



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

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO UTILIZANDO DIESEL RENOVÁVEL
DA CANA-DE-AÇÚCAR (FARNESANO) E BIODIESEL DE
ÓLEO RESIDUAL DE COZINHA (WCO)**

ROBERTO BERLINI RODRIGUES DA COSTA

Itajubá-MG, julho de 2021

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

ROBERTO BERLINI RODRIGUES DA COSTA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
UTILIZANDO DIESEL RENOVÁVEL DA CANA-DE-AÇÚCAR (FARNESANO) E
BIODIESEL DE ÓLEO RESIDUAL DE COZINHA (WCO)**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, como parte dos requisitos à obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi R. Coronado

Julho de 2021

Itajubá-MG

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

ROBERTO BERLINI RODRIGUES DA COSTA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
UTILIZANDO DIESEL RENOVÁVEL DA CANA-DE-AÇÚCAR (FARNESANO) E
BIODIESEL DE ÓLEO RESIDUAL DE COZINHA (WCO)**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi R. Coronado (UNIFEI-MG)

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior (UNESP)

Prof^a. Dr^a. Cristiane Aparecida Martins (ITA-SP)

Prof. Dr. Luiz Fernando Valadão Flôres (UNIFEI-MG)

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio (UNIFEI-MG)

Prof. Dr. Sandro Metrevelle M. de Lima e Silva (UNIFEI-MG)

Julho de 2021

Itajubá-MG

*"Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa,
nunca tem medo e nunca se arrepende".*

Leonardo da Vinci (1452 – 1519)

*" Each one of us has to start out with developing his or her own definition of success.
And when we have these specific expectations of ourselves, we're more likely to live up to
them. Ultimately, it's not what you get or even what you give. It's what you become".*

Mary Gates, mãe de Bill Gates (1928 – 1994)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela perseverança na conquista de mais esse objetivo e pela paz espiritual e coragem encontrada nos momentos mais difíceis dessa caminhada. Aos meus pais, Roberto e Rejane, e minha irmã Nanda, pelo imenso apoio e pela compreensão da importância dessa conquista. Agradeço à minha mulher Bruna, pelo apoio incondicional, pelo amor, carinho, incentivo e motivação. A família é a base de tudo.

Ao Professor Doutor Christian Jeremi R. Coronado, orientador deste trabalho, amigo e coordenador do Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia (GETEC) e do Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI (LMT-UNIFEI). Agradeço pela confiança em mim depositada e pelos esforços para viabilizar o desenvolvimento desta pesquisa. Sua experiência, trabalho e humildade me proporcionaram muitas conquistas e grande crescimento profissional e pessoal.

Ao Professor Doutor Luiz Fernando Valadão Flôres, Diretor do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI (IEM-UNIFEI), que não mediu esforços para auxiliar na compra de equipamentos para a instrumentação da bancada experimental deste trabalho.

Ao Professor Doutor Juan José Hernández Adrover da Universidade de Castilla La-Mancha, por todas as discussões técnicas e conhecimento passado.

Aos companheiros de pós-graduação do grupo GETEC, pelos momentos de descontração e alegria e aos alunos de graduação Gabriel Augusto, Leonardo Frigo e Augusto Cagnani pela ajuda durante os ensaios experimentais.

Aos técnicos do IEM-UNIFEI (Luiz Fernando Alves, Marcos Henrique da Silva, Pedro Maranhão, José Cláudio Isaias, Arlei Melo Rodrigues, Hélio José de Lima e Rogério Felipe da Costa) pela ajuda na instrumentação, fabricação e montagem de peças da bancada experimental.

Ao Ely Vieira Cortez e ao Laboratório Associado de Combustão e Propulsão do INPE pelo auxílio na determinação das propriedades dos combustíveis.

Aos funcionários, amigos e colegas da UNIFEI que, de alguma forma, contribuíram para minha formação pessoal e profissional.

Ao Comitê Gestor de Recursos Laboratoriais – CGLab da UNIFEI, que por meio do Edital 01/2018, tornou possível o desenvolvimento desta pesquisa com a aquisição de material permanente para o LMT-UNIFEI.

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) – Código de financiamento 001, pelo suporte através da bolsa de estudo em parte do doutorado.

Agradeço aos alunos integrantes da equipe do Projeto Rota 2030 da UNIFEI/FPT Industrial (Túlio Zucareli, Luís Filipe Roque, Ana Júlia Cintra, Otávio Raats, Beatriz Oliveira, Willian Justen e Gustavo Frez) pelo apoio na fase final deste trabalho.

Finalmente, agradeço à Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa – Fundep Rota 2030/Linha V (Proc. Nº 27192*5).

RESUMO

A crescente demanda mundial pela geração de energia utilizando fontes renováveis é necessária para a longevidade da civilização moderna. Com as perspectivas da mitigação dos impactos ambientais decorrentes dos combustíveis, demanda-se da comunidade científica soluções tecnológicas que promovam a maximização da eficiência de conversão de combustível e a redução dos níveis de emissões de poluentes em motores de combustão interna. Dentre os biocombustíveis, o uso da biomassa e de resíduos como fontes de energia são opções interessantes, por serem recursos em abundância e com ciclo de emissões de CO₂ aproximadamente neutro. Neste contexto, o presente trabalho visou desenvolver uma bancada experimental para estudar a combustão, o desempenho e as emissões de poluentes de um motor monocilíndrico de ignição por compressão, utilizando diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano) e biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO). A metodologia adotada consistiu no desenvolvimento da bancada de teste com toda instrumentação, preparação e caracterização dos biocombustíveis, métodos de análise dos dados e cálculo das incertezas de medição, planejamento de ensaios voltado para aplicação de moto-geradores em pequena escala, e análise dos parâmetros de interesse. Os testes foram divididos em duas etapas: testes utilizando o Farnesano em comparação ao Diesel convencional e testes utilizando o Farnesano com o biodiesel de WCO. Adicionalmente, a tecnologia de recirculação dos gases de escapamento (EGR) externa e resfriada foi aplicada e sua influência foi analisada. Os resultados obtidos com o Farnesano apresentaram menores valores de atraso de ignição, de pico da taxa de liberação de calor e da duração da fase difusiva da combustão, com ganhos de eficiência de conversão de combustível de até 5,9% em relação ao Diesel. Além disso, reduções dos níveis específicos de emissões de NO_x, HC, CO e material particulado (MP) foram atingidas. A aplicação da EGR com o Farnesano, principalmente pelos efeitos térmicos e de diluição, melhorou a relação de compromisso entre as emissões de NO_x e MP, com reduções de até 48,6% e 75% em comparação com o Diesel fóssil, respectivamente. Os resultados da adição em 10% e 20% em volume do biodiesel de WCO ao Farnesano mostraram potencial técnico de operação e redução das emissões em comparação com o Diesel convencional, favorecendo a cadeia produtiva e de distribuição já consolidada do biodiesel e a tendência nacional de utilizar o diesel renovável misturado a um biodiesel derivado de resíduo.

Palavras-chave: Motor de combustão interna; Diesel renovável; Farnesano; Biodiesel WCO

ABSTRACT

The growing global demand for power generation using renewable energy sources is fundamental for the longevity of modern civilization. With the prospects for mitigating the environmental impacts arising from fuels, technological solutions are needed from the scientific community to promote the maximization of fuel conversion efficiency and the reduction of pollutant emission levels in internal combustion engines. Concerning biofuels, the use of biomass and wastes as sources of energy are interesting options, as they are abundant resources and present an approximately neutral CO₂ emission cycle. In this context, this work aimed to develop an experimental setup to study the combustion, performance and pollutant emissions of a single-cylinder compression ignition engine, using renewable diesel from sugarcane (Farnesane) and waste cooking oil (WCO) biodiesel. The methodology consisted of the development of the test bench with all instrumentation, preparation and characterization of biofuels, methods of data analysis and measurement uncertainties calculation, and analysis of parameters of interest. Moreover, the testing procedure aimed at the application of small scale motor-generators. Experiments were divided into two stages: tests using Farnesane compared to conventional Diesel and tests using Farnesane with WCO biodiesel. Additionally, external and cooled exhaust gas recirculation (EGR) was applied and its influence analyzed. The results obtained with Farnesane presented lower values of ignition delay, peak heat release rate and diffusive combustion duration, with fuel conversion efficiency gains of up to 5.9% compared to Diesel. Furthermore, reduced levels of NO_x, HC, CO and particulate matter (PM) emissions were achieved. Farnesane with EGR application, mainly through the dilution and thermal effects, improved the NO_x-PM trade-off, as Farnesane further reduced the NO_x emissions level up to 48.6% and presented PM values around 75% lower than conventional diesel combustion. The results of the 10% and 20% by volume addition of WCO biodiesel to Farnesane showed technical potential for operation and emission reduction compared to conventional diesel, favoring the already consolidated production and distribution chain of biodiesel and the national tendency to use the renewable diesel blended with waste-derived biodiesel.

Keywords: Internal combustion engine; Renewable diesel; Farnesane; WCO biodiesel

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Área colhida de cana-de-açúcar no mundo em 2017 | 22 |
| Figura 2 – Produção anual de biodiesel no Brasil e perfil da utilização de diferentes matérias-primas | 23 |
| Figura 3 – Esquema representativo do presente trabalho em um contexto geral | 24 |
| Figura 4 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal | 29 |
| Figura 5 – Diagrama esquemático de um MCI | 31 |
| Figura 6 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por compressão | 32 |
| Figura 7 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim | 32 |
| Figura 8 – Comparação do ciclo real do MCI de ignição por compressão com o ciclo ideal .. | 35 |
| Figura 9 – Câmaras de combustão com injeção direta: (a) tipo sem <i>swirl</i> , com injetor tendo vários furos, usada nos motores de grande porte; (b) tipo com cavidade no pistão com <i>swirl</i> moderado e injetor com vários furos; (c) tipo com cavidade no pistão reentrante com alto <i>swirl</i> e injetor com vários furos: (b) e (c) são usadas em motores de tamanhos médios a pequenos, respectivamente | 38 |
| Figura 10 – Características do processo de combustão em MCI de ignição por compressão: (a) pressão no cilindro (p), o deslocamento da agulha do injetor (LN) e a pressão na linha de injeção (pl); (b) massa de combustível injetada (mf) e a curva da taxa de liberação de calor aparente (HRR)..... | 39 |
| Figura 11 – Taxa de liberação de calor destacando as diferentes fases da combustão de um motor de ignição por compressão de injeção direta..... | 40 |
| Figura 12 – Mecanismos de formação de poluentes durante fase pré-misturada e fase controlada pela mistura..... | 42 |
| Figura 13 – Características de formação de poluentes e distribuição de temperaturas em um jato de combustível..... | 43 |
| Figura 14 – Representação de um sistema de EGR externo com resfriamento..... | 44 |
| Figura 15 – Mecanismo de formação do Farnesano a partir do caldo da cana-de-açúcar..... | 49 |
| Figura 16 – Reação de transesterificação para um óleo vegetal e um álcool genérico | 54 |
| Figura 17 – Motor monocilíndrico de ignição por compressão, cabeçote e pistão | 61 |
| Figura 18 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro com componentes adicionais | 63 |
| Figura 19 – Esboço e usinagem da instrumentação do cabeçote do motor | 63 |

| | |
|--|-----|
| Figura 20 – Instrumentação no motor para análise da combustão | 64 |
| Figura 21 – Diagrama esquemático da bancada experimental completa..... | 66 |
| Figura 22 – Sistema de EGR externo e com resfriamento | 67 |
| Figura 23 – Imagem 1 da bancada de teste desenvolvida durante os testes | 69 |
| Figura 24 – Imagem 2 da bancada de teste desenvolvida durante os testes | 69 |
| Figura 25 – Imagem 3 da bancada de teste desenvolvida durante os testes | 70 |
| Figura 26 – Imagem 4 da bancada de teste desenvolvida durante os testes | 70 |
| Figura 27 – Amostras de diesel convencional, Farnesano e BWCO..... | 71 |
| Figura 28 – Produção do biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO)..... | 73 |
| Figura 29 – Diagrama representativo do volume de controle da câmara de combustão do motor | 75 |
| Figura 30 – Relação cinemática do sistema biela-manivela..... | 78 |
| Figura 31 – Determinação dos parâmetros para caracterização da combustão | 79 |
| Figura 32 – Esquema do sistema de EGR | 85 |
| Figura 33 – Pontos de teste dos ensaios na bancada experimental..... | 90 |
| Figura 34 – Esquema da metodologia de testes para cada combustível..... | 91 |
| Figura 35 – Curvas de pressão no cilindro e <i>HRR</i> do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas..... | 93 |
| Figura 36 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão para as quatro cargas do motor testadas | 96 |
| Figura 37 – ID, CD, PCD e DCD para as quatro cargas do motor testadas | 97 |
| Figura 38 – Eficiência indicada de conversão de combustível do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 98 |
| Figura 39 – Curvas de temperatura média no cilindro do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas..... | 100 |
| Figura 40 – Temperatura dos gases de exaustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 101 |
| Figura 41 – Emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 102 |
| Figura 42 – Taxa máxima de aumento da pressão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 104 |
| Figura 43 – Eficiência da combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 108 |

| | |
|--|-----|
| Figura 44 – Curvas de pressão no cilindro, <i>HRR</i> e temperatura média no cilindro do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 109 |
| Figura 45 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão com e sem EGR para a carga de 5,0 <i>IMEP</i> para Diesel, F20, F50 e Farnesano | 111 |
| Figura 46 – Resultados de combustão, desempenho e emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 <i>IMEP</i> com e sem EGR..... | 112 |
| Figura 47 – Curvas de pressão no cilindro e <i>HRR</i> do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 115 |
| Figura 48 – Curvas de temperatura média no cilindro do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 116 |
| Figura 49 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão com e sem EGR para a carga de 5,0 <i>IMEP</i> para o Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 | 118 |
| Figura 50 – ID, CD, PCD e DCD do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR..... | 119 |
| Figura 51 – Eficiência indicada de conversão de combustível do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 121 |
| Figura 52 – Emissões de poluentes do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR..... | 122 |
| Figura 53 – Taxa máxima de aumento da pressão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 123 |
| Figura 54 – Eficiência da combustão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR..... | 125 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 1 – Especificação detalhada do motor | 61 |
| Tabela 2 – Descrição detalhada da instrumentação..... | 68 |
| Tabela 3 – Propriedades físico-químicas do diesel convencional e do Farnesano..... | 72 |
| Tabela 4 – Propriedades físico-químicas do biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO) . | 74 |
| Tabela 5 – Apresentação dos combustíveis e as misturas preparadas..... | 74 |
| Tabela 6 – Razão tabulada para o componente e a massa específica dos gases de escape | 85 |
| Tabela 7 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas | 94 |
| Tabela 8 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR..... | 110 |
| Tabela 9 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar <i>IMEP</i> com e sem EGR | 117 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---------------------|--|
| ABNT | Associação Brasileira de Normas Técnicas |
| ANP | Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis |
| BMEP | do inglês: <i>Brake Mean Effective Pressure</i> - Pressão média efetiva de eixo |
| BSFC | do inglês: <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> - Consumo específico de eixo |
| BWCO | Biodiesel de óleo residual de cozinha |
| C | Carbono |
| CD | do inglês: <i>Combustion Duration</i> - Duração da combustão |
| CO | Monóxido de Carbono |
| CO ₂ | Dióxido de Carbono |
| COV _{IMEP} | do inglês: <i>Indicated Mean Effective Pressure Covariance</i> - Covariância da pressão média efetiva indicada |
| DCD | do inglês: <i>Diffusion combustion duration</i> - Duração da fase de combustão difusiva |
| DFC | do inglês: <i>Difusion combustion phase</i> - Fase de combustão controlada pela mistura |
| DSHC | do inglês: <i>Direct Sugar to Hydrocarbon</i> - Açúcares diretamente para hidrocarbonetos |
| D-BWCO10 | Combustível com 90% de diesel e 10% de BWCO (% em volume) |
| D-BWCO20 | Combustível com 80% de diesel e 20% de BWCO (% em volume) |
| EGR | do inglês: <i>Exhaust Gas Recirculation</i> - Recirculação dos gases de escapamento |
| EGT | do inglês: <i>Exhaust Gas Temperature</i> - Temperatura dos gases de escapamento |
| EOC | do inglês: <i>End of combustion</i> - Fim da combustão |
| EOP | do inglês: <i>End of premixed combustion</i> - Fim da combustão pré-misturada |
| EUA | Estados Unidos da América |
| EVC | do inglês: <i>Exhaust valve closure</i> - Fechamento da válvula de exaustão |
| Farnesano | diesel renovável da cana-de-açúcar |
| F20 | Combustível com 80% de diesel e 20% de Farnesano (% em volume) |
| F50 | Combustível com 50% de diesel e 50% de Farnesano (% em volume) |
| FID | do inglês: <i>Flame Ionization Detection</i> – Detecção por ionização de chama |

| | |
|--------------------------|---|
| <i>FSN</i> | do inglês: <i>Filter Smoke Number</i> – Base de medição para cálculo do material particulado |
| F-BWCO10 | Combustível com 90% de Farnesano e 10% de BWCO (% em volume) |
| F-BWCO20 | Combustível com 90% de Farnesano e 20% de BWCO (% em volume) |
| H | Hidrogênio |
| H ₂ | Hidrogênio gasoso |
| H ₂ O | Água |
| HC | Hidrocarboneto não queimado |
| <i>HRR</i> | do inglês: <i>Heat Release Rate</i> - Taxa de liberação de calor |
| <i>HRR_{max}</i> | do inglês: <i>Maximum Heat Release Rate</i> - Máximo valor da <i>HRR</i> |
| HVO | do inglês: <i>Hydrotreated Vegetable oil</i> - Óleo vegetal hidrogenado |
| <i>I_A</i> | Incerteza do tipo A |
| <i>I_B</i> | Incerteza do tipo B |
| <i>I_C</i> | Incerteza combinada |
| <i>I_E</i> | Incerteza expandida |
| ID | do inglês: <i>Ignition delay</i> - Atraso de ignição |
| <i>IMEP</i> | do inglês: <i>Indicated Mean Effective Pressure</i> - Pressão média efetiva indicada |
| <i>ISCO</i> | do inglês: <i>Indicated Specific CO emission</i> – Emissão específica indicada de CO |
| <i>ISCO₂</i> | do inglês: <i>Indicated Specific CO₂ emission</i> – Emissão específica indicada de CO ₂ |
| <i>ISFC</i> | do inglês: <i>Indicated Specific Fuel Consumption</i> - Consumo de combustível específico indicado |
| <i>ISH₂</i> | do inglês: <i>Indicated Specific H₂ emission</i> – Emissão específica indicada de H ₂ |
| <i>ISHC</i> | do inglês: <i>Indicated Specific HC emission</i> – Emissão específica indicada de HC |
| <i>ISMP</i> | do inglês: <i>Indicated Specific MP emission</i> – Emissão específica indicada de material particulado |
| <i>ISNO_x</i> | do inglês: <i>Indicated Specific NO_x emission</i> – Emissão específica indicada de NO _x |
| <i>IVC</i> | do inglês: <i>Intake valve closure</i> - Fechamento da válvula de admissão |
| LMT-UNIFEI | Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI |
| MBF | do inglês: <i>Mass Burnt Fraction</i> - Fração de massa queimada |

| | |
|------------------------------------|--|
| MCI | Motor de combustão interna |
| N | Nitrogênio |
| NDIR | do inglês: <i>Non-Dispersive Infrared</i> - Absorção de raios infravermelhos não dispersivos |
| NO _x | Óxido de Nitrogênio |
| O | Oxigênio |
| O ₂ | Oxigênio gasoso |
| PCD | do inglês: <i>Pre-mixed combustion duration</i> - Duração da fase de combustão pré-misturada |
| <i>PCI</i> | Poder calorífico inferior |
| <i>PCI_C</i> | Poder calorífico inferior do carbono |
| <i>PCI_{CO}</i> | Poder calorífico inferior do monóxido de carbono |
| <i>PCI_f</i> | Poder calorífico inferior do combustível |
| <i>PCI_{H₂}</i> | Poder calorífico inferior do hidrogênio |
| <i>PCS</i> | Poder calorífico superior |
| <i>PCF</i> | do inglês: <i>Pre-mixed combustion phase</i> - Fase de combustão pré-misturada |
| <i>PMEP</i> | do inglês: <i>Pumping Mean Effective Pressure</i> - Pressão média efetiva de bombeamento |
| PMI | Ponto morto inferior |
| PMS | Ponto morto superior |
| P _{max} | Pressão máxima |
| PRR _{max} | do inglês: <i>Maximum Pressure Rise Rate</i> - Taxa de aumento máxima da pressão |
| PV | Pressão x Volume |
| PWM | do inglês: <i>Pulse Width Modulation</i> - Modulação por largura de pulso |
| <i>Q_{total}</i> | Calor aparente total liberado pelo processo de combustão |
| <i>RGF</i> | do inglês: <i>Residual Gas Fraction</i> - Fração de gás residual |
| rpm | Rotações por minuto |
| S | Enxofre |
| SOC | do inglês: <i>Start of combustion</i> - Início da combustão |
| SOI | do inglês: <i>Start of injection</i> - Início da injeção |
| TS | Temperatura x entropia |
| WCO | do inglês: <i>Waste Cooking Oil</i> - Óleo residual de cozinha |
| %EGR | Porcentagem de EGR |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|-----------------------|--|
| a | Raio do virabrequim (mm) |
| A/F_{est} | do inglês: <i>Air Fuel Ratio</i> - Razão ar/combustível estequiométrica (adimensional) |
| B | Diâmetro do pistão (mm) |
| c_p | Calor específico a pressão constante (kJ/kg.K) |
| c_v | Calor específico a volume constante (kJ/kg.K) |
| $[CO]$ | Concentração de CO nos gases de exaustão (ppm) |
| $[CO_2]$ | Concentração de CO ₂ nos gases de exaustão (ppm) |
| h | Entalpia (kJ/mol) |
| H_a | Umidade do ar de admissão (g _{água} /kg _{ar seco}) |
| $[HC]$ | Concentração de HC nos gases de exaustão (ppm) |
| k | Coefficiente de absorção pelo opacímetro (m ⁻¹) |
| $k_{f,w}$ | Fator específico do combustível nos gases de escape úmidos (adimensional) |
| k_H | Fator de correção relativo à umidade para o NO _x (adimensional) |
| $k_{w,r}$ | Fator de correção para conversão de base seca para base úmida (adimensional) |
| L | Curso do pistão (mm) |
| l | Comprimento da biela (mm) |
| l_N | Deslocamento da agulha do injetor (mm) |
| \dot{m}_{ar} | Vazão mássica de ar (kg/h) |
| $\dot{m}_{ar/ciclo}$ | Massa de ar fresco admitida por ciclo (g/ciclo) |
| $\dot{m}_{ar\ seco}$ | Vazão mássica de ar seco admitido (kg/h) |
| $M_{ar\ seco}$ | Massa molar do ar seco (g/mol) |
| M_b | Massa molar dos gases queimados (g/mol) |
| \dot{m}_{CO} | Vazão mássica de CO (g/h) |
| \dot{m}_{CO_2} | Vazão mássica de CO ₂ (g/h) |
| \dot{m}_{EGR} | Vazão mássica da EGR (kg/h) |
| $\dot{m}_{EGR/ciclo}$ | Massa de EGR por ciclo (g/ciclo) |
| \dot{m}_{exh} | Vazão mássica da exaustão (kg/h) |
| \dot{m}_f | Vazão mássica de combustível (kg/h) |

| | |
|-------------------------|---|
| $\dot{m}_{f/ciclo}$ | Massa de combustível injetada por ciclo (g/ciclo) |
| \dot{m}_{HC} | Vazão mássica de HC (g/h) |
| M_{H_2O} | Massa molar da água (g/mol) |
| M_{N_2} | Massa molar do nitrogênio (g/mol) |
| \dot{m}_{NO_x} | Vazão mássica de NO _x (g/h) |
| M_{O_2} | Massa molar do oxigênio (g/mol) |
| [MP] | Concentração de material particulado nos gases de exaustão (g/m ³) |
| $\dot{m}_{rg/ciclo}$ | Massa de gás residual no fechamento da válvula de admissão por ciclo (g/ciclo) |
| m_{RP} | Massa da mistura (queimada e não queimada) por mol de O ₂ na mistura (g) |
| $\dot{m}_{total/ciclo}$ | Massa total dentro do cilindro por ciclo (g/ciclo) |
| N | Velocidade de rotação do motor (rpm) |
| n_b | Número de moles do gás queimado (mol) |
| η_c | Eficiência de combustão indicada (%) |
| η_{ind} | Eficiência de conversão de combustível indicada (%) |
| [NO _x] | Concentração de NO _x nos gases de exaustão (ppm) |
| p | Pressão no cilindro (bar) |
| p_{amb} | Pressão ambiente (Pa) |
| p_{exh} | Densidade do gás da exaustão (kg/m ³) |
| p_l | Pressão na linha de injeção (bar) |
| P_{ind} | Potência indicada (kW) |
| p_{sat} | Pressão de saturação do vapor de água (Pa) |
| p_{vapor} | Pressão parcial de vapor de água no ar (Pa) |
| Q | Energia na forma de calor (J) |
| \tilde{R} | Constante universal dos gases (J/mol.K) |
| p_l | Pressão na linha de injeção (bar) |
| r_c | Razão volumétrica de compressão (adimensional) |
| RH | Umidade relativa do ar (%) |
| T | Temperatura (K) |
| t | Tempo (s) |
| T_{amb} | Temperatura ambiente (K) |
| U | Energia interna (J) |

| | |
|------------|--|
| u_{CO} | Razão tabulada para o CO e a densidade dos gases de escape |
| u_{CO_2} | Razão tabulada para o CO ₂ e a densidade dos gases de escape |
| u_{HC} | Razão tabulada para o CO e a densidade dos gases de escape |
| u_{NO_x} | Razão tabulada para o NO _x e a densidade dos gases de escape |
| V | Volume (mm ³) |
| V_c | Volume fixo da câmara de combustão (mm ³) ou " V_m " – volume morto em referências brasileiras |
| V_d | Volume deslocado pelo pistão (mm ³) ou " V_c " – volume do cilindro em referências brasileiras |
| V_i | Volume instantâneo do cilindro ou volume do cilindro em qualquer posição do ângulo do virabrequim (θ) |
| W | Trabalho (J) |
| W_{ind} | Trabalho indicado (J) |
| x | Coefficiente C_x para cálculo da razão ar/combustível (adimensional) |
| y | Coefficiente H_y para cálculo da razão ar/combustível (adimensional) |
| z | Coefficiente O_z para cálculo da razão ar/combustível (adimensional) |

LETRAS GREGAS

| | |
|----------------|---|
| β | Razão volumétrica de expansão (adimensional) |
| γ | Razão entre os calores específicos (adimensional) ou " k " em referências brasileiras |
| λ | Fator lambda (adimensional) |
| θ | Posição angular do virabrequim (°) |
| \emptyset | Razão de equivalência (adimensional) |
| δU_m | Incerteza do tipo B da variável dependente |
| ∂x_n | Incerteza do tipo B das variáveis independentes |
| Π | Fator de abrangência |

SUMÁRIO

| | | |
|-------------|---|-----------|
| 1. | INTRODUÇÃO | 21 |
| 1.1. | Objetivos..... | 25 |
| 1.1.1. | <i>Objetivos específicos</i> | <i>25</i> |
| 1.2. | Motivação e Relevância..... | 26 |
| 1.3. | Estrutura do trabalho | 27 |
| 2. | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 28 |
| 2.1. | Ciclo ideal para motores de ignição por compressão | 29 |
| 2.2. | Sistema biela-manivela..... | 30 |
| 2.3. | Ciclo real ou indicado para motores de ignição por compressão..... | 31 |
| 2.4. | Combustão em motores de ignição por compressão | 35 |
| 2.4.1. | <i>Tipos de sistema de combustão em motores de ignição por compressão</i> | <i>37</i> |
| 2.4.2. | <i>Combustão em sistemas de injeção direta.....</i> | <i>38</i> |
| 2.5. | Emissões de poluentes em MCI de ignição por compressão..... | 41 |
| 2.6. | Recirculação dos gases de escape - EGR | 44 |
| 3. | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 46 |
| 3.1. | Farnesano aplicado a motores de ignição por compressão..... | 48 |
| 3.2. | Biodiesel aplicado a motores de ignição por compressão | 53 |
| 4. | METODOLOGIA..... | 60 |
| 4.1. | Desenvolvimento da bancada experimental | 60 |
| 4.1.1. | <i>Especificação do motor</i> | <i>60</i> |
| 4.1.2. | <i>Instrumentação para análise da combustão.....</i> | <i>62</i> |
| 4.1.3. | <i>Instrumentação para análise das emissões de poluentes</i> | <i>65</i> |
| 4.1.4. | <i>Instrumentação e bancada de teste</i> | <i>65</i> |
| 4.2. | Combustíveis | 71 |
| 4.3. | Análise de dados | 75 |
| 4.3.1. | <i>Metodologia para análise da combustão</i> | <i>75</i> |
| 4.3.2. | <i>Parâmetros gerais de desempenho.....</i> | <i>80</i> |
| 4.3.3. | <i>Estequiometria da combustão</i> | <i>81</i> |
| 4.3.4. | <i>Temperatura média dos gases no cilindro</i> | <i>82</i> |
| 4.3.5. | <i>Metodologia para análise da emissão de poluentes.....</i> | <i>84</i> |
| 4.3.6. | <i>Incertezas de medições dos ensaios experimentais</i> | <i>88</i> |

| | | |
|-------------|---|------------|
| 4.4. | Metodologia dos ensaios experimentais..... | 89 |
| 5. | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 92 |
| 5.1. | Resultados da 1ª Etapa – Testes com Farnesano | 92 |
| 5.1.1. | <i>Análise da combustão e desempenho com Farnesano</i> | 92 |
| 5.1.2. | <i>Análise das emissões de poluentes com Farnesano</i> | 101 |
| 5.1.2.1. | <u>Emissões de NO_x</u> | 103 |
| 5.1.2.2. | <u>Emissões de HC.....</u> | 105 |
| 5.1.2.3. | <u>Emissões de CO e CO₂</u> | 106 |
| 5.1.2.4. | <u>Emissões de MP</u> | 106 |
| 5.1.2.5. | <u>Eficiência da combustão</u> | 107 |
| 5.1.3. | <i>Testes com Farnesano e a tecnologia de EGR.....</i> | 108 |
| 5.2. | Resultados da 2ª Etapa – Testes com Farnesano e biodiesel | 114 |
| 5.2.1. | <i>Análise da combustão e desempenho com Diesel/Farnesano e BWCO.....</i> | 114 |
| 5.2.2. | <i>Análise das emissões de poluentes com Diesel/Farnesano e BWCO.....</i> | 121 |
| 6. | CONCLUSÕES..... | 126 |
| 6.1. | Conclusões da 1ª Etapa – Testes com Farnesano..... | 126 |
| 6.1.1. | <i>Conclusões da 1ª Etapa com a tecnologia de EGR.....</i> | 127 |
| 6.2. | Conclusões da 2ª Etapa – Testes com Farnesano e BWCO | 127 |
| 6.3. | Conclusões Finais..... | 128 |
| 6.4. | Sugestões para trabalhos futuros | 129 |
| | APÊNDICE A – TABELAS DE RESULTADOS DA 1ª ETAPA | 131 |
| | APÊNDICE B – TABELAS DE RESULTADOS DA 2ª ETAPA..... | 136 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 139 |

1. INTRODUÇÃO

A evolução do homem sempre foi marcada por acontecimentos históricos, sendo o domínio e o estudo do fenômeno da combustão um dos mais importantes. Desde os primórdios da existência humana, o fogo despertava um sentimento misto de admiração e temor, ao mesmo tempo em que instigava a mente a desenvolver meios para gerá-lo e controlá-lo. O fogo foi a primeira fonte de energia descoberta, conscientemente controlada e utilizada pelo homem. Neste contexto, o conhecimento e o desenvolvimento do fenômeno da combustão representa importante ferramenta para sobrevivência.

Considerando o cenário de desenvolvimento e sustentabilidade da atualidade, a geração, a utilização e o reaproveitamento da energia são a chave para longevidade da civilização moderna. Os motores de combustão interna (MCI's) são máquinas que utilizam a combustão para converter a energia química contida em um combustível em energia mecânica (HEYWOOD, 2018). Por sua robustez e elevada razão potência/peso, esta máquina térmica tem sido responsável por suprir uma considerável parcela da geração de energias requeridas pelo cotidiano da nossa sociedade. Os principais inconvenientes referem-se às emissões de gases poluentes na atmosfera (ALKIDAS, 2007).

Neste sentido, embora tecnologias como energia solar, eólica, hídrica e geotérmica estejam disponíveis, levará décadas de pesquisa e desenvolvimento, juntamente com consideráveis mudanças sociais e políticas para se tornarem completamente independentes dos combustíveis fósseis (VAN BASSHUYSEN, 2016). De acordo com Subramanian (2017), com a primeira crise do petróleo ficou evidente a necessidade do desenvolvimento de motores que utilizem combustíveis de fontes alternativas e/ou renováveis.

Atualmente, para ajudar a superar estes obstáculos, os biocombustíveis parafínicos, entre estes o diesel renovável produzido a partir de açúcares diretamente para hidrocarbonetos (DSHC – do inglês: *Direct Sugar to Hydrocarbon*) e os biocombustíveis derivados do reaproveitamento de resíduos, entre estes o biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO – do inglês: *Waste Cooking Oil*) se tornam uma interessante alternativa para matriz energética brasileira e mundial (NEULING e KALTSCHMITT, 2015; ABRAR e BHASKARWAR, 2019; OGUNKUNLE e AHMED, 2019).

A Resolução da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) N°842 (ANP, 2021), publicada no dia 14 de maio de 2021 no Diário Oficial da União, estabelece as especificações do diesel renovável ou diesel verde, bem como as obrigações

quanto ao controle de qualidade a serem atendidas pelos agentes econômicos que comercializem esse combustível em território nacional. O diesel renovável, abrangido por esta resolução, pode ser produzido a partir das seguintes rotas e matérias-primas: 1) hidrotreatamento de óleo vegetal (in natura ou residual), óleo de algas, óleo de microalgas, gordura animal e ácidos graxos de biomassa, bem como de hidrocarbonetos bioderivados pelas microalgas *Botryococcus braunii*; 2) gás de síntese proveniente de biomassa, via processo *Fischer-Tropsch*; 3) fermentação de carboidratos presentes em biomassa (caso da rota DSHC); 4) oligomerização de álcool etílico (etanol) ou isobutílico (isobutanol); e hidrotermólise catalítica de óleo vegetal (in natura ou residual), óleo de algas, óleo de microalgas, gordura animal e ácidos graxos de biomassa.

Considerando os biocombustíveis pela rota DSHC, o Brasil é o país com maior potencial de produção, com 37,6% de toda área colhida de cana-de-açúcar mundialmente no ano de 2017 (Figura 1), devido principalmente ao já estabelecido mercado sucroalcooleiro impulsionado pelas condições climáticas predominantemente tropicais e áreas para a agricultura disponíveis. Deslumbrando este potencial, a empresa norte-americana *Amyris Biotechnology Inc.*, inicialmente fundada com incentivo da Fundação Bill e Melinda Gates para produzir droga eficaz contra a malária, desenvolveu o Farnesano ou diesel renovável da cana-de-açúcar. Este biocombustível é produzido a partir da modificação genética de leveduras no processo de fermentação do açúcar, alcançando propriedades físico-químicas equivalentes ou superiores às do diesel convencional (SANAIOTTI, 2013). Entretanto, por ser escasso, é necessário o estudo aprofundado do Farnesano aplicado a motores de combustão interna.

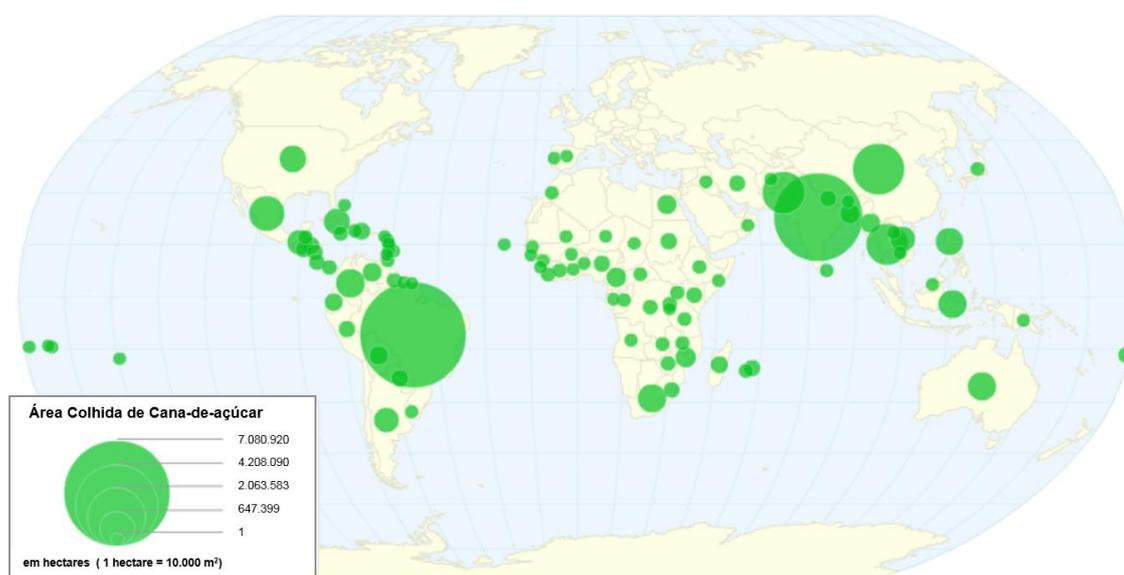


Figura 1 – Área colhida de cana-de-açúcar no mundo em 2017
Fonte: (FAO, 2020)

Analogamente, de acordo com a Lei 13.263/2016, a partir de setembro de 2019 a mistura obrigatória de biodiesel puro ao óleo diesel passou a ser de 11% em volume no Brasil (em julho de 2008, o início da obrigatoriedade era de 2%). Aliado a esta tendência, o biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO) vem crescendo sua produção e participação na matriz energética mundial com produção anual aproximada de 18,6 milhões de toneladas por ano, principalmente pelos benefícios financeiros e ambientais (SAKTHIVEL et al., 2018; STEPHEN e PERIYASAMY, 2018). Na Figura 2 apresenta-se a evolução da produção de biodiesel no Brasil, sendo que nos últimos dez anos houve um crescimento de 40,4% da produção anual, e os perfis da porcentagem da utilização do óleo de soja, como matéria-prima principal para produção de biodiesel no país, e do óleo residual de cozinha. No ano de 2019, o WCO representou apenas 1,57% do total da matéria-prima utilizada, o que ressalta o potencial de evolução na produção nacional e consequente reaproveitamento de resíduos (CÉSAR et al., 2017; ANP, 2020).

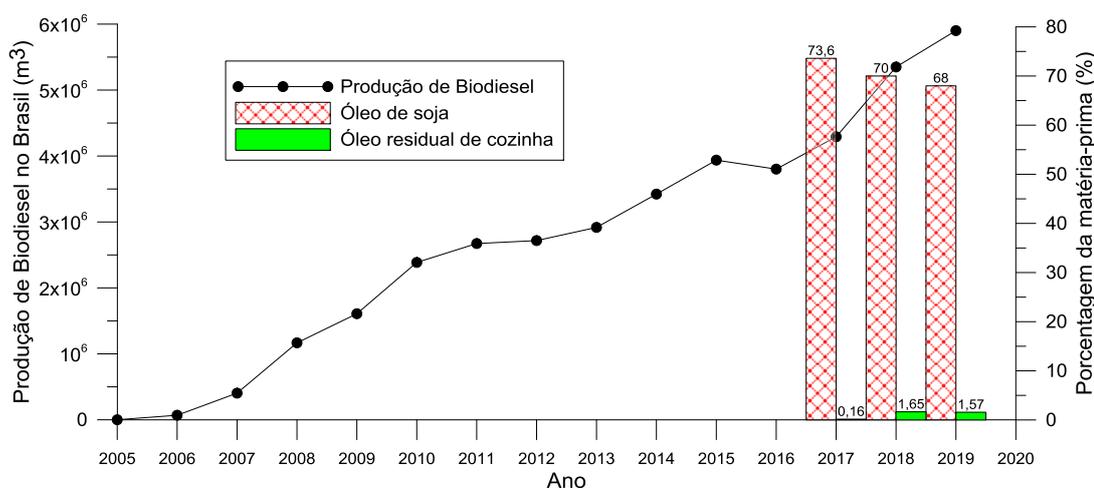


Figura 2 – Produção anual de biodiesel no Brasil e perfil da utilização de diferentes matérias-primas
Fonte: (ANP, 2020)

Neste sentido, este trabalho possui um caráter inédito compreendendo o estudo experimental do desempenho, combustão e emissões de poluentes em uma bancada de teste desenvolvida com um motor monocilíndrico de ignição por compressão para aplicação de geração de energia, utilizando o Farnesano e o biodiesel de WCO, biocombustíveis com potencial para reduzir a emissão de carbono e favorecer economicamente a matriz energética nacional. A Figura 3 apresenta um esquema representativo do presente trabalho inserido no contexto de produção do diesel renovável da cana-de-açúcar e dos objetivos, atividades e análises que serão apresentadas ao longo do trabalho.

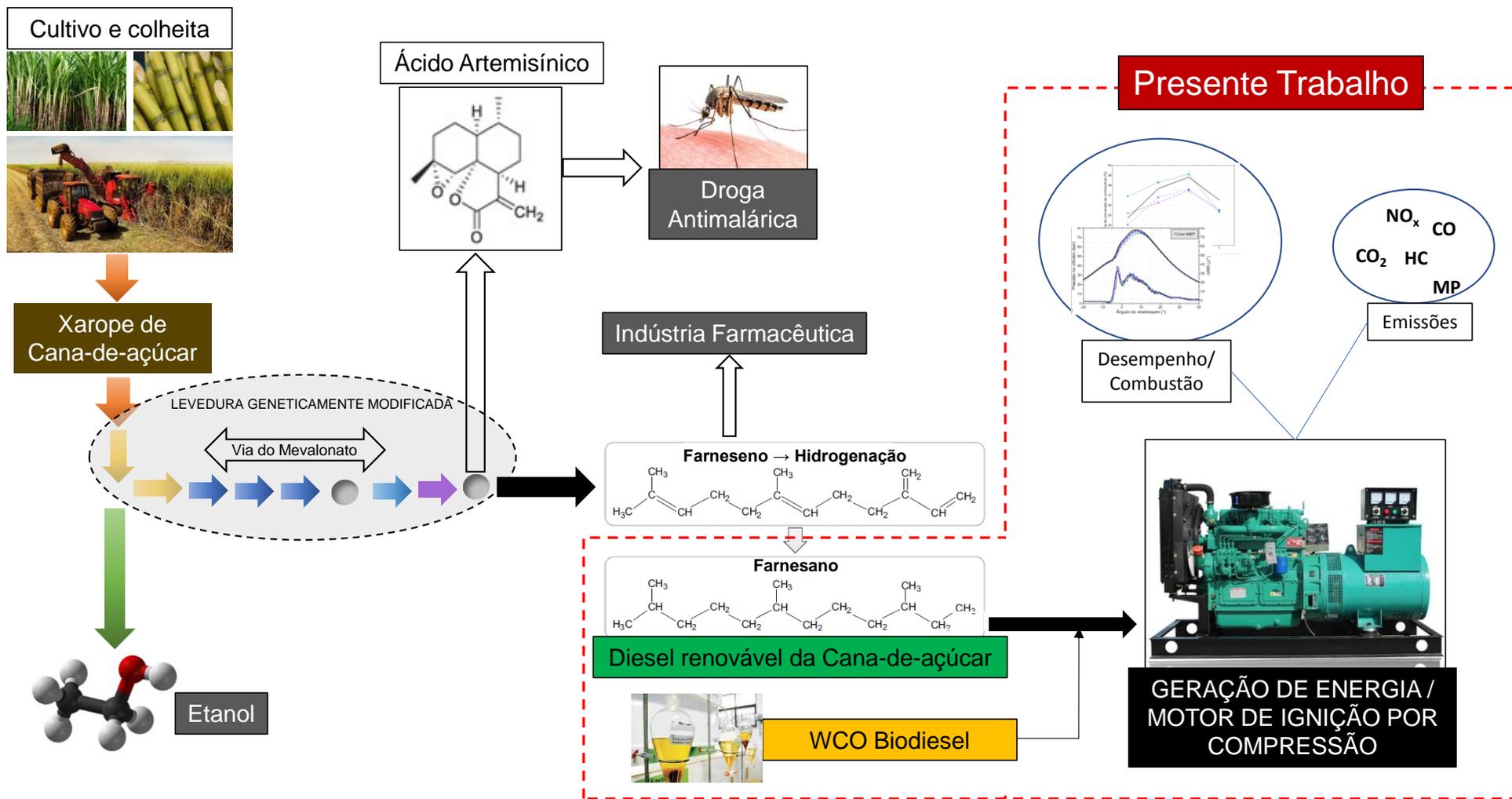


Figura 3 – Esquema representativo do presente trabalho em um contexto geral
 Fonte: Próprio autor

1.1. Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho foi estudar o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes em um motor de ignição por compressão utilizando diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano) e biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO), como combustíveis alternativos para a indústria de geração de energia elétrica em pequena escala. Adicionalmente, estudar e avaliar a influência da recirculação dos gases de escapamento (EGR – do inglês: *Exhaust Gas Recirculation*) externo e resfriado em pontos de testes específicos.

