8 ± 0,7	78,4 ± 0,5	79,9 ± 0,6	81,6 ± 0,5	83,1 ± 0,5	84,4 ± 0,5	84,8 ± 0,4	85,0 ± 0,3
Temperatura Tanque Combustível [°C]	15 ± 0	15 ± 0	15,1 ± 0,2	15,9 ± 0,3	16 ± 0	16 ± 0	16 ± 0	16 ± 0,2
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	82 ± 3	84 ± 3	83 ± 3	82 ± 3	82 ± 3	81,2 ± 0,8	81,2 ± 0,8	83 ± 1
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	84 ± 4	85 ± 3	84 ± 3	84 ± 2	84 ± 3	84,1 ± 0,6	84,2 ± 0,8	85 ± 2
Temperatura Admissão [°C]	21,2 ± 0,4	22,0 ± 0	22,0 ± 0,2	23,0 ± 0,2	23,4 ± 0,5	24 ± 0	24,1 ± 0,3	24,7 ± 0,5
Umidade Relativa [%]	80 ± 2	80 ± 1	75 ± 2	71 ± 2	68 ± 1	67,2 ± 0,7	66 ± 1	64,1 ± 1,0
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,5	14,4 ± 0,5	19,3 ± 0,5	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,3	26 ± 3	28,7 ± 0,3	31,0 ± 0,3
Vazão de Ar [kg/h]	208 ± 2	207 ± 2	206 ± 2	206 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	201 ± 2
Vazão de Combustível [kg/h]	3,44 ± 0,03	4,37 ± 0,04	5,36 ± 0,04	5,82 ± 0,04	6,63 ± 0,04	7,26 ± 0,04	8,04 ± 0,04	9,25 ± 0,05

Injeção a -23°C e 450 BAR								
	10 kW	15 kW	20 kW	22,5 kW	25 kW	27,5 kW	30 kW	32,5 kW
Temperatura Exaustão [°C]	201 ± 9	247 ± 11	298 ± 12	335 ± 8	369 ± 8	407 ± 8	449 ± 9	501 ± 11
Temperatura Ambiente [°C]	22,4 ± 0,5	22,4 ± 0,5	22,4 ± 0,5	22,8 ± 0,4	23,2 ± 0,4	24 ± 0	23,1 ± 0,2	23 ± 0
Temperatura Carter [°C]	86,0 ± 0,5	86,0 ± 0,6	87,3 ± 0,6	87,9 ± 0,2	88,2 ± 0,5	88,9 ± 0,3	89,0 ± 0,6	89,6 ± 0,6
Temperatura Tanque Combustível [°C]	20,9 ± 0,2	21,0 ± 0,1	21,0 ± 0,1	21 ± 0	21,0 ± 0,1	21 ± 0	21,0 ± 0,1	21,0 ± 0,2
Temperatura Entrada Arrefecimento [°C]	83 ± 3	82 ± 3	83 ± 3	82 ± 3	80,8 ± 0,9	83 ± 3	83,8 ± 0,9	84,2 ± 0,7
Temperatura Saída Arrefecimento [°C]	83 ± 4	84 ± 3	84 ± 2	83 ± 2	84,0 ± 0,7	84 ± 2	87 ± 1	87 ± 1
Temperatura Admissão [°C]	23 ± 0	23,0 ± 0,2	23,4 ± 0,5	24 ± 0	24,2 ± 0,4	25 ± 0	25 ± 0	25,1 ± 0,3
Umidade Relativa [%]	64,8 ± 0,8	65 ± 1	65 ± 1	63 ± 1	61 ± 1	58,1 ± 0,7	58,7 ± 0,5	58,1 ± 0,9
Potência Elétrica Gerada [kW]	9,6 ± 0,6	14,4 ± 0,6	19,1 ± 0,7	21,6 ± 0,3	23,9 ± 0,3	26,3 ± 0,3	28,6 ± 0,4	31,0 ± 0,3
Vazão de Ar [kg/h]	207 ± 2	206 ± 2	205 ± 2	205 ± 2	204 ± 2	203 ± 2	202 ± 2	201 ± 2
Vazão de Combustível [kg/h]	3,49 ± 0,03	4,57 ± 0,03	5,36 ± 0,04	5,97 ± 0,04	6,40 ± 0,04	7,01 ± 0,04	8,01 ± 0,04	8,77 ± 0,04