1.1.1. Objetivos específicos

Para atingir os objetivos gerais, foram seguidas algumas etapas como:

- Fundamentação teórica e revisão bibliográfica de motores de ignição por compressão, incluindo combustão de biocombustíveis (Farnesano e biodiesel de WCO), além de tecnologias para aumento da eficiência de conversão de combustível e redução de emissões de poluentes;
- Projeto e instrumentação da bancada dinamométrica do Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI (LMT-UNIFEI), contendo motor de ignição por compressão monocilíndrico de pesquisa, sistema de medição da pressão no cilindro por ângulo do virabrequim, sistema de recirculação dos gases de escapamento (EGR) externo e resfriado, além da medição de vazões (combustível e ar), pressões, temperaturas e emissões de poluentes (CO, CO₂, NO_x, HC e opacidade).
- Produção de biodiesel a partir de óleo residual de cozinha (WCO) e preparação de misturas de combustíveis contendo Diesel/Farnesano, Diesel/Biodiesel de WCO e Farnesano/Biodiesel de WCO;
- Desenvolvimento e aplicação de um modelo matemático para análise da combustão e das emissões com diferentes combustíveis alternativos;
- Ensaio em dinamômetro de bancada para caracterização dos diferentes combustíveis, calculando a incerteza das medições;
- Análise e discussão dos resultados obtidos experimentalmente utilizando as metodologias numéricas desenvolvidas.

1.2. Motivação e Relevância

Em processos de geração de energia elétrica, os motores ou moto-geradores são e continuarão sendo uma das principais fontes de conversão de energia. A escassez de recursos de combustíveis fósseis e a crescente preocupação com a sustentabilidade e impactos ambientais tornam necessárias as pesquisas e os trabalhos técnico-científicos relacionados aos biocombustíveis, com aumento de eficiência e a redução de emissões. A necessidade de adequação a alterações legais e a existência de programas de incentivo, tais como o ROTA 2030 e o RENOVABIO, representam um impulso adicional em direção a uma matriz de combustíveis cada vez mais renovável e sustentável. Recentemente, instituições europeias acordaram metas específicas para a nova *Renewable Energy Directive* - 2018/2001 (EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION, 2018), incluindo 14% de energia renovável no transporte ferroviário e rodoviário até 2030. Alinhado a esta tendência mundial, o projeto de Lei PLS 304/2017, atualmente em tramitação no Senado, visa à proibição da venda de motores movidos a combustíveis fósseis no Brasil a partir de 2030. Neste contexto, o emprego de combustíveis produzidos a partir de biomassa, resíduos e/ou fontes limpas em geral merecem especial atenção devido a seu menor impacto ambiental, flexibilidade em decorrência da vasta gama de matérias-primas e ampla adequação à matriz energética brasileira. Desta forma, o presente trabalho realiza um estudo do Farnesano, diesel renovável da cana-de-açúcar, que proporciona uma outra variante para o já estabelecido e promissor mercado sucroalcooleiro no Brasil, e do biodiesel de WCO, proveniente do reaproveitamento de resíduos, aplicados em motores de combustão interna para geração de energia elétrica em pequena escala ou áreas rurais isoladas do país.

Os resultados esperados possuem impactos técnico-científico e ambiental relevantes, por serem novos ou incompletos os trabalhos da literatura relacionados com o uso do Farnesano juntamente com análise da combustão e das emissões de poluentes em bancada de motor monocilíndrico instrumentada. Outro ponto a ser destacado é o estudo da aplicação do biodiesel de WCO com o Farnesano em misturas e da influência da tecnologia de EGR, o que torna o trabalho inovador. Além disso, a pesquisa possui caráter social e econômico no sentido de poder ajudar regiões que possuem potencial energético em forma de biomassa e/ou em forma de resíduo que poderiam ser transformados ou reaproveitados em biocombustíveis para gerar energia em moto-geradores.

1.3. Estrutura do trabalho

No capítulo subsequente (Capítulo 2) é apresentada uma fundamentação teórica sobre motores de combustão interna de ignição por compressão para o desenvolvimento da pesquisa. Em seguida, no Capítulo 3, é realizada a revisão bibliográfica, com descrição dos estudos, problemas e desafios nas áreas de foco do trabalho, posicionando-o dentro do tema e estado da arte da aplicação do diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano) e do biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO) aplicado a motores de ignição por compressão. No Capítulo 4 são apresentadas as metodologias adotadas e projetos desenvolvidos para se atingir os objetivos propostos. No Capítulo 5 são apresentados os resultados e análises desenvolvidas. Posteriormente, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros, respectivamente.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os motores de combustão interna começaram a ser concebidos em 1862 com Beau de Rochas que propôs as condições necessárias para que um motor de combustão interna quatro tempos de ignição por centelha funcionasse com um máximo de economia e maior eficiência. Estes motores foram concretizados tecnologicamente em 1876 por Nikolaus Otto. Em 1886, Karl Benz e Gottlieb Daimler, de forma simultânea e independentemente, desenvolveram motores leves de alta velocidade, dos quais os atuais motores de ignição por centelha (motores Otto) foram originados. Os motores de ignição por compressão (motores Diesel) são descendentes diretos das máquinas a vapor utilizadas na Europa a partir do fim do século 18, iniciada pela apresentação da máquina rotativa de James Watt em 1782. O desenvolvimento dos motores diesel começa com a introdução do conceito de queima a pressão constante por George Bayle Brayton em 1872 e pelo conceito de vaporização de hidrocarbonetos parafínicos como combustível apresentado por Herbert Akroyd Stuart em 1890, cujo motor tinha queima a volume constante. Mas foi Rudolf Christian Karl Diesel, em 1892, quem efetivamente construiu um motor com alta relação volumétrica de compressão, injeção de combustível parafínico, queima a pressão constante e ignição espontânea (KHOVAKH, 1979).

O processo de combustão distingue os dois tipos de motores de combustão interna mais comuns, denominados motores ciclo Otto e ciclo Diesel. O primeiro é caracterizado por uma combustão a volume constante e o segundo à pressão constante. Uma classificação menos ambígua seria a forma de como se dá a ignição da mistura, se produzida por centelha no primeiro caso, ou se espontânea no segundo. Nos motores de ignição por compressão, apenas o ar é aspirado para o cilindro durante a admissão e o combustível é injetado diretamente em cada cilindro imediatamente antes do início do processo de combustão. O controle da carga é controlado variando a quantidade de combustível injetado a cada ciclo. O fluxo de ar em uma determinada velocidade de rotação do motor não é diretamente controlado e, em motores naturalmente aspirados, é essencialmente inalterado (HEYWOOD, 2018). Existe uma grande variedade de projetos de motores de ignição por compressão em uso, com uma ampla gama de aplicações: transporte de passageiros e de carga (automóveis, caminhões, ônibus, locomotivas, marinha, etc.), na movimentação de máquinas agrícolas e de construção, e na geração de energia elétrica (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

Este capítulo apresenta um estudo breve dos motores de combustão interna (MCI) de ignição por compressão, descrevendo algumas de suas principais características de

funcionamento e destacando os aspectos importantes para o desenvolvimento deste trabalho. Aos leitores não familiarizados com os MCI's, recomenda-se uma consulta às referências apresentadas no decorrer do capítulo. Em seguida, no capítulo de Revisão Bibliográfica, são apresentados os estudos sobre os combustíveis alternativos ou biocombustíveis aplicados em motores de ignição por compressão, com foco especial para o diesel renovável de cana-de-açúcar (Farnesano) e o biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO).

2.1. Ciclo ideal para motores de ignição por compressão

A análise do funcionamento dos motores de ignição por compressão pode ser baseada em um ciclo ideal de referência. Esse ciclo consiste em uma alteração do ciclo termodinâmico Diesel, adicionando as etapas de admissão e exaustão. É composto por 6 processos, em especial pelo processo de combustão, entrada de energia, a pressão constante.

A Figura 4 ilustra o diagrama de pressão por volume (Diagrama PV) e o diagrama de temperatura por entropia (Diagrama TS), sendo esses dois diagramas úteis para compreensão dos processos envolvidos no ciclo.

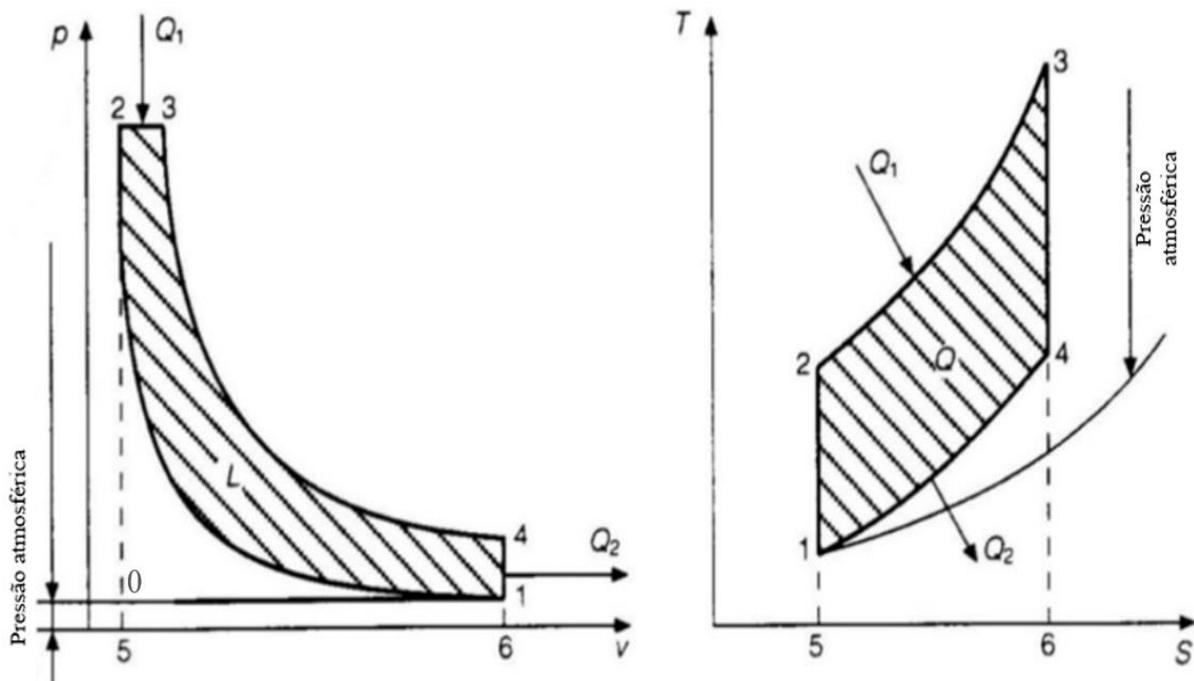


Figura 4 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal
 Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

Para simplificação considera-se que o fluido de trabalho é o ar e que os calores específicos a volume e a pressão constante não variam (HEYWOOD, 2018).

As etapas do ciclo mostrado na Figura 4 são:

0 → 1 – Admissão à pressão constante: o fluido (ar) entra para o cilindro à pressão constante em um processo adiabático;

1 → 2 – Compressão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do ponto 1 para o ponto 2;

2 → 3 – Entrada de energia a pressão constante: nesta etapa o combustível é injetado na câmara de combustão, é atomizado, evaporado e queimado durante o deslocamento do pistão do ponto morto superior (PMS) até atingir o volume do ponto 3;

3 → 4 – Expansão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é expandido quando o pistão desloca do ponto 3 para o ponto 4 produzindo trabalho útil;

4 → 1 – Exaustão a volume constante: energia sai do fluido a volume constante;

1 → 0 – Exaustão a pressão constante: o fluido sai do cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

A eficiência térmica do ciclo ideal ($\eta_{t,ideal}$) pode ser calculada como a razão entre o trabalho útil de saída e a energia total de entrada. Assim,

$$\eta_{t,ideal} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \right] \quad (1)$$

sendo " γ " a razão entre os calores específicos (c_p/c_v), " r_c " a relação volumétrica de compressão e " β " a razão volumétrica de expansão durante a queima do combustível (HEYWOOD, 2018).

2.2. Sistema biela-manivela

Nos motores de combustão interna que operam em ciclo de quatro tempos, um ciclo corresponde a duas voltas completas da árvore de manivelas. Através de um sistema biela-manivela, o movimento alternativo dos pistões é transformado em um movimento rotativo, acoplado ao eixo através das bielas, sendo que o curso total de deslocamento dos pistões se encontra entre o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI), como mostrado na Figura 5.

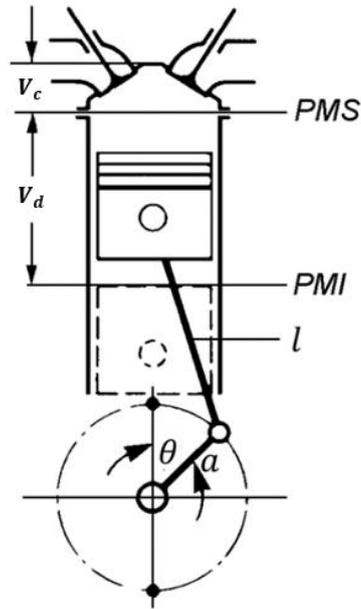


Figura 5 – Diagrama esquemático de um MCI
 Fonte: Adaptado de Bosch (1996)

A razão volumétrica de compressão (r_c) é uma característica construtiva do motor que tem grande influência na eficiência térmica, sendo definida como o quociente entre os volumes disponível no cilindro quando o pistão está no PMI e no PMS. O volume disponível no cilindro quando o pistão está no PMS é o volume fixo da câmara de combustão, V_c , e o volume quando o pistão está no PMI é o volume fixo da câmara de combustão acrescido do volume deslocado, V_d . A r_c pode ser calculada pela Equação 2 (HEYWOOD, 2018):

$$r_c = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (2)$$

2.3. Ciclo real ou indicado para motores de ignição por compressão

Os quatro tempos que classificam esses motores ocorrem de maneira sincronizada entre o movimento alternativo dos pistões e um conjunto de válvulas presentes no interior da câmara de combustão. Os tempos são divididos em admissão (a), compressão (b), combustão e expansão (c) e exaustão (d), como apresentado na Figura 6.

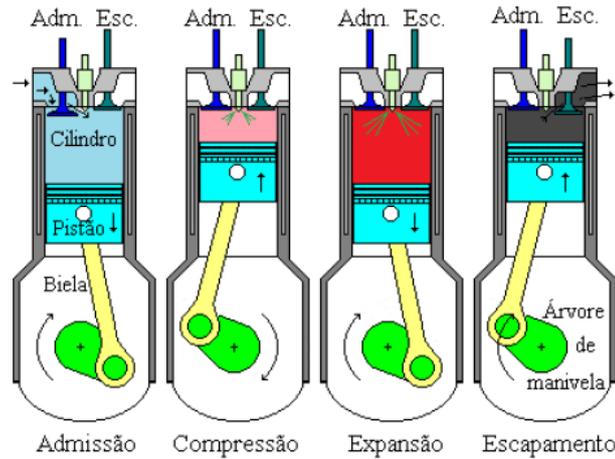


Figura 6 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por compressão
 Fonte: Adaptado de Bosch (1996)

O ciclo indicado pode ser traçado em função do deslocamento angular da árvore de manivelas, conforme diagrama apresentado na Figura 7 para um motor naturalmente aspirado.

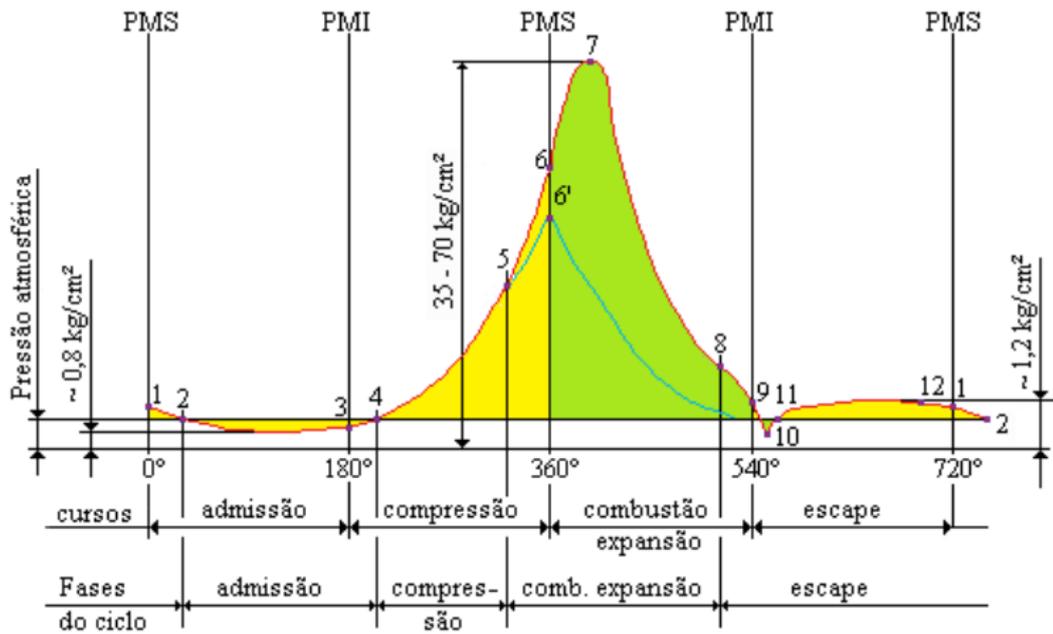


Figura 7 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim
 Fonte: Adaptado de Giacosa (1988)

No ciclo real, os processos não se realizam como se supõe no ciclo ideal dentro dos limites representados pelo PMS e PMI. Portanto as fases do ciclo se cumprem durante deslocamentos angulares que são diferentes entre si:

- (a) Admissão - No começo do curso de admissão 1-2, o interior do cilindro se encontra a uma pressão ligeiramente superior à atmosférica, porque ainda não terminou a fase de exaustão. No ponto 2, o pistão iniciando seu curso até o PMI, aspira ar através da

válvula de admissão que foi aberta no momento oportuno. Por causa das resistências ao fluxo que o gás encontra nos condutos na maior parte desta fase, tem-se uma pressão menor que a exterior (depressão da admissão). A depressão é tanto maior quanto maior é a velocidade do gás nos condutos, porque maiores são as resistências a sua passagem. Esta fase representa trabalho passivo. Quando o pistão está em 3, inicia o curso para o PMS. No interior do cilindro ainda há depressão e apesar do movimento contrário do pistão, continua a introdução do fluido, até que em 4 ocorre o equilíbrio entre a pressão interna e a atmosférica. Neste ponto deve-se fechar a válvula de admissão. No ponto 4 começa, portanto, a verdadeira fase de compressão.

- (b) Compressão - A compressão da carga é produzida por efeito do movimento do pistão entre os pontos 4 e 6. Tendo em vista que a combustão requer um intervalo de tempo para completar-se, logo para permitir a liberação mais satisfatória de trabalho na fase útil (combustão e expansão), a injeção de combustível deve ocorrer antes do PMS. O ponto 6' dá o valor máximo da pressão no caso de falta de ignição, correspondendo ao PMS termodinâmico.
- (c) Combustão e expansão - Com a injeção e a ignição coincidindo com o ponto 5, pouco antes do final do curso de compressão, começa a combustão. Esta gera uma repentina elevação de temperatura e, conseqüentemente, de pressão que alcança seu valor máximo no ponto 7. Terminada a combustão, tem início a expansão. O volume aumenta e a pressão passa por uma rápida queda, que é devida também em parte a perda de calor para as paredes do cilindro. A expansão deveria prolongar-se até o PMI para aproveitar ao máximo a fase útil, o que na prática, para facilitar a expulsão dos gases queimados, geralmente é interrompida com a abertura antecipada da válvula de escape, no ponto 8.
- (d) Exaustão - os gases que no momento da abertura da válvula de escape se encontram a uma pressão superior a atmosférica, se descarregam violentamente para o exterior neste primeiro período da fase, que ocorre quase a volume constante (escape espontâneo). A pressão reduz rapidamente e em 9, quando começa o curso de escape, supera por pouco a pressão atmosférica com tendência a reduzir-se ainda mais durante a primeira parte deste curso. Às vezes, se os condutos de escape são longos, por efeito de inércia da coluna gasosa, pode ocorrer em 10 uma rápida ponta de depressão. Em 11 começa o segundo período da fase: o pistão, deslocando-se para o PMS, expulsa os gases que ainda ocupam o cilindro. Este período se desenvolve a

pressão ligeiramente superior à atmosférica por efeito da resistência que os gases encontram ao passar pela válvula de escapamento e condutos de escape, e representa trabalho passivo. O pistão, não pode expulsar completamente os gases queimados porque uma parte deles ocupa a câmara de combustão. Em 1, ao final do curso de escape, a pressão tem ainda um valor ligeiramente superior a atmosférica, por isto é que a fase se prolonga até o ponto 2. Em 12 volta a abrir a válvula de admissão de modo que, em 2, ela se encontra completamente aberta e oferece a máxima passagem para a nova fase de admissão. Assim começa um novo ciclo, que continuará a ser repetido regularmente.

Na Figura 8 ilustra-se o Diagrama PV real indicado de um MCI de ignição por compressão em comparação com o Diagrama PV do ciclo ideal. Existem diferenças substanciais tanto na forma do diagrama como nos valores das pressões e temperaturas. Observa-se que como a combustão não acontece em uma pressão constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor, sendo indicada as perdas em relação ao ciclo ideal pela região B do diagrama. Outro importante aspecto é a admissão e exaustão a pressão constante. De fato, no ciclo real, esses processos não acontecem exatamente como previsto, e acabam influenciando na eficiência térmica do ciclo, característica não observada no modelo ideal. Essas perdas são indicadas pela região D do diagrama. A região A refere-se à perda no processo de expansão, já que há variação nas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e também, devido às reações químicas que se processam na combustão. Além disso, a região A compreende perdas relativas à transferência de calor dos gases queimados para as paredes do cilindro, fluxo de gases na região de folga do pistão com o cilindro e vazamento nos anéis de segmento do pistão. A região C indica as perdas no processo inicial de retirada de calor, ou seja, no ciclo ideal ela é suposta a volume constante. Entretanto, essa primeira expulsão dos gases de escapamento tem um tempo finito, sendo comum a abertura da válvula de escapamento antes do PMI.

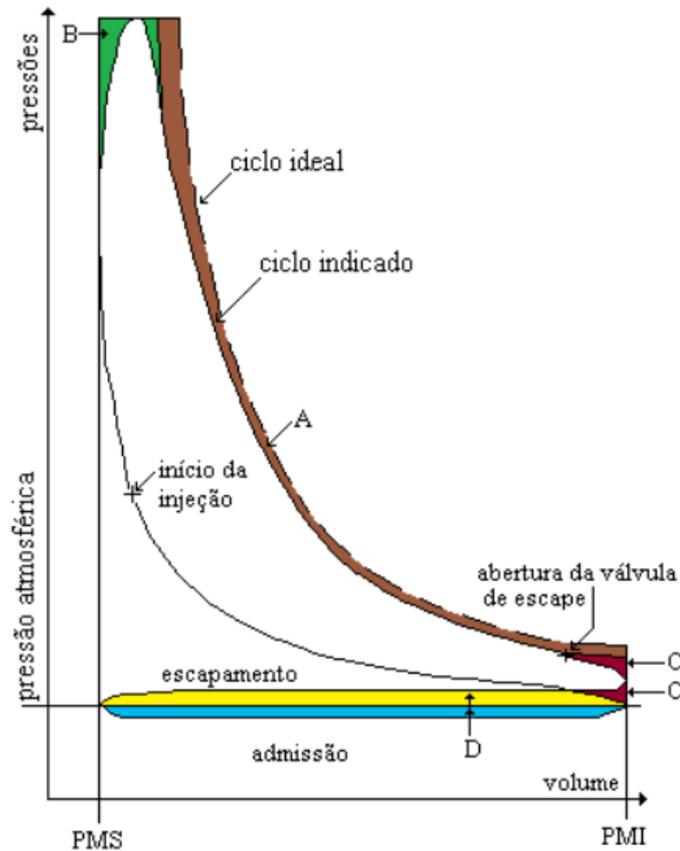


Figura 8 – Comparação do ciclo real do MCI de ignição por compressão com o ciclo ideal
 Fonte: Adaptado de Giacosa (1988)

2.4. Combustão em motores de ignição por compressão

O processo de combustão em um motor de ignição por compressão é bastante complexo. Os detalhes do processo dependem das características do combustível, do projeto da câmara de combustão, do sistema de injeção e das condições de operação do motor. É um processo de combustão instável, heterogêneo, tridimensional, com química complexa. Embora tenha sido desenvolvido um entendimento conceitual bem fundamentado da combustão de motores de ignição por compressão, até o momento a capacidade de descrever muitos dos processos individuais críticos de maneira quantitativa é incompleta. As características essenciais da combustão destes motores estão resumidas a seguir (HEYWOOD, 2018):

- O combustível é fornecido ao cilindro pelo sistema de injeção em alta pressão. A injeção tem início antes do final do curso de compressão, logo antes do desejado instante de início da combustão (SOC – do inglês: *Start of combustion*);
- O combustível líquido, injetado em alta velocidade, geralmente por vários jatos através de pequenos orifícios ou bocais na ponta do injetor, é atomizado em pequenas gotículas

e penetra na câmara de combustão que está com ar a alta pressão e alta temperatura. O combustível é vaporizado e se mistura com o ar;

- A alta temperatura da mistura de combustível (vaporizado) com o ar produz uma ignição espontânea, após um período de atraso de ignição (ID – do inglês: *Ignition delay*) de alguns graus do ângulo do virabrequim, e começa a queimar;
- A pressão no cilindro aumenta conforme a combustão da mistura de combustível (vaporizado) com o ar continua. A compressão da mistura não queimada, pela mistura queimada, reduz o atraso de ignição, queimando rapidamente a parcela que se encontra pronta entre os limites de inflamabilidade. O aumento da temperatura, provocado pela combustão, reduz o tempo de evaporação da parcela que ainda se encontra em estado líquido;
- A injeção continua até que a quantidade desejada de combustível entre no cilindro. A atomização, a vaporização, a mistura ar-combustível e a combustão permanecem até que essencialmente todo o combustível tenha passado por estas fases. Além disso, a mistura do ar remanescente no cilindro, com os gases queimados e em combustão, continua ao longo dos processos de combustão e expansão. Assim, a taxa de queima do combustível é controlada pela taxa na qual o combustível se mistura com o ar.

Algumas consequências importantes desse processo de combustão são listadas a seguir:

- Como a injeção de combustível começa pouco antes do início da combustão, não há limite de detonação, como ocorre no motor de ignição por centelha. Com isto, maiores relações volumétricas de compressão podem ser usadas em motores de ignição por compressão, elevando a eficiência de conversão de combustível;
- Como o tempo de injeção é usado para controlar o tempo de combustão, o atraso de ignição (ID) entre o início da injeção (SOI – do inglês: *Start of injection*) e o início da combustão (SOC) deve ser pequeno (e reprodutível). O atraso de ignição deve ser pequeno para limitar a pressão máxima, abaixo do maior valor que o motor pode tolerar. Portanto, a característica de combustão espontânea da mistura ar-combustível deve ficar dentro da faixa especificada. Isso é feito exigindo que o combustível tenha um número de cetano (medida da facilidade de ignição desse combustível em um ambiente típico de ignição por compressão) acima de um certo valor.
- Como o torque pode ser variado pela quantidade de combustível injetada, por ciclo, o fluxo de ar pode ser mantido constante. Portanto, o motor pode operar sem o

estrangulamento pela válvula tipo borboleta, como a existente no motor de ignição por centelha. Com isto, o trabalho de bombeamento (*PMEP* – do inglês: *Pump mean effective pressure*) requerido é baixo, aumentando a eficiência mecânica em cargas parciais em relação ao motor de ignição por centelha.

- Se a quantidade de combustível fornecida por ciclo é aumentada, a utilização do ar poderá ser comprometida, levando a formação excessiva de materiais particulados (fumaça preta), que não podem ser queimados antes da exaustão. A quantidade de fumaça na exaustão limita a relação ar-combustível, na máxima potência do motor, para valores de mistura com 30% de excesso de ar. Portanto, a máxima pressão média efetiva indicada (*IMEP* – do inglês: *Indicated mean effective pressure*) de um motor de aspiração natural e de ignição por compressão será menor que a do motor equivalente de ignição por centelha.
- Como o motor de ignição por compressão sempre opera com mistura pobre (excesso de ar), ou muito pobre em cargas parciais, o valor efetivo da razão entre os calores específicos ($\gamma = c_p/c_v$) sobre o ciclo de expansão será maior que no motor de ignição por centelha. Isso proporciona uma eficiência de conversão de combustível mais alta para o motor de ignição por compressão, para uma determinada taxa de expansão.

2.4.1. Tipos de sistema de combustão em motores de ignição por compressão

O sistema de combustão dos motores de ignição por compressão pode ser dividido em duas categorias, de acordo com o projeto da câmara de combustão:

- Injeção direta: possui uma câmara de combustão simples e aberta onde o combustível é injetado diretamente. Os tipos mais comuns de câmara de combustão de injeção direta são exemplificados na Figura 9. Normalmente, os injetores possuem vários furos para melhor distribuição do combustível. Devido ao projeto da câmara de combustão, pode existir a necessidade de um movimento de rotação do ar denominado *swirl* (alcançado pelo projeto dos dutos de admissão, válvulas, geometria do pistão, etc.) , com maior ou menor intensidade, e com o intuito de aproveitar a energia cinética turbulenta dentro do cilindro e promover uma melhor formação da mistura ar-combustível.
- Injeção indireta: a câmara de combustão é dividida em duas partes, onde o combustível é injetado em uma pré-câmara que está interligada à câmara principal, acima da coroa

do pistão, por um canal de um ou mais orifícios. Este tipo de injeção não é utilizado nos motores mais modernos.

Dentro de cada categoria, existem várias disposições diferentes de geometria da câmara de combustão, fluxo de ar e sistemas de injeção de combustível (unidade eletrônica, *common rail*).

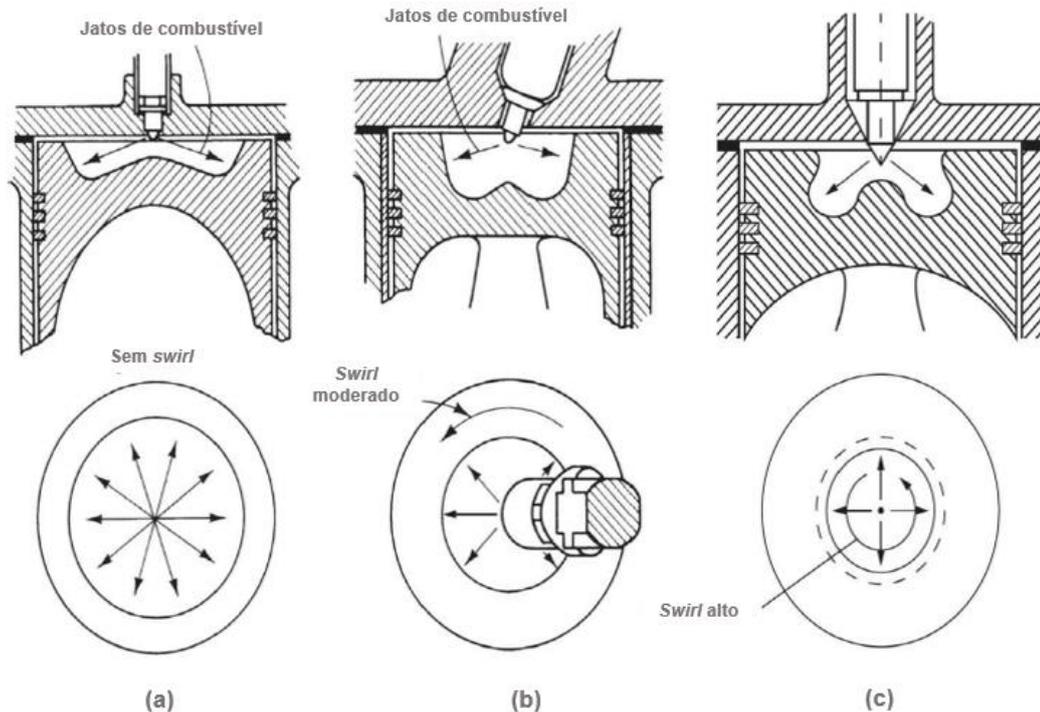


Figura 9 – Câmaras de combustão com injeção direta: (a) tipo sem *swirl*, com injetor tendo vários furos, usada nos motores de grande porte; (b) tipo com cavidade no pistão com *swirl* moderado e injetor com vários furos; (c) tipo com cavidade no pistão reentrante com alto *swirl* e injetor com vários furos: (b) e (c) são usadas em motores de tamanhos médios a pequenos, respectivamente.

Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

2.4.2. Combustão em sistemas de injeção direta

Segundo Austen e Lyn (1960) e Heywood (2018), para um MCI de ignição por compressão com injetor central multi-furo e com câmara do tipo *bowl-in-piston*, a evolução da pressão no cilindro (p), o deslocamento da agulha do injetor (l_N) e a pressão na linha de injeção (p_l) em função do ângulo do virabrequim apresentam comportamento semelhante ao apresentado na Figura 10(a), enquanto a massa de combustível injetada (\dot{m}_f) apresenta comportamento semelhante ao apresentado na Figura 10(b). A curva da taxa de liberação de calor aparente (HRR – do inglês: *Heat release rate*) em função do ângulo de rotação do virabrequim fornece valiosa informação sobre o processo de combustão, e pode ser obtida por

meio da derivada temporal da curva de pressão no cilindro mediante algumas aproximações (Figura 10(b)).

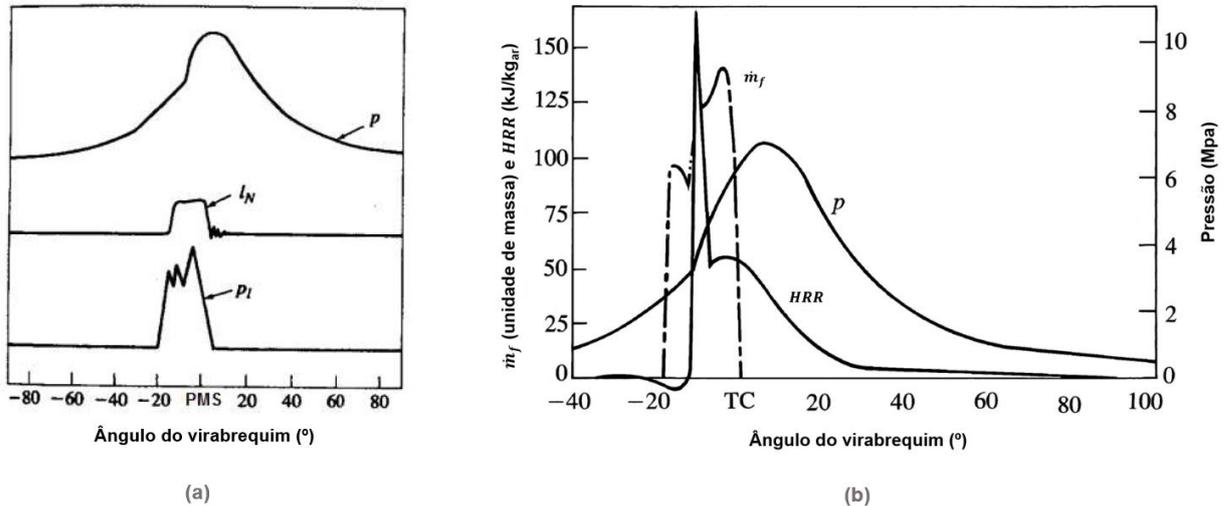


Figura 10 – Características do processo de combustão em MCI de ignição por compressão: (a) pressão no cilindro (p), o deslocamento da agulha do injetor (l_N) e a pressão na linha de injeção (p_l); (b) massa de combustível injetada (\dot{m}_f) e a curva da taxa de liberação de calor aparente (HRR)

Fonte: Adaptado de Austen e Lyn (1960)

A combustão pode ser explicada por um modelo que considera quatro etapas, sendo cada uma controlada por processos físicos ou químicos diferentes. Claramente, a importância de cada etapa depende do sistema de combustão utilizado e das condições de operação do motor.

As etapas estão descritas a seguir e mostradas na Figura 11 (HEYWOOD, 2018):

- (a-b) Atraso de ignição (ID): o período entre o início da injeção na câmara de combustão (SOI) e o início da combustão (SOC) determinado a partir da mudança de inclinação no diagrama de pressão por ângulo do virabrequim, ou de uma análise da taxa de liberação de calor (HRR) ou de um detector de luminosidade;
- (b-c) Fase de combustão da pré-mistura (PCF – do inglês: *Pre-mixed combustion phase*): O combustível que se misturou ao ar até limites inflamáveis durante o período de atraso de ignição entra em combustão rapidamente, devido à alta temperatura e pressão na câmara de combustão e aos vários pontos de ignição já presentes. Quando o combustível encontra esta pré-mistura queimando e também entra em combustão, vê-se a alta taxa de liberação de calor característica desta fase. Essa liberação rápida de energia vem da mistura rica dentro de cada jato de combustível;

- (c-d) Fase de combustão controlada pela mistura ou de queima difusiva (*DFC* – do inglês: *Difusion combustion phase*): enquanto vários processos estão envolvidos nessa fase (atomização, vaporização, mistura de vapor de combustível com o ar, reações químicas da mistura rica dentro do jato de combustível), o combustível da câmara que ainda não foi queimado e o combustível que ainda está sendo injetado apresentarão uma certa taxa de queima, controlada principalmente pela facilidade destes combustíveis de encontrar oxigênio disponível para a combustão, caracterizando uma chama difusiva. Nesta fase, pode aparecer mais um pico na curva da *HRR*;
- (d-e) Fase de combustão tardia: A *HRR* continua em uma baixa taxa (e decrescendo cada vez mais) até alcançar o fim da combustão. Existem várias causas para esta etapa: uma pequena fração do combustível pode ainda não ter queimado; uma fração da energia do combustível estar presente em produtos da combustão (material particulado, CO ou HC por exemplo) e ainda poder ser liberada; e a mistura ou carga no cilindro não ser uniforme e a mistura do ar com os gases queimados promover uma combustão mais completa.

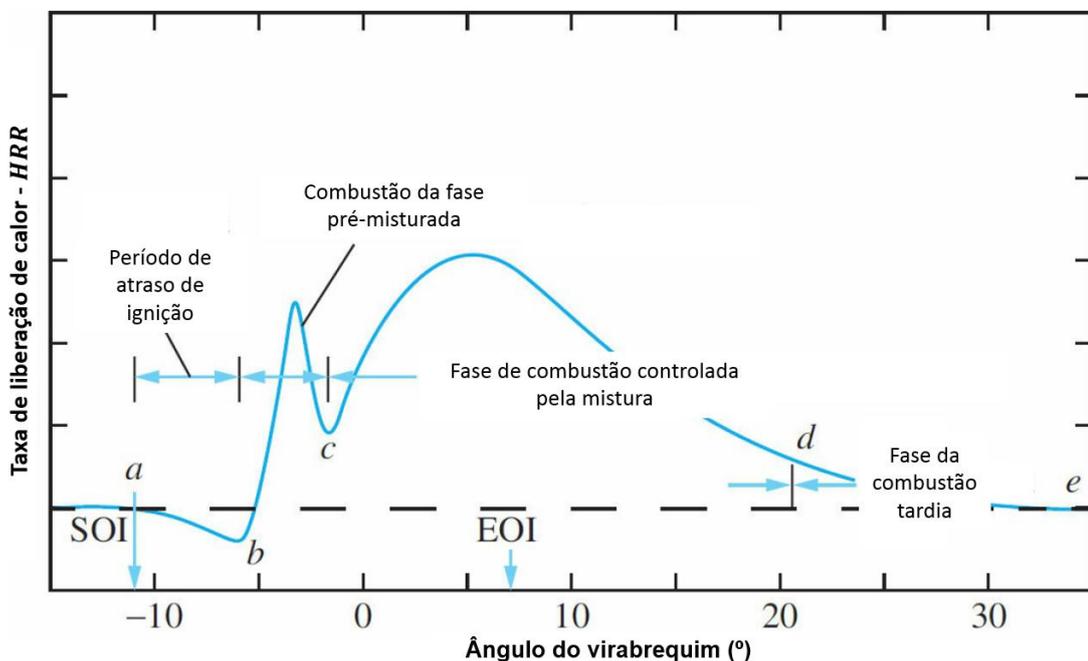


Figura 11 – Taxa de liberação de calor destacando as diferentes fases da combustão de um motor de ignição por compressão de injeção direta
 Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

2.5. Emissões de poluentes em MCI de ignição por compressão

Os motores de combustão interna são fontes importantes e consideráveis de poluentes do ar. De fato, a poluição produzida pelos motores e demais sistemas que utilizam a combustão para seu funcionamento é resultado da incapacidade de acontecer um rearranjo completo das moléculas de combustível formando produtos estáveis em um curto período de tempo, além de existirem ainda reações adicionais que acontecem sob alta temperatura e pressão com os outros componentes presentes no óleo lubrificante e no combustível como os aditivos, o enxofre e os demais componentes não compostos por hidrocarbonetos (JOHNSON, 2001).

Os gases de exaustão de motores de ignição por compressão contêm óxidos de nitrogênio (óxido nítrico, NO, e pequenas quantidades de dióxido de nitrogênio, NO₂, conhecidos como NO_x), compostos orgânicos (hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente não queimados - HC), material particulado, monóxido de carbono (CO) e óxidos sulfurosos (dependendo do combustível). Os valores relativos dessas emissões dependem do projeto do motor e das condições de operação. Emissões de NO_x estão na ordem 500 a 1000 ppm ou 20 g/kg de combustível. Os HC's no escapamento também podem condensar, formando fumaça branca durante a partida do motor e aquecimento. Alguns compostos específicos de hidrocarbonetos nos gases de escape são as fontes do odor da queima. Partículas ou materiais particulados são consideráveis, sendo que cerca de 0,2% a 0,5% da massa de combustível é emitida como partículas pequenas (10 a 500 nm de diâmetro), que consistem principalmente de fuligem com material adicional de hidrocarboneto. Emissões de CO são menores se comparada a motores de ignição por centelha, principalmente por trabalhar com mistura pobre (HEYWOOD, 2018; MOHANKUMAR e SENTHILKUMAR, 2017).

Como nos motores de ignição por compressão o combustível é injetado no cilindro imediatamente antes do início da combustão, a distribuição de combustível não é uniforme durante a maior parte do ciclo. Desta forma, os processos de formação de poluentes dependem fortemente da distribuição de combustível e de como essa distribuição muda com o tempo devido à mistura com o ar quente (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010). A Figura 12 ilustra como várias partes do jato de combustível e da chama afetam a formação de NO_x, HC, CO e fuligem (ou material particulado) durante a *PCF* e a *DCF* em um motor de injeção direta. O NO_x se forma nas regiões de alta temperatura do gás queimado. Entretanto, tanto a temperatura como a distribuição da razão ar/combustível nos gases queimados são não uniformes e as maiores taxas de formação acontecem nas zonas de reação da chama difusiva quase

estequiométricas. A fuligem e o CO se formam no núcleo rico em combustível não queimado do jato, depois que o combustível se vaporizou através da mistura com o ar quente (e depois, com o gás queimado). Posteriormente, a fuligem oxida na região da chama difusiva quando entra em contato com o oxigênio, dando origem ao caráter luminoso amarelo da chama. Os HC's são originários de regiões onde a chama se apaga em contato com as paredes e onde a diluição excessiva com o ar impede o desenvolvimento do processo de combustão. Além disso, o combustível que vaporiza na região abaixo da agulha do injetor (do inglês: *SAC volume*) durante as fases posteriores da combustão também é uma fonte de HC (BAUMGARTEN, 2006).

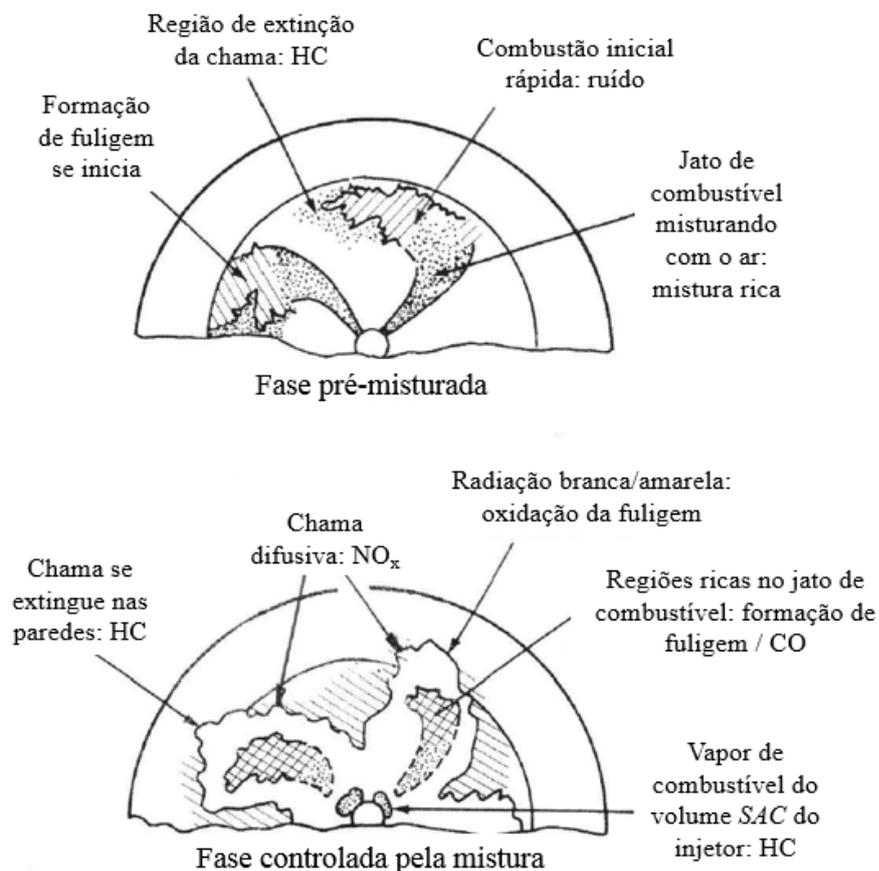


Figura 12 – Mecanismos de formação de poluentes durante fase pré-misturada e fase controlada pela mistura
 Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

Analogamente, Flynn *et al.* (1999) apresentaram na Figura 13 as principais características e distribuição da temperatura do gás em um jato de combustível de injeção direta. As formações dos poluentes são indicadas de acordo com cada fase representada: injeção, atomização, entrada de ar, fase de combustão pré-misturada, região de formação de fuligem, fase da combustão controlada pela mistura ou com chama difusiva.

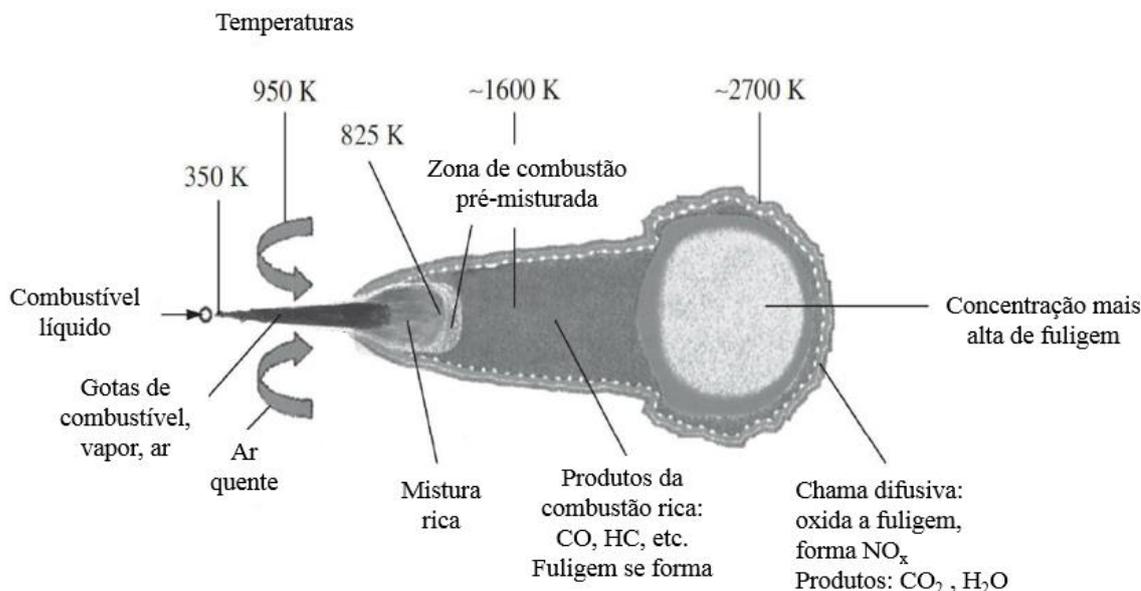


Figura 13 – Características de formação de poluentes e distribuição de temperaturas em um jato de combustível
 Fonte: Adaptado de Flynn *et al.* (1999)

Como os motores de ignição por compressão trabalham geralmente com excesso de ar e o torque gerado é controlado pela quantidade de combustível injetado e o momento ou avanço de injeção, os particulados e o NO_x constituem os poluentes mais importantes a serem considerados em programas de redução de emissões.

Basicamente existem duas formas de controle sobre as emissões de poluentes causadas pelos motores a combustão, sendo que a principal diferença entre eles está na forma de atuação. O primeiro método é conhecido por agir nos produtos da combustão, são os chamados conversores catalíticos que atuam diretamente como agentes redutores dos gases poluentes pós-queima, instalados no escapamento dos motores. Neste método se inclui também a utilização de filtros de partículas sólidas utilizados para a redução do material particulado. O segundo método age diretamente sobre a combustão, modificando a forma como ela acontece, as etapas e os produtos das reações. Neste sentido, pode-se citar as estratégias de calibração do motor e a recirculação dos gases de escapamento (EGR).

Esses métodos são utilizados muitas vezes em conjunto, com mais de uma tecnologia agregada. Atualmente existem três principais alternativas para redução e controle de emissões, que estão diretamente ligadas à combustão e à eficiência térmica que o motor trabalha (HEYWOOD, 2018; MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010). Elas são:

- Tentar diminuir a temperatura de combustão para redução de NO_x e trabalhar no desenvolvimento de filtros para remoção de particulados dos gases e/ou sistemas para

oxidação de poluentes (DOC – do inglês: *Diesel Oxidation Catalyst*). Neste sentido, o atraso da injeção de combustível, a EGR e a regeneração periódica dos filtros de particulados são tecnologias utilizadas;

- Otimizar a combustão e aumentar a eficiência térmica do motor. Neste sentido, a geração de material particulado é minimizada, mas se têm uma alta geração de NO_x . Com isso, é necessário a utilização de catalisadores para redução do NO_x . Atualmente, são utilizados os sistemas de redução catalítica seletiva (SCR – do inglês: *Selective Catalytic Reduction*), com a injeção de ureia (*Ad Blue* ou Arla 32) no escape, que reage com o material do catalisador;
- Utilizar catalisador adsorvente de NO_x ou a tecnologia definida como LNT (do inglês: *Lean NO_x Trap*). Neste sentido, o sistema utiliza adsorventes, geralmente zeólitos, para reter as moléculas de NO e NO_2 , sendo necessário uma regeneração periódica de alta temperatura do catalisador.

2.6. Recirculação dos gases de escapamento - EGR

A recirculação dos gases de escapamento (EGR - do inglês, *Exhaust Gas Recirculation*) consiste na recirculação parcial dos gases queimados para o cilindro. Esta recirculação pode ocorrer de duas formas: internamente, com a variação no tempo de abertura e fechamento das válvulas do motor, retendo gás queimado no cilindro; ou externamente, com sistema de recirculação (resfriado ou não) controlado geralmente por uma válvula, como apresentado na Figura 14 (ZHENG, READER e HAWLEY, 2004).

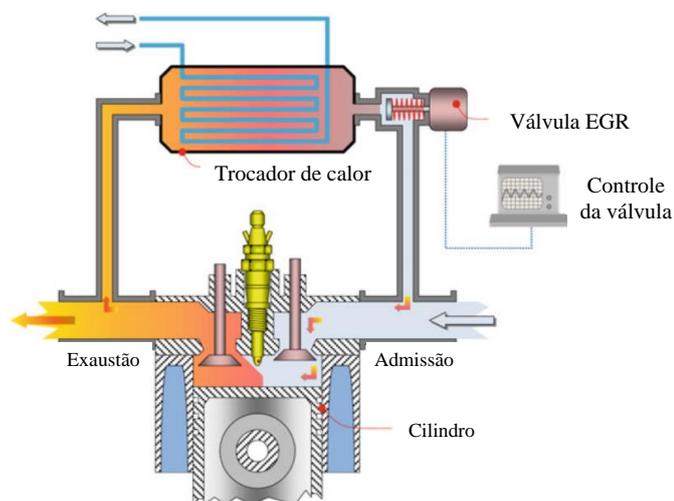


Figura 14 – Representação de um sistema de EGR externo com resfriamento
Fonte: Adaptado de Kegl, Kegl e Pehan (2013)

Esta tecnologia teve sua aplicação inicialmente na década de 1970 em veículos automotores de ignição por centelha. Expandiu-se, posteriormente, em meados de 2000, para os motores de ignição por compressão americanos com o objetivo de atingir valores de emissões de NO_x abaixo de 2,7 g/kWh. O principal efeito do sistema de EGR é a diluição parcial dos gases de admissão com os gases do escape originários da queima do combustível que proporcionam um atraso no início da ignição, reduzindo a temperatura de chama, sendo este o principal agente que interfere na produção do NO_x .

Na década de 90 surgiu um importante grupo de trabalho liderado pelo pesquisador Ladommatos, na Brunel University em Londres, Inglaterra, que tinha como objetivos identificar todos os efeitos do sistema de EGR e prová-los experimentalmente. Basicamente quatro efeitos principais foram descobertos como os responsáveis pela redução da formação do NO_x utilizando-se o sistema de EGR. São eles os efeitos da diluição, térmico, químico e o aumento da massa de ar admitida. Estes efeitos interagem entre si e serão explicados a seguir (SQUAIELLA, 2010):

- Efeito de Diluição: a diminuição da temperatura de chama, e conseqüentemente do NO_x , acontece apenas através da redução da massa de oxigênio contido na admissão causada pela diluição do ar admitido com os gases de escape. A redução do oxigênio contido na admissão faz com que a chama percorra um maior caminho para encontrar as moléculas de oxigênio mais dispersas, causando assim um novo efeito que será explicado pelo processo térmico, onde passa haver uma maior troca de calor entre as outras moléculas de gases inertes que não participam da combustão, reduzindo a temperatura da chama.
- Efeito Térmico: este efeito é demonstrado através do calor específico dos gases presentes na combustão. Na mistura dos gases da admissão com os gases do escape, é introduzida na câmara de combustão uma grande quantidade de gases não reagentes que absorvem o calor da combustão reduzindo assim a temperatura final da chama.
- Efeito Químico: este efeito mostra a redução da temperatura de combustão através das reações de dissociação ou ativação originadas pelos gases inertes recirculados pelo sistema EGR. Este é o processo mais difícil de ser demonstrado.
- Aumento da massa de ar admitida: se a mudança da taxa de EGR resultar no incremento da massa de gases admitidos, tem-se um novo efeito causado pelo aumento do calor específico. Isso é diferente do efeito térmico devido a eventuais diferenças de calor específico que possam existir.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A necessidade de reduzir a dependência de combustíveis fósseis e cumprir os padrões cada vez mais rigorosos de emissões de poluentes em MCI's promoveu o surgimento de combustíveis alternativos para substituir, total ou parcialmente, os combustíveis tradicionais (diesel e gasolina). Esses combustíveis alternativos constituem um campo de pesquisa oportuno e relevante para empresas (tanto na produção dos combustíveis, como no desenvolvimento e calibração de motores) e para instituições de pesquisa.

Atualmente, os biocombustíveis parafínicos são os mais promissores para aplicação em motores de ignição por compressão. Dentre estes, o HVO (do inglês – *Hydrotreated Vegetable oil*) produzido pela hidrogenação de óleos vegetais, os combustíveis *Fischer-Tropsch* produzidos pela polimerização do *syngas* e os combustíveis produzidos a partir de açúcares diretamente para hidrocarbonetos ou DSHC (do inglês - *Direct Sugar to Hydrocarbon*) (GILL *et al.*, 2011; NO, 2014; SOTO *et al.*, 2019).

Considerando a molécula de combustível, os combustíveis alternativos para motores de ignição por compressão podem ser classificados em três categorias principais: biodiesel, mistura de alcanos/olefinas e isoprenóides (SORIANO *et al.*, 2018):

- Biodiesel: de acordo com o Art. 2º, Seção II da Resolução ANP Nº45, de 25/08/2014, biodiesel é definido como um “combustível composto de alquil ésteres de ácidos carboxílicos de cadeia longa, produzidos a partir da transesterificação e/ou esterificação de triglicérides, de gorduras de origem vegetal ou animal”, devendo ainda atender às especificações técnicas (ANP, 2014). O biodiesel trata-se de um combustível biodegradável cuja produção utiliza recursos renováveis. Sua aplicação em motores de ignição por compressão pode ser tanto na forma pura como na forma de uma mistura com diesel em diferentes proporções (OGUNKUNLE e AHMED, 2019). É o biocombustível mais amplamente estudado e as reduções nas emissões de HC e de material particulado em relação ao diesel convencional são amplamente divulgadas na literatura. Esses benefícios se devem principalmente à presença de oxigênio e à ausência de compostos aromáticos em sua composição, o que favorece um processo de combustão mais limpo (SAKTHIVEL *et al.*, 2018). Em relação às emissões de NO_x, a maioria da literatura pesquisada (85% dos trabalhos consultados na revisão de Lapuerta, Armas e Rodríguez-Fernández (2008)) relatam um aumento na combustão do biodiesel em relação ao diesel. Fatores como o tipo do motor, a carga e a composição do biodiesel

(porcentagem de ésteres saturados) possuem influência notável nas emissões de NO_x . Apesar das vantagens no uso de biodiesel em termos de redução de emissões de alguns poluentes, elevada lubricidade e ser essencialmente livre de enxofre, seu menor poder calorífico, sua alta tendência à oxidação e suas fracas propriedades em temperaturas baixas, diminuem parcialmente o valor agregado desse combustível (ARANSIOLA *et al.*, 2013).

- Misturas de alcanos/olefinas: são estruturas parafínicas formadas por compostos obtidos pelo processo de hidrotratamento de óleos vegetais. Embora as matérias-primas possam ser semelhantes às utilizadas na produção de biodiesel, as propriedades do óleo vegetal hidrogenado ou HVO são mais próximas às do diesel convencional (geralmente com maior número de cetano e poder calorífico) (SINGH *et al.*, 2018). A principal desvantagem do HVO é seu alto custo de produção. A integração desse processo em instalações de hidroprocessamento de refinarias convencionais pode reduzir os custos de produção, tornando mais atraente este combustível (VÁSQUEZ *et al.*, 2019). O HVO foi avaliado experimentalmente em motores de ignição por compressão e a maioria dos autores obtém reduções nas emissões de NO_x , HC, CO e material particulado, e características de combustão (atomização, atraso de ignição e duração da combustão) similares às do diesel convencional (SUAREZ-BERTOIA *et al.*, 2019). Analogamente, o processo *Fischer-Tropsch* também é normalmente utilizado para obter misturas de alcanos/olefinas como combustíveis *XTL*, sendo que “X” pode ser carvão, gás ou biomassa, ou seja, *CTL*, *GTL* ou *BTL*, respectivamente (SANTOS e ALENCAR, 2019).
- Isoprenóides: são uma ampla família de compostos derivados do isopreno (C_5H_8), sendo o Farnesano (2, 6, 10-trimetildodecano) o combustível mais comum. Seu processo de produção (DSHC) começa com a fermentação de açúcares derivados de biomassa por microorganismos geneticamente modificados, obtendo um composto chamado Farneseno, que posteriormente é hidrogenado para gerar o Farnesano. Este alcano apresenta alto poder calorífico, alto número de cetano e baixo ponto de congelamento, o que o torna um candidato em potencial para substituição do diesel.

Nas próximas seções são feitas apresentações e discussões dos mais atuais e relevantes trabalhos referentes a aplicação do Farnesano e do biodiesel (com foco no WCO) em motores de ignição por compressão, assuntos estes alvos deste trabalho.

3.1. Farnesano aplicado a motores de ignição por compressão

No processo DSHC, as paredes das células de biomassa são quebradas e os açúcares de hemicelulose são liberados. Após a hidrólise enzimática, que remove os materiais sólidos, açúcares líquidos são, muitas vezes, concentrados por remoção de 50% da água. Os intermediários de hidrocarbonetos são produzidos processando-se açúcares concentrados por meio do processo de fermentação anaeróbica e usando-se fermentação alimentada ou contínua. Os produtos resultantes são, então, enviados para uma etapa de separação de fases para recuperar os combustíveis hidrocarbonatos (WANG e TAO, 2016).

A empresa *Amyris Biotechnology Inc.*, fundada com o incentivo da Fundação Bill e Melinda Gates e sediada na Califórnia – EUA com uma planta piloto no Brasil (Campinas, SP), é a empresa mais conhecida que realiza este processo DSHC para produzir o Farnesano. Durante a fermentação aeróbia avançada deste processo, microrganismos especiais de levedura geneticamente modificados convertem moléculas de açúcar em alcenos, chamados Farneseno ($C_{15}H_{24}$), e outros produtos secundários. Para a produção do diesel renovável através de tal processo de fermentação, são necessários diferentes tipos de enzimas e fungos. Eles podem ser cultivados em tanques especiais ou adquiridos de produtores de enzimas especializadas. Após a separação do Farneseno da suspensão digerida, o hidrocarboneto de cadeia longa é atualizado para o Farnesano ($C_{15}H_{32}$) por meio de hidrotratamento. Depois, ele pode ser usado diretamente como combustível (diesel renovável ou bioquerosene de aviação). Os produtos secundários do processamento DSHC são, na maior parte, hidrocarbonetos para a indústria química e o ácido artemisínico para a droga antimalária (NEULING e KALTSCHMITT, 2015; SANAIOTTI, 2013). O Farnesano produzido pela *Amyris Biotechnology Inc.* no Brasil é uma mistura de hidrocarbonetos parafínicos ($C_{15}H_{32}$), sintetizados a partir da hidrogenação do Farneseno, produto da fermentação do caldo da cana-de-açúcar pela levedura geneticamente modificada. O mecanismo simplificado de formação do Farnesano é apresentado na Figura 15.

Existem alguns poucos trabalhos de pesquisa que relatam as propriedades térmicas e de combustão do Farnesano, sendo que a maioria desses trabalhos está relacionada às aplicações de aviação (HOLMBORN, 2015; RICHTER *et al.*, 2018; YANG *et al.*, 2019). Neste sentido, a literatura é escassa em estudos aprofundados quanto ao uso do Farnesano em motores de ignição por compressão, sendo este ainda considerado um novo combustível. A seguir, são apresentados os principais trabalhos que compõem o estado da arte relacionado à aplicação do Farnesano em motores.

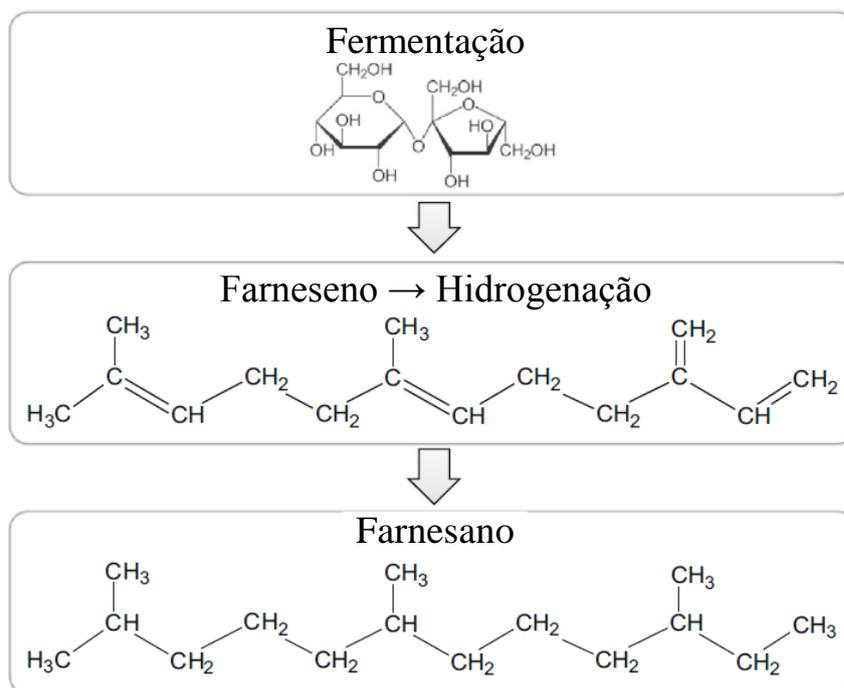


Figura 15 – Mecanismo de formação do Farnesano a partir do caldo da cana-de-açúcar
 Fonte: Adaptado de Neuling e Kaltschmitt (2015)

Cachiolo *et al.* (2013) conduziram um estudo do ponto de vista técnico e econômico com a introdução do diesel renovável de cana-de-açúcar, puro e misturado ao diesel convencional, em uma empresa urbana de transportes na cidade do Rio de Janeiro. Os autores observaram benefícios ambientais em relação às emissões de poluentes com valores de redução de até 27% de CO, 22% de NO_x, 16% de HC e 10% de material particulado em relação ao diesel convencional. Entretanto, verificou-se um aumento nos custos operacionais médios de 23,1%. Esse impacto financeiro é causado principalmente pelo preço do Farnesano, que excede o custo do diesel fóssil em 70%. Essa diferença de custo pode diminuir com o aumento da escala de produção e incentivos governamentais. Neste sentido, a produção do diesel da cana-de-açúcar surge como uma nova oportunidade de estabelecimento de uma fonte de energia renovável para o setor da mobilidade, visto que o Brasil é um país produtor da cana-de-açúcar e possui vasto território para o cultivo da mesma.

A partir de uma análise do ciclo de carbono realizada por Sanaiotti (2013), foi possível verificar que a cadeia de produção e distribuição do diesel renovável da cana-de-açúcar proporciona emissão líquida de gases de efeito estufa inferior às demais alternativas existentes para produção de óleo diesel. Os resultados apresentaram uma redução substancial, de até 82%,

em relação à emissão líquida obtida no ciclo de vida do diesel fóssil e, conseqüentemente, estabelecem o Farnesano como uma alternativa para redução do aquecimento global.

Um fator que influencia muito a combustão em motores de ignição por compressão é o atraso de ignição (ID), o qual depende entre outros fatores, das propriedades químicas do combustível, bem como da sua inflamabilidade avaliada pelo número de cetano. De acordo com Khovakh (1979), quanto maior o conteúdo de hidrocarbonetos parafínicos no combustível, maior será seu número de cetano e, por conseguinte, mais curto o ID e mais suave o funcionamento do motor. Neste sentido, Conconi e Crnkovic (2013) apresentaram estudos sobre o comportamento térmico do diesel fóssil, Farnesano, biodiesel de soja e suas misturas binárias e terciárias em diferentes proporções. Os autores utilizaram da técnica de termogravimetria, juntamente com um modelo matemático relacionado ao ID, para determinar a energia de ativação dos combustíveis. Segundo abordado, não somente o número de cetano é importante para compreender o comportamento dos combustíveis em relação ao ID, mas também o perfil da curva de energia de ativação em relação a conversão. Este perfil mostra o mecanismo da decomposição térmica do combustível, do início até o final do processo, e a sua reatividade. Considerando que quanto menor a energia de ativação menor é o ID, quando comparado ao biodiesel de soja, o Farnesano apresentou menor energia de ativação, sendo assim, melhores características de início da combustão.

Machado e Shiraiwa (2013) avaliaram o Farnesano puro e em misturas com o diesel fóssil de 10%, 20%, 30, 50% e 75% em volume, sob o ponto de vista das emissões normalizadas e a influência nas características de desempenho do motor. O Farnesano apresentou redução nas emissões de NO_x, HC, CO, CO₂ e material particulado na ordem de 11,2%, 16,7%, 15,1%, 4,7% e 6,1%, respectivamente, em relação ao diesel convencional sem modificação na calibração original do motor.

Millo *et al.* (2014) avaliaram um motor de ignição por compressão de aplicação *light-duty* utilizando uma mistura com 30% de Farnesano e 70% de diesel (em % por volume). Testes foram realizados em condições de plena carga e cargas parciais, representativos dos ciclos de emissões para homologação, sem modificar a calibração original da central eletrônica do motor. Observou-se reduções das emissões específicas de CO e HC com a mistura de combustível com Farnesano, principalmente nas condições de operação de cargas médias e baixas, enquanto que o nível de fumaça foi reduzido em todas as condições de operação do motor. Em condições de plena carga, a mistura com 30% de Farnesano obteve uma ligeira redução do torque disponível (aproximadamente 2%) se comparado ao diesel convencional. Não foram encontradas

diferenças significativas na eficiência de conversão de combustível, no consumo específico de combustível e nas emissões específicas de CO₂ em cargas parciais. Os autores relataram que a mistura com o Farnesano possui propriedades químicas e físicas semelhantes ao diesel, no que diz respeito à viscosidade e a densidade. Entretanto, o maior poder calorífico inferior e o maior número de cetano do Farnesano implicam que o biocombustível possui melhores propriedades de combustão. Além disso, a ausência de compostos aromáticos e de enxofre pode contribuir para uma diminuição nas emissões de fumaça e de partículas.

Hamilton *et al.* (2014) estudaram o comportamento da combustão de um combustível DSHC em um motor monocilíndrico com injeção mecânica comparando com diesel convencional marítimo americano. Este novo combustível foi caracterizado apresentando menor massa específica, viscosidade e modo de compressibilidade (ou *bulk modulus*) em comparação com o diesel convencional. Um início da injeção (SOI) atrasado foi observado para o combustível DSHC, o que é atribuído principalmente à maior compressibilidade da composição parafínica do DSHC. No entanto, o ID apresentou uma redução, sendo este efeito atribuído ao aumento da inflamabilidade do DSHC devido à sua alta composição química parafínica.

Analogamente, Gowdagiri *et al.* (2014) analisaram o comportamento de vários combustíveis, dentre eles o Farnesano, em um motor monocilíndrico com rotação e SOI constantes. Os autores observaram que o ID diminuiu em aproximadamente 15% com o aumento do número de cetano de 40 a 80. O consumo específico de combustível e as emissões de CO reduziram com o aumento do número de cetano, devido ao adiantamento da ignição da mistura, aumentando o trabalho de expansão, e maiores temperaturas. Além disso, os autores mostraram que as emissões de NO_x diminuem com o aumento da razão H/C e a diminuição da densidade do combustível ou aumento de insaturações.

Soriano *et al.* (2017) verificaram a formação de fuligem e a sua reatividade à oxidação em um motor de ignição por compressão comercial utilizando diesel com baixo teor de enxofre, combustível produzido pelo processo *Fischer-Tropsch (GTL)*, biodiesel e Farnesano. De acordo com os resultados encontrados, os autores concluíram que, sob as condições específicas de carga e rotação analisadas experimentalmente no trabalho, o Farnesano é o combustível parafínico mais promissor para os motores de ignição por compressão atuais.

As características de combustão do Farnesano comparadas com as do combustível de aviação convencional Jet A-1 foram estudadas por Richter *et al.* (2018). Um tubo de choque de pressão e velocidade de chama laminar foi utilizado para medir e caracterizar o ID. Os autores

observaram que o comportamento da combustão do Farnesano é semelhante ao do Jet A-1, diferindo apenas em temperaturas abaixo de 1000 K.

Soriano *et al.* (2018, 2019) testaram um motor de ignição por compressão comercial em cinco pontos de operação dos ciclos de emissões europeu utilizando o Farnesano, biodiesel de mistura de óleo de palma e soja, *GTL* de origem fóssil (gás natural), e diesel convencional com baixo teor de enxofre. Desempenho similar mantendo a configuração de calibração original do motor e reduções tanto de HC como de material particulado em relação ao diesel foram obtidos com todos os combustíveis alternativos. Os maiores benefícios nas emissões de HC e material particulado foram observados com o biodiesel, devido à presença de oxigênio na sua composição, e com o Farnesano, devido à molécula única de combustível que leva a condições de vaporização e reatividade favoráveis. Valores mais altos de NO_x e velocidade da combustão foram obtidos com o biodiesel (devido à presença de oxigênio). Pequenas reduções de NO_x foram atingidas com os combustíveis parafínicos, explicados pela maior relação H/C e maior número de cetano. Embora o Farnesano e o *GTL* sejam ambos combustíveis parafínicos, a duração da combustão do biocombustível é menor, o que pode influenciar na formação e oxidação do material particulado, sendo que o Farnesano obteve os melhores resultados.

Soto *et al.* (2019) estudaram experimentalmente o desempenho e as emissões de dois biocombustíveis derivados da cana-de-açúcar, Farnesano e biodiesel-LS9, comparando com o diesel mineral convencional em um motor comercial de ignição por compressão *light-duty*. Os testes foram conduzidos em condições de plena carga e no ciclo de emissões europeu transiente. O biodiesel-LS9 apresentou as menores emissões de HC, o que foi atribuído ao teor de oxigênio no combustível. Para o Farnesano, a ausência de compostos aromáticos causou redução de HC em relação ao diesel. O maior número de cetano e o maior fluxo de EGR do biodiesel-LS9, e a maior razão H/C do Farnesano em comparação ao diesel acarretaram em redução de NO_x . Não foram observadas variações significativas nas relações entre o poder calorífico inferior e a razão ar/combustível estequiométrica, tanto como na razão entre a eficiência térmica de eixo e o fator lambda quando os três combustíveis foram testados, o que significa que eles não influenciam a potência efetiva do motor. Em uma pesquisa semelhante, mas desta vez utilizando os pontos de operação do ciclo de emissões europeu estacionário, Soto *et al.* (2021) encontraram os mesmos benefícios de redução de emissões, atingindo os mais baixos níveis de material particulado ao utilizar o Farnesano. Os autores concluíram que os resultados experimentais utilizando Farnesano em um motor comercial suportam a aplicação do biocombustível da cana-de-açúcar no transporte rodoviário.

Recentemente, Gómez *et al.* (2020) analisaram a tendência de formação de fuligem da mistura diesel-gasolina com três combustíveis binários alternativos também misturados à gasolina: biodiesel, *GTL*, e o Farnesano. O parâmetro OESI (do inglês: *Oxygen Extended Sooting Index*) foi utilizado para comparação da tendência da opacidade. Os resultados mostraram que, para a mesma porcentagem de gasolina, a tendência de fuligem do Farnesano é semelhante à do *GTL*, que são menores do que a do biodiesel e do diesel, em ordem crescente. Entretanto, em função da proporção de gasolina, a tendência de fuligem do diesel e biodiesel diminuem, enquanto que a dos combustíveis parafínicos aumenta. Um conjunto de misturas ternárias de diesel-Farnesano-gasolina indicou que os compostos aromáticos são o parâmetro que tem mais influência na tendência da opacidade.

3.2. Biodiesel aplicado a motores de ignição por compressão

A matéria-prima mais abundante para a produção de biodiesel no Brasil é o óleo de soja, porém medidas governamentais têm incentivado o uso de outras matérias-primas como a mamona e palma nas regiões semi-áridas nordestinas. Não obstante, o elevado preço dos óleos vegetais tem tornado o biodiesel não-competitivo economicamente frente ao diesel de petróleo, sendo necessários programas e incentivos do governo (ANP, 2020). Combustíveis alternativos ao diesel de petróleo devem apresentar, além de competitividade econômica, uma técnica de produção definida, aceitabilidade ambiental e disponibilidade.

Assim, a redução do custo da matéria-prima utilizada na produção de biodiesel torna-se essencial. Matérias-prima baratas como óleos e gorduras residuais têm atraído a atenção de produtores de biodiesel devido ao seu baixo custo. A reciclagem do óleo de fritura ou óleo residual de cozinha (WCO) como biocombustível não somente retira um composto indesejado do meio ambiente, mas também permite a geração de uma fonte de energia alternativa, renovável e menos poluente, constituindo-se, assim, em um forte apelo ambiental. Por esta razão, o biodiesel tem se tornado um dos mais importantes biocombustíveis, não apenas devido à produção oriunda de diversas oleaginosas, mas principalmente pela análise da possibilidade de reaproveitamento de gordura animal ou óleos residuais para obtenção do óleo combustível, transformando o que seria resíduo descartável em fonte de energia (SAKTHIVEL *et al.*, 2018; ZHANG *et al.*, 2014)

Segundo Knothe, Krahl e Gerpen (2010), o biodiesel é produzido a partir da alteração da estrutura química de gorduras animais e vegetais por meio de processos de transesterificação

ou pela esterificação direta, produzindo ésteres de cadeias menores. A escolha pela tecnologia de processamento das matérias primas deve passar primeiramente por uma análise conceitual de esterificação e transesterificação. Enquanto a esterificação consiste na conversão de ácidos graxos livres em ésteres, a transesterificação se refere à transformação de triglicerídeos em ésteres e glicerol. A esterificação representa um pré-tratamento do triglicerídeo com elevada quantidade de ácidos graxos livres, sendo o biodiesel produzido por meio da transesterificação, pelo menos na maioria dos casos. Ambos os processos podem ser utilizados em conjunto para aproveitar subprodutos e potencializar a produção, assim este processo se conhece como transesterificação em duas etapas. Na Figura 16 apresenta-se a esquematização da reação química de transesterificação para um óleo vegetal, da mesma forma como ocorre na produção de biodiesel a partir de óleo residual de cozinha.

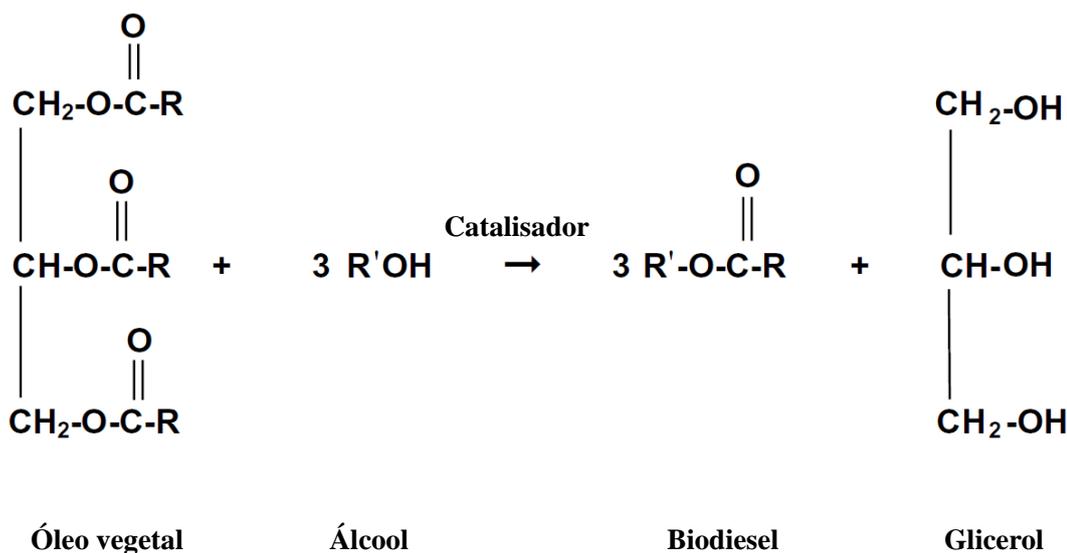


Figura 16 – Reação de transesterificação para um óleo vegetal e um álcool genérico
 Fonte: Adaptado de Knothe, Krahl e Gerpen (2010)

Existe um número considerável de trabalhos de pesquisa que relatam as propriedades de desempenho, combustão e emissões do biodiesel em motores. Neste sentido, será apresentado os principais trabalhos que compõem o estado da arte relacionado à aplicação de biodiesel derivado de óleos residuais em motores de ignição por compressão, com foco no WCO, assunto este alvo deste trabalho.

Segundo Boehman *et al.* (2004), algumas das principais preocupações para o uso de biodiesel em motores de ignição por compressão têm a ver com baixa volatilidade, alta viscosidade, corrosividade (ácidos), problemas de fluxo a frio e presença de componentes termicamente instáveis. Características de injeção modificadas pelo uso do biodiesel possuem

influência significativa na temperatura de combustão. Sabe-se que valores mais elevados de massa específica, velocidade do som na tubulação de alta pressão do combustível, quantidade de combustível injetado e avanço no início da injeção, aumentam a temperatura de combustão. Esta pode ser uma das razões para o aumento das emissões de NO_x queimando biodiesel.

Enweremadu e Rutto (2010), Stephen e Periyasamy (2018) e Tamilselvan, Nallusamy e Rajkumar (2017) apresentaram revisões sobre aspectos técnicos (combustão, desempenho e emissões) e econômicos do uso do biodiesel de óleo residual de cozinha em MCI's. De acordo com os autores, existem três principais vantagens decorrentes da utilização de óleos residuais para produção de biodiesel: a primeira, de cunho tecnológico, caracteriza-se pela dispensa do processo de extração do óleo; a segunda, de cunho econômico, caracteriza-se pelo custo da matéria-prima, pois por se tratar de um resíduo o óleo residual de cozinha tem seu preço de mercado estabelecido; e a terceira, de cunho ambiental, caracteriza-se pela destinação adequada de um resíduo que, em geral, é descartado inadequadamente impactando o solo e o lençol freático e, conseqüentemente, a biota desses sistemas.

O biodiesel é produzido a partir de diferentes matérias-primas; portanto, suas propriedades físico-químicas variam de acordo com a respectiva fonte. Lin, Huang e Huang, (2009) analisaram o desempenho e as emissões de um motor diesel alimentado com diferentes ésteres metílicos como biodiesel. Éster metílico do óleo de soja (SOME), éster metílico do óleo de amendoim (PNOME), éster metílico do óleo de milho (COME), éster metílico do óleo de girassol (SFOME), éster metílico do óleo de canola (ROME), éster metílico do óleo de palma (POME), éster metílico do óleo de palmiste (PKOME) e éster metílico do resíduo de óleo de fritura (WFOME) foram utilizados. Eles relataram que as características de desempenho e emissões do motor não eram as mesmas com o biodiesel derivado de diferentes matérias-primas. Por exemplo, a emissão de NO_x aumentou de 466 ppm com diesel convencional para 566 e 492 ppm para o SOME e o PKOME, respectivamente, e a emissão foi a mesma comparando o SOME e o KOME. Da mesma forma, a emissão de fumaça diminuiu de 22% com o diesel convencional para 9% com o SOME e 6% com o KOME. Quando abastecido com os vários combustíveis ésteres metílicos de teste, o motor diesel teve um consumo específico de eixo (BSFC) maior na faixa de 9,45% a 14,65% comparando com o diesel convencional. Os resultados experimentais demonstraram que as propriedades físicas e químicas dos combustíveis de ésteres metílicos de óleos vegetais possuem um efeito significativo no tempo, e na eficiência de combustão, afetando tanto o desempenho como as emissões de escape do motor. Combustíveis de ésteres metílicos de óleos vegetais podem ser substitutos do diesel

convencional em motores devido à potencial sustentabilidade e benefícios ambientais na forma de atender a demanda energética e reduzir emissões.

Can (2014) utilizou misturas de biodiesel de óleo residual de cozinha com o diesel convencional (5% e 10% de proporção em volume) em um motor diesel monocilíndrico de injeção direta. Testes foram realizados com o motor na rotação de 2200 rpm para quatro cargas diferentes (1,2, 2,4, 3,6, 4,8 bar de pressão média efetiva de eixo (BMEP)). As adições de biodiesel aumentaram as emissões de NO_x em 8,7% e diminuíram as emissões de HC e fumaça em todas as condições de operação do motor testadas. Analogamente, Can *et al.* (2016) analisaram o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes do biodiesel de soja em misturas com o diesel convencional (20% de proporção em volume) juntamente com a influência da EGR externa (5, 10 e 15 %) em um motor diesel monocilíndrico de injeção direta. Testes foram realizados com o motor na rotação de 2200 rpm para quatro cargas diferentes (3,75, 7,5, 11,25 e 15 Nm). O motor foi instrumentado com um sistema de aquisição da pressão de combustão, ou pressão dentro do cilindro, o que tornou possível análises utilizando a taxa de liberação de calor para cada condição de teste. Desta forma os autores realizaram um estudo de parâmetros como o atraso de ignição, a velocidade e as etapas da combustão. O uso de biodiesel de óleo de soja juntamente com EGR externa promoveu um aumento do atraso de ignição e da fase pré-misturada da combustão, entretanto, sem penalidades significativas no desempenho e consumo. Os maiores ganhos foram na redução de emissões de NO_x, uma média de 50% com 15% de EGR.