ANEXO A – PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS

 LEC Laboratório de Ensaios de Combustíveis-UFMG Av. Antônio Carlos, 6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep:31.270-901 Fone: (31) 3409-6650 / 6651 / 7578	Relatório de Ensaio					
RE: 1475/21 Data Emissão: 10/08/2021 Via: 1						
Solicitante/Contato: Osmano Souza Valente Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, BH, MG. Amostra: DIESEL TIPO B - S10 Data Entrada Lab.: 28/07/2021 Identif. Cliente: B10 - PUC MG - BRUNO Data Coleta/Amost.: Não informada Coleta realizada pelo cliente. Data Atendimento: 28/07/2021						
Ensaio	Unidade	Método	Resultado	Data do Ensaio	Especificação, caso aplicável Informar qual foi utilizado: RANP nº50 de 2013	Incerteza (U) ou Limite de Indeterminação (LI), caso aplicável Informar qual foi utilizado: L ¹ * (F-221)
Teor de Biodiesel	% v/v	EN 14078-2014	9,6	02/08/2021	** 9,5 a 15,5	8,8 a 16,2
Teor de Enxofre	mg/kg	ASTM D 5453-19a	5,2	03/08/2021	Máx. 10	±2
Massa Específica a 20°C	kg/m³	ASTM D 4052-18a	841,5	04/08/2021	815 a 853	±0,3 kg/m3
Ponto de Fulgor	°C	ASTM D 93-20	49,9	02/08/2021	> 38	±1,6
Viscosidade	mm²/s	ASTM D 445-19a	3.038	06/08/2021	2,0 a 4,5	1,974 a 4,559
T 10% da destilação	°C	ASTM D 86-20b (Método Automático)	203,5	05/08/2021	Mín. 180	±2,3
T 50% da destilação	°C		281,7		245 a 295	±1,8
T 85% da destilação	°C		335,1		-	-
T 95% da destilação	°C		359,9		Máx. 370	±5,6
Ponto Final de Ebulição	°C		374,7		-	±4,2
Resíduo da destilação	mL		1,0		-	-
Poder Calorífico Superior	MJ/kg	ASTM D4809-19	44,983	04/08/2021	-	-
Desvios de procedimento: - -						
OBS: ** Resolução 10 de 2021 do CNPE (Reduz de 13% para 10% o Teor de Biodeisel obrigatório na mistura com diesel em 11/05/2021, na vigência do 80º Leilão de Biodiesel (L80)). Os resultados apresentados neste relatório referem-se exclusivamente à amostra citada.						
Lauda: Amostra conforme as especificações da ANP para as características avaliadas.						
Regra de decisão do laudo: RANP nº 50 de 2013 e *Limites de Indeterminação ANP (0,59 x Repro normas - ISO4259).						
Interpretação: NA						
NA ou - : Não Aplicável.						
 Carolina do Carmo Souza Química Responsável Ensaios Regulares Nº CRQ : 02101288 Final documento.						

**ESPECIFICAÇÃO DO BIODIESEL CONTIDA NO REGULAMENTO TÉCNICO
ANP Nº 3 DE 2014**

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE	MÉTODO		
			ABNT NBR	ASTM D	EN/ISO
Aspecto	-	LII (1) (2)	-	-	-
Massa específica a 20° C	kg/m³	850 a 900	7148 14065	1298 4052	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Viscosidade Cinemática a 40°C	mm²/s	3,0 a 6,0	10441	445	EN ISO 3104
Teor de água, máx.	mg/kg	200,0 (3)	-	6304	EN ISO 12937
(Redação dada pela Resolução ANP Nº 51 DE 25/11/2015):					
Contaminação Total, máx. (13)	mg/kg	24	15995	-	EN12662 (5)
Ponto de fulgor, mín. (4)	°C	100,0	14598	93	EN ISO 3679
Teor de éster, mín	% massa	96,5	15764	-	EN 14103 (5)
Cinzas sulfatadas, máx. (6)	% massa	0,020	6294	874	EN ISO 3987
Enxofre total, máx.	mg/kg	10	15867	5453	EN ISO 20846 EN ISO 20884
Sódio + Potássio, máx.	mg/kg	5	15554 15555 15553 15556	-	EN 14108 (5) EN 14109 (5) EN 14538 (5)
Cálcio + Magnésio, máx.	mg/kg	5	15553 15556	-	EN 14538 (5)
Fósforo, máx. (7)	mg/kg	10	15553	4951	EN 14107 (5) EN 16294 (5)
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, máx. (6)	-	1	14359	130	EN ISO 2160
Número Cetano (6)	-	Anotar	-	613 6890 (8)	EN ISO 5165

Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	°C	(9)	14747	6371	EN 116
Índice de acidez, máx.	mg KOH/g	0,50	14448 -	664 -	EN 14104 (5)
Glicerol livre, máx.	% massa	0,02	15771 15908 (5) -	6584 (5) -	EN 14105 (5) EN 14106 (5)
Glicerol total, máx. (10)	% massa	0,25	15344 15908 (5)	6584 (5) -	EN 14105 (5)
Monoacilglicerol, máx.	% massa	0,7	15342 (5) 15344 15908 (5)	6584 (5)	EN 14105 (5)
Diacilglicerol, máx.	% massa	0,20	15342 (5) 15344 15908 (5)	6584 (5)	EN 14105 (5)
Triacilglicerol, máx.	% massa	0,20	15342 (5) 15344 15908 (5)	6584 (5)	EN 14105 (5)
Metanol e/ou Etanol, máx.	% massa	0,20	15343	-	EN 14110 (5)
Índice de lodo	g/100g	Anotar	-	-	EN 14111 (5)
Estabilidade à oxidação a 110°C, mín. (11) (Redação dada pela Resolução ANP Nº 798 DE 01/08/2019).	hora	12			EN 14112 (5) EN 15751 (5)

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (2014)

Nota:

(1) Límpido e isento de impurezas, com anotação da temperatura de ensaio. Em caso de disputa, o produto só poderá ser considerado como não especificado no Aspecto, caso os parâmetros teor de água e/ou contaminação total estejam não conformes.

(2) Para efeito de fiscalização, nas autuações por não conformidade no Aspecto, deverão ser realizadas as análises de teor de água e contaminação total. O produto será reprovado caso pelo menos um desses dois últimos parâmetros esteja fora de especificação.

(3) Para efeito de fiscalização, nas autuações por não conformidade, será admitida variação de +50 mg/kg no limite do teor de água no biodiesel para o produtor e de +150 mg/kg para o distribuidor.

(4) Quando a análise de ponto de fulgor resultar em valor superior a 130°C, fica dispensada a análise de teor de metanol ou etanol.

(5) Os métodos referenciados demandam validação para os materiais graxos não previstos no método e rota de produção etílica.

(6) Estas características devem ser analisadas em conjunto com as demais constantes da Tabela de Especificação a cada trimestre civil. Os resultados devem ser enviados à ANP pelo Produtor de biodiesel, tomando uma amostra do biodiesel comercializado no trimestre e, em caso de neste período haver mudança de tipo de material graxo, o Produtor deverá analisar número de amostras correspondente ao número de tipos de materiais graxos utilizados.

(7) Em caso de disputa, deve ser utilizado o método EN 14107 como referência.

(8) O método ASTM D6890 poderá ser utilizado como método alternativo para determinação do número de cetano.

(9) Limites conforme Tabela II. Para os estados não contemplados na tabela o ponto de entupimento a frio permanecerá 19°C.

(10) Poderá ser determinado pelos métodos ABNT NBR 15908, ABNT NBR 15344, ASTM D6584 ou EN14105, sendo aplicável o limite de 0,25% em massa. Para biodiesel oriundo de material graxo predominantemente láurico, deve ser utilizado método ABNT NBR 15908 ou ABNT NBR 15344, sendo aplicável o limite de 0,30% em massa.

(11) O limite estabelecido deverá ser atendido em toda a cadeia de abastecimento do combustível.

(Revogado pela Resolução ANP N° 798 DE 01/08/2019):

(12) A estabilidade à oxidação a 110°C terá seu limite mínimo de 8 horas, a partir de 1º de novembro de 2014.

(13) Deverá ser utilizada somente a versão da norma de 1998 ou 2008 (EN 12662:1998 ou EN 12662:2008) (Nota acrescentada pela Resolução ANP N° 51 DE 25/11/2015).