Do mesmo centro de pesquisa dos trabalhos anteriores, e utilizando o mesmo motor e instrumentação da bancada de provas, Can, Öztürk e Yücesu (2017) estudaram a combustão e as emissões de poluentes do biodiesel de canola em misturas com o diesel convencional (5%, 10%, 15% e 20% de proporção em volume). Testes foram realizados com o motor na velocidade de 2200 rpm para quatro cargas diferentes (4,8, 3,6, 2,4 e 1,8 bar de BMEP). A combustão das misturas com biodiesel de canola apresentou, para todas as cargas, um menor atraso de ignição com um conseqüente início de combustão adiantado devido ao maior número de cetano e menor conteúdo aromático. Assim, os valores máximos da taxa de liberação de calor reduziram gradativamente juntamente com a redução das frações de combustão pré-misturada quando a razão de biodiesel de canola foi aumentada. Da mesma forma, um correspondente aumento da fração de combustão de difusão foi observado para todas as cargas. Considerando uma média dos testes, o BSFC aumentou em torno de 4,4% e a eficiência térmica reduziu em torno de

2,9%. A adição do biodiesel de canola gradualmente aumentou as emissões de NO_x e CO₂ e reduziu as emissões de material particulado, HC e CO.

Wei, Cheung e Ning (2017) investigaram a influência do biodiesel de óleo residual de cozinha usado na combustão e emissões em um motor diesel aspirado, de quatro cilindros, de injeção direta. Nos testes foram utilizados diesel convencional, misturas de 20, 50, 75% de biodiesel com diesel e somente biodiesel, todos estes no ciclo de teste Japonês de treze pontos. Como resultados, o biodiesel de WCO aumentou a pressão dentro do cilindro e diminuiu tanto o atraso de ignição como a taxa de liberação de calor. Além disso o consumo específico de eixo aumentou com o uso do biodiesel e a eficiência térmica não apresentou grandes diferenças em todas as condições testadas.

Biodiesel de óleo de mamona, óleo de coco e WCO foram produzidos por transesterificação e misturados ao diesel convencional por Zareh, Zare e Ghobadian (2017). As razões de mistura volumétrica de biodiesel com diesel foram de 5, 10, 20 e 30%. Os autores realizaram testes em um motor de ignição por compressão de injeção direta turboalimentado e analisaram o desempenho e as emissões. Viscosidade, quantidade de oxigênio no combustível, comprimento da cadeia de hidrocarbonetos, número de cetano, quantidade de biodiesel no combustível, rotação do motor e carga foram estudados separadamente para melhor consideração dos efeitos de cada parâmetro. Os resultados experimentais indicaram que as melhores características de desempenho e emissões pertencem às misturas de diesel com biodiesel de WCO e de diesel com biodiesel de óleo de coco, respectivamente.

Abed *et al.* (2018) estudaram experimentalmente o desempenho e as emissões de um motor de ignição por compressão utilizando misturas de biodiesel de WCO com diesel (10%, 20% e 30% de proporção em volume). Temperaturas mais altas dos gases de escape foram registradas para as misturas com biodiesel em comparação com o diesel convencional, além do maior consumo de combustível e menor eficiência térmica devido ao poder calorífico. As emissões de CO, opacidade e HC foram menores para as misturas com biodiesel, entretanto, as emissões de NO_x foram maiores.

Dueso *et al.* (2018) testaram o comportamento do biodiesel de girassol em um motor de ignição por compressão após ser tratado com um aditivo antioxidante natural produzido a partir da extração de bio-óleo. No trabalho foram avaliadas as influências deste aditivo renovável no desempenho do motor e nas emissões de poluentes. Cinco outros combustíveis foram utilizados para comparação: diesel de petróleo, biodiesel puro de girassol sem aditivos, biodiesel comercial, mistura comercial B10 e outra mistura B10 preparada a partir de biodiesel de

girassol. A potência gerada foi semelhante para os seis combustíveis, enquanto o consumo específico de combustível e a eficiência térmica foram maiores para os casos com biodiesel. Pequenas diferenças (<1%) foram observadas entre o biodiesel B10 com biodiesel de girassol e o biodiesel puro de girassol, mostrando que o aditivo à base de bio-óleo não afetou negativamente o desempenho geral do motor. Em relação às emissões de gases de escape, as emissões médias ponderadas de NO_x e CO₂ foram maiores para os biodieseis, enquanto o CO e o fator de opacidade foram menores nesse caso. A incorporação do aditivo à base de bio-óleo reduziu as emissões de NO_x e a opacidade de fumaça em 3,0% e 4,4% em comparação com o biodiesel puro, respectivamente. Além disso, as emissões gasosas de CO e HC aumentaram cerca de 0,7 e 14,3%, respectivamente, valores ainda inferiores aos do diesel convencional derivado do petróleo.

Yesilyurt (2019) analisou a influência de seis diferentes pressões de injeção (170 a 220 bar) em onze diferentes rotações (1000 a 3000 rpm) para um motor utilizando misturas de diesel com biodiesel de WCO (5% a 30% de proporção em volume). As misturas apresentaram reduções no torque, potência, CO, HC e opacidade, entretanto, consumo específico de combustível, temperatura dos gases de escape, NO_x e CO₂ aumentaram. O aumento da pressão de injeção (até 210 bar) acarretou na elevação do torque, eficiência térmica e emissões de NO_x, com reduções das emissões de HC e de opacidade. Os autores concluíram que as misturas com biodiesel podem ser utilizadas em motores de ignição por compressão sem nenhuma modificação.

O biodiesel do óleo residual de cozinha foi avaliado em misturas com n-propanol (em até 50% em volume) por Dhanasekaran *et al.* (2019). A adição de n-propanol reduziu a viscosidade do biodiesel, a emissão de fumaça pela maior quantidade de oxigênio e as emissões de NO_x devido ao maior calor latente de vaporização. Entretanto, a adição de n-propanol causou um aumento do consumo específico para todas as misturas. A eficiência térmica de eixo aumentou com o uso do n-propanol no biodiesel em todas as cargas, mas permaneceu menor do que o diesel convencional. De acordo com os autores, o biodiesel juntamente com o n-propanol pode ser utilizado com eficiência para reduzir as emissões e a dependência de combustíveis fósseis, ao invés de ser um risco ambiental que contamina o solo e recursos hídricos.

Segundo Gad *et al.* (2020), os principais desafios da utilização do biodiesel de WCO em motores de ignição por compressão são as emissões de NO_x além da alta viscosidade, alto ponto de fluidez e baixa volatilidade do combustível. Os autores analisaram os impactos da

adição de gasolina como aditivo do biodiesel nas características de combustão, emissões e na exergia de um motor sobre várias cargas na rotação de 1500 rpm. Os resultados ilustram que a pressão do cilindro, a taxa de liberação de calor, a taxa de exergia do combustível e a eficiência exergética são aumentadas com a adição de gasolina ao biodiesel. As emissões dos poluentes CO, HC, NO_x e opacidade diminuíram acentuadamente em 25%, 30%, 20% e 30%, respectivamente.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo tem-se como finalidade descrever as etapas e os procedimentos seguidos no desenvolvimento do trabalho desde a especificação do motor até a realização dos testes dinamométricos. Basicamente, envolve os procedimentos de desenvolvimento e instrumentação da bancada de teste, preparação e propriedades dos combustíveis, metodologia numérica de análise de dados, método de cálculo das incertezas de medição e planejamento dos ensaios.

4.1. Desenvolvimento da bancada experimental

A bancada de teste experimental desenvolvida no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI (LMT-UNIFEI) conta com um motor de pesquisa monocilíndrico de ignição por compressão instrumentado. O motor foi acoplado a um freio hidráulico já disponível no laboratório para a análise do desempenho, combustão e emissões de poluentes. Os projetos dos componentes, instrumentação, usinagem e soldagem das peças para o desenvolvimento da bancada foram realizados pelo autor deste trabalho com o auxílio dos técnicos de usinagem do Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) da UNIFEI.

4.1.1. Especificação do motor

O motor modelo BFDE 10.0 da marca Buffalo, geralmente utilizado para geração de energia em pequena escala, foi utilizado para instrumentação e desenvolvimento da bancada. É um motor monocilíndrico de quatro tempos, ignição por compressão, naturalmente aspirado, com refrigeração direta (por ar) e equipado com sistema de injeção direta de combustível com acionamento por bomba mecânica. O ângulo e a pressão de injeção foram mantidos constantes durante os testes, com valores de $22^{\circ} \pm 1^{\circ}$ e 19,6 MPa, respectivamente. O cabeçote possui uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão e a relação volumétrica de compressão (r_c) do motor é de 19,0:1. A Tabela 1 explicita as especificações detalhadas do motor. A câmara de combustão do motor é do tipo com cavidade no pistão, com *swirl* moderado e injetor com quatro furos. Na Figura 17 é apresentada uma imagem ilustrativa do motor original que foi adaptado para bancada de teste e imagens do cabeçote do motor, com o posicionamento das válvulas, do injetor, e do pistão com a cavidade no topo.

Tabela 1 – Especificação detalhada do motor

| | |
|---|---|
| Fabricante / Modelo | Buffalo / BFDE 10.0 |
| Tipo | Ignição por compressão de quatro tempos |
| Número de cilindros | 1 |
| Volume deslocado (V_d) - Cilindrada | 418 cm ³ |
| Diâmetro do cilindro (B) | 86 mm |
| Curso do pistão (L) | 72 mm |
| Comprimento da biela (l) | 118 mm |
| Raio do virabrequim (a) | 38 mm |
| Relação volumétrica de compressão (r_c) | 19,0:1 |
| Número de válvulas | 1 de admissão, 1 de exaustão |
| Diâmetro válvula admissão/exaustão | 36 mm / 29 mm |
| Aspiração | Naturalmente aspirado |
| Refrigeração | Direta - Ar |
| Injeção de combustível | Direta acionada por bomba mecânica |
| Injetor | 4 furos |
| Ângulo de injeção | 22°±1° antes do PMS |
| Pressão de injeção | 19,6 MPa |
| Lubrificação | Óleo SAE 15W-40 |
| Sistema de pós tratamento | - |
| Potência máxima | 7,1 kW @ 3600 rpm |
| Torque máximo | 27 Nm @ 2800 rpm |

Fonte: Buffalo (2018)



Figura 17 – Motor monocilíndrico de ignição por compressão, cabeçote e pistão
 Fonte: Buffalo (2018)

4.1.2. Instrumentação para análise da combustão

A pressão dentro da câmara de combustão foi medida com um transdutor piezoelétrico de pressão, modelo AVL GH14DK. O sinal de carga elétrica do sensor de pressão passa por um amplificador de carga para conversão e amplificação do sinal para volts, antes da digitalização em um conversor analógico-digital e processamento. A sensibilidade do transdutor foi dada pela ficha de calibração e é igual a 19,51 pC/bar. O ganho do amplificador foi regulado via software AVL em função da pressão máxima (AVL, 2012).

O transdutor de pressão trabalha em conjunto com um medidor angular óptico acoplado ao virabrequim do motor, modelo AVL 365C, para fornecer a pressão no interior do cilindro para cada posição angular no ciclo. O princípio de funcionamento deste encoder ou marcador angular óptico baseia-se na varredura foto elétrica de finas sequências de traços. O suporte da medição dos marcadores angulares é um disco de vidro sobre o qual é colocada uma sequência radial de traços e interstícios, constituindo o que é chamado de pista incremental. Um LED então emite uma luz que passa pelo disco de vidro. Como o disco contém marcas, a luz passa somente onde não há traços. Portanto, na saída obtém-se um sinal luminoso com a variação angular e um sinal de referência da segunda pista. Este sinal é conduzido até um conversor luz-pulso, que contém células fotovoltaicas que transformam este sinal luminoso em sinal elétrico. Este sinal, por sua vez, adentra o conversor analógico-digital e comanda o chaveamento para sua transformação. O sinal de variação angular comanda a frequência de medição e o sinal de referência é o que zera a contagem quando se completa um ciclo. Lembrando que, para motores de quatro tempos, um ciclo somente é completado em 720° (duas voltas do virabrequim), então este sinal deve ser ignorado uma vez a cada duas voltas.

O sistema de aquisição e processamento de dados da combustão em tempo real AVL Indimicro foi utilizado para gravação dos dados em intervalos de $0,1^\circ$ de ângulo do virabrequim. Os dados utilizados nos resultados foram calculados da média de 200 ciclos coletados para cada condição de teste e da metodologia numérica que será apresentada na Seção 4.3. Na Figura 18 pode ser observado um diagrama esquemático do sistema para análise da pressão no interior do cilindro.

Para instrumentação do motor, foi adquirido um novo cabeçote para desenvolvimento do projeto da instrumentação, respeitando as recomendações técnicas do fabricante para alojamento do sensor de pressão no cilindro e posterior usinagem, como mostra a Figura 19.

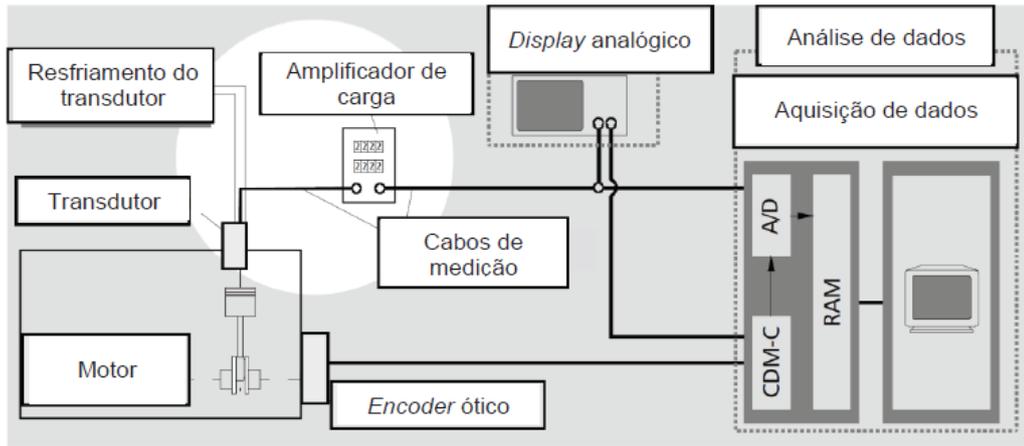


Figura 18 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro com componentes adicionais
 Fonte: Adaptado de Merker, Schwarz e Teichmann (2012)

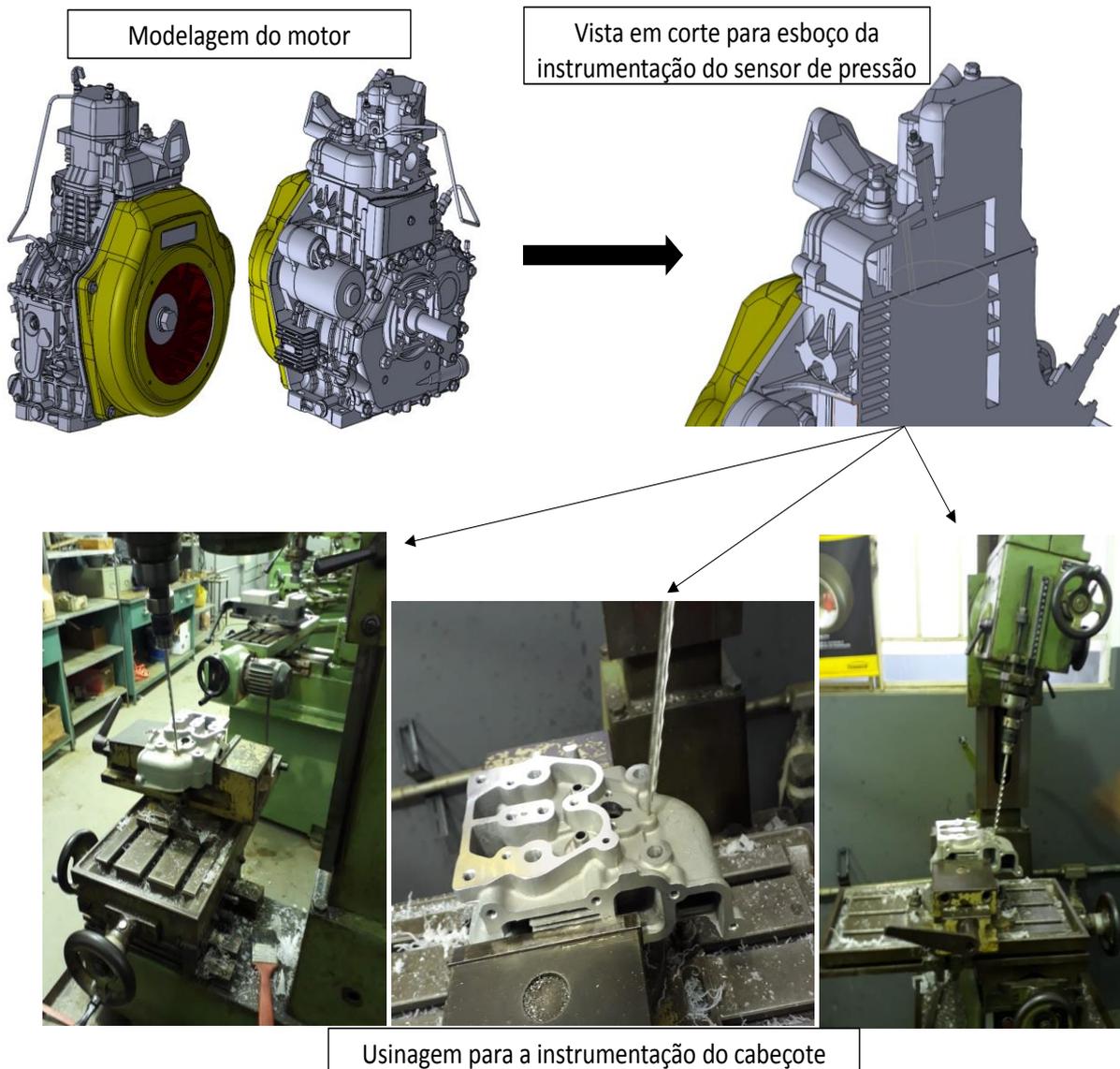
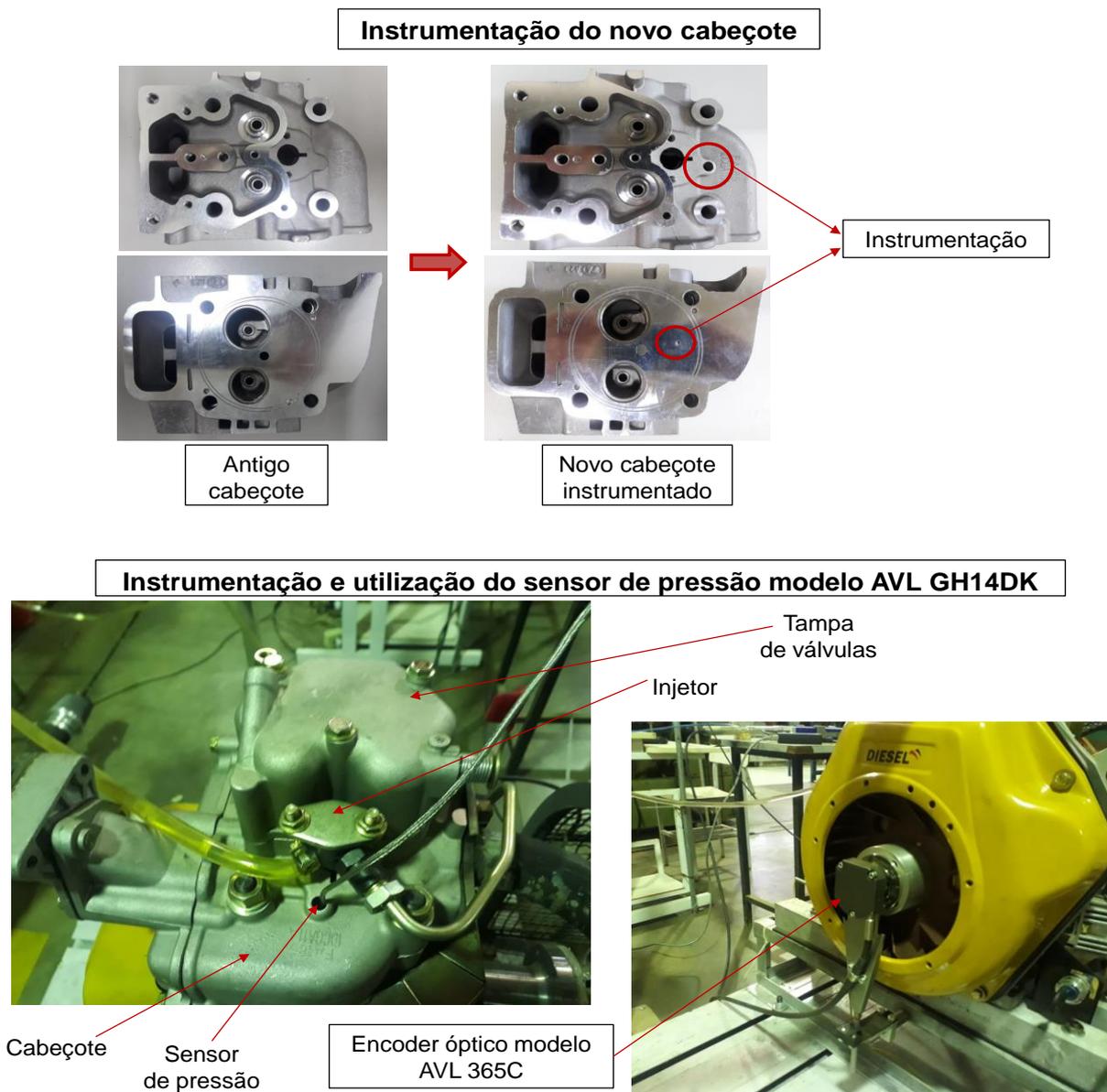


Figura 19 – Esboço e usinagem da instrumentação do cabeçote do motor
 Fonte: Próprio autor

Similarmente, na Figura 20 é apresentado o novo cabeçote com a instrumentação e o encoder óptico montado no eixo do motor, onde uma peça foi projetada e fabricada para o respectivo acoplamento. A escolha do local de instalação do sensor no cabeçote e a determinação da referência do PMS para o sistema de processamento e aquisição de dados foram feitas de acordo com Merker, Schwarz e Teichmann (2012). A instrumentação do sensor foi realizada de forma a não ser perpendicular, longe das válvulas e do injetor e evitando zonas de *squish* do motor para minimizar erros e oscilações na medição. A determinação do PMS foi feita de forma dinâmica com o motor girando a frio (sem combustão) e a curva de compressão sendo coletada.



4.1.3. Instrumentação para análise das emissões de poluentes

Para o estudo das emissões de poluentes deste trabalho utilizou-se o analisador de gases NAPRO, certificado e homologado pelo Inmetro, modelo PC-Multigás (NAPRO, 2013). Tal equipamento permite a quantificação da concentração de elementos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos não queimados (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x). A concentração dos elementos é medida pela técnica de absorção de raios infravermelhos não dispersivos ou NDIR (do inglês – *Non-Dispersive Infrared*) para CO, CO₂ e HC e pelo método de quimiluminescência para o NO_x. Durante os testes, foi utilizado um sistema de condicionamento dos gases antes da medição, contendo um recipiente com sílica para condensação da umidade presente e filtros de partículas, a fim de evitar influências nos resultados e danos ao equipamento. O método NDIR de medição é ideal para CO e CO₂ e pode ser utilizado para medição do HC. Entretanto, a técnica correta para medição do HC é a que usa a ionização de um eletrodo pela chama de hidrogênio do hidrocarboneto para a geração de um sinal elétrico ou FID (do inglês – *Flame Ionization Detection*). Desta forma, seguindo as recomendações dadas por Heywood (2018), as concentrações de HC medidas pelo analisador NAPRO, na base C₁ pela técnica NDIR, foram multiplicadas por dois para obter os valores reais da concentração de HC.

Analogamente, utilizou-se o analisador do tipo opacímetro, também certificado e homologado pelo Inmetro, modelo Smoke Check 2000, para determinar o nível de fumaça emitido pelo motor em cada condição de teste. A metodologia desenvolvida para conversão da opacidade ou coeficiente de absorção (k) medido pelo equipamento em material particulado, em massa, é apresentada na Seção 4.3.

4.1.4. Instrumentação e bancada de teste

Na Figura 21 mostra-se um diagrama esquemático completo da bancada de teste desenvolvida, sendo possível observar com detalhes as configurações de todos os subsistemas da bancada (dinamômetro, admissão, exaustão) e toda a instrumentação utilizada. O motor de pesquisa teve seu eixo ligado ao freio hidráulico da fabricante Junkers Bremsem, por meio de um acoplamento elástico, que aplica ao motor uma determinada carga variada pela válvula de controle de força. O dinamômetro é capaz de obter o torque fornecido pelo motor devido ao atrito cisalhante da água com a carcaça. A carcaça, que tem liberdade para oscilar em torno do seu eixo, é equilibrada pelo braço do dinamômetro que determina a força exercida.

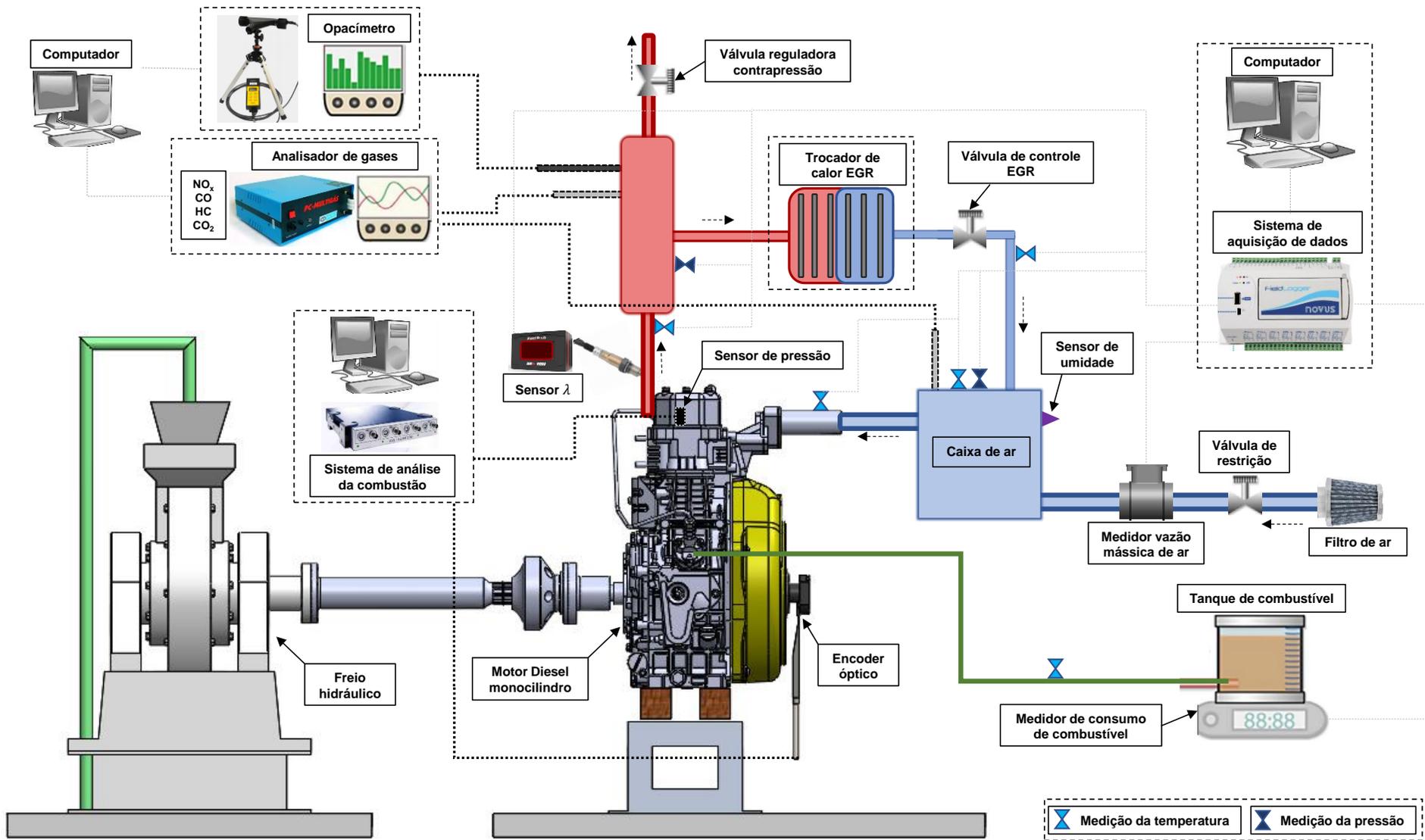


Figura 21 – Diagrama esquemático da bancada experimental completa
 Fonte: Próprio autor

O motor recebeu um sistema de recirculação dos gases de escapamento (EGR), do tipo externo e com resfriamento. Desta forma, parte dos gases da exaustão podem ser direcionados para a admissão do motor, passando por um trocador de calor com ar induzido por ventoinhas controladas por um modulador PWM (do inglês – *Pulse Width Modulation*). Um termopar tipo K mediu e controlou a temperatura na saída do trocador de calor. Na Figura 22 mostra-se o sistema de EGR desenvolvido e instalado na bancada.

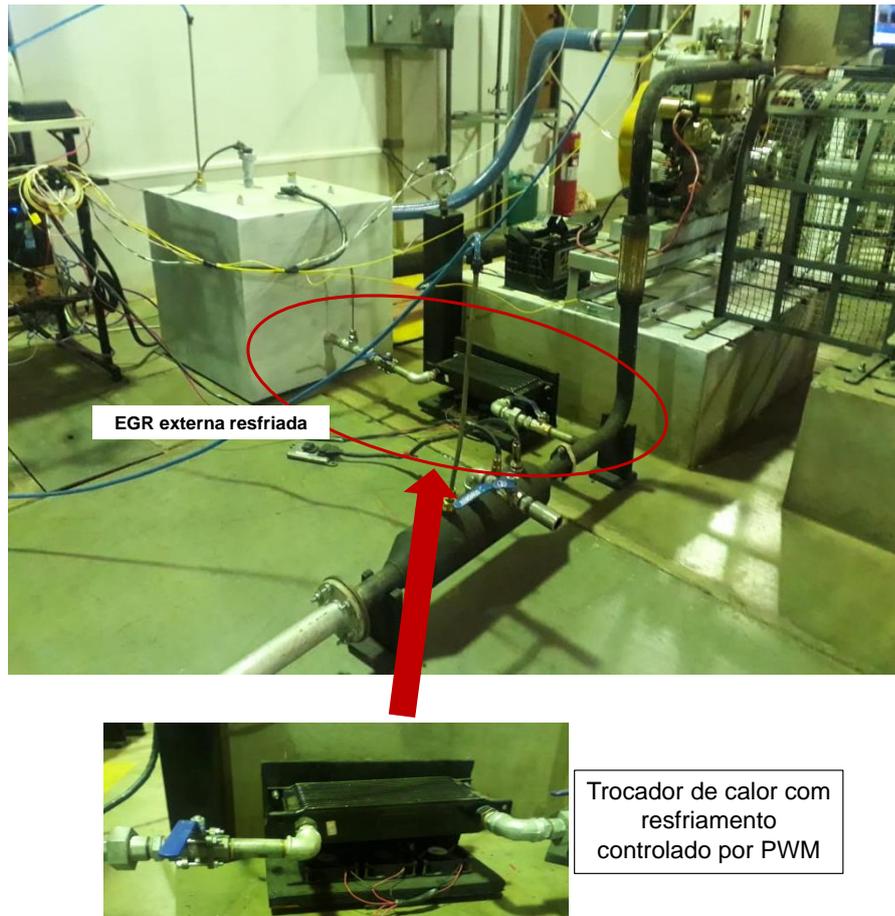


Figura 22 – Sistema de EGR externo e com resfriamento
Fonte: Próprio autor

A porcentagem de EGR ($\%EGR$) foi determinada de acordo com a Equação 3 (ASAD e ZHENG, 2014). A concentração de CO_2 ($[CO_2]$) na admissão e no escape do motor foram medidas pelo analisador de gases NAPRO e o fluxo de gás foi controlado por uma válvula de registro. Adicionalmente, duas outras válvulas, uma de restrição na admissão e uma de regulagem da contrapressão na exaustão, também auxiliaram no ajuste da porcentagem.

$$\%EGR \approx \frac{[CO_2]_{admissão} - [CO_2]_{ambiente}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{ambiente}} \approx \frac{[CO_2]_{admissão}}{[CO_2]_{exaustão}} \quad (3)$$

A vazão de ar na admissão foi medida por um sensor termal calibrado modelo Bosch HFM 5. Para evitar flutuações na medição devido à natureza pulsante do motor quatro tempos (especialmente um motor monocilíndrico), um reservatório ou caixa de ar foi adaptado na admissão do motor. Este reservatório ainda auxiliou na estabilidade da medição de pressão na admissão e na homogeneidade do ar admitido quando utilizado a EGR.

Adicionalmente, utilizou-se um medidor volumétrico para obter o consumo de combustível do motor. O medidor é um frasco de volume calibrado dotado de uma válvula de três vias que pode ser acionada para preencher o frasco, alimentar o motor a partir do frasco ou alimentar o motor diretamente do reservatório. Com a válvula acionada para alimentar o motor pelo combustível do frasco, a medição mássica foi calculada a partir do tempo de consumo e da massa específica de cada combustível. A medição do fator lambda (λ) foi feita no duto de exaustão pelo sistema da Fueltech modelo WB-O₂ NANO, com o uso de uma sonda lambda adicional de banda larga, modelo Bosch LSU 4.2. Vazões (combustíveis, ar), umidade relativa do ar na admissão, temperaturas e pressões foram medidas em tempo real e coletadas por um sistema de aquisição de dados, modelo Fieldlogger da Novus com taxa de aquisição de 1 Hz por 60 segundos. A Tabela 2 apresenta a descrição detalhada de toda a instrumentação com as respectivas faixas de medição e incertezas.

Tabela 2 – Descrição detalhada da instrumentação

| Variável medida | Fabricante | Tipo de sensor/Modelo | Faixa | Incerteza |
|---|-----------------|-----------------------------------|---------------|----------------------|
| Torque de eixo (kgf x m) | Junkers Bremsen | Freio hidráulico / AN2h | 0 - 10 | ±0,01 |
| Pressão no cilindro (bar) | AVL | Piezoeletrico / AVL GH14DK | 0 - 300 | ±0,3% FE |
| Ângulo do virabrequim (°) / Rotação do motor (rpm) | AVL | Encoder óptico/ AVL 365 | - 50-20000 | < ±0,03°/ ±3rpm / |
| Lambda (λ) (-) | Fueltech | Sensor de banda larga / Bosch 4.2 | 0,65-8,0 | ±0,009 |
| Consumo de combustível (ml) | Alpax | Volumétrico / Classe A | 0-25 | ±0,1% |
| Vazão mássica de ar (kg/h) | Bosch | Vazão termal / HFM 5 | 8-480 | <±1,0% |
| NO _x (ppm) | NAPRO | Analizador de gases / PC Multigás | 0-5000 | ±25 ppm absoluto* |
| HC (ppm) | NAPRO | Analizador de gases / PC Multigás | 0-20000 | ±4 ppm absoluto** |
| CO (% em volume) | NAPRO | Analizador de gases / PC Multigás | 0-15 | ±0,02% absoluto** |
| CO ₂ (% em volume) | NAPRO | Analizador de gases / PC Multigás | 0-20 | ±0,3% absoluto** |
| Opacidade (m ⁻¹) | Altanova | Opacímetro / Smoke Check 2000 | 0-9,99 | ±0,5% |
| Temperatura ambiente (°C) | TC | PT100 | 0-650 | ±0,8% |
| Pressão barométrica (mbar) | Vectus | Analógico / 7450 | 800-1200 | ±1,0% |
| Umidade (%) | Humirel | Piezoresistivo / HPP811B002 | 0-100 | ±3,0% |
| Pressão na admissão (bar) | Bosch | Piezoresistivo / 0281002437 | 0-5 | ±0,1% |
| Temperatura na admissão (°C) | TC | PT100 | 0-650 | ±0,8% |
| Pressão na exaustão (bar) | Sabi Control | Piezoresistivo / SBTP | 0-2 | ±0,1% FE |
| Temperatura da exaustão (°C) | TC | Tipo K | 0-1372 | ±1,1% |
| Temperatura do óleo (°C) | TC | Tipo K | 0-1372 | ±1,1% |
| Temperaturas EGR (°C) | TC | Tipo K | 0-1372 | ±1,1% |

*ou 4% da leitura, o que for maior

** ou 3% da leitura, o que for maior

Fonte: Próprio autor

Nas Figuras 23, 24, 25 e 26 são apresentadas fotografias da bancada de teste desenvolvida na UNIFEI para os testes.

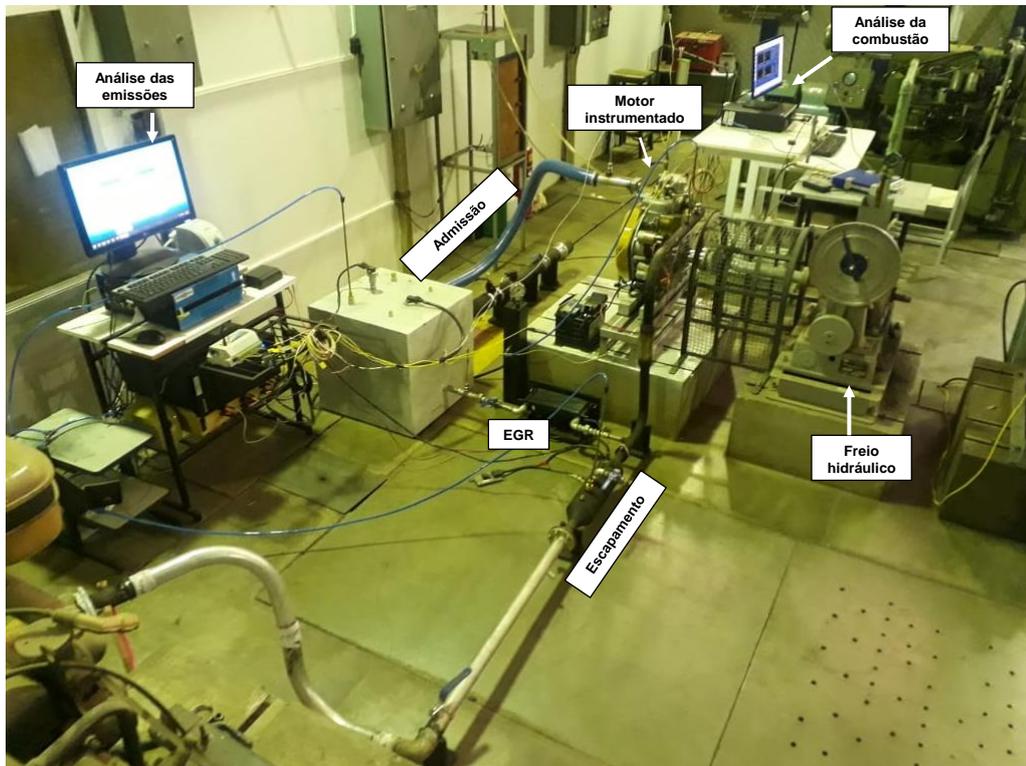


Figura 23 – Imagem 1 da bancada de teste desenvolvida durante os testes
Fonte: Próprio autor

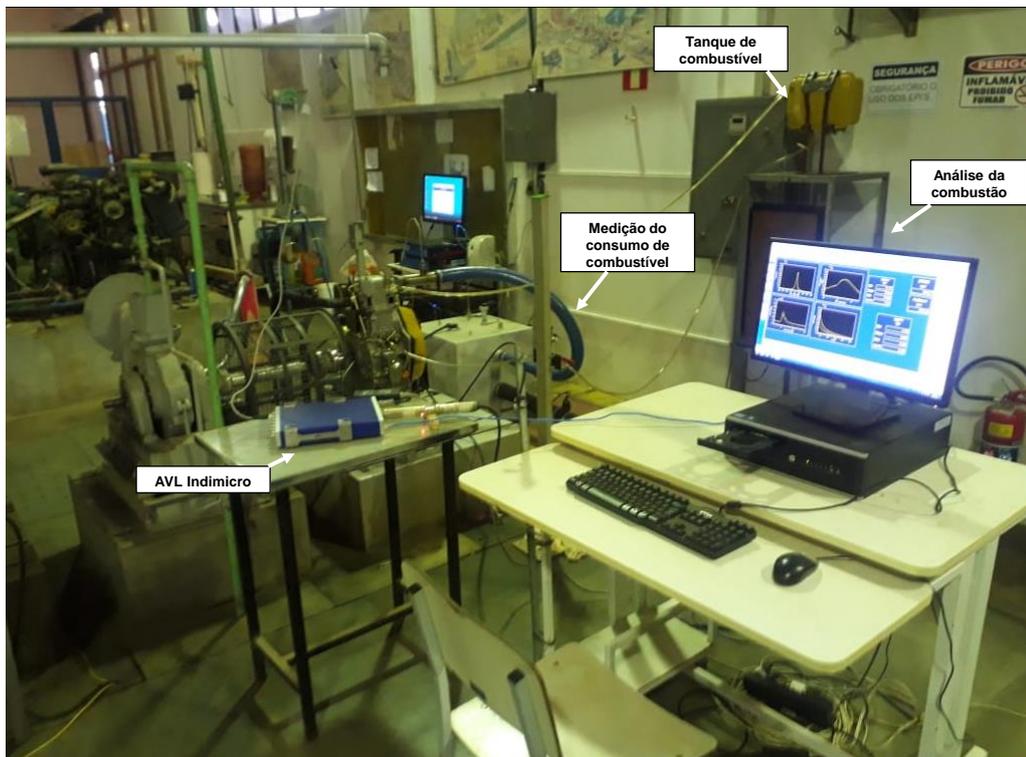


Figura 24 – Imagem 2 da bancada de teste desenvolvida durante os testes
Fonte: Próprio autor

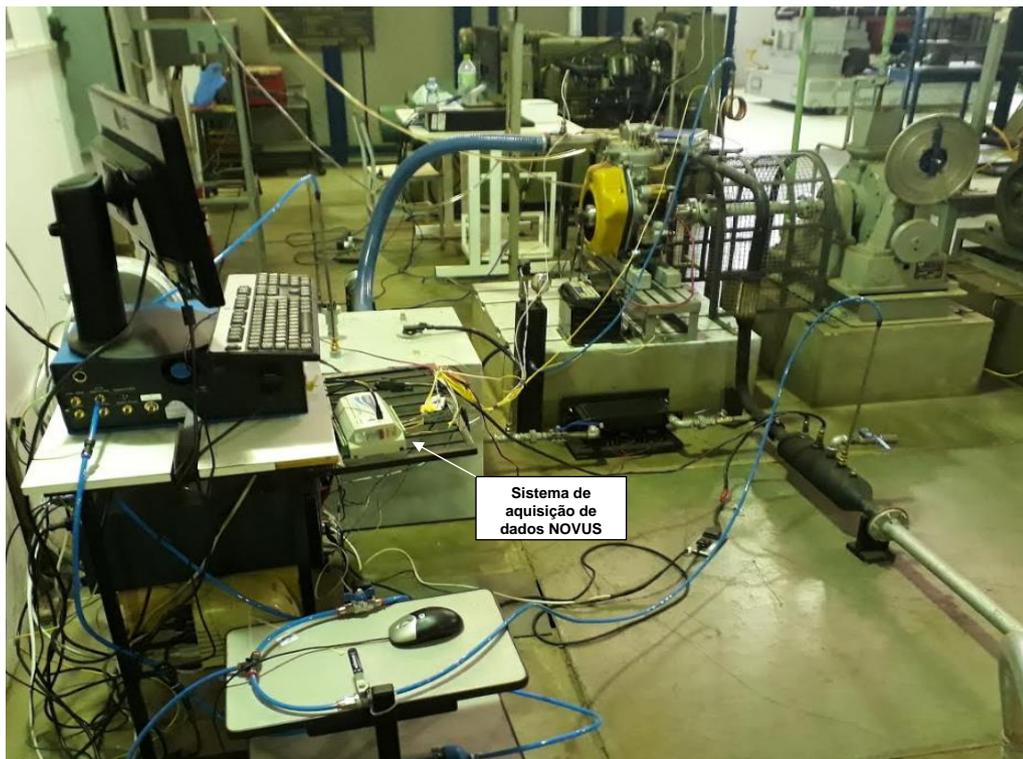


Figura 25 – Imagem 3 da bancada de teste desenvolvida durante os testes
Fonte: Próprio autor

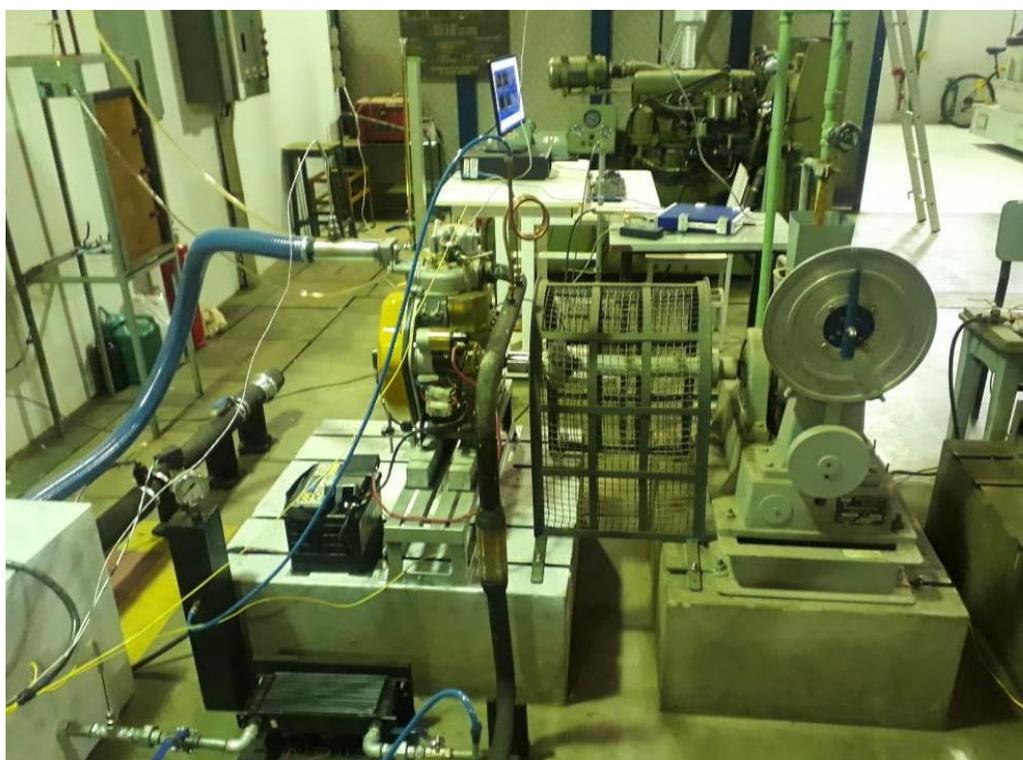


Figura 26 – Imagem 4 da bancada de teste desenvolvida durante os testes
Fonte: Próprio autor

4.2. Combustíveis

Os combustíveis utilizados para esta pesquisa e que foram estudados na bancada experimental são: o diesel convencional do tipo S10, como combustível fóssil comercial para comparação; o diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano); e o biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO).

O diesel convencional tipo S10 foi adquirido em posto regulamentado da cidade de Itajubá-MG no mês de agosto de 2019, e contém 10% de biodiesel em sua composição e menos que 10 ppm de enxofre segundo Regulamentação da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP, 2020). O Farnesano foi adquirido da empresa *Amyris Biotechnology Inc.*, no qual o processo de produção já foi comentado no Capítulo 3. O biodiesel de óleo residual de cozinha ou BWCO (pela denominação adotada neste trabalho a partir deste ponto) foi produzido no LMT-UNIFEI com os métodos e procedimentos utilizados detalhados ao decorrer desta seção. Amostras destes combustíveis que foram utilizadas para caracterização das propriedades físico-químicas são apresentadas na Figura 27.

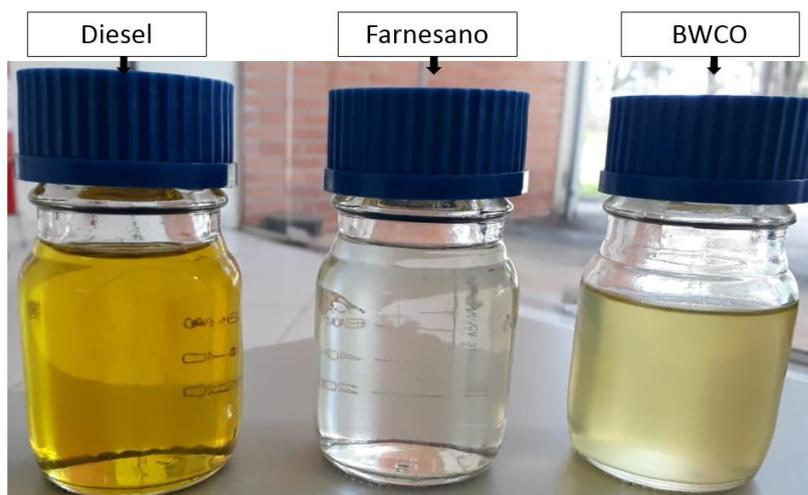


Figura 27 – Amostras de diesel convencional, Farnesano e BWCO
Fonte: Próprio autor

As propriedades de massa específica, viscosidade cinemática e índice de acidez foram determinadas no Laboratório de Química do Instituto de Recursos Naturais da UNIFEI. A composição química elementar (C H O N S) e a determinação do poder calorífico superior (*PCS*) foram determinadas pelo analisador Perkin Elmer 2400 S II e pelo calorímetro adiabático IKA C200, respectivamente, no Laboratório de Combustão e Gaseificação do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (LACG - INPE). Como resultado da combustão completa do combustível, forma-se CO_2 e H_2O em estado gasoso. Quando se determina a quantidade de calor

desprendida na bomba calorimétrica, os produtos da combustão se esfriam até a temperatura inicial. Neste caso, o vapor de H₂O se condensa entregando calor. Assim, se determina o *PCS*, ou seja, todo o calor obtido pelo efeito da reação de combustão. Nos MCI's, os produtos saem da câmara de combustão a altas temperaturas, quando não se tem condensação do vapor de água. Por isso é mais conveniente efetuar os cálculos com o poder calorífico inferior (*PCI*). Com o *PCS* medido em MJ/kg, o *PCI* foi calculado aproximadamente para cada combustível utilizando a Equação 4, proposta por (CENGEL e BOLES, 2015):

$$PCI = PCS - 2,512(9 \times H_{\% \text{ em massa}}) \quad (4)$$

O Farnesano não possui uma especificação junto à ANP para motores de combustão interna com aplicação rodoviária ou geração de energia. Portanto, ele foi caracterizado e comparado com a resolução ANP N° 50 de 23 de dezembro de 2013, que é a mesma utilizada para o diesel convencional S10 (ANP, 2013), conforme é apresentado na Tabela 3. O termo "*A/F_{est}*" é a razão ar/combustível estequiométrica calculada por metodologia a ser apresentada na próxima seção.

Tabela 3 – Propriedades físico-químicas do diesel convencional e do Farnesano

| Propriedade | Especificação* | Diesel | Farnesano | Método |
|--|-------------------------------|---|---------------------------------------|-------------|
| Aspecto | Límpido e isento de impurezas | sim | sim | Visual |
| Cor | Incolor a amarelo | Amarelo | Incolor | Visual |
| C (% em massa) | - | 85,33 | 84,96 | - |
| H (% em massa) | - | 13,12 | 14,98 | - |
| O (% em massa) | - | 1,55 | 0,06 | - |
| S (% em massa) | - | 0,001 | 0,000 | - |
| Fórmula molecular aproximada | - | C _{14,22} H _{26,24} O _{0,19} | C _{14,16} H _{29,96} | Calculado |
| Razão H/C | - | 1,84 | 2,11 | Calculado |
| <i>A/F_{est}</i> | - | 14,21 | 14,87 | Calculado |
| <i>PCS</i> (MJ/kg) | - | 43,99 | 46,21 | ASTM D 240 |
| <i>PCI</i> (MJ/kg) | - | 41,03 | 42,82 | Calculado |
| Número de Cetano | ≥ 48 | 50,5** | 58,7*** | ASTM D 613 |
| Massa específica a 20°C (kg/m ³) | 815,0 a 850,0 | 846,6 | 770,1 | ASTM D 4052 |
| Viscosidade cinemática a 40°C (mm ² /s) | 2,0 a 4,5 | 2,88 | 2,71 | ASTM D 445 |
| Ponto de entupimento do filtro (°C) | ≤ 5 | -6**** | -35*** | ASTM D 6371 |
| Ponto de fulgor (°C) | ≥ 38 | 39,0**** | 105,0*** | ASTM D 93 |
| Cinzas (% em massa) | ≤0,010 | <0,0010**** | <0,0010*** | ASTM D 482 |
| Destilação | | | | ASTM D 86 |
| 10% vol. recuperados (°C) | ≥180 | 195,0*** | 250,5*** | |
| 50% vol. recuperados (°C) | 245,0 a 295,0 | 262,0*** | 252,0*** | |
| 90% vol. recuperados (°C) | - | 339,0*** | 253,0*** | |

* (ANP, 2013)

*** (SANAIOTTI, 2013)

** (SOTO *et al.*, 2018)

**** (CONCONI, 2016)

Assim como ocorre com qualquer matéria-prima empregada na fabricação de biodiesel, o processo de produção deste combustível a partir de óleo residual de cozinha pode ter uma série de variações, conforme abordado no Capítulo 3 deste trabalho. Para a preparação do biodiesel, optou-se pelo processo de transesterificação com catálise básica. Esta escolha foi feita pelo fato de o processo de esterificação estar associado a maiores custos e tempos mais longos em relação à transesterificação. O mesmo se aplica à escolha pela catálise básica, que promove um processo mais rápido, menos corrosivo e de mais fácil manipulação em comparação à catálise ácida (ATABANI *et al.*, 2012).

No caso específico do biodiesel produzido para esta pesquisa, utilizou-se o óleo residual de cozinha (utilizado apenas uma vez). Quanto ao catalisador e ao álcool, foram utilizados o hidróxido de sódio (NaOH) e o metanol, respectivamente. O procedimento para produção de biodiesel foi repetido diversas vezes, sempre utilizando um volume de 300 ml de óleo residual de cozinha em virtude do tamanho dos equipamentos disponíveis. Para o caso de metanol como álcool, foi utilizada uma relação de 6 mols de álcool para 1 mol de óleo. Essa proporção apresenta um excesso de álcool em relação à quantidade estequiométrica com o intuito de favorecer a reação. O catalisador se apresenta na proporção de 0,45% em relação à massa do óleo. Neste sentido, as quantidades aproximadas de cada substância para a produção do BWCO em cada batelada, foram de 77 ml de metanol e 1,215 g de NaOH. A Figura 28 apresenta um esquema simplificado da produção do BWCO.

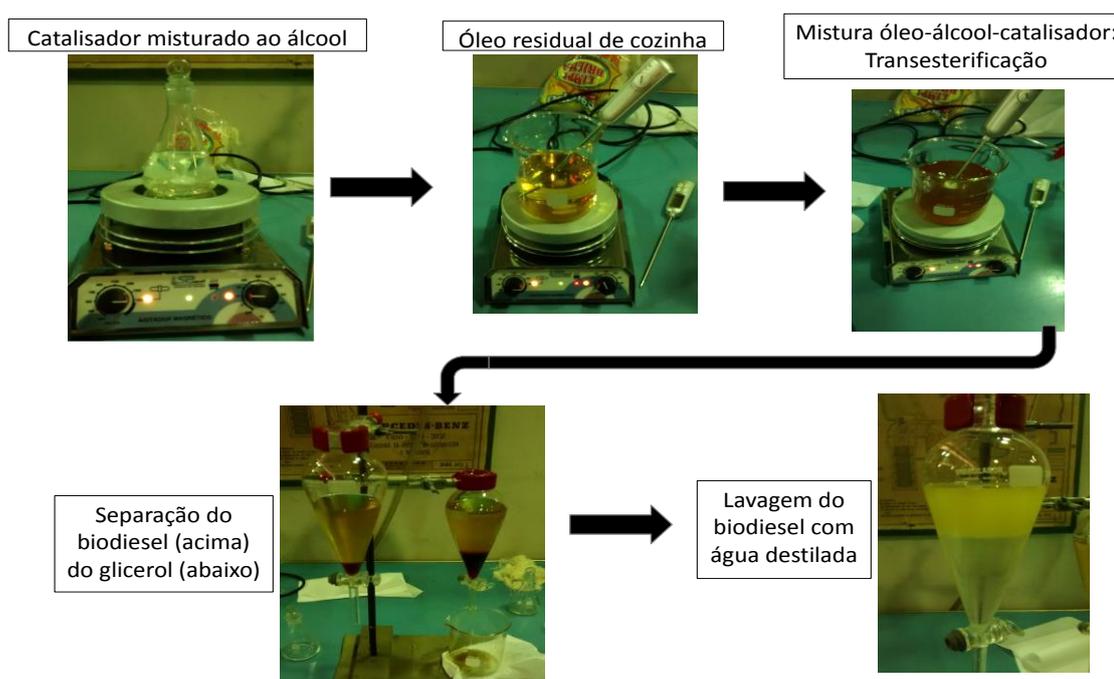


Figura 28 – Produção do biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO)
Fonte: Próprio autor

Analogamente, o biodiesel (BWCO) foi caracterizado e comparado com a resolução ANP N° 45, de 25 de agosto de 2014, que regulamenta as especificações do biodiesel no Brasil (ANP, 2014). Os dados estão apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades físico-químicas do biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO)

| Propriedade | Especificação* | Biodiesel (BWCO) | Método |
|--|-------------------------------|---|-------------|
| Aspecto | Límpido e isento de impurezas | sim | Visual |
| C (% em massa) | - | 76,95 | - |
| H (% em massa) | - | 11,38 | - |
| O (% em massa) | - | 11,67 | - |
| S (% em massa) | - | 0,000 | - |
| Fórmula molecular aproximada | - | C _{12,82} H _{22,76} O _{1,46} | Calculado |
| Razão H/C | - | 1,77 | Calculado |
| A/F_{est} | - | 12,22 | Calculado |
| PCS (MJ/kg) | - | 39,26 | ASTM D 240 |
| PCI (MJ/kg) | - | 36,68 | Calculado |
| Número de Cetano | Anotar | 52,1** | ASTM D 613 |
| Massa específica a 20°C (kg/m ³) | 850,0 a 900,0 | 885,2 | ASTM D 4052 |
| Viscosidade cinemática a 40°C (mm ² /s) | 3,0 a 6,0 | 4,42 | ASTM D 445 |
| Teor de água (mg/kg) | ≤ 200,0 | 190,0 | ASTM D 6304 |
| Ponto de fulgor (°C) | ≥ 100 | 151** | ASTM D 93 |
| Índice de acidez (mg KOH/g) | ≤ 0,50 | 0,20 | ASTM D 664 |

* (ANP, 2014) ** (SAKTHIVEL *et al.*, 2018)

A Tabela 5 apresenta os combustíveis e as misturas que foram preparadas para os ensaios experimentais, que serão melhor detalhados na Seção 4.4, com as respectivas nomenclaturas utilizadas no decorrer do trabalho. É importante ressaltar que as misturas foram preparadas considerando a porcentagem em volume de cada combustível, e as propriedades físico-químicas apresentadas foram calculadas proporcionalmente. Em resumo, o Farnesano, além de ter sido testado puro, foi misturado em 20% e 50% com o diesel. Adicionalmente, o BWCO foi misturado em 10% e 20% tanto com o diesel quanto com o Farnesano.

Tabela 5 – Apresentação dos combustíveis e as misturas preparadas

| Combustível (% em volume) | Nomenclatura | C (%) | H (%) | O (%) | Massa específica (kg/m ³) | PCI (MJ/kg) | A/F_{est} |
|----------------------------|--------------|-------|-------|-------|---------------------------------------|-------------|-------------|
| Diesel | - | 85,33 | 13,12 | 1,55 | 846,6 | 41,03 | 14,21 |
| Farnesano | - | 84,96 | 14,98 | 0,06 | 770,1 | 42,82 | 14,87 |
| 80% Diesel + 20% Farnesano | F20 | 85,25 | 13,49 | 1,25 | 831,3 | 41,39 | 14,34 |
| 50% Diesel + 50% Farnesano | F50 | 85,14 | 14,05 | 0,80 | 808,4 | 41,93 | 14,54 |
| Biodiesel (BWCO) | BWCO | 76,95 | 11,38 | 11,67 | 885,2 | 36,68 | 12,22 |
| 90% Diesel + 10% BWCO | D-BWCO10 | 84,49 | 12,94 | 2,56 | 850,5 | 40,59 | 14,01 |
| 80% Diesel + 20% BWCO | D-BWCO20 | 83,65 | 12,77 | 3,57 | 854,3 | 40,16 | 13,81 |
| 90% Farnesano + 10% BWCO | F-BWCO10 | 84,16 | 14,62 | 1,22 | 781,6 | 42,21 | 14,60 |
| 80% Farnesano + 20% BWCO | F-BWCO20 | 83,36 | 14,26 | 2,38 | 793,1 | 41,59 | 14,34 |

Fonte: Próprio autor

4.3. Análise de dados

Os dados coletados pelos sistemas de aquisição descritos na Seção 4.1 foram utilizados para análise da combustão, desempenho e emissões de poluentes. O pós-processamento foi realizado utilizando as equações e considerações descritas na sequência.

4.3.1. Metodologia para análise da combustão

Os dados de pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, que representa o ciclo de operação do motor, podem ser usados para obter informações quantitativas sobre o progresso da combustão. O método de análise que produz a taxa de liberação da energia química do combustível, geralmente chamada de taxa de liberação de calor (HRR) ou taxa de queima de combustível, começa com a Primeira Lei da Termodinâmica para um sistema aberto (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012). A Figura 29 apresenta um esquema com os limites do sistema aberto de uma câmara de combustão de motor diesel de injeção direta para análise da liberação de calor.

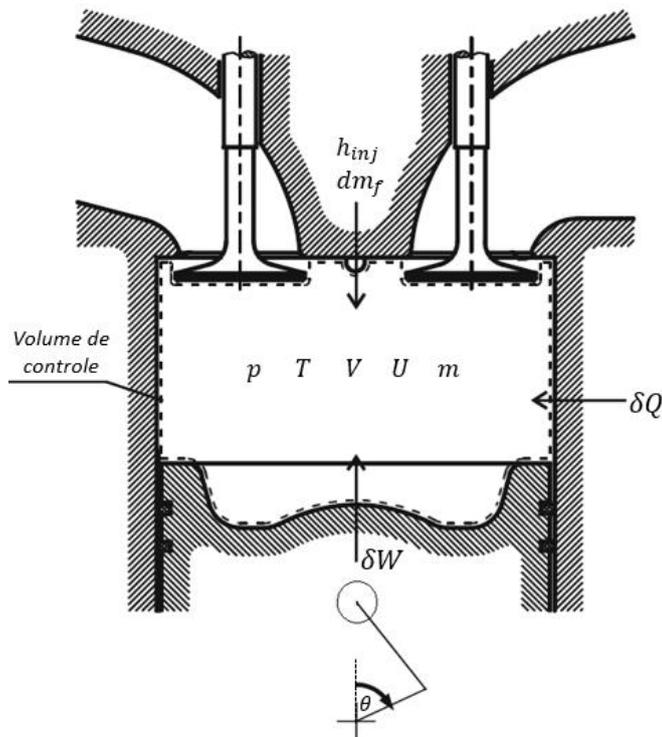


Figura 29 – Diagrama representativo do volume de controle da câmara de combustão do motor
Fonte: Próprio autor

O balanço de energia é dado como (HEYWOOD, 2018):

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_x \dot{m}_x h_x = \frac{dU}{dt} \quad (5)$$

onde " dQ/dt " é a taxa de transferência de calor através do limite do sistema para as paredes da câmara de combustão, " $p (dV/dt)$ " é a taxa de transferência de trabalho realizada pelo sistema devido ao deslocamento do volume de controle, " \dot{m}_x " é a taxa de fluxo de massa do sistema no local " x ", " h_x " é a entalpia do fluxo " x " entrando ou saindo do sistema, e " dU/dt " é a taxa de energia interna sensível do conteúdo do cilindro.

Existem várias complicações na aplicação da Equação 5 devido principalmente às dificuldades em lidar com o combustível injetado no cilindro (o combustível líquido injetado no cilindro é vaporizado e misturado com o ar produzindo uma distribuição não uniforme e que varia com o tempo); composição desconhecida e não uniformidade dos gases queimados; dificuldade na previsão de transferência de calor; e a presença de gás nas regiões de folga do cilindro (entre os anéis, pistão e cilindro).

Um método simplificado de análise omite os efeitos do fluxo nas regiões de folga e assume que o conteúdo do cilindro se encontra em uma temperatura uniforme a cada instante no tempo durante o evento da combustão (modelo de uma zona), fornecendo:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (6)$$

Se " h_f " é considerada a entalpia sensível do combustível injetado e " \dot{m}_f " a vazão de combustível, o termo $\dot{m}_f h_f \approx 0$ (HEYWOOD, 2018). Como resultado, " dQ/dt " se torna a liberação aparente líquida de calor (dQ_n/dt), representando a diferença entre a energia química liberada pela combustão do combustível (dQ_{ch}/dt) e a taxa de transferência de calor para o sistema (dQ_{ht}/dt):

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \quad (7)$$

Em termos mais práticos, a taxa líquida de liberação de calor (dQ_n/dt), que é a diferença entre a taxa bruta da liberação de calor (dQ_{ch}/dt) e a taxa de transferência de calor

para as paredes (dQ_n/dt), é igual à taxa na qual o trabalho é feito no pistão mais a taxa de variação da energia interna sensível do conteúdo do cilindro.

Assumindo que o conteúdo do cilindro pode ser modelado como um gás ideal, a Equação 7 pode ser convertida em:

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (8)$$

Da lei dos gases ideais ($pV = mRT$), assumindo "R" constante, tem-se:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (9)$$

A Equação 9 pode ser usada para eliminar "T" da Equação 8 e calcular a taxa de liberação de calor (HRR):

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (10)$$

ou

$$HRR = \frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_i \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V_i \frac{dp}{dt} \quad (11)$$

onde " γ " é a razão dos calores específicos (c_p/c_v), " p_i " é a pressão dentro do cilindro medida (em uma média de 200 ciclos coletados) em cada posição do ângulo do virabrequim (θ), e " dt " é a resolução de $0,1^\circ$ do encoder óptico. Como o valor absoluto do calor liberado não é tão importante para este estudo quanto à forma geral da curva em relação ao ângulo do virabrequim, foi assumido um valor constante de γ para o curso de compressão (1,35) e um outro valor constante para o curso de expansão (1,30) (MERKER, SCHWARZ e TEICHMANN, 2012). O volume do cilindro em qualquer posição do ângulo do virabrequim (θ) foi dado pela relação cinemática apresentada na Figura 30 e calculado pela Equação 12:

$$V_i = V_c + \frac{V_d}{2} \left\{ \left(\frac{l}{a} \right) + 1 - \cos \theta - \left[\left(\frac{l}{a} \right)^2 - \sin^2 \theta \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (12)$$

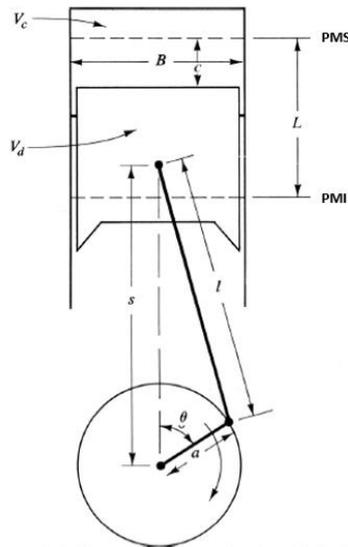


Figura 30 – Relação cinemática do sistema biela-manivela
Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

onde " l " é o comprimento da biela, " a " é o raio do virabrequim, " B " é o diâmetro do cilindro, " L " é o curso do pistão, " V_c " é o volume fixo da câmara de combustão, " V_d " é o volume deslocado e " θ " é a posição angular do virabrequim (em $^\circ$).

Integrando a HRR na janela desde o início da combustão (SOC) e o fim da combustão (EOC - do inglês: *End of combustion*), o calor líquido aparente total liberado pelo processo de combustão (Q_{total}) foi determinado pela Equação 13, isto é, a energia que realmente mudou a pressão do gás e a temperatura média no cilindro. Desta forma, a fração de massa queimada (MBF – do inglês: *Mass burnt fraction*) é dada pela Equação 14.

$$Q_{total} = \int_{SOC}^{EOC} HRR \, d\theta \quad (13)$$

$$MBF(\theta) = \frac{100}{Q_{total}} \int_{SOC}^{\theta} HRR \, d\theta \quad (14)$$

A Figura 31 apresenta como os parâmetros para caracterização da combustão foram determinados, sendo referenciados pelo PMS de compressão ($\theta = 0^\circ$). O início da injeção (SOI) ou início dinâmico da injeção de combustível foi determinado pela análise da *HRR*, uma vez que não foi utilizado um sensor de levantamento da agulha do injetor e o ângulo de avanço de injeção estático fixo do motor (22°) não representa o momento exato em que o combustível entra na câmara de combustão, além de ocorrer variações de acordo com as propriedades dos combustíveis. Desta forma, o SOI foi determinado no instante em que a *HRR* assume valores negativos após o ângulo de avanço estático, o que caracteriza que o combustível entrou na câmara de combustão (HEYWOOD, 2018). Os valores pequenos negativos da *HRR* antes do início da combustão são devido à transferência de calor para o combustível líquido, vaporizando-o e aquecendo-o, além de transferência de calor para as paredes do cilindro. O início da combustão (SOC) também foi determinado pela análise da *HRR*, sendo definido pelo instante em que, após o SOI, a curva assume valor positivo até subir ao pico da curva, representando liberação efetiva de calor.

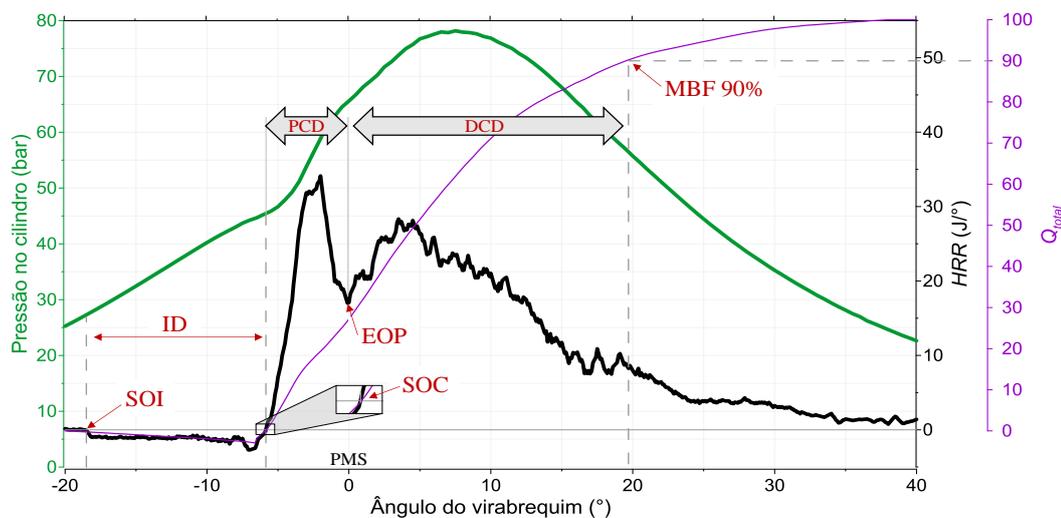


Figura 31 – Determinação dos parâmetros para caracterização da combustão
Fonte: Próprio autor

O atraso de ignição (ID) é o intervalo do ângulo do virabrequim entre o SOI e o SOC. A duração da fase pré-misturada da combustão (PCD – do inglês: *Premixed combustion duration*) foi definida pelo intervalo entre o SOC e o fim da fase pré-misturada (EOP - do inglês: *End of premixed combustion*). O EPO foi determinado utilizando a derivada segunda da *HRR*, sendo o instante de menor valor da curva depois do máximo valor da taxa de transferência de calor (HRR_{max}). A duração da fase difusiva da combustão (DCD – do inglês: *Diffusion combustion duration*) foi calculada pela diferença entre o EOP e o instante do ângulo do virabrequim com 90% da fração de massa queimada (MBF 90%). Finalmente, a duração da combustão ou CD

(do inglês: *Combustion Duration*) foi determinada pelo intervalo do ângulo do virabrequim entre o SOC e o MBF 90%.

4.3.2. Parâmetros gerais de desempenho

O trabalho indicado líquido entregue ao pistão durante todo o ciclo de quatro tempos (W_{ind}) foi calculado pela Equação 15, onde o ponto zero do ângulo do virabrequim foi definido com o PMS de compressão ($\theta = 0^\circ$) (HEYWOOD, 2018).

$$W_{ind} = \int_{\theta = -360^\circ}^{\theta = 360^\circ} p_i dV \quad (15)$$

A carga do motor em uma determinada condição foi representada pela pressão média efetiva indicada líquida (*IMEP – Indicated mean effective pressure*), que considera os cursos de admissão e exaustão no cálculo e é relacionada pela relação entre o W_{ind} e o V_d :

$$IMEP = \frac{W_{ind}}{V_d} [bar] \quad (16)$$

A potência indicada líquida (P_{ind}) foi relacionada com o *IMEP* por:

$$P_{ind} = \frac{IMEP \times V_d \times N}{1,2 \times 10^9} [kW] \quad (17)$$

onde " N " é a velocidade de rotação do motor em rpm.

A eficiência de conversão de combustível indicada (η_{ind}), dada pela Equação 18, representa a razão entre o trabalho produzido e a quantidade de energia do combustível fornecida por ciclo que pode ser liberada no processo de combustão, e é uma medida da eficiência do motor:

$$\eta_{ind} = \left[\frac{3,6 P_{ind}}{\dot{m}_f PCI_f} \right] \times 100 [\%] \quad (18)$$

onde " PCI_f " é o poder calorífico inferior do combustível. Analogamente, o consumo específico indicado de combustível (*ISFC*) é dado por:

$$ISFC = \left[\frac{\dot{m}_f}{P_{ind}} \right] \times 1000 \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad (19)$$

A transferência de trabalho entre o pistão e o gás no cilindro durante o processo de troca de gases (admissão e escape) permitiu o cálculo do trabalho de bombeamento e consequentemente da pressão média efetiva de bombeamento (*PMEP*), dada por:

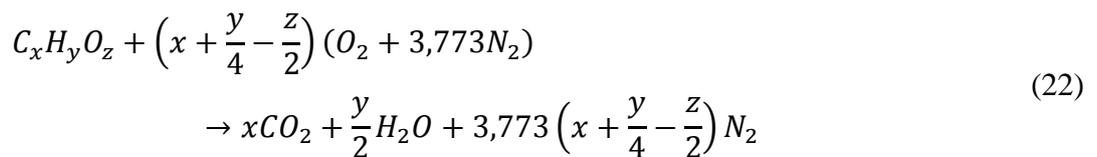
$$PMEP = \frac{1}{V_d} \left\{ \left(\int_{PMS}^{PMI} p_i dV \right)_{admissão} + \left(\int_{PMI}^{PMS} p_i dV \right)_{exaustão} \right\} [bar] \quad (20)$$

A estabilidade da combustão e do fluxo no cilindro foram monitoradas pelo coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada ou da covariância da *IMEP* (COV_{IMEP}), nos 200 ciclos amostrados para cada condição de teste, conforme:

$$COV_{IMEP} = \left[\sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{200} (IMEP - IMEP_{médio})^2}{n-1}} / IMEP_{médio} \right] \times 100 [\%] \quad (21)$$

4.3.3. Estequiometria da combustão

Uma análise da estequiometria da combustão para cada combustível foi realizada para auxiliar no cálculo da temperatura média no cilindro que será apresentada na próxima seção. Uma aproximação baseada no princípio da conservação de massa de cada elemento químico dos reagentes e na composição molecular de cada combustível foi utilizada (HEYWOOD, 2018):



onde " $C_x H_y O_z$ " é a fórmula molecular normalizada do combustível (puro ou mistura) no cilindro.

A determinação dos coeficientes x , y e z permitiu o cálculo da razão ar/combustível estequiométrica (A/F_{est}), dada por:

$$A/F_{est} = \frac{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) (M_{O_2} + 3,773 M_{N_2})}{(12,011x + 1,008y + 15,999z)} \quad (23)$$

onde " M_{O_2} " é a massa molar do oxigênio de 31,99 g/mol e " M_{N_2} " é a massa molar do nitrogênio de 28,01 g/mol (ABNT, 2012). Finalmente, o fator lambda (λ) e a razão de equivalência (ϕ) calculados pela Equação 24 foram confrontados com o valor do λ medido durante os testes, validando a medição tanto da vazão da massa de ar na admissão (\dot{m}_{ar}) como da vazão mássica de combustível (\dot{m}_f).

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{A/F_{est}}{\dot{m}_{ar}/\dot{m}_f} \quad (24)$$

4.3.4. Temperatura média dos gases no cilindro

A temperatura média dos gases no cilindro para cada posição do ângulo do virabrequim foi calculada utilizando a lei dos gases ideais, com (HEYWOOD, 2018):

$$T_i = \frac{p_i V_i M_b}{\dot{m}_{total/ciclo} \tilde{R}} \quad (25)$$

onde " \tilde{R} " é a constante universal dos gases considerando o valor de 8,31432 J/mol.K. O termo " M_b " é a massa molecular dos gases queimados em g/mol, dado por:

$$M_b = \frac{m_{RP}}{n_b} \quad (26)$$

onde " m_{RP} " é a massa da mistura (queimada e não queimada) por mol de O_2 na mistura e " n_b " é o número de moles do gás queimado. Estes parâmetros foram calculados utilizando as Equações 27, 28 e 29.

$$m_{RP} = 32 + 4 \phi \zeta \left(1 + \frac{8}{4 + y}\right) + 28,16 \times 3,773 \zeta \left(1 - \frac{4z}{8 + 2y}\right) \quad (27)$$

$$n_b = \phi \zeta \left(1 - \frac{4}{4 + y}\right) + 1 + 3,773 \zeta \left(1 - \frac{4z}{8 + 2y}\right) \quad (28)$$

$$\zeta = \frac{2}{2 - \frac{4z}{4+y} (1 - \phi)} \quad (29)$$

O termo " $\dot{m}_{total/ciclo}$ " na Equação 25 é a massa total dentro do cilindro por ciclo, dada por:

$$\dot{m}_{total/ciclo} = \dot{m}_{ar/ciclo} + \dot{m}_{f/ciclo} + \dot{m}_{rg/ciclo} + \dot{m}_{EGR/ciclo} \quad (30)$$

onde " $\dot{m}_{ar/ciclo}$ " é a massa de ar fresco admitida por ciclo e " $\dot{m}_{f/ciclo}$ " é a massa de combustível injetada por ciclo. O termo " $\dot{m}_{rg/ciclo}$ " é a massa de gás residual no fechamento da válvula de admissão (*IVC*), estimada por:

$$\dot{m}_{rg/ciclo} = \frac{p_{EVC} V_{EVC} M_b}{EGT \tilde{R}} \quad (31)$$

onde " p_{EVC} " e " V_{EVC} " são respectivamente a pressão e o volume dentro do cilindro no fechamento da válvula de exaustão (*EVC*) e " EGT " é a temperatura média dos gases na exaustão medidas pelo termopar tipo K. Adicionalmente, a fração de gás residual (*RGF – Residual gas fraction*) foi calculada pela Equação 32 (ASAD e ZHENG, 2014):

$$RGF = \left(\frac{\dot{m}_{rg/ciclo}}{\dot{m}_{total/ciclo}} \right) \times 100 \quad (32)$$

O termo " $\dot{m}_{EGR/ciclo}$ " corresponde à massa de *EGR* por ciclo, calculada por:

$$\dot{m}_{EGR/ciclo} = \%EGR \times (\dot{m}_{ar/ciclo} + \dot{m}_f/ciclo + \dot{m}_{EGR/ciclo}) \quad (33)$$

onde "%EGR" foi definido pela Equação 3 na metodologia apresentada na Seção 4.1.4, com medição volumétrica de CO₂ na admissão e exaustão do motor.

4.3.5. Metodologia para análise da emissão de poluentes

A concentração de um determinado gás na exaustão do motor foi medida pelos analisadores descritos na Seção 4.1.3. As medições foram convertidas em emissões específicas dos gases de escape seguindo a metodologia descrita na norma NBR ISO 8178-1 (ABNT, 2012). As emissões específicas indicadas líquidas de NO_x (*ISNO_x*), CO (*ISCO*), HC não queimado (*ISHC*) e CO₂ (*ISCO₂*) foram calculadas utilizando respectivamente as Equações 34, 35, 36 e 37.

$$ISNO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_{ind}} = \frac{u_{NO_x} [NO_x] \dot{m}_{exh} k_{w,r} k_H}{P_{ind}} \quad (34)$$

$$ISCO = \frac{\dot{m}_{CO}}{P_{ind}} = \frac{u_{CO} [CO] \dot{m}_{exh} k_{w,r}}{P_{ind}} \quad (35)$$

$$ISHC = \frac{\dot{m}_{HC}}{P_{ind}} = \frac{u_{HC} [HC] \dot{m}_{exh}}{P_{ind}} \quad (36)$$

$$ISCO_2 = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{P_{ind}} = \frac{u_{CO_2} [CO_2] \dot{m}_{exh} k_{w,r}}{P_{ind}} \quad (37)$$

onde "*m_{gás}*" é a vazão mássica de um determinado componente em g/h, "[*gás*]" é a concentração do componente nos gases de exaustão em ppm, e "*m_{exh}*" é a vazão mássica da exaustão em kg/h, dada pela Equação 38:

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{EGR} + \dot{m}_f \quad (38)$$

onde " \dot{m}_{EGR} " é a vazão mássica de EGR em kg/h calculada pela Equação 39 e melhor explicada no esquema da Figura 32, onde a %EGR é considerada quando aplicável.

$$\dot{m}_{EGR} = \%EGR \times \dot{m}_{exh} \quad (39)$$

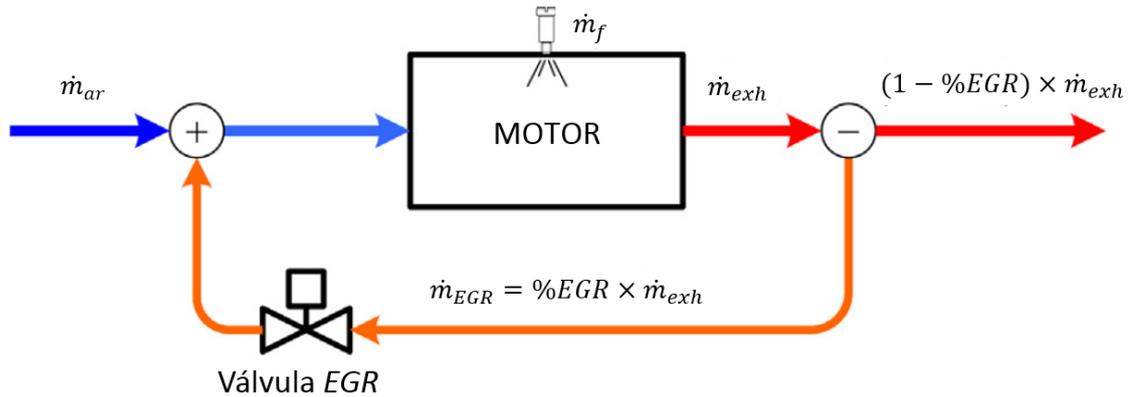


Figura 32 – Esquema do sistema de EGR
Fonte: Adaptado de Asad e Zheng (2014)

O termo " $u_{gás}$ " é a razão tabulada pela norma NBR ISO 8178-1 entre o correspondente componente e a massa específica dos gases de escape. Neste trabalho, foram utilizados os valores para o diesel, conforme apresentado na Tabela 6.

Tabela 6 – Razão tabulada para o componente e a massa específica dos gases de escape

| Gás de escape bruto | $u_{gas, diesel}$ |
|---------------------|-------------------|
| u_{NO_x} | 0,001586 |
| u_{CO} | 0,000966 |
| u_{HC} | 0,000482 |
| u_{CO_2} | 0,001517 |

Fonte: (ABNT, 2012)

As concentrações de NO_x , CO e CO_2 foram convertidas para base úmida aplicando um fator de correção para o gás de exaustão bruto ($k_{w,r}$) apresentado na Equação 40, que varia de acordo com a composição e a mistura de combustível no cilindro.

$$k_{w,r} = 1,008 \left[1 - \frac{1,2442 (H_a) + 111,19 C_{\%} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar\ seco}} \right)}{773,4 + 1,2442 (H_a) + k_{f,w} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar\ seco}} \right) \times 10^3} \right] \quad (40)$$

onde " $k_{f,w}$ " é um fator específico do combustível nos gases de escape úmidos calculado por:

$$k_{f,w} = 0,055594 H_{\%} + 0,0070046 O_{\%} \quad (41)$$

O termo " H_a " na Equação 40 é a umidade do ar de admissão em g de água por kg de ar seco, calculado por:

$$H_a = \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{ar\ seco}} \right) \frac{p_{vapor}}{(p_{amb} - p_{vapor})} \times 10^3 \quad (42)$$

onde " M_{H_2O} " é a massa molar da água de 18,015 g/mol, " $M_{ar\ seco}$ " é a massa molar do ar seco de 28,965 g/mol, e " p_{amb} " é a pressão ambiente (ABNT, 2012). O termo " p_{vapor} " é a pressão parcial de vapor de água no ar, derivada da umidade relativa do ar ambiente (RH) como mostrado na Equação 43:

$$p_{vapor} = p_{sat} \frac{RH}{100} \quad (43)$$

onde " p_{sat} " é a pressão de saturação do vapor de água em Pa, calculado pela formulação desenvolvida por Wexler (1976):

$$p_{sat} = e^{F(7) \ln(T_{amb}) + \sum_{j=0}^6 F(j) (T_{amb})^{(j-2)}} \quad (44)$$

onde $F(0) = -0,29912729 \times 10^4$, $F(1) = -0,60170128 \times 10^4$, $F(2) = +0,1887643854 \times 10^2$, $F(3) = -0,28354721 \times 10^{-1}$, $F(4) = +0,17838301 \times 10^{-4}$, $F(5) = -0,84150417 \times 10^{-9}$, $F(6) = +0,44412543 \times 10^{-12}$, $F(7) = +0,28584870 \times 10^1$, e " T_{amb} " é a temperatura ambiente em K.

O termo " $\dot{m}_{ar\ seco}$ " na Equação 40 é a massa de ar admitida em base seca, que foi obtida subtraindo a umidade da massa de ar medida:

$$\dot{m}_{ar\ seco} = \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{umidade} = \dot{m}_{ar} - \left(\frac{\dot{m}_{ar\ seco} H_a}{10^3} \right) = \frac{\dot{m}_{ar}}{(1 + H_a \times 10^{-3})} \quad (45)$$

Em particular, a concentração de NO_x também foi corrigida por um fator de correção (k_H) relativo à umidade, aplicado em motores de ignição por compressão, dado por (ABNT, 2012):

$$k_H = \frac{15,698 H_a}{10^3} + 0,832 \quad (46)$$

O cálculo da emissão específica indicada líquida de material particulado (*ISMP*) foi ligeiramente diferente da determinação dos outros gases poluentes de escape. Primeiramente, a medição do coeficiente de absorção pelo opacímetro (k) em m⁻¹ foi correlacionada para a base de medição *FSN* (do inglês, *Filter Smoke Number*) de acordo com a Equação 47 (LAKSHMINARAYANAN e ASWIN, 2017):

$$Opacidade(m^{-1}) = 0,12 [FSN]^3 + 0,62 [FSN]^2 + 3,96 [FSN] \quad (47)$$

A concentração de material particulado ($[MP]$) foi calculada pela Equação 48 (AVL, 2013):

$$[MP] = \frac{5,32[FSN] e^{0,31[FSN]}}{0,405} \quad (48)$$

Finalmente, a *ISMP* foi calculada por:

$$ISMP = \frac{[MP] \dot{m}_{exh}}{\rho_{exh} P_{ind}} \quad (49)$$

onde " ρ_{exh} " é a massa específica do gás de exaustão determinado pela Equação 50, baseada na NBR ISO 8178-1 (ABNT, 2012):

$$\rho_{exh} = \frac{10^3 + H_a + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar\ seco}}\right) \times 10^3}{773,4 + 1,2434 (H_a) + k_{f,w} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar\ seco}}\right) \times 10^3} \quad (50)$$

No processo de combustão, uma fração da energia química do combustível não é totalmente liberada. Neste contexto, a eficiência da combustão indicada (η_c) é uma medida da conversão de energia química do combustível em energia térmica útil para gerar potência. A η_c foi calculada pela Equação 51, para cada condição de teste, baseada nos produtos não oxidados totalmente durante o processo de combustão (PEDROZO, 2017):

$$\eta_c = \left\{ 1 - \frac{P_{ind}}{10^3} \left[\frac{(ISCO\ PCI_{CO}) + (ISHC\ PCI_f) + (ISMP\ PCI_C) + (ISH_2\ PCI_{H_2})}{(\dot{m}_f\ PCI_f)} \right] \right\} \times 100 \quad (51)$$

onde " PCI_{CO} " é equivalente a 10,1 MJ/kg e o poder calorífico inferior para as emissões de HC foi considerado o mesmo do combustível (PCI_f) enquanto que para o material particulado foi considerado o mesmo do carbono ($PCI_C = 32,8$ MJ/kg) (HEYWOOD, 2018). O hidrogênio (H_2) é um componente comum na exaustão de motores necessário para cálculos da eficiência da combustão mais precisas, pois possui um significativo poder calorífico inferior ($PCI_{H_2} = 120$ MJ/kg). Infelizmente, a bancada de teste não possui a capacidade de medir H_2 nos gases de exaustão. No entanto, a quantidade de H_2 e conseqüentemente a emissão específica indicada de H_2 (ISH_2) foi estimada assumindo frações molares similares de $H_2O:CO_2$ e $H_2:CO$ (RAGONE, 2012).

4.3.6. Incertezas de medições dos ensaios experimentais

As incertezas de medições foram calculadas segundo a metodologia descrita por Damasceno *et al.* (2008), dividindo a análise em incerteza devido à repetitividade das leituras (registros) realizadas (tipo A) e a incerteza devido ao instrumento (tipo B). A incerteza tipo A (I_A) foi calculada dividindo-se o desvio padrão dos registros pela raiz quadrada do número de registros. A incerteza do tipo B (I_B) utilizada foi a reportada na Tabela 2 na Seção 4.1.

Para as variáveis de interesse obtidas diretamente pelo sistema de controle da bancada experimental e que não dependem de outras grandezas, as incertezas absolutas do tipo B foram calculadas multiplicando-se a incerteza relativa reportada pelo fabricante do instrumento pela

média das leituras dos ensaios. No caso das variáveis de interesse obtidas a partir de cálculos, que utilizam as grandezas lidas diretamente pelo sistema de aquisição de dados da bancada experimental ou pelo sistema de medição da pressão na câmara de combustão ou pelos sistemas de análise de emissões, as incertezas do tipo B foram propagadas adotando-se a metodologia de combinação das incertezas, segundo a Equação 52 (MOFFAT, 1988):

$$\delta U_m = \sqrt{\left(\frac{\partial U_m}{\partial x_1} \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_2} \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_n} \delta x_n\right)^2} \quad (52)$$

onde δU_m é a incerteza do tipo B da variável dependente de interesse, $U_m = U_m(x_1, x_2, \dots, x_n)$, e δx_n são as incertezas do tipo B das variáveis independentes.

Com as incertezas do tipo A e tipo B, foi calculado a incerteza combinada (I_C), de acordo com a Equação 53. Por sua vez, a incerteza expandida, (I_E), é obtida pela multiplicação da incerteza combinada pelo fator de abrangência, II , conforme Equação 54. O valor assumido para o fator de abrangência foi 2, consistindo em um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse.

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (53)$$

$$I_E = II I_C \quad (54)$$

4.4. Metodologia dos ensaios experimentais

A determinação das condições experimentais testadas na bancada experimental levou em conta a aplicação de motores de combustão interna para geração de energia ou, mais especificamente, grupo moto-geradores para aplicação em pequena escala ou áreas rurais isoladas do Brasil. Analogamente, a viabilidade da aplicação do Farnesano em substituição ao Diesel convencional e a adição complementar do BWCO foram consideradas.

Os moto-geradores trabalham em regime de rotação constante, variando a carga ou potência gerada de acordo com a demanda de energia. Considerando os típicos regimes de operação (potência de emergência, potência principal por tempo ilimitado, potência principal por tempo limitado e potência contínua), o motor funciona a maior parte do tempo entre 50% a

90% da sua carga máxima (MAHON, 1992). Desta forma, os ensaios foram realizados na rotação de 1800 rpm, sendo esta compatível com a frequência de 60 Hz utilizada nas redes de distribuição de energia elétrica brasileira, além de ser uma rotação comumente utilizada em moto-geradores diesel comerciais com gerador elétrico de 4 polos. A Figura 33 apresenta as curvas de carga máxima do motor utilizando Diesel e Farnesano, obtidas na bancada experimental desenvolvida, e os pontos de teste destacados. As cargas escolhidas foram determinadas pela *IMEP* calculada a partir da pressão medida no cilindro, sendo quatro no total: 7,0 bar, 6,0 bar, 5,0 bar e 4,0 bar de *IMEP*, que representam de forma aproximada 90%, 78%, 65% e 52% da carga máxima do motor, respectivamente. Adicionalmente, a tecnologia de EGR foi estudada na condição de carga de 5 bar de *IMEP* para todas as condições de teste.

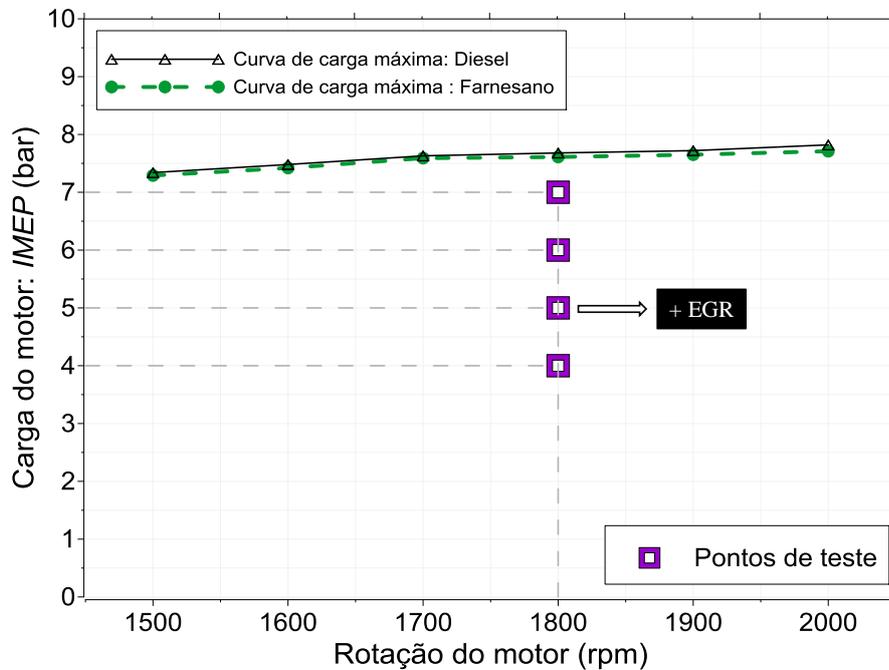


Figura 33 – Pontos de teste dos ensaios na bancada experimental
 Fonte: Próprio autor

Considerando os combustíveis definidos na Tabela 5 (Seção 4.2) para o desenvolvimento do trabalho, a metodologia de ensaios foi dividida em duas etapas, como apresentado no esquema da Figura 34.

A primeira etapa dos testes consistiu na caracterização do motor na rotação de 1800 rpm e nas quatro condições de carga já definidas, utilizando Diesel, Farnesano, F20 (80% Diesel + 20% Farnesano) e F50 (50% Diesel + 50% Farnesano), além do estudo da influência da EGR na carga de 5,0 bar de *IMEP*. A segunda etapa foi o estudo e caracterização experimental da

adição do BWCO, em 10% e 20% em volume, ao Diesel e ao Farnesano. Nesta etapa, os testes foram realizados na carga de 5,0 bar de *IMEP* e a influência da EGR também foi analisada.

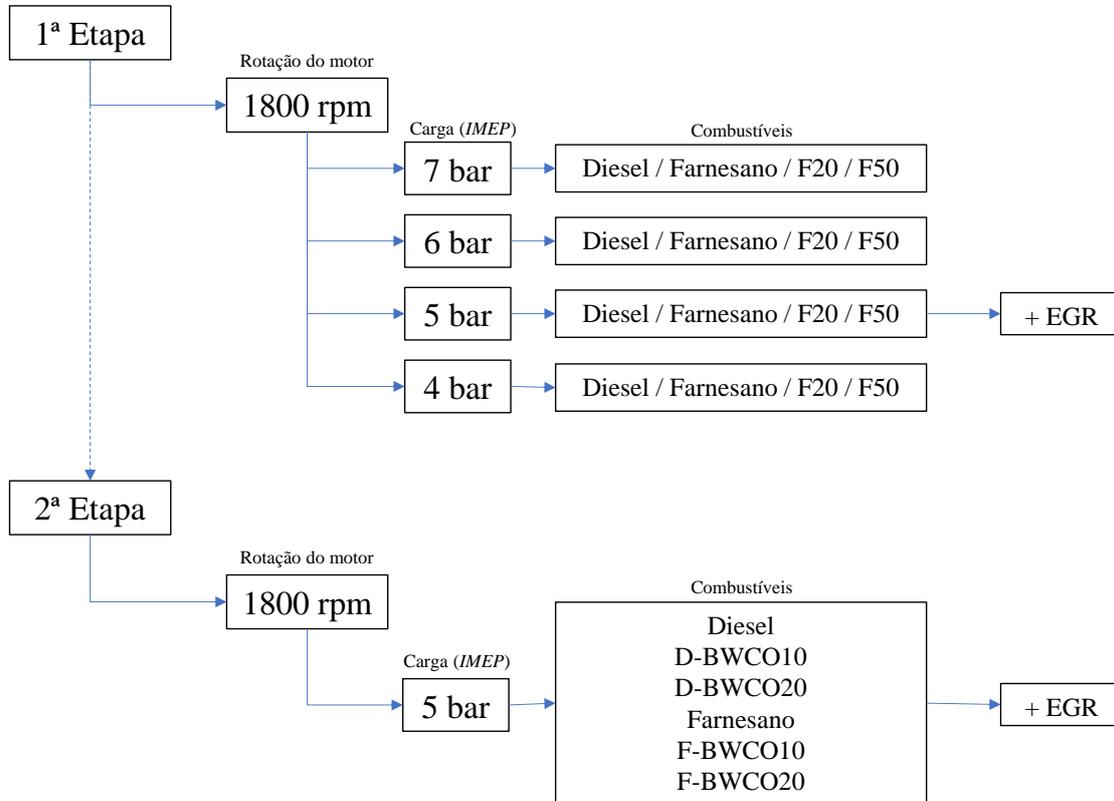


Figura 34 – Esquema da metodologia de testes para cada combustível
Fonte: Próprio autor

Antes de cada ensaio, o motor funcionou previamente na bancada experimental por período de tempo até atingir a temperatura do óleo de $85^{\circ}\pm 5^{\circ}\text{C}$ em regime permanente. Durante os testes, a pressão no escapamento ou contrapressão de escape (P_{exh}) foi mantida constante em 100 ± 5 mbar em todas as condições para simular sistemas de pós-tratamento (catalisadores, SCR) e padronizar as condições para real avaliação dos ganhos e perdas com cada combustível. Para as condições utilizando o sistema de recirculação dos gases, a $\%EGR$ foi mantida constante em 15%, regulando a válvula de fluxo de gás e medindo a concentração de CO_2 na admissão e exaustão. A temperatura na admissão ($T_{admissão}$) do motor foi mantida em $30^{\circ}\pm 2^{\circ}\text{C}$, sendo que o resfriamento do trocador de calor foi ajustado nos casos das condições utilizando o sistema de EGR. Em função da dificuldade de estabilização do motor na condição de carga, adotou-se uma tolerância de $\pm 1\%$ na *IMEP* e de ± 10 rpm na rotação do motor. Para a aquisição de dados, o motor funcionou na condição desejada por cinco minutos e somente após este tempo, os dados de combustão, emissões e desempenho foram coletados.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados deste trabalho apresentam análises do desempenho, combustão e emissões de poluentes de um motor monocilíndrico de pesquisa utilizando Farnesano e suas misturas com Diesel (1ª Etapa) e a aplicação do biodiesel (BWCO) com o Diesel e com o Farnesano (2ª Etapa), voltados para aplicação de geradores de energia. Estes resultados são agrupados de acordo com a estratégia de cada uma das duas etapas de testes da metodologia. Os dados detalhados da combustão são apresentados ao longo de cada seção dos resultados. O Apêndice A e o Apêndice B apresentam as tabelas contendo os dados médios das grandezas medidas e calculadas de desempenho e emissões. A alta confiabilidade dos resultados apresentados é resultado da qualidade dos sistemas de medição, do número elevado de amostras realizadas em cada ensaio e da aplicação de metodologias de ensaios e análise numérica. As incertezas expandidas de cada parâmetro de desempenho e emissões, calculadas pela metodologia apresentada na Seção 4.3.6, estão representadas nas figuras dos resultados quando conveniente.

5.1. Resultados da 1ª Etapa – Testes com Farnesano

5.1.1. Análise da combustão e desempenho com Farnesano

A Figura 35 apresenta as curvas de pressão no cilindro e da HRR , obtidas da média de 200 ciclos coletados, para as quatro cargas do motor testadas utilizando o Diesel, o Farnesano e as duas misturas propostas na metodologia (F20 e F50), enquanto na Tabela 7 apresenta-se os dados de desempenho e de combustão obtidos detalhadamente para as mesmas condições. Durante os testes experimentais, a rotação do motor e a $IMEP$ médias coletadas ficaram dentro dos limites estipulados na metodologia. A COV_{IMEP} não excedeu o valor de 4% em nenhuma condição de ensaio, o que exemplifica a boa estabilidade da combustão e consequente operação normal do motor com todos os combustíveis analisados. Não ocorreu nenhuma variação significativa da $PMEP$.

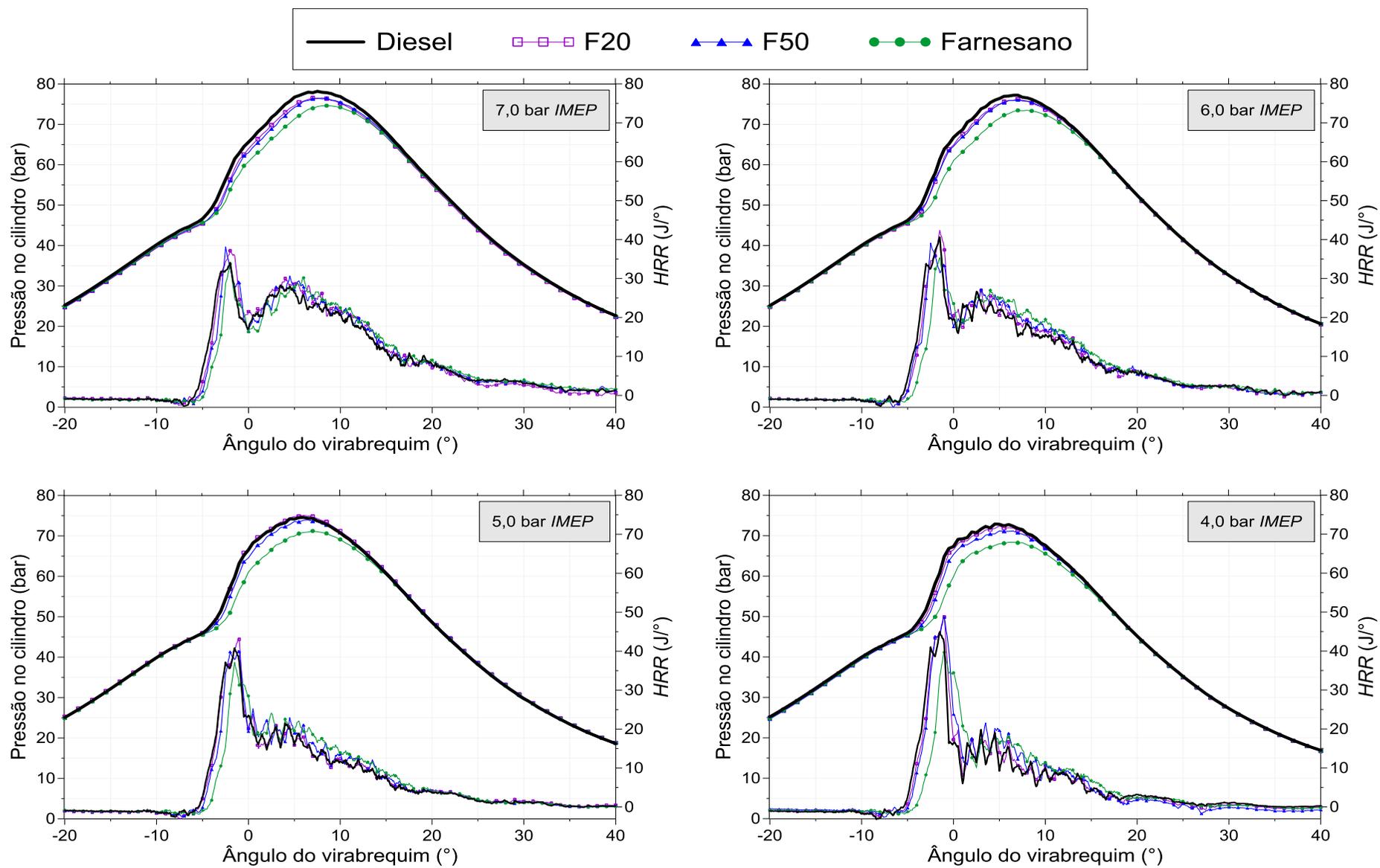


Figura 35 – Curvas de pressão no cilindro e *HRR* do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
 Fonte: Próprio autor

Tabela 7 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas

| | 4,0 bar IMEP | | | | 5,0 bar IMEP | | | | 6,0 bar IMEP | | | | 7,0 bar IMEP | | | |
|----------------------------------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|
| | Diesel | F20 | F50 | Farnesano |
| IMEP (bar) | 4,03 | 4,00 | 4,04 | 4,01 | 4,97 | 4,99 | 5,04 | 4,99 | 6,00 | 6,04 | 6,06 | 6,01 | 7,04 | 7,04 | 7,05 | 7,07 |
| Rotação (rpm) | 1797 | 1797 | 1801 | 1804 | 1805 | 1799 | 1805 | 1804 | 1804 | 1804 | 1794 | 1803 | 1798 | 1803 | 1803 | 1802 |
| COV_{IMEP} (%) | 3,72 | 3,02 | 2,43 | 3,44 | 1,88 | 2,17 | 1,54 | 2,44 | 2,56 | 2,52 | 2,95 | 2,23 | 1,53 | 2,38 | 1,54 | 2,29 |
| PMEP (bar) | -0,22 | -0,21 | -0,20 | -0,20 | -0,21 | -0,23 | -0,23 | -0,20 | -0,21 | -0,19 | -0,20 | -0,21 | -0,23 | -0,22 | -0,23 | -0,24 |
| SOI (°) | -18,24 | -17,96 | -17,71 | -16,75 | -18,25 | -17,95 | -17,79 | -17,01 | -18,26 | -18,01 | -17,72 | -17,08 | -18,30 | -18,09 | -17,75 | -17,20 |
| SOC (°) | -5,69 | -5,46 | -5,23 | -4,33 | -5,73 | -5,51 | -5,40 | -4,68 | -5,85 | -5,63 | -5,41 | -4,80 | -5,97 | -5,79 | -5,53 | -5,10 |
| ID (°) | 12,55 | 12,50 | 12,48 | 12,42 | 12,52 | 12,44 | 12,39 | 12,33 | 12,41 | 12,38 | 12,31 | 12,28 | 12,33 | 12,30 | 12,22 | 12,10 |
| P_{max} (bar) | 73,24 | 72,61 | 71,53 | 68,75 | 74,89 | 75,40 | 74,20 | 71,45 | 77,53 | 76,38 | 76,32 | 73,73 | 78,39 | 76,84 | 76,70 | 74,85 |
| θP_{max} (°) | 5,01 | 5,00 | 5,60 | 6,32 | 5,84 | 5,86 | 6,30 | 7,01 | 6,61 | 6,75 | 6,77 | 7,67 | 7,44 | 7,49 | 7,70 | 8,38 |
| PRR_{max} (bar/°) | 16,21 | 16,93 | 16,23 | 14,01 | 16,37 | 17,37 | 16,76 | 14,22 | 17,06 | 17,25 | 14,6 | 12,71 | 14,68 | 14,92 | 14,28 | 12,17 |
| HRR_{max} (J/°) | 44,93 | 48,77 | 48,61 | 39,66 | 40,84 | 43,29 | 40,21 | 37,15 | 40,65 | 42,40 | 39,13 | 35,36 | 34,11 | 37,14 | 36,87 | 33,75 |
| θHRR_{max} (°) | -1,46 | -1,05 | -1,00 | -0,94 | -1,46 | -1,15 | -1,07 | -1,48 | -1,45 | -1,48 | -2,48 | -1,42 | -1,90 | -1,93 | -2,40 | -1,98 |
| MBF 5% (°) | -2,60 | -2,34 | -2,19 | -1,07 | -2,45 | -2,21 | -1,96 | -1,22 | -2,46 | -2,18 | -2,09 | -1,21 | -2,44 | -2,21 | -1,93 | -1,22 |
| MBF 10% (°) | -2,18 | -1,88 | -1,70 | -0,59 | -1,87 | -1,65 | -1,36 | -0,58 | -1,73 | -1,46 | -1,30 | -0,36 | -1,37 | -1,22 | -0,84 | 0,01 |
| MBF 50% (°) | 3,19 | 3,22 | 3,75 | 5,01 | 4,51 | 4,61 | 4,96 | 5,95 | 5,60 | 5,82 | 6,09 | 6,94 | 7,38 | 7,42 | 7,86 | 8,58 |
| MBF 90% (°) | 14,65 | 15,24 | 15,17 | 15,59 | 17,54 | 18,03 | 18,13 | 18,11 | 20,48 | 20,81 | 20,89 | 21,08 | 25,88 | 27,20 | 27,62 | 27,8 |
| PCD (°) | 6,79 | 6,72 | 6,70 | 6,67 | 6,81 | 6,55 | 6,39 | 6,45 | 5,99 | 5,94 | 5,65 | 5,55 | 5,89 | 5,44 | 5,40 | 5,32 |
| DCD (°) | 13,55 | 13,98 | 13,70 | 13,25 | 16,46 | 16,99 | 17,14 | 16,34 | 20,34 | 20,50 | 20,65 | 20,33 | 25,96 | 27,55 | 27,75 | 27,58 |
| CD (°) | 20,34 | 20,70 | 20,40 | 19,92 | 23,27 | 23,54 | 23,53 | 22,79 | 26,33 | 26,44 | 26,30 | 25,88 | 31,85 | 32,99 | 33,15 | 32,90 |
| λ | 2,79 | 2,78 | 2,80 | 2,88 | 2,40 | 2,27 | 2,28 | 2,39 | 1,99 | 1,92 | 1,95 | 2,00 | 1,65 | 1,60 | 1,60 | 1,61 |

Fonte: Próprio autor

Em relação a pressão máxima no cilindro (P_{max}) atingida, o Diesel apresentou os maiores valores em todas as cargas, com índices superiores ao Farnesano na ordem de 6,1% para a carga de 4,0 bar *IMEP*, 4,6% para a carga de 5,0 bar *IMEP*, 4,9% para a carga de 6,0 bar *IMEP* e 4,5% para a carga de 7,0 bar *IMEP*. O ângulo onde correu a P_{max} (θP_{max}) seguiu o mesmo padrão, sendo que o Farnesano apresentou os valores de θP_{max} mais atrasados em todas as cargas, ou o θP_{max} mais distante do PMS de compressão já no curso de expansão. Similarmente, os comportamentos do valor máximo da taxa de liberação de calor (HRR_{max}) e do ângulo do virabrequim de sua ocorrência (θHRR_{max}) foram os mesmos.

Analisando as curvas de *HRR* é possível notar um atraso no início da combustão (SOC) para o Farnesano (SOC mais perto do PMS no curso de compressão). Entretanto, este comportamento é precedido por um atraso do início da injeção (SOI), mesmo com o ângulo de avanço de injeção do motor sendo estático (fixo a -22°). A explicação para este fenômeno está na característica de alta compressibilidade (ou menor *bulk modulus*) do Farnesano, por ser um combustível parafínico, se comparado ao Diesel (BOEHMAN *et al.*, 2004; LAPUERTA *et al.*, 2012 e RAM *et al.*, 2015). Em sistemas de injeção mecânicos hidráulicos, como o caso do motor utilizado, ocorre a mudança do SOI de acordo com as propriedades de compressibilidade do combustível. A menor compressibilidade do Diesel provoca uma transferência mais rápida da onda de pressão da bomba de injeção para a agulha do injetor, resultando na antecipação do levantamento da agulha e na produção de um adiantamento da injeção se comparado ao Farnesano. Este atraso do SOI, e conseqüentemente do avanço de injeção dinâmico do motor, explica os menores valores de pressão citados anteriormente e possuem grande influência nas emissões de poluentes como será abordado posteriormente.

Para melhor exemplificar e analisar a combustão, a Figura 36 apresenta um diagrama com a evolução das etapas e fases da combustão em relação ao PMS de compressão e ao ângulo do virabrequim do motor, incluindo o SOI, ID, SOC, as durações das fases pré-misturada (PCD) e difusiva (DCD), e o MBF50% e MBF 90%.

Mesmo com o atraso do SOI e conseqüentemente do SOC citado anteriormente para o Farnesano, o atraso de ignição (ID), mostrado de forma quantitativa na Figura 37, é menor para este combustível comparado com o Diesel, característica esta esperada pelo seu maior número de cetano (Tabela 3) e a sua maior inflamabilidade devido à sua alta composição química parafínica, sem compostos aromáticos (HAMILTON *et al.*, 2014; HEYWOOD, 2018). O ID foi menor para o Farnesano em todas as cargas, atingindo reduções de $0,19^\circ$ para a carga de 5,0 bar *IMEP* e de $0,23^\circ$ para carga de 7,0 bar *IMEP*. As misturas F20 e F50 obtiveram valores de

ID intermediários proporcionais à composição do combustível. A redução do ID com o aumento da carga do motor é explicada pelo aumento da temperatura no cilindro. O atraso de ignição em motores de ignição por compressão influencia diretamente o desempenho e a composição dos gases de exaustão do motor, uma vez que altera o momento de ocorrência das fases seguintes da combustão. O aumento do ID também resulta em maior tempo para acumular combustível injetado antes do SOC. Esse acúmulo também levou ao maior pico da taxa de liberação de calor em todas as condições para o Diesel e as misturas (F20 e F50) em relação ao Farnesano.

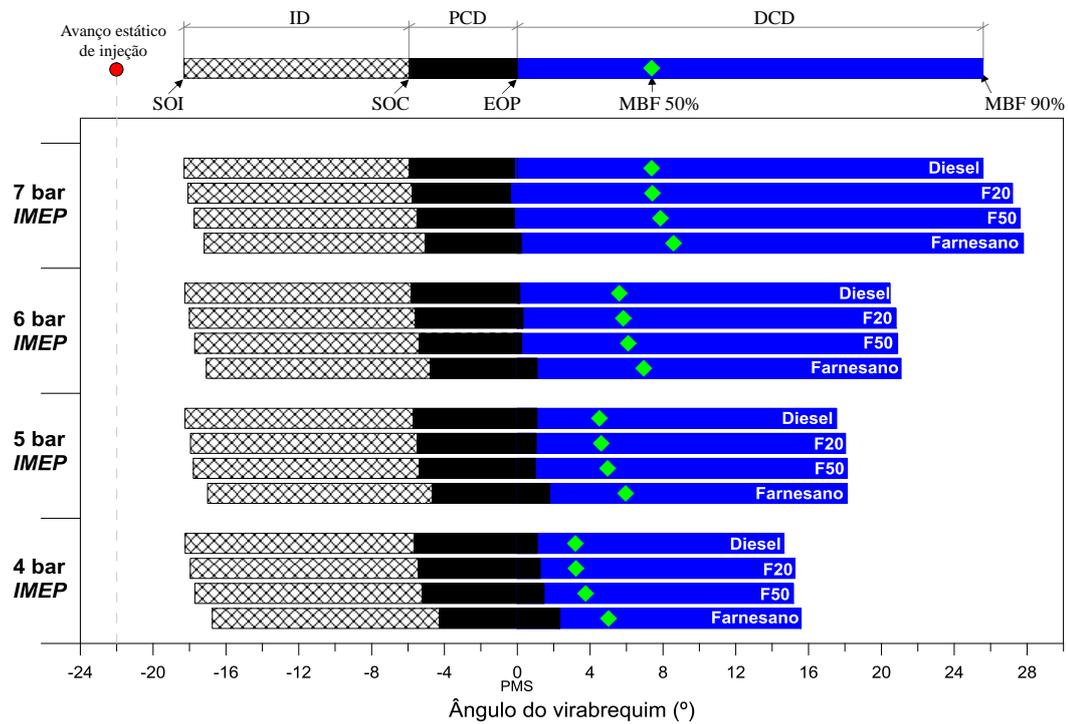


Figura 36 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão para as quatro cargas do motor testadas

Fonte: Próprio autor

A Figura 37 ainda apresenta quantitativamente a duração total da combustão (CD) e a duração das fases pré-misturada (PCD) e difusiva (DCD) para as quatro cargas do motor analisadas. De um modo geral, em relação à CD, as misturas F20 e F50 apresentaram valores ligeiramente maiores que o Diesel e o Farnesano em todas as cargas, resultado do aumento da duração da fase difusiva. Para as condições de menor carga (4,0 bar IMEP) e para as duas cargas intermediárias (5,0 e 6,0 bar IMEP), o Farnesano obteve os menores valores de CD, devido à molécula única de combustível que leva a condições de vaporização e reatividade favoráveis. Entretanto, para a maior carga (7,0 bar IMEP), a combinação do atraso do SOI com o maior tempo de injeção do Farnesano necessário para produzir a mesma carga (mesmo com

o *PCI* do Farnesano sendo ligeiramente maior do que do Diesel), devido à sua menor massa específica (Tabela 3), fez com que a DCD fosse maior em comparação com o Diesel, influenciando também no maior valor de CD. Neste sentido, é importante ressaltar que as características físico-químicas do Farnesano e das misturas (F20 e F50) tiveram influência no desenvolvimento da combustão para a condição de maior carga no motor de pesquisa ensaiado com o avanço de injeção e a pressão de injeção fixados. Esta influência está relacionada com o processo de formação, atomização e penetração do jato de combustível aliado ao maior volume necessário de combustível injetado. Para a menor carga e as cargas intermediárias esta influência foi minimizada para o Farnesano, mas continuou de forma mais amena para as misturas. O comportamento das misturas F20 e F50 em relação às fases da combustão pode estar relacionado com a interação molecular dos compostos de cada componente. A PCD foi principalmente governada pelo ID obtido para cada condição de teste, uma vez que quanto maior o ID, maior foi a fração de massa queimada de combustível na fase pré-misturada.

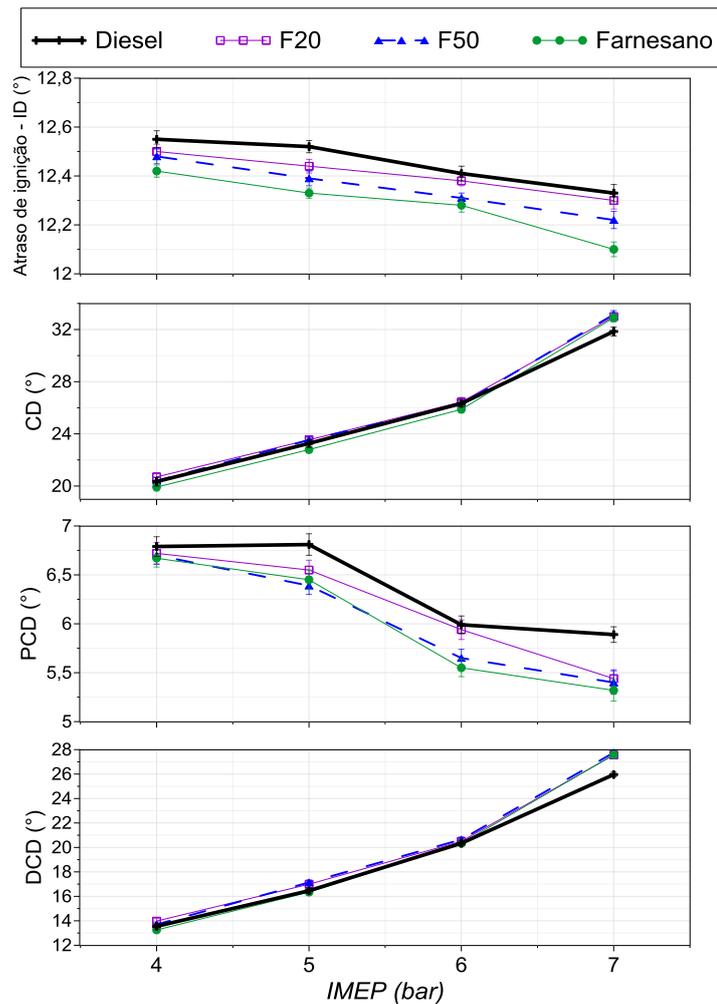


Figura 37 – ID, CD, PCD e DCD para as quatro cargas do motor testadas
 Fonte: Próprio autor

A eficiência de conversão de combustível indicada (η_{ind}) representa a relação entre o trabalho produzido e a taxa de energia consumida pelo motor e é o parâmetro mais adequado para comparar diferentes combustíveis, pois leva em conta não somente a vazão de combustível (como é o caso *ISFC*), mas também o *PCI*. A Figura 38 mostra a η_{ind} obtida nos ensaios para as diferentes cargas de operação e combustíveis. Quando operando com o Diesel, a eficiência indicada apresentou aumento com incremento da carga até 6,0 bar *IMEP*, onde atinge o máximo de $38,2 \pm 0,26\%$, e passa para uma tendência de redução da eficiência até a carga de 7,0 bar *IMEP*, onde apresentou o valor de $36,5 \pm 0,31\%$. A tendência de redução da η_{ind} em cargas altas pode estar associada à maior dificuldade de se formar uma adequada mistura ar-combustível com o aumento do consumo de combustível causado pelo aumento da carga. Este fato, como citado anteriormente, é ainda mais realçado quando se utilizou o Farnesano (mantendo os parâmetros de injeção), que possui menor massa específica e necessitou de maior volume ou tempo de injeção para alcançar a carga desejada. O comportamento das misturas F20 e F50 para a carga mais alta se assemelhou com o do Farnesano, o que indica que mesmo para a composição de 20% em volume de Farnesano, o sistema de injeção (vazão do injetor, pressão de injeção, ângulo dos furos, etc.) do motor não é ideal para a carga mais alta, influenciando na atomização e penetração do jato de combustível e, conseqüentemente, no desempenho.

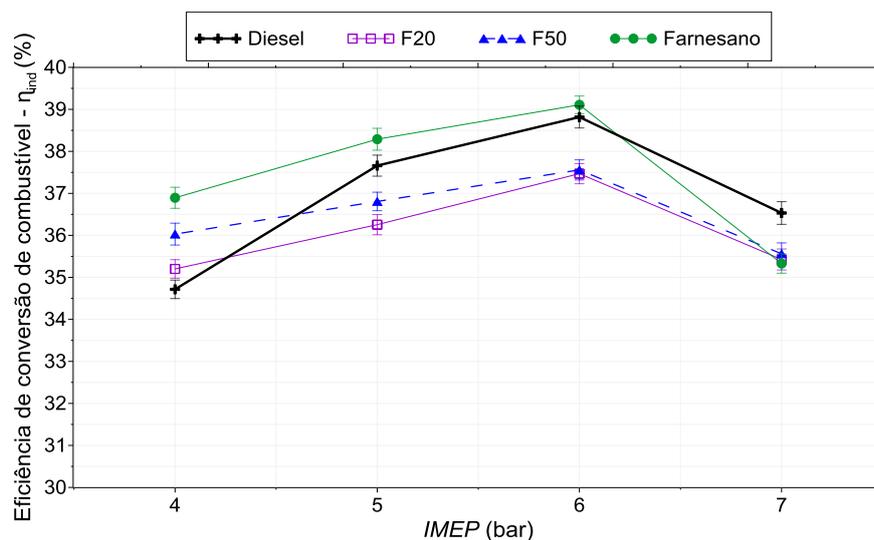


Figura 38 – Eficiência indicada de conversão de combustível do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
Fonte: Próprio autor

Em contrapartida, mesmo com o ligeiro atraso do SOI, o Farnesano apresentou maiores eficiências de conversão de combustível indicada para as cargas intermediárias e a carga mais

baixa dentre todos os combustíveis. Em relação ao Diesel, o Farnesano atingiu valores superiores em torno de 0,7%, 1,6% e 5,9% para as cargas de 6,0 bar *IMEP*, 5,0 bar *IMEP* e 4,0 bar *IMEP*, respectivamente. Este comportamento indica que o menor avanço de injeção devido à alta compressibilidade do combustível não teve influência significativa no desempenho e que o processo de conversão da energia química do combustível em energia térmica para a alteração das propriedades da mistura ar-combustível dentro do volume de controle do cilindro com o Farnesano foi maior. Este fato pode ser justificado por duas hipóteses que não podem ser distinguidas: 1) o processo de combustão com o Farnesano é mais eficiente e completo, com menores emissões de poluentes ou componentes que reduzem efetivamente a energia liberada pela entalpia destes produtos na exaustão; 2) em virtude de uma menor transferência de calor, acarretada pela menor temperatura dos gases e da chama adiabática da mistura e/ou da menor perda para as paredes do cilindro (relacionada com os menores picos das curvas de *HRR* do Farnesano). Observando os combustíveis F20 e F50, a η_{ind} na menor carga seguiu comportamento proporcional da porcentagem de Farnesano em relação ao Diesel em cada combustível, atingindo valores intermediários. Entretanto, para as cargas intermediárias, notou-se um comportamento inesperado pelas misturas, com η_{ind} menores que o Diesel, que podem ser explicados por um aumento da concentração de gases não queimados saindo da câmara de combustão ou combustão incompleta.

Na Figura 39 são apresentadas as curvas de temperatura média no cilindro por ângulo do virabrequim calculadas pela metodologia proposta na Seção 4.3.4, e que servirão de apoio para a posterior análise de emissões de poluentes. As curvas apresentaram comportamento semelhante com um gradual aumento da temperatura devido à compressão do ar, seguido por uma elevação considerável a partir do SOC. Os picos de temperatura no cilindro foram maiores quanto maior foi a carga do motor e, durante o curso de expansão, as temperaturas caíram em uma taxa bem menor do que na compressão, o que caracteriza a desaceleração ou fim da combustão. As temperaturas calculadas tem relação direta com a pressão no cilindro medida e a massa de combustível injetada por ciclo. Desta forma, as condições de teste com o Farnesano apresentaram menores valores de temperatura no início da combustão, passando pela fase pré-misturada até praticamente o final da fase difusiva nas quatro cargas de operação (as durações da combustão pelo ângulo do virabrequim podem ser vistas na Figura 36). Este comportamento é devido principalmente pelo atraso do SOI já comentado e pelo menor ID, levando ao menor acúmulo de combustível antes do início da combustão com menores picos da *HRR*.

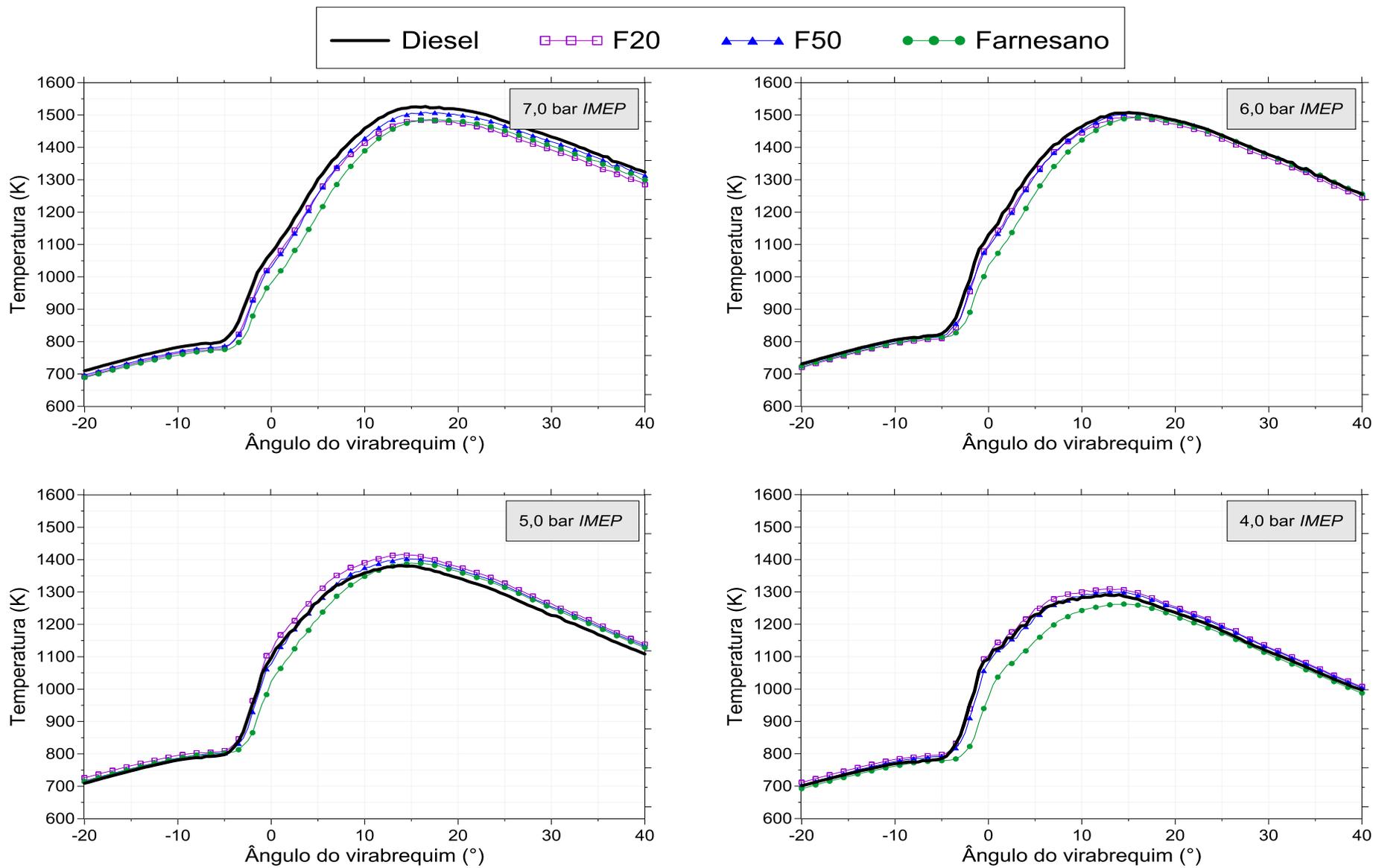


Figura 39 – Curvas de temperatura média no cilindro do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
 Fonte: Próprio autor

Para comparação, as temperaturas médias na posição angular de 5° após o PMS (parte intermediária da fase difusiva) para o Farnesano foram de 1194,8 K, 1257,6 K, 1217,4 K e 1149,3 K para as cargas de 7,0 bar *IMEP*, 6,0 bar *IMEP*, 5,0 bar *IMEP* e 4,0 bar *IMEP*, respectivamente, enquanto que para o Diesel as temperaturas foram de 1302,2 K, 1341,4 K, 1269,1 K e 1229,5 K.

Na Figura 40 mostra-se a variação da temperatura dos gases de exaustão (*EGT*) em função da carga do motor e dos combustíveis analisados. Na medida em que se aumentou a carga, maiores temperaturas de exaustão foram identificadas, devido à maior quantidade de combustível consumida, ou seja, maior quantidade de energia liberada. De acordo com Heywood (2018), combustões mais lentas ou com maior duração elevam as temperaturas nos gases de escapamento no momento da abertura da válvula de exaustão. Observando as durações das combustões apresentadas na Figura 37 e considerando as temperaturas médias dos gases no cilindro da Figura 39, os resultados apresentados na Figura 40 apresentam boa correlação com a influência esperada de ambas variáveis, com menores *EGT* para o Farnesano na carga mais baixa e nas cargas intermediárias. Entretanto, não foi possível obter conclusões mais aprofundadas pois os valores médios obtidos para maioria das condições estão dentro da incerteza de medição.

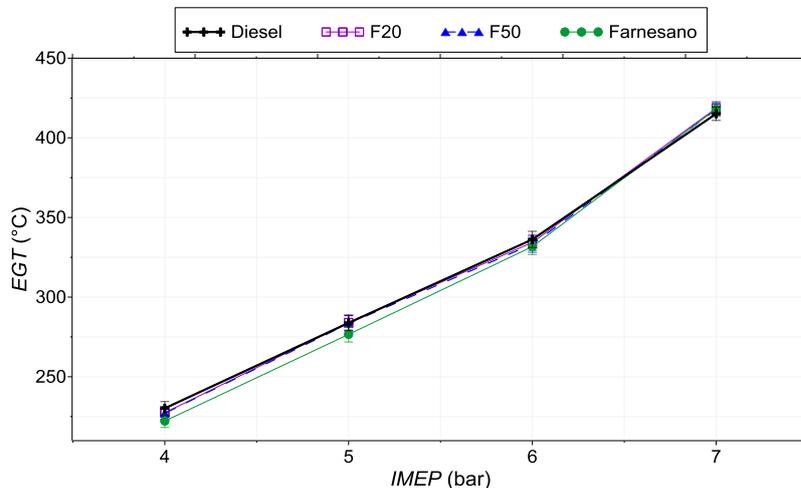


Figura 40 – Temperatura dos gases de exaustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas

Fonte: Próprio autor

5.1.2. Análise das emissões de poluentes com Farnesano

Complementarmente à análise de combustão e desempenho, as emissões de poluentes indicadas específicas de NO_x ($ISNO_x$), HC ($ISHC$), CO ($ISCO$), CO_2 ($ISCO_2$) e de material particulado ($ISMP$) são apresentadas na Figura 41 para os quatro combustíveis nas cargas

testadas. É interessante ressaltar que ao converter as emissões em concentração volumétrica para emissões específicas, em g/kWh, há algumas mudanças de tendências, uma vez que o consumo de combustível e a potência desenvolvida pelo motor passam a ter impactos mais significativos.

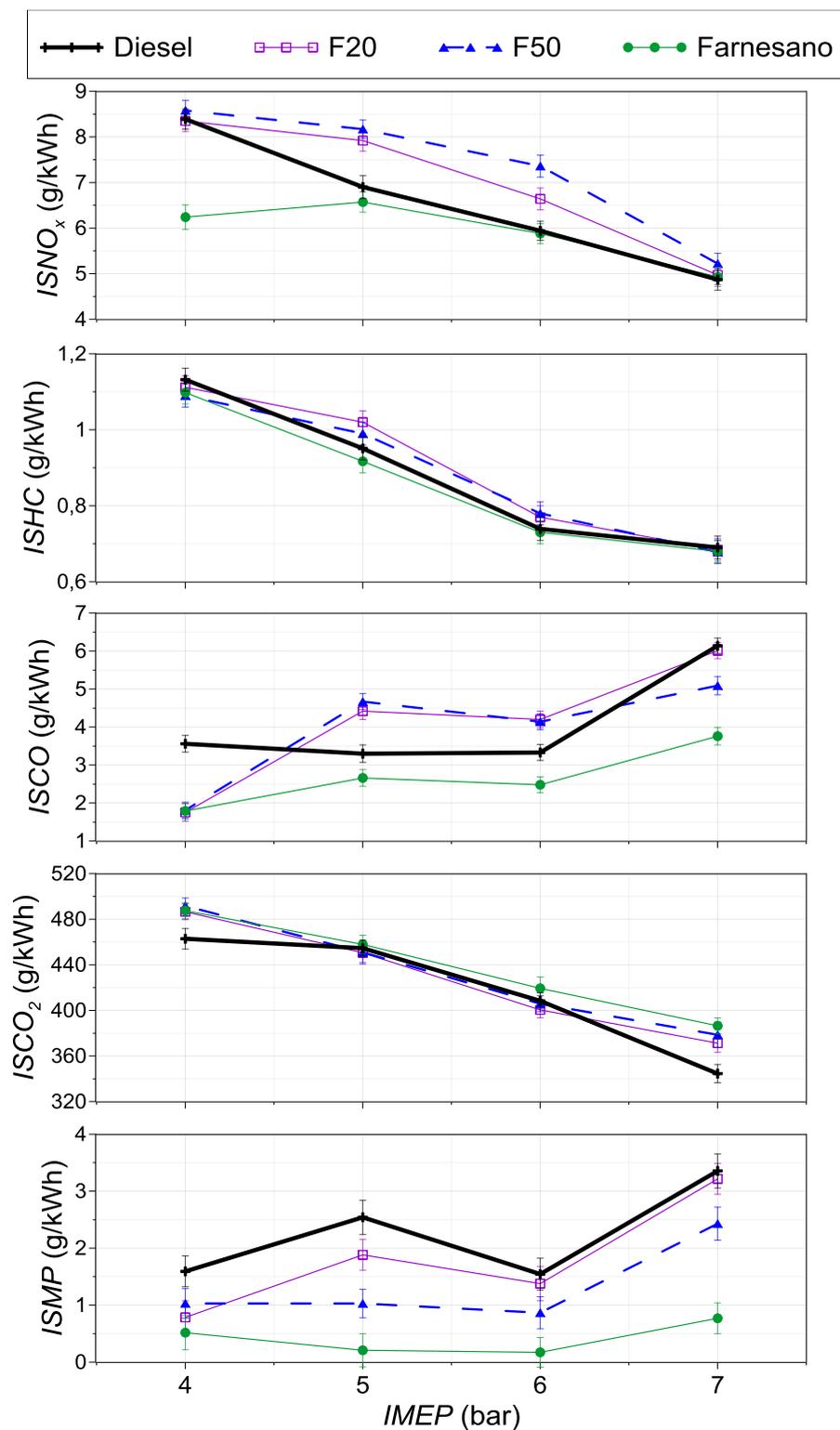


Figura 41 – Emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
 Fonte: Próprio autor

5.1.2.1. Emissões de NO_x

Em relação à $ISNO_x$, a operação com o Diesel convencional emitiu entre $8,39 \pm 0,27$ g/kWh (para carga de 4,0 bar *IMEP*) a $4,87 \pm 0,21$ g/kWh (para a carga de 7,0 bar *IMEP*). O Farnesano apresentou níveis semelhantes ao Diesel nas duas maiores cargas e reduções de 5% para a carga de 5,0 bar *IMEP* e de 34% para a carga de 4,0 bar *IMEP*. Já para as misturas F20 e F50, identificou-se comportamento semelhante ao Diesel para a menor e a maior carga, e aumento nas emissões para as cargas intermediárias. As explicações para o comportamento das emissões de NO_x para cada combustível e condição de operação do motor serão desenvolvidas a seguir.

O NO_x é formado durante a queima por difusão com influência relevante da queima pré-misturada na sua produção. Primeiramente, quanto maior o pico de pressão, mais elevada será a temperatura no cilindro, levando a um ambiente mais adequado durante a fase difusiva para formação de NO_x. Além disso, quanto maior for o pico da *HRR* na fase pré-misturada, mais elevada será a temperatura, que conduzirá a um aumento da produção de NO_x durante o início da chama difusiva (formação de NO_x térmico). Neste sentido, a primeira explicação pode ser desenvolvida para o comportamento do NO_x nos testes com o Farnesano. Os menores picos das curvas de *HRR* na fase pré-misturada (Figura 35), principalmente para as duas cargas menores, e as reduzidas durações da fase difusiva (principalmente para a condição de 4,0 bar *IMEP*, que obteve a maior redução da DCD, e exceto para condição 7,0 bar *IMEP*, que teve maior tempo de injeção necessário para atingir a carga requerida) do Farnesano (Figura 37), ajudaram a desacelerar a taxa de produção de NO_x em comparação com o Diesel. O pequeno atraso do SOI devido à alta compressibilidade do Farnesano e o maior número de cetano influenciaram nos menores níveis de pressão e menores picos da *HRR*, respectivamente. Utilizando a mesma metodologia, as misturas F20 e F50 apresentaram picos das curvas de *HRR* e DCD mais elevados, o que justifica as maiores emissões em comparação com o Diesel. Este fato mostra que mesmo as misturas tendo porcentagem em volume de Farnesano em sua composição, o processo de injeção, atomização e desenvolvimento da combustão foi influenciado negativamente com aumento do NO_x formado, principalmente para as cargas intermediárias. O Farnesano e as misturas apresentaram ainda durações da fase pré-misturada inferiores ao Diesel, mas que não se pode avaliar alguma influência na produção de NO_x. Outros dois fatores retirados dos dados da média da pressão medida no cilindro mostraram correlação direta com os dados de emissões de NO_x coletados, na maioria dos casos. O primeiro é a CD (Figura 37)

mais longa com maiores índices de NO_x , explicado pelo aumento das taxas de formação nas regiões pós-chama com um tempo de residência maior (CAN, ÖZTÜRK e YÜCESU, 2017). O segundo fator é a taxa máxima de aumento da pressão, denominada aqui como PRR_{max} (do inglês: *Maximum Pressure Rise Rate*), mostrada na Figura 42. Observa-se que este parâmetro que avalia o máximo gradiente de pressão dentro do cilindro no tempo, e conseqüentemente da elevação da temperatura, possui tendência similar à ISNO_x , exceto para o F50 nas cargas de 6,0 bar IMEP (com maior relevância) e 7,0 bar IMEP . Esta exceção pode estar relacionada com a maior influência do tempo de injeção necessário e ao atraso do SOI do Farnesano, e conseqüentemente do F50, em cargas mais altas.

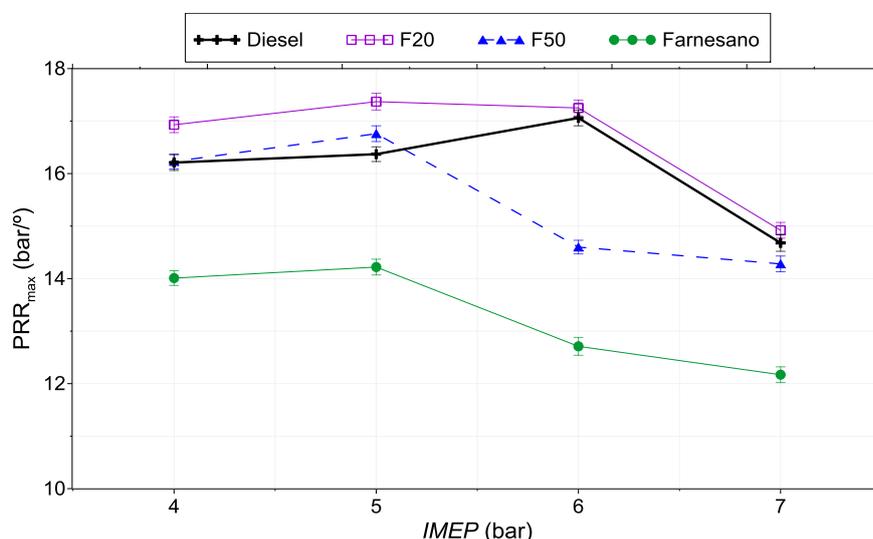


Figura 42 – Taxa máxima de aumento da pressão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
 Fonte: Próprio autor

A segunda explicação para o comportamento da ISNO_x está relacionada com as propriedades físico-químicas dos combustíveis. Segundo os estudos realizados por Abu-Jrai *et al.* (2011) e Miyamoto *et al.* (1994), as emissões de NO_x diminuem com o aumento da razão H/C do combustível. Estes autores observaram que à medida que a razão H/C se eleva, a temperatura adiabática da chama diminui, bem como a tendência de produzir NO_x imediato (do inglês: *prompt NO_x*). Desta forma, aplica-se outra explicação para os resultados obtidos com o Farnesano em comparação com o Diesel, uma vez que o Farnesano possui razão H/C $\approx 2,11$ e o Diesel convencional possui razão H/C $\approx 1,84$ (Tabela 3). Além da relação molecular, explicações para redução de NO_x considerando as propriedades dos combustíveis podem ser atribuídas pela diminuição da massa específica ou aumento de insaturações do combustível, segundo o estudo de Gowdagiri *et al.* (2014), ou pelo maior número de cetano reportado por

Soriano *et al.* (2018, 2019) e Soto *et al.* (2019), que está diretamente relacionado com a primeira explicação, onde se obtém um menor ID e consequentemente uma menor quantidade de combustível acumulada antes do SOC, com consequentes menores picos da *HRR*.

5.1.2.2. Emissões de HC

As emissões indicadas específicas de hidrocarbonetos não queimados (*ISHC*), apresentaram comportamento decrescente com o aumento da carga do motor, variando entre $1,13 \pm 0,3$ g/kWh para o Diesel na condição de menor carga e $0,68 \pm 0,4$ g/kWh para o Farnesano na condição de maior carga. A emissão desses componentes é um indicativo da qualidade da combustão, e é fortemente ligada ao confinamento da mistura ar-combustível nas fendas da câmara de combustão, na interação do jato de combustível com o ar ou a formação da mistura, e pela colisão do jato de combustível com paredes do cilindro e/ou pistão. O Farnesano apresentou nível semelhante ao Diesel para condição de 7,0 bar *IMEP* e menores valores para todas as outras cargas, devido principalmente à molécula única de combustível que leva às condições de vaporização e reatividade favoráveis e à ausência de compostos aromáticos em relação ao Diesel.

Entretanto, as misturas F20 e F50 indicaram aumento de HC nas cargas intermediárias. Estes resultados confirmam a hipótese levantada anteriormente que a razão pela diminuição da η_{ind} (Figura 38) é a combustão incompleta. Uma explicação pode estar relacionada com a influência das propriedades dos combustíveis no processo de injeção. Segundo um estudo experimental realizado por Dernet *et al.* (2012), utilizando injetor e pressão de injeção similares ao do motor deste trabalho, o aumento da massa específica e da viscosidade do combustível resultam numa maior penetração e em um menor ângulo de cone do jato de combustível em condições totalmente desenvolvidas. Adicionalmente, acarretam em maiores valores médios do tamanho das gotas ou maiores SMD (do inglês: *Sauter mean diameter*), que levam a piores distribuições de gotas, prejudicando o processo de atomização e formação da mistura. Neste sentido, a menor viscosidade e massa específica do Farnesano resultam em melhores condições de atomização, com menores valores de SMD e maior ângulo de cone (que facilitam o processo de mistura), e menor penetração do jato de combustível (que evita a colisão com o pistão ou as paredes do cilindro), resultando na redução do HC e no aumento da eficiência do processo. Nota-se que na condição de maior carga, pela necessidade de maior tempo de injeção, os ganhos foram minimizados. As condições de carga intermediárias para o F20 e o F50 podem ser explicadas pela combinação entre a composição volumétrica das misturas (com

a adição do Farnesano, que na teoria iria diminuir a penetração) e o maior volume ou tempo de injeção de combustível necessário, sendo o último fator tendo mais influência. Desta forma, ocorre maior impregnação do jato de combustível no pistão e paredes do cilindro, acarretando em combustões incompletas e maiores índices de HC. Além disso, a atomização das misturas pode ter sido prejudicada com a interação entre os combustíveis.

5.1.2.3. Emissões de CO e CO₂

A emissão de CO é resultado da queima parcial de hidrocarbonetos, sendo alta em combustões incompletas e em misturas com oxigênio insuficiente para queima, e sendo fortemente ligada à razão ar-combustível local na câmara de combustão. O crescente aumento da *ISCO* com a elevação da carga do motor, apresentado na Figura 41, é explicado parcialmente pelo valor decrescente do fator lambda medido (Tabela 7) que explicita a menor disponibilidade média de oxidante na câmara de combustão. O comportamento em relação aos combustíveis foi similar à *ISHC*, sendo que o Farnesano atingiu os menores níveis em todas as cargas, o que reforça a justificativa para o aumento da η_{ind} . A explicação para o comportamento das misturas em cargas intermediárias está relacionada com a explicação anteriormente desenvolvida para o HC. Analogamente, a emissão de CO₂ é um importante parâmetro para a análise da combustão, uma vez que é produzido quando combustíveis compostos por hidrocarbonetos são queimados completamente e possuem relação com a sua composição molecular. A *ISCO₂* apresentou comportamento inverso à *ISCO*, com os índices ligeiramente superiores atribuídos ao Farnesano, o que é indicativo da maior oxidação do CO em CO₂ e, conseqüentemente, de combustões mais completas e com processos mais eficientes. Como o Farnesano é um biocombustível, uma análise do ciclo de vida completa deve ser implementada para melhor avaliar o impacto das emissões de CO₂ na sociedade. Segundo estudo desenvolvido por Sanaiotti (2013), reduções de até 82% considerando o ciclo de carbono são atingidas para o diesel renovável da cana-de-açúcar em relação ao diesel fóssil convencional.

5.1.2.4. Emissões de MP

Observando os resultados da emissão específica indicada de material particulado (*ISMP*), calculados a partir da opacidade medida na exaustão de acordo com a metodologia apresentada na Seção 4.3.5, o Farnesano apresentou reduções significativas em comparação

com o Diesel, em torno de 77%, 89%, 92% e 67% para as cargas de 7,0 bar, 6,0 bar, 5,0 bar e 4,0 bar *IMEP*, respectivamente.

Sabe-se que o material particulado em motores de ignição por compressão é formado durante o processo de combustão em duas etapas distintas no início da fase por difusão (HEYWOOD, 2018): 1) o combustível começa a queimar em uma condição muito rica (reações ricas pré-misturadas), com temperatura relativamente baixa, onde ocorre um rápido processo de formação envolvendo moléculas aromáticas, com posterior formação de plaquetas (através da nucleação), e em seguida, da fuligem inicial; 2) as moléculas, produtos da combustão rica pré-misturada, queimam (são oxidadas) através da chama de difusão quase estequiométrica na periferia do jato, onde a temperatura é mais alta. Nesta fase, os componentes alifáticos podem ser transformados por pirólise e craqueamento para produzir fuligem com um caminho indireto e mais lento. A oxidação da fuligem é muito importante pois determina a quantidade de fuligem que se têm no escapamento, uma vez que o jato (feito de combustível, ar e produtos da combustão) arrasta cada vez mais ar, tornando cada vez mais O_2 disponível para a oxidação da fuligem que se formou inicialmente. Portanto, é importante entender que o resultado em termos de emissões de material particulado é a combinação de dois processos contrastantes: a formação de fuligem de um lado e a queima (ou oxidação) da fuligem do outro lado.

Seguindo esta linha de pensamento, mesmo o Farnesano obtendo reduzidas temperaturas médias no cilindro que prejudicam o processo de oxidação da fuligem, características deste combustível como ser uma molécula parafínica única, que leva à condições de reatividades favoráveis, e a ausência de compostos aromáticos e de enxofre se sobressaem, em conformidade com as conclusões de Gómez *et al.* (2020) e Millo *et al.* (2014) e com a literatura apresentada na revisão de Tree e Svensson (2007).

5.1.2.5. Eficiência da combustão

Finalmente, na Figura 43 apresenta-se a eficiência indicada da combustão (η_c) para cada combustível em todas as cargas do motor analisadas. Como mencionado na metodologia de análise de dados, esta eficiência representa a taxa de conversão de energia química do combustível em energia térmica útil para gerar potência, calculada a partir dos produtos da combustão medidos na exaustão que não foram oxidados.

Desta forma, a η_c possui relação direta com os resultados de *ISHC*, *ISCO*, *ISMP* e pelo *ISH₂* estimado de acordo com a metodologia apresentada na Seção 4.3.5. O Farnesano apresentou superiores eficiências da combustão respaldadas pelos menores índices de emissões

de poluentes já discutidos, com valores de $94,17 \pm 0,43\%$, $95,75 \pm 0,46\%$, $95,46 \pm 0,46\%$ e $96,71 \pm 0,42\%$ para as cargas de 7,0 bar, 6,0 bar, 5,0 bar, e 4,0 bar, respectivamente. Os aumentos em relação ao Diesel nas mesmas condições são de 3,29%, 1,00%, 0,95% e 1,87%. As menores eficiências nas cargas intermediárias para as misturas F20 e F50 são consequência dos maiores níveis específicos de HC e CO discutidos anteriormente.

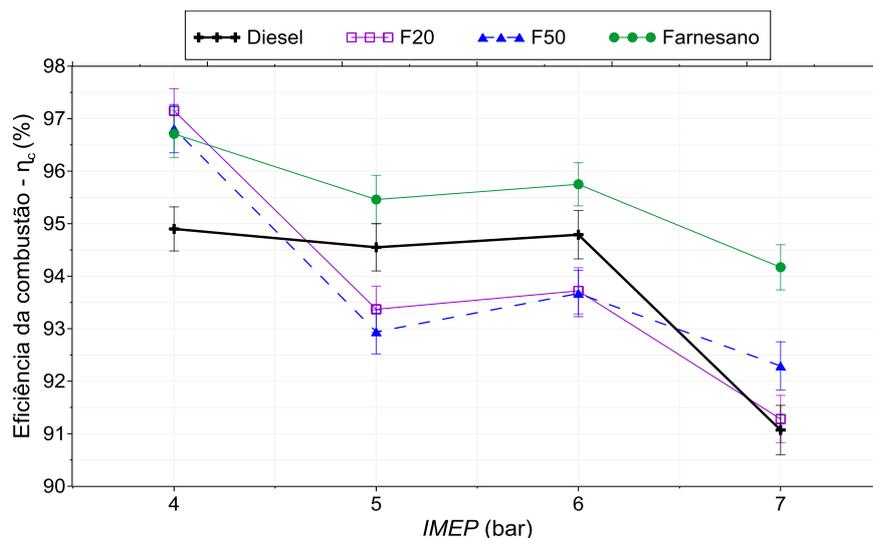


Figura 43 – Eficiência da combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas
Fonte: Próprio autor

5.1.3. Testes com Farnesano e a tecnologia de EGR

A Figura 44 apresenta as curvas de pressão no cilindro, *HRR* e temperatura média no cilindro, em função do ângulo do virabrequim, para o Diesel, F20, F50 e Farnesano. Como descrito na metodologia, esta etapa dos resultados representa os testes com a aplicação da tecnologia de EGR externa resfriada (15% de EGR) para a condição de 1800 rpm e carga de 5,0 bar *IMEP*. Adicionalmente, na Tabela 8 e na Figura 45 são apresentados os resultados detalhados de desempenho e combustão obtidos pela metodologia de análise de dados, e um diagrama com a evolução das etapas e fases da combustão em relação ao PMS de compressão e ao ângulo do virabrequim do motor, incluindo o SOI, ID, SOC, as durações das fases pré-misturada (PCD) e difusiva (DCD), MBF50% e MBF 90%, respectivamente. De forma similar às análises desenvolvidas nas seções anteriores, uma apresentação quantitativa dos resultados (de forma gráfica) tanto da combustão e desempenho, como também das emissões de poluentes para as condições desta etapa de teste, pode ser observada na Figura 46.

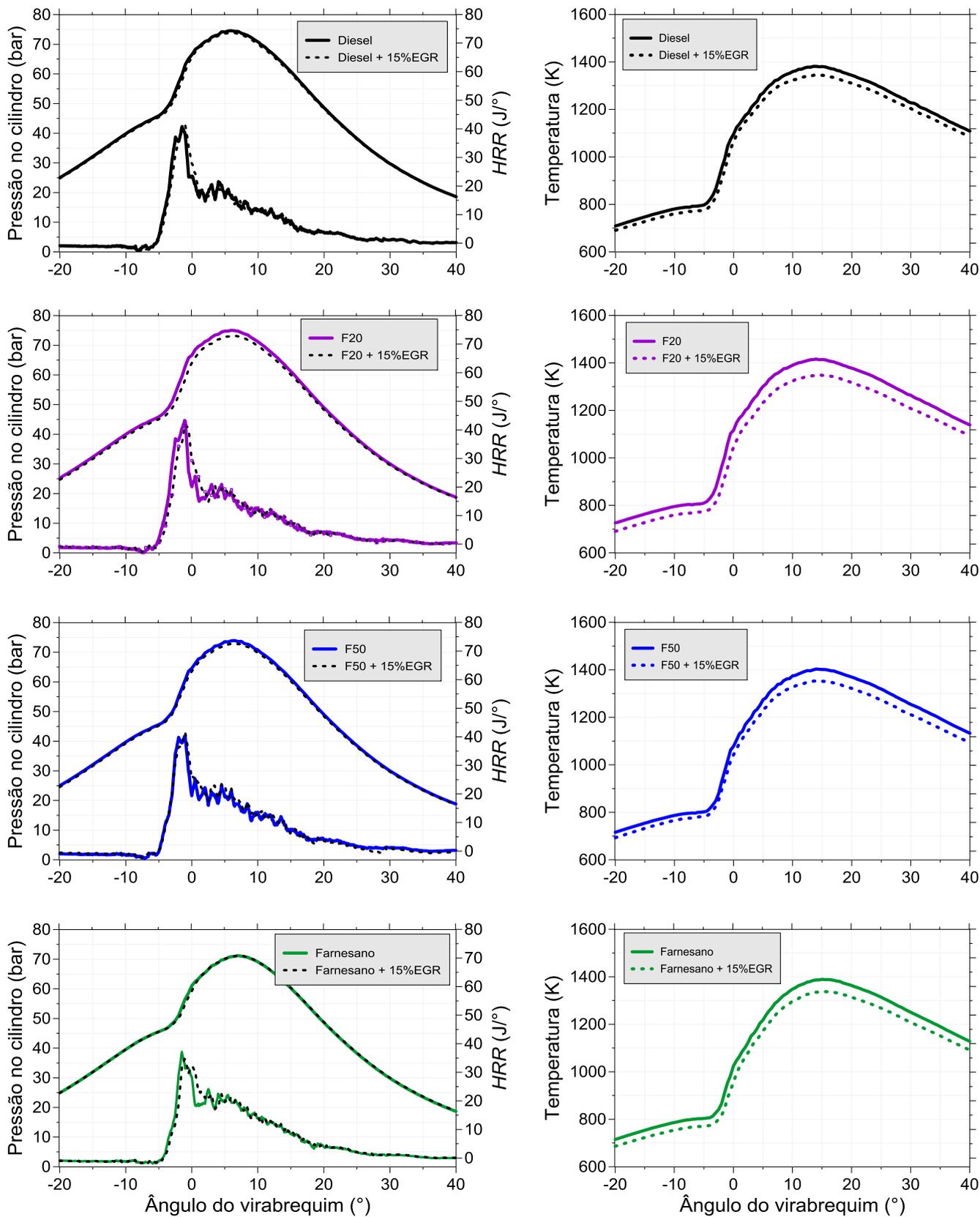


Figura 44 – Curvas de pressão no cilindro, *HRR* e temperatura média no cilindro do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

A análise da combustão para todos os combustíveis estudados na 1ª etapa com a aplicação da EGR (15% de EGR), em comparação com as condições sem EGR, apresentou pressão máxima no cilindro (P_{max}) ligeiramente inferior, localização da HRR_{max} (θHRR_{max}) geralmente deslocada em direção ao PMS de compressão, e nenhuma diferença significativa foi notada no SOI ou no valor da HRR_{max} . Entretanto, ocorreu atraso no SOC (0,32°, 0,24°, 0,16° e 0,23° para o Diesel, F20, F50 e Farnesano, respectivamente) e extensão do ID (0,36°, 0,27°, 0,23° e 0,25° para o Diesel, F20, F50 e Farnesano, respectivamente) com a aplicação da EGR externa resfriada. As causas estão relacionadas por efeitos térmicos e de diluição com consequentes reações químicas mais lentas (ASAD e ZHENG, 2014; CAN *et al.*, 2016; HEYWOOD, 2018).

Tabela 8 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR

| | 5,0 bar <i>IMEP</i> | | | | | | | |
|--|----------------------------|------------------|--------|---------------|--------|---------------|-----------|---------------------|
| | Diesel | Diesel + 15% EGR | F20 | F20 + 15% EGR | F50 | F50 + 15% EGR | Farnesano | Farnesano + 15% EGR |
| <i>IMEP</i> (bar) | 4,97 | 4,98 | 4,99 | 5,02 | 5,04 | 5,05 | 4,99 | 5,03 |
| Rotação (rpm) | 1805 | 1797 | 1799 | 1803 | 1805 | 1800 | 1804 | 1800 |
| <i>COV_{IMEP}</i> (%) | 1,88 | 2,19 | 2,17 | 2,92 | 1,54 | 2,74 | 2,44 | 2,79 |
| <i>PMEP</i> (bar) | -0,21 | -0,22 | -0,23 | -0,24 | -0,23 | -0,20 | -0,20 | -0,22 |
| SOI (°) | -18,25 | -18,29 | -17,95 | -17,98 | -17,79 | -17,86 | -17,01 | -17,03 |
| SOC (°) | -5,73 | -5,41 | -5,51 | -5,27 | -5,40 | -5,24 | -4,68 | -4,45 |
| ID (°) | 12,52 | 12,88 | 12,44 | 12,71 | 12,39 | 12,62 | 12,33 | 12,58 |
| P_{max} (bar) | 74,89 | 74,21 | 75,40 | 73,44 | 74,20 | 73,20 | 71,45 | 71,41 |
| θP_{max} (°) | 5,84 | 5,88 | 5,86 | 6,25 | 6,30 | 6,40 | 7,01 | 7,27 |
| PRR_{max} (bar/°) | 16,37 | 14,61 | 17,37 | 14,71 | 16,76 | 14,38 | 14,22 | 12,52 |
| HRR_{max} (J/°) | 40,84 | 41,49 | 43,29 | 41,82 | 40,21 | 41,35 | 37,15 | 34,68 |
| θHRR_{max} (°) | -1,46 | -1,19 | -1,15 | -0,98 | -1,07 | -1,02 | -1,48 | -1,06 |
| MBF 5% (°) | -2,45 | -2,14 | -2,21 | -1,75 | -1,96 | -1,99 | -1,22 | -0,83 |
| MBF 10% (°) | -1,87 | -1,56 | -1,65 | -1,17 | -1,36 | -1,36 | -0,58 | -0,23 |
| MBF 50% (°) | 4,51 | 4,49 | 4,61 | 4,81 | 4,96 | 4,87 | 5,95 | 6,03 |
| MBF 90% (°) | 17,54 | 18,31 | 18,03 | 18,80 | 18,13 | 18,94 | 18,11 | 18,61 |
| PCD (°) | 6,81 | 7,62 | 6,55 | 7,81 | 6,39 | 7,74 | 6,45 | 7,94 |
| DCD (°) | 16,46 | 16,10 | 16,99 | 16,26 | 17,14 | 16,44 | 16,34 | 15,12 |
| CD (°) | 23,27 | 23,72 | 23,54 | 24,07 | 23,53 | 24,18 | 22,79 | 23,06 |
| λ | 2,40 | 2,01 | 2,27 | 1,91 | 2,28 | 1,96 | 2,39 | 2,01 |

Fonte: Próprio autor

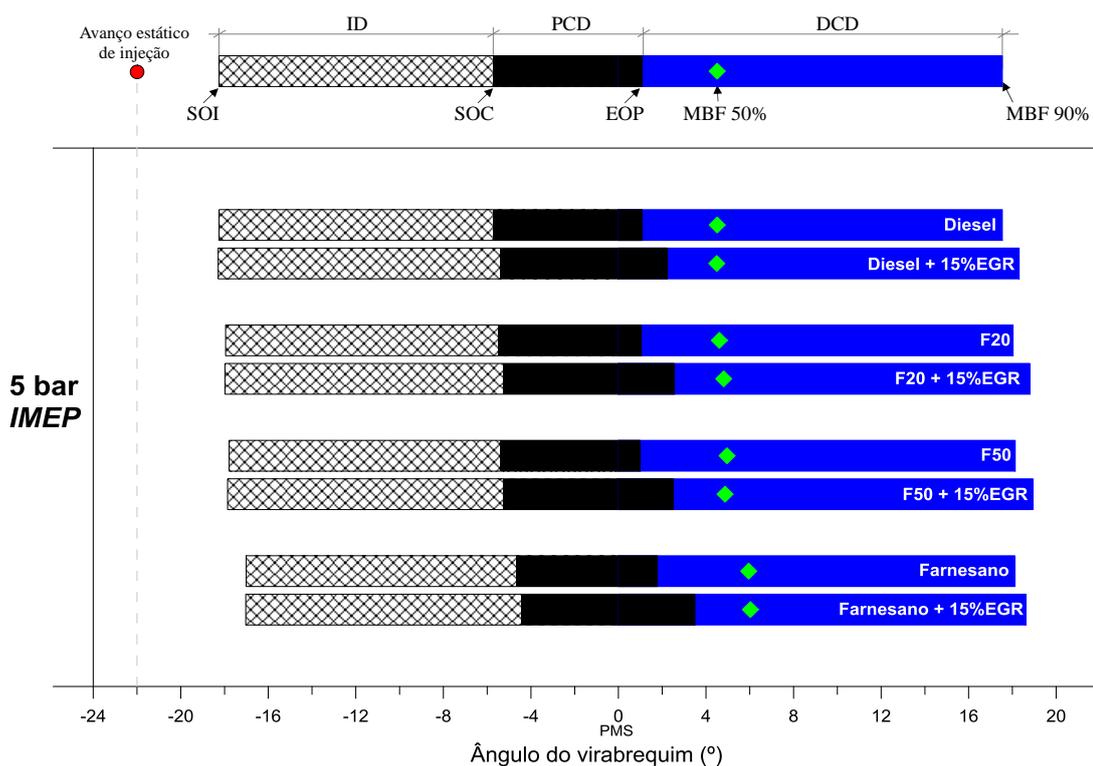


Figura 45 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão com e sem EGR para a carga de 5,0 IMEP para Diesel, F20, F50 e Farnesano
 Fonte: Próprio autor

Além disso, os gases queimados recirculados se comportaram como diluentes que absorvem calor, contribuindo para o resfriamento do pico de temperatura e da temperatura média dentro do cilindro, dificultando a formação de NO_x . Como pode ser observado, a duração da combustão (CD) aumentou ligeiramente com a EGR devido à desaceleração das reações de combustão, precedido por um incremento considerável da fase pré-misturada (PCD), enquanto uma diminuição correspondente da fase difusiva (DCD) foi observada. Embora tenha ocorrido um aumento da massa de combustível queimado na fase pré-misturada com a aplicação da EGR, uma redução na taxa máxima de aumento da pressão (PRR_{max}) foi alcançada para todos os combustíveis. Essas características levaram a reduções das emissões indicadas específicas de NO_x ($ISNO_x$) de até 45,6%, 48,6%, 39,7% e 47,6% para o Diesel, F20, F50 e Farnesano, respectivamente. Este comportamento pode ser explicado também com base na diminuição da temperatura de pico da chama em regiões de mistura pobre da combustão difusiva, DCD mais curto, fração de massa de oxigênio reduzida e aumento da capacidade de calor específico da carga dentro do cilindro por meio da diluição do ar de entrada (com CO_2 e H_2O).

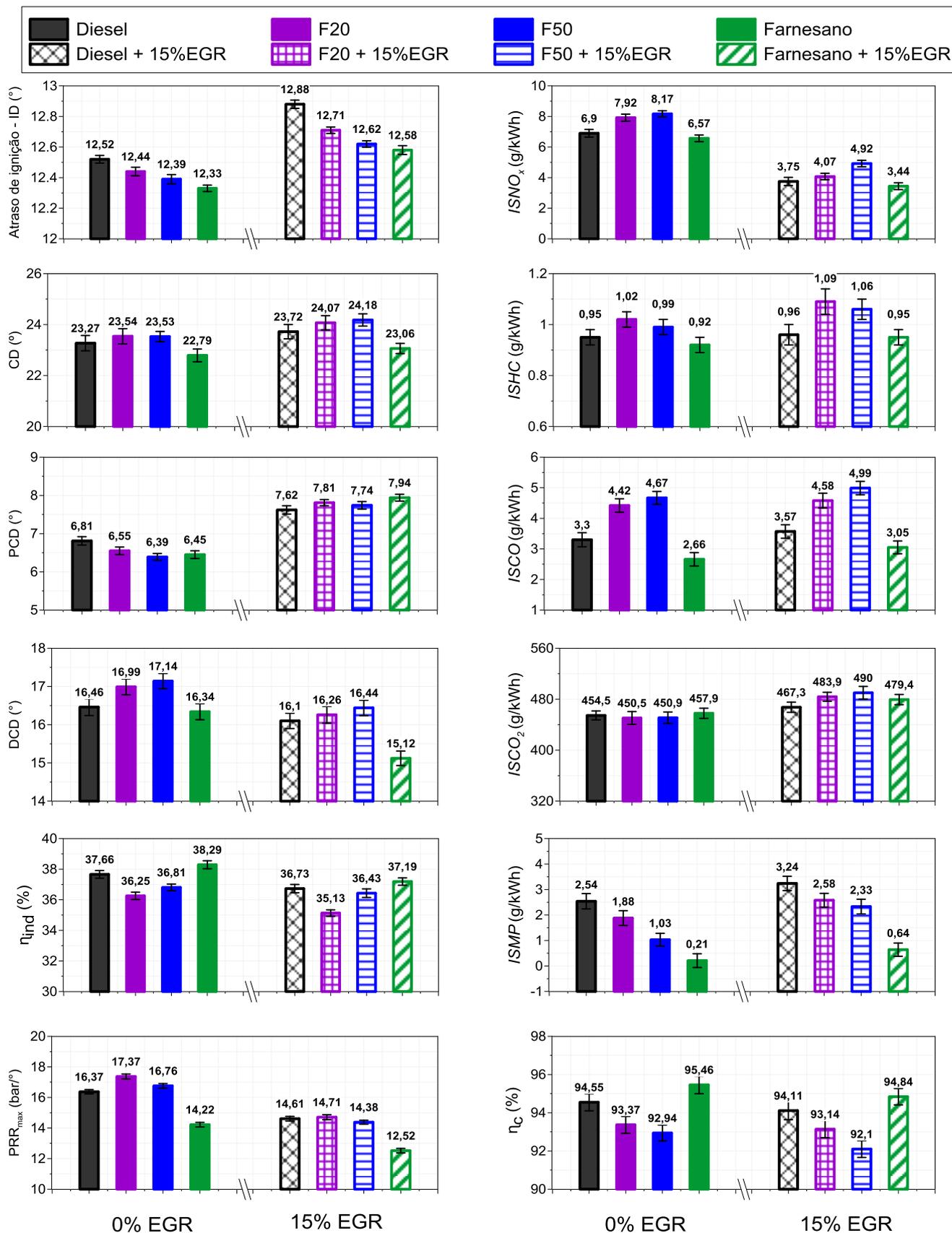


Figura 46 – Resultados de combustão, desempenho e emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 IMEP com e sem EGR

Fonte: Próprio autor

A EGR influenciou negativamente a emissão de material particulado (MP) conforme esperado, visto que a presença de diluentes na câmara de combustão aumentou a emissão de fumaça devido à falta de O_2 durante o processo de combustão e/ou dificultou o processo de oxidação da fuligem. No entanto, as emissões específicas indicadas de material particulado (*ISMP*) para o Farnesano e as duas misturas (F20 e F50) ainda apresentaram valores inferiores ou equivalentes quando comparadas com a combustão com diesel convencional, implicando em um fator favorável na relação de compromisso entre NO_x e MP. Os mesmos padrões de incremento para o HC e o CO foram observados com a aplicação da EGR. As causas estão relacionadas com o aumento da quantidade de combustível injetado resultando em combustão incompleta com razões de equivalência global mais altas, as possibilidades de regiões na câmara de combustão tanto com diluições excessivas e/ou com muita interação com as partes ricas do jato de combustível durante os mais longos períodos de ID e com as temperaturas mais baixas de oxidação. Entretanto, o Farnesano puro apresentou resultados interessantes, pois as emissões de *ISHC* e *ISCO* permaneceram iguais ou ligeiramente menores em comparação com a combustão do diesel convencional sem EGR. As emissões de *ISCO*₂ também aumentaram com a aplicação da EGR para todos os combustíveis devido a pequenas penalidades no consumo de combustível para atingir a mesma carga da condição de teste.

Como esperado, a eficiência de conversão de combustível indicada (η_{ind}) diminuiu para todos os combustíveis com a aplicação da tecnologia de EGR, sendo a menor redução alcançada pelo combustível F50 (1,03%) e a maior redução alcançada pelo combustível F20 (3,08%), principalmente devido aos efeitos de diluição causados pelos gases queimados recirculados. Em relação à eficiência de combustão (η_c), o aumento das emissões de HC, CO e MP também levaram à redução dos valores de η_c em comparação com a combustão sem EGR. Porém, o Farnesano, com sua tendência desejável de apresentar fuligem reduzida e promover combustões mais completas (conforme apresentado nas seções anteriores), obteve maior η_c do que o diesel convencional, evidenciando que o combustível parafínico renovável possui vantagens mais evidentes para uso da tecnologia de EGR.

5.2. Resultados da 2ª Etapa – Testes com Farnesano e biodiesel

5.2.1. Análise da combustão e desempenho com Diesel/Farnesano e BWCO

Semelhante às análises realizadas para os testes da 1ª Etapa, a Figura 47 apresenta as curvas de pressão no cilindro e da *HRR*, enquanto a Figura 48 apresenta as curvas de temperatura média no cilindro e a Tabela 9 apresenta os resultados detalhados de desempenho e combustão obtidos pela metodologia de análise de dados. Os dados foram obtidos da média de 200 ciclos coletados para a condição de 1800 rpm e carga de 5,0 bar *IMEP* do motor, utilizando tanto o Diesel como o Farnesano, e misturas de ambos (10% e 20% em volume) com o BWCO. Como descrito na metodologia, esta etapa dos resultados também apresenta as mesmas condições de teste com a aplicação da tecnologia de EGR externa resfriada (15% de EGR). Durante os testes experimentais da 2ª Etapa, a rotação do motor e a *IMEP* médias coletadas ficaram dentro dos limites estipulados na metodologia. A COV_{IMEP} não excedeu o valor de 3% em nenhuma condição de ensaio, o que exemplifica a boa estabilidade da combustão e consequente operação normal do motor com todos os combustíveis e misturas analisadas. Novamente, não ocorreu nenhuma variação significativa da *PMEP*.

A adição do biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO) em 10% e 20% em volume, tanto no diesel convencional como no Farnesano, elevou ligeiramente a pressão máxima no cilindro (P_{max}) atingida. As misturas D-BWCO10 e D-BWCO20 apresentaram índices superiores ao do Diesel na ordem de 0,2% e 0,5%, respectivamente, enquanto ambas as misturas F-BWCO10 e F-BWCO20 apresentaram índices superiores ao Farnesano na ordem de 2,3%. A justificativa dos dois maiores picos de pressão é pela maior concentração de oxigênio nos combustíveis com fração de BWCO (SHEHATA, 2013). Como consequência, também foi observado um aumento na temperatura média no cilindro. Para comparação, as temperaturas médias na posição angular de 5° após o PMS (parte intermediária da fase difusiva) para o Diesel, D-BWCO10 e D-BWCO20 foram de 1261,9 K, 1292,5 K e 1296,8 K, respectivamente, enquanto que para o Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 as temperaturas foram de 1217,4 K, 1244,3 K e 1261,1 K.

Como já mencionado na 1ª Etapa, a recirculação dos gases queimados promoveu efeitos térmicos e de diluição com consequentes reações químicas mais lentas, contribuindo para menores índices de pressão máxima no cilindro (P_{max}) e de temperatura média no cilindro com os 15% de EGR, como observado nos resultados.

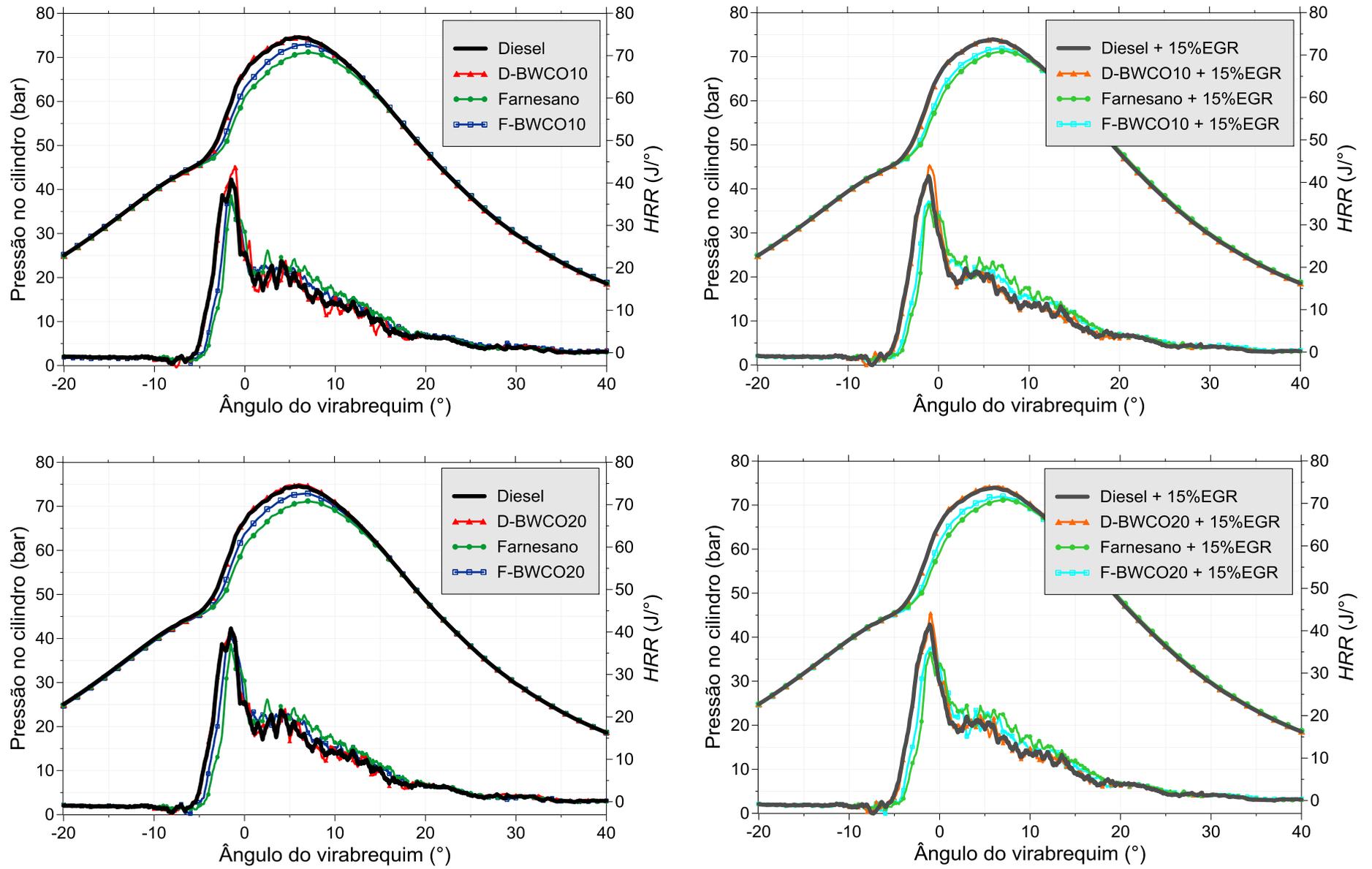


Figura 47 – Curvas de pressão no cilindro e *HRR* do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

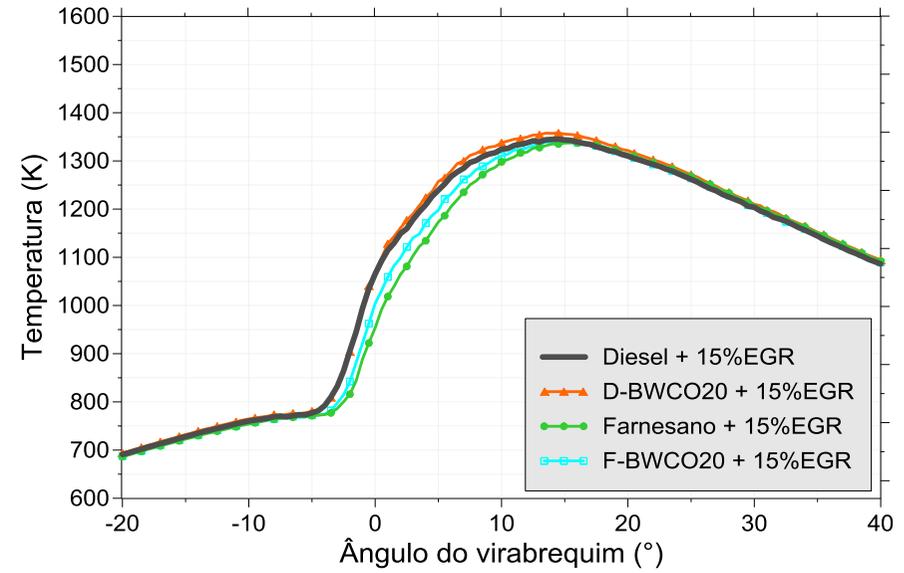
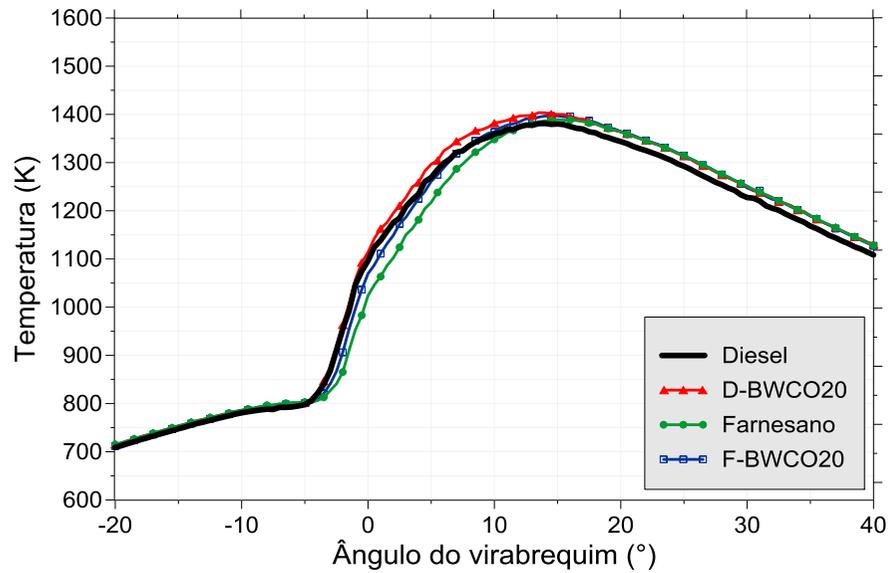
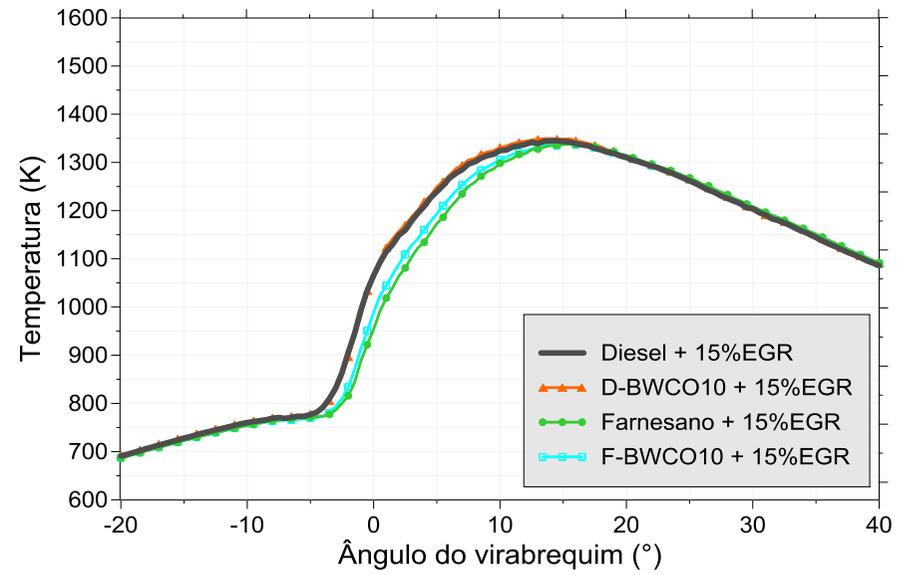
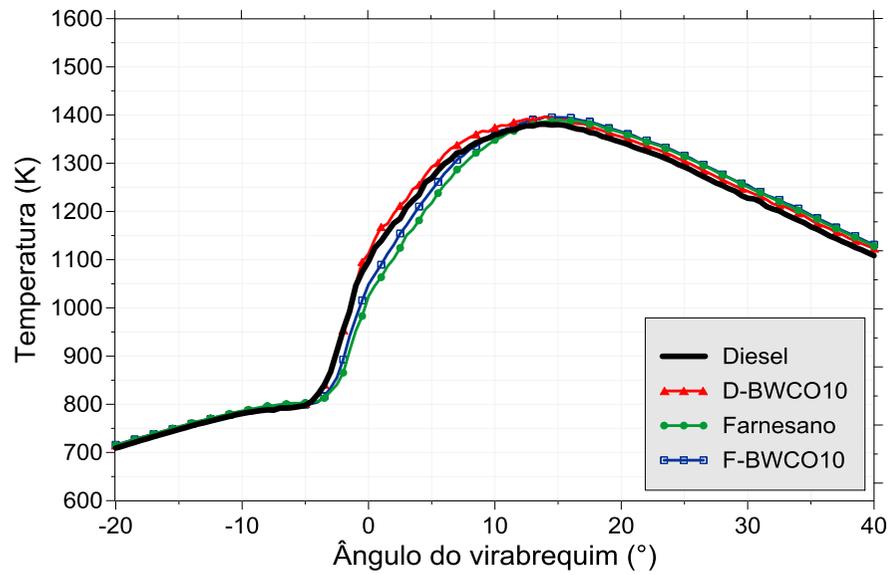


Figura 48 – Curvas de temperatura média no cilindro do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

Tabela 9 – Dados de desempenho e combustão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR

| | 5,0 bar <i>IMEP</i> | | | | | | | | | | | |
|--|----------------------------|-----------------|----------|-------------------|----------|-------------------|-----------|--------------------|----------|-------------------|----------|-------------------|
| | Diesel | Diesel + 15%EGR | D-BWCO10 | D-BWCO10 + 15%EGR | D-BWCO20 | D-BWCO20 + 15%EGR | Farnesano | Farnesano + 15%EGR | F-BWCO10 | F-BWCO10 + 15%EGR | F-BWCO20 | F-BWCO20 + 15%EGR |
| <i>IMEP</i> (bar) | 4,97 | 4,98 | 5,00 | 5,00 | 5,04 | 5,00 | 4,99 | 5,03 | 4,98 | 4,98 | 5,02 | 4,98 |
| Rotação (rpm) | 1805 | 1797 | 1810 | 1808 | 1800 | 1797 | 1804 | 1800 | 1805 | 1810 | 1808 | 1810 |
| <i>COV_{IMEP}</i> (%) | 1,88 | 2,19 | 2,37 | 2,74 | 2,41 | 2,47 | 2,44 | 2,79 | 2,53 | 2,63 | 2,88 | 2,99 |
| <i>PMEP</i> (bar) | -0,21 | -0,22 | -0,22 | -0,21 | -0,21 | -0,19 | -0,20 | -0,22 | -0,23 | -0,22 | -0,21 | -0,21 |
| SOI (°) | -18,25 | -18,29 | -18,33 | -18,21 | -18,34 | -18,31 | -17,01 | -17,03 | -17,32 | -17,24 | -17,35 | -17,31 |
| SOC (°) | -5,73 | -5,41 | -5,89 | -5,48 | -5,93 | -5,54 | -4,68 | -4,45 | -4,96 | -4,84 | -4,98 | -4,93 |
| ID (°) | 12,52 | 12,88 | 12,44 | 12,81 | 12,41 | 12,77 | 12,33 | 12,58 | 12,36 | 12,40 | 12,37 | 12,38 |
| <i>P_{max}</i> (bar) | 74,89 | 74,21 | 75,06 | 74,27 | 75,31 | 74,60 | 71,45 | 71,41 | 73,14 | 72,14 | 73,16 | 72,20 |
| θP_{max} (°) | 5,84 | 5,88 | 5,93 | 5,91 | 5,92 | 5,78 | 7,01 | 7,27 | 6,61 | 6,63 | 6,43 | 6,66 |
| <i>PRR_{max}</i> (bar/°) | 16,37 | 14,61 | 19,41 | 16,49 | 20,69 | 16,58 | 14,22 | 12,52 | 14,83 | 13,11 | 15,62 | 14,28 |
| <i>HRR_{max}</i> (J/°) | 40,84 | 41,49 | 44,01 | 43,88 | 41,00 | 44,12 | 37,15 | 34,68 | 35,98 | 35,58 | 39,01 | 37,16 |
| θHRR_{max} (°) | -1,46 | -1,19 | -1,11 | -0,94 | -1,47 | -1,01 | -1,48 | -1,06 | -1,52 | -1,03 | -1,55 | -0,56 |
| MBF 5% (°) | -2,45 | -2,14 | -2,34 | -2,01 | -2,45 | -2,10 | -1,22 | -0,83 | -1,50 | -1,19 | -1,82 | -1,35 |
| MBF 10% (°) | -1,87 | -1,56 | -1,77 | -1,44 | -1,87 | -1,51 | -0,58 | -0,23 | -0,87 | -0,59 | -1,23 | -0,76 |
| MBF 50% (°) | 4,51 | 4,49 | 4,32 | 4,32 | 4,34 | 4,25 | 5,95 | 6,03 | 5,50 | 5,53 | 5,04 | 5,36 |
| MBF 90% (°) | 17,54 | 18,31 | 18,15 | 18,20 | 18,14 | 18,05 | 18,11 | 18,61 | 18,27 | 18,48 | 18,30 | 18,32 |
| PCD (°) | 6,81 | 7,62 | 7,13 | 7,65 | 7,21 | 7,96 | 6,45 | 7,94 | 5,55 | 7,99 | 5,61 | 8,01 |
| DCD (°) | 16,46 | 16,10 | 16,91 | 16,03 | 16,86 | 15,63 | 16,34 | 15,12 | 17,68 | 15,33 | 17,67 | 15,24 |
| CD (°) | 23,27 | 23,72 | 24,04 | 23,68 | 24,07 | 23,59 | 22,79 | 23,06 | 23,23 | 23,32 | 23,28 | 23,25 |
| λ | 2,40 | 2,01 | 2,31 | 1,94 | 2,24 | 1,91 | 2,39 | 2,01 | 2,32 | 1,97 | 2,28 | 1,95 |

Fonte: Próprio autor

O ângulo onde ocorreu a P_{max} (θP_{max}) foi atrasado nas misturas com o Diesel. Este comportamento é explicado pela maior influência da alta viscosidade, propriedades inferiores de atomização e menor poder calorífico do BWCO em relação ao Diesel. Entretanto, o θP_{max} em relação ao Farnesano foi adiantado em relação ao PMS, onde a combinação das melhores propriedades de reatividade do diesel renovável com a maior viscosidade e mais baixa compressibilidade do BWCO (levando ao adiantamento do SOI), tiveram maior influência. Os comportamentos do valor máximo da taxa de liberação de calor (HRR_{max}) e do ângulo do virabrequim de sua ocorrência (θHRR_{max}) não sofreram mudanças significativas ou tiveram algum comportamento específico com a adição do BWCO. Com a aplicação da tecnologia de EGR, a θHRR_{max} foi geralmente deslocada em direção ao PMS de compressão para as misturas com o Diesel e se afastando do PMS para as misturas com o Farnesano, e novamente nenhuma diferença significativa foi notada no valor da HRR_{max} .

De forma análoga aos resultados da etapa anterior, as Figura 49 e 50 apresentam um diagrama com a evolução das etapas e fases da combustão em relação ao PMS de compressão e ao ângulo do virabrequim do motor, e os resultados quantitativos do SOI, ID, SOC, as durações das fases pré-misturada (PCD), difusiva (DCD), e da combustão (CD), respectivamente.

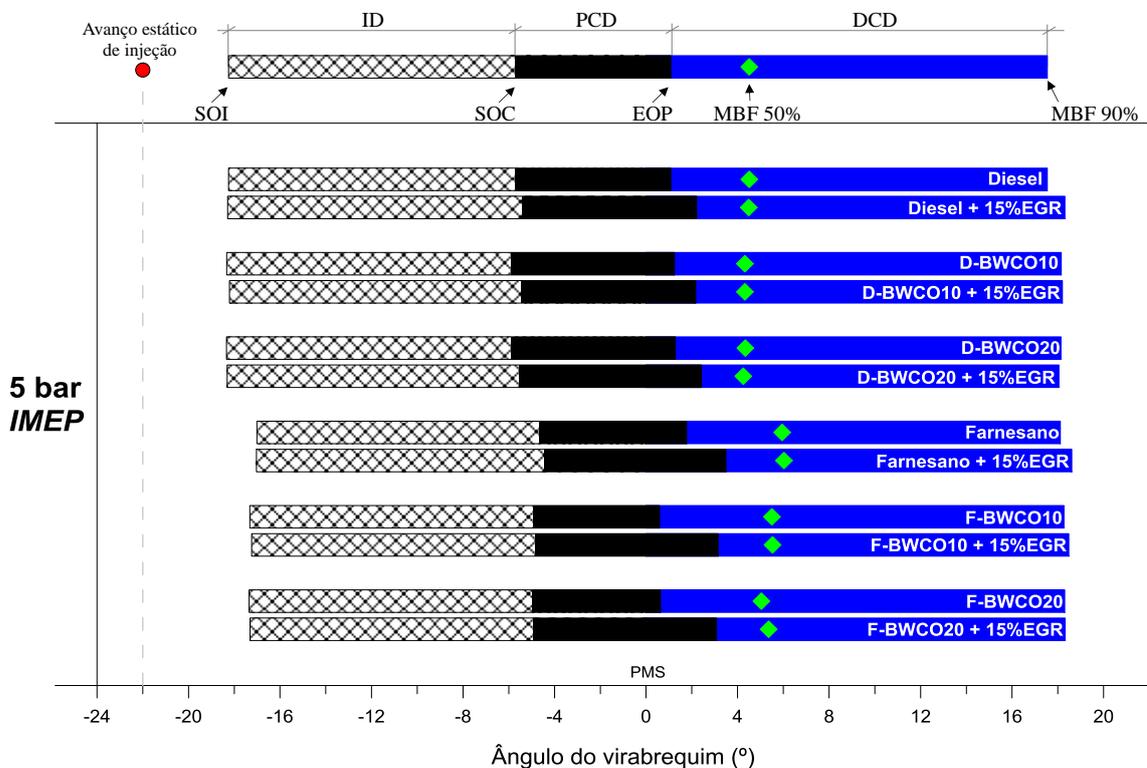


Figura 49 – Diagrama para análise do SOI, SOC, durações e fases da combustão com e sem EGR para a carga de 5,0 IMEP para o Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20

Fonte: Próprio autor

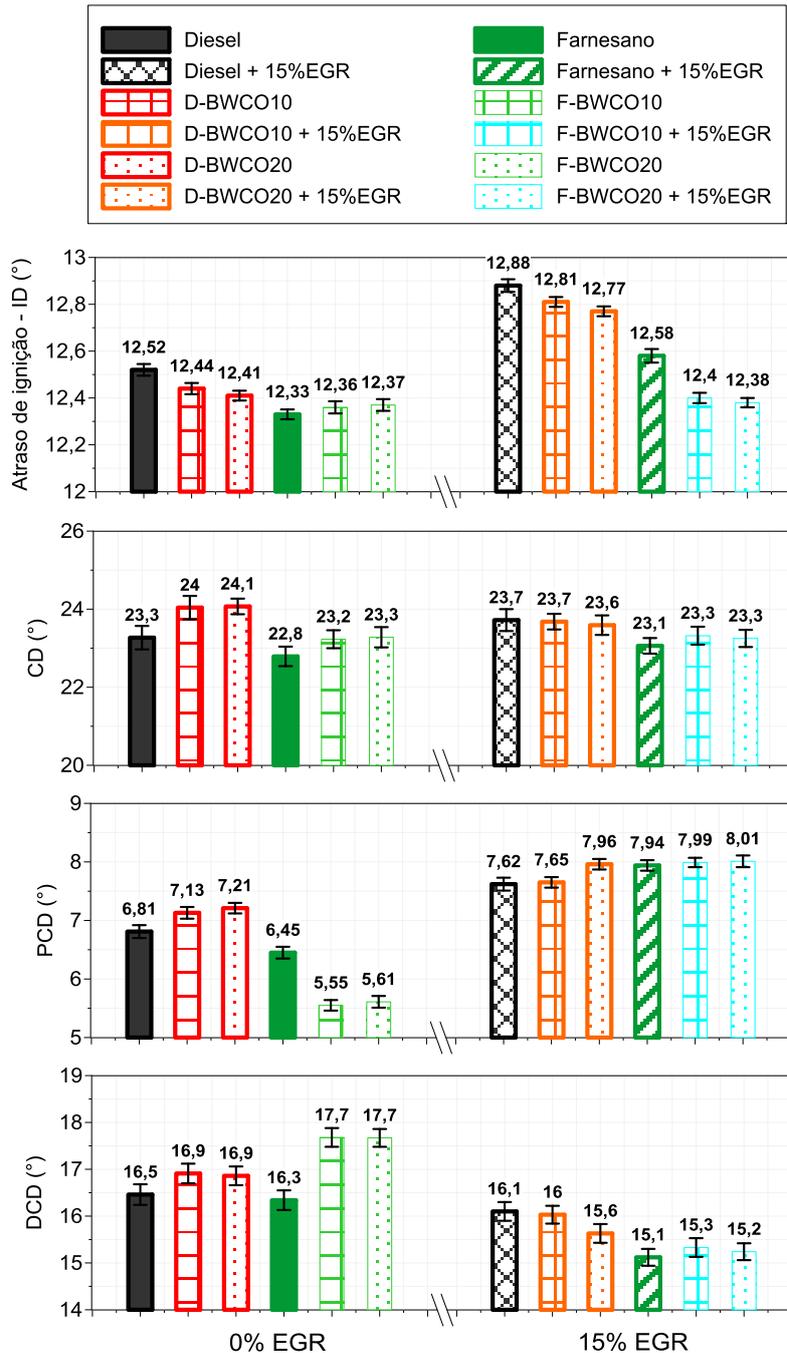


Figura 50 – ID, CD, PCD e DCD do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

Em relação ao início da injeção (SOI), ocorreu um pequeno adiantamento com a adição do biodiesel (BWCO) tanto no diesel convencional como no Farnesano, resultado da menor compressibilidade do BWCO adicionado na mistura e consequente antecipação do levantamento da agulha do injetor ou do avanço de injeção dinâmico do motor. A aplicação da EGR, em geral, atrasou ligeiramente o SOI ou manteve em níveis sem mudanças significativas. Este adiantamento do SOI levou aos valores do ângulo do virabrequim mais adiantados do

início da combustão (SOC) observados. O atraso de ignição (ID) com a adição do BWCO apresentou comportamentos diferentes com o diesel convencional e com o Farnesano. As características de menor capacidade térmica e da presença de oxigênio na composição do BWCO fizeram com que as suas misturas com o diesel convencional diminuíssem o ID (0,08° e 0,11° para o D-BWCO10 e D-BWCO20, respectivamente).

Entretanto, o ID com as misturas de BWCO com Farnesano, sem EGR, apresentou valores semelhantes ou ligeiramente maiores (0,03° e 0,04° para F-BWCO10 e F-BWCO20, respectivamente) devido principalmente a maior influência do maior número de cetano do diesel renovável (Farnesano). Como já explicado nos resultados anteriores (1ª Etapa), a aplicação da tecnologia de EGR externa resfriada promoveu atraso do SOC e extensão do ID, sendo as causas relacionadas pelos efeitos térmicos e de diluição com consequentes reações químicas mais lentas. Mesmo assim, os valores de ID com as misturas de BWCO com Farnesano, com EGR, foram menores em comparação com a condição de somente Farnesano com EGR. Neste sentido, o BWCO promoveu redução do ID pelas características de menor capacidade térmica e oxigênio na composição já mencionadas.

Considerando as fases e durações da combustão, a adição do BWCO tanto no diesel convencional como no Farnesano acarretaram em maiores CD influenciadas principalmente pelo aumento da fase difusiva (DCD). O prolongamento da combustão é justificado pela menor taxa de evaporação do biodiesel por sua maior viscosidade (CAN *et al.*, 2016). Com a aplicação da tecnologia de EGR, a duração da fase pré-misturada (PCD) aumentou e a DCD diminuiu em todas as misturas de combustível.

A Figura 51 mostra a eficiência indicada de conversão de combustível (η_{ind}) obtida nos ensaios para as diferentes misturas de Diesel e Farnesano com o BWCO. Como pode ser observado, a eficiência indicada diminuiu progressivamente com a fração adicionada de BWCO para ambos os combustíveis (diesel convencional e Farnesano). As reduções foram de 4,0% e 6,2% para o D-BWCO10 e D-BWCO20 em comparação com o Diesel, e de 4,9% e 6,5% para o F-BWCO10 e F-BWCO20 em comparação com o Farnesano, respectivamente. As reduções são justificadas principalmente pelo menor poder calorífico inferior e a maior viscosidade (que afeta os processos de atomização e características da combustão) do BWCO. Com a aplicação da tecnologia de EGR, a η_{ind} reduziu ainda mais devido aos efeitos de diluição causados pelos gases queimados recirculados, com reduções de 3,4% e 5,2% para o D-BWCO10 + 15% EGR e D-BWCO20 + 15% EGR em comparação com a condição do Diesel com EGR, e de 4,0% e

5,7%, para o F-BWCO10 + 15% EGR e F-BWCO20 + 15% EGR em comparação com a condição do Farnesano com EGR, respectivamente.

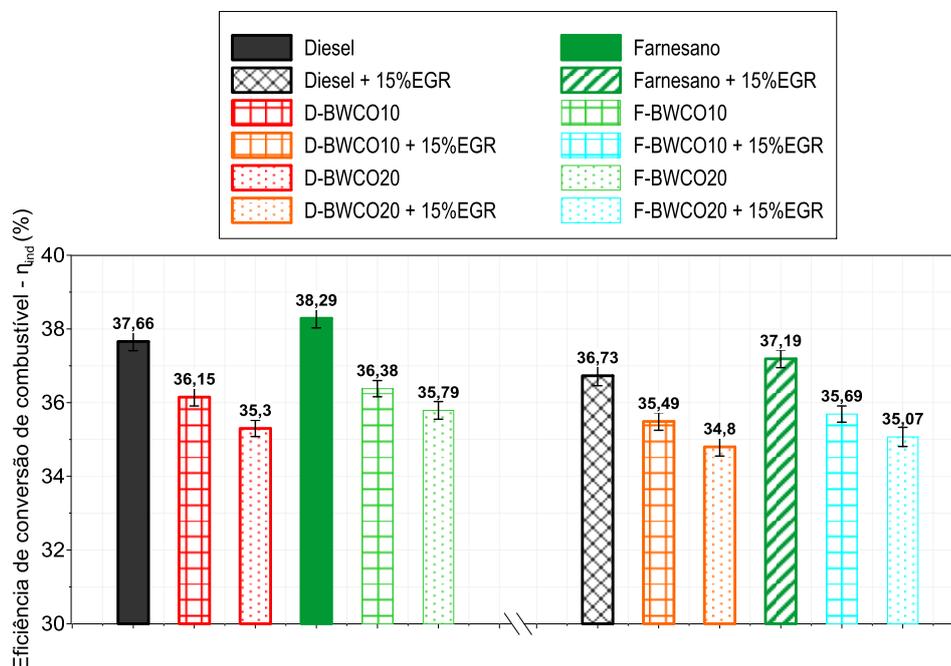


Figura 51 – Eficiência indicada de conversão de combustível do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
Fonte: Próprio autor

5.2.2. Análise das emissões de poluentes com Diesel/Farnesano e BWCO

As emissões de poluentes indicadas específicas de NO_x ($ISNO_x$), HC ($ISHC$), CO ($ISCO$), CO_2 ($ISCO_2$) e de material particulado ($ISMP$) são apresentadas na Figura 52 para as condições onde o BWCO foi misturado em 10% e 20% em volume ao diesel convencional e o Farnesano, para a carga de 5,0 bar *IMEP*, com e sem a tecnologia de EGR.

Em relação à $ISNO_x$, a operação com o Diesel emitiu entre $6,90 \pm 0,25$ g/kWh, enquanto as misturas D-BWCO10 e D-BWCO20 emitiram entre $8,01 \pm 0,23$ e $8,08 \pm 0,20$ g/kWh, respectivamente. O Farnesano emitiu entre $6,57 \pm 0,22$ g/kWh, enquanto as misturas F-BWCO10 e F-BWCO20 emitiram entre $7,47 \pm 0,24$ e $7,46 \pm 0,21$, respectivamente. O aumento nas emissões de NO_x com a adição do BWCO é consequência das maiores temperaturas atingidas dentro do cilindro devido à presença de oxigênio na composição química do biodiesel, da menor razão H/C (razão H/C do BWCO $\approx 1,77$ (Tabela 4)) em relação ao Diesel e ao Farnesano, e das maiores durações da fase difusiva (DCD) observadas.

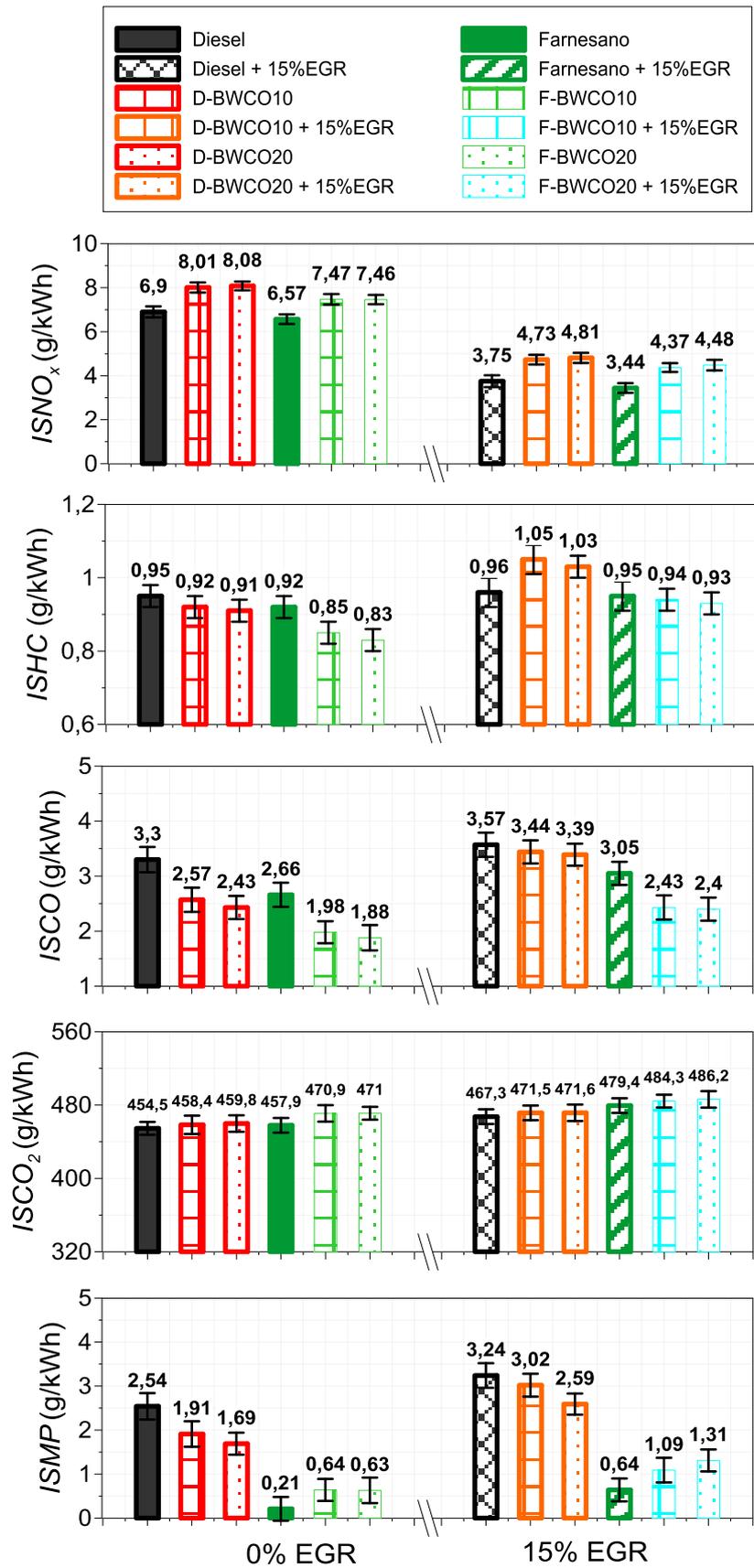


Figura 52 – Emissões de poluentes do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

Outro fator é a taxa máxima de aumento da pressão (PRR_{max}), mostrada na Figura 53. Observa-se que este parâmetro que avalia o máximo gradiente de pressão dentro do cilindro no tempo, e conseqüentemente da elevação da temperatura, possui tendência similar à $ISNO_x$. Além disso, a maior viscosidade e maior tensão superficial do biodiesel afetam o tamanho das gotas de combustível durante a injeção (resultando em maiores tamanhos de gotas), o que pode aumentar as emissões de NO_x . (LAPUERTA, ARMAS e RODRÍGUEZ-FERNÁNDEZ (2008); SHEHATA, 2013).

Entretanto, as emissões de NO_x reduziram para as misturas de BWCO com a aplicação da tecnologia de EGR resfriada, em consonância com as explicações desenvolvidas na 1ª Etapa: os gases queimados recirculados se comportaram como diluentes que absorvem calor, contribuindo para o resfriamento do pico de temperatura e da temperatura média dentro do cilindro, dificultando a formação de NO_x ; menores índices de DCD e PRR_{max} ; fração de massa de oxigênio reduzida; e aumento da capacidade de calor específico da carga dentro do cilindro por meio da diluição do ar de entrada (com CO_2 e H_2O). Como exemplo, os níveis de $ISNO_x$ das misturas de BWCO com o Farnesano e a tecnologia de EGR apresentaram valores semelhantes ou inferiores à condição do Farnesano puro sem EGR.

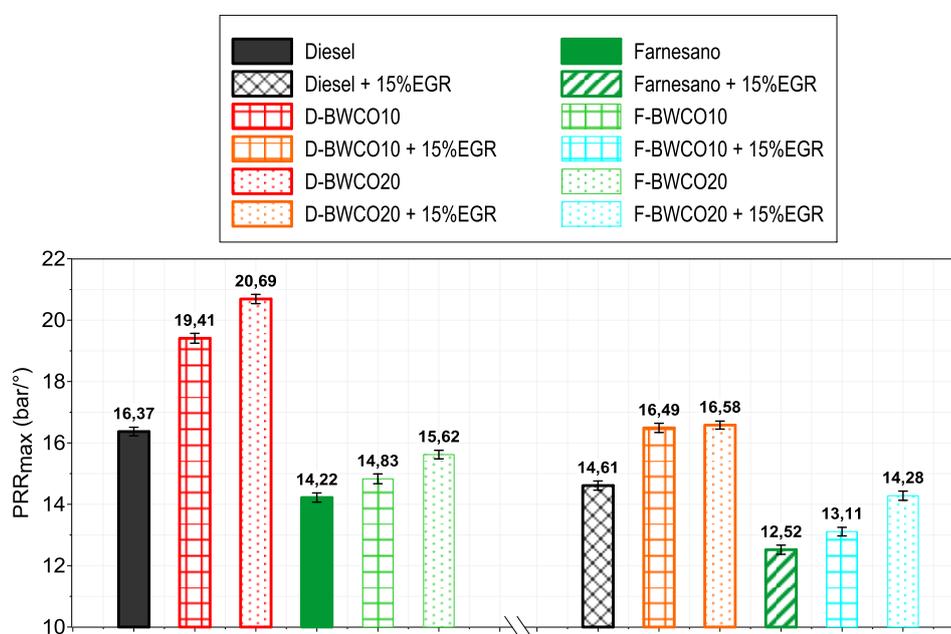


Figura 53 – Taxa máxima de aumento da pressão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar $IMEP$ com e sem EGR

Fonte: Próprio autor

Uma das principais vantagens do biodiesel em relação às emissões de poluentes é o de ser um composto oxigenado que permeia hidrocarbonetos, promovendo uma queima de combustível mais eficiente. Neste sentido, a adição do BWCO tanto ao Diesel como ao Farnesano promoveu uma queima mais completa, e os níveis de *ISHC* e de *ISCO* foram reduzidos. Com a aplicação da EGR, o comportamento das emissões de CO e HC aumentaram devido as possibilidades de regiões na câmara de combustão tanto com diluições excessivas e/ou com muita interação com as partes ricas do jato de combustível durante os mais longos períodos de ID e com as temperaturas mais baixas de oxidação. É importante ressaltar ainda que a *ISCO* das misturas com BWCO mantiveram o comportamento de redução em relação aos combustíveis puros com EGR, o que não se repetiu com o *ISHC*. Em relação as emissões indicadas específicas de CO₂ (*ISCO*₂), ocorreu um ligeiro aumento tanto com a adição do BWCO, quanto com a aplicação da EGR, em razão do maior consumo de combustível devido ao menor poder calorífico do biodiesel e da conseqüente redução da eficiência indicada de conversão de combustível.

Um comportamento análogo comparando a adição do BWCO ao Diesel e ao Farnesano foi observado em relação as emissões indicadas específicas de material particulado (*ISMP*). O teor de oxigênio e a menor presença de aromáticos e de enxofre do biodiesel em relação ao Diesel resultou em reduções da *ISMP* de 24,8% e 33,5%, para o D-BWCO10 e D-BWCO20, respectivamente. Entretanto, mesmo as misturas de BWCO com o Farnesano terem promovido temperaturas mais altas que favoreceriam a oxidação da fuligem, as características do diesel renovável de ser uma molécula parafínica única, que leva à condições de reatividades favoráveis, e a ausência de compostos aromáticos e de enxofre, se sobressaíram para obter níveis menores de emissão em comparação com o F-BWCO10 e o F-BWCO20. A EGR influenciou negativamente a emissão de MP conforme esperado e de acordo com a 1ª Etapa dos resultados, visto que a presença de diluentes na câmara de combustão aumentou a emissão de fumaça devido à falta de O₂ durante o processo de combustão e/ou dificultou o processo de oxidação da fuligem. Mas, novamente, as misturas com Farnesano e EGR apresentaram índices inferiores aos do diesel convencional, o que ressalta o potencial de aplicação deste biocombustível.

Finalmente, na Figura 54 apresenta-se a eficiência indicada da combustão (η_c) para cada mistura de combustível com BWCO para a carga de 5,0 bar *IMEP* analisada, com e sem EGR. As misturas apresentaram eficiências da combustão superiores respaldadas pelos menores índices de emissões de poluentes já discutidos (HC, CO e MP em relação ao Diesel; e HC e CO

em relação ao Farnesano), com valores de $94,55 \pm 0,45\%$, $95,92 \pm 0,44\%$ e $96,31 \pm 0,42\%$ para o Diesel, D-BWCO10 e D-BWCO20, respectivamente. Os aumentos em relação ao Farnesano ($95,46 \pm 0,46\%$) de 1,17% ($96,63 \pm 0,40\%$) e 1,45% ($96,91 \pm 0,45\%$), para o F-BWCO10 e o F-BWCO20, respectivamente. As menores eficiências com a aplicação da EGR para as misturas são consequência dos maiores níveis específicos de HC, CO e MP discutidos anteriormente.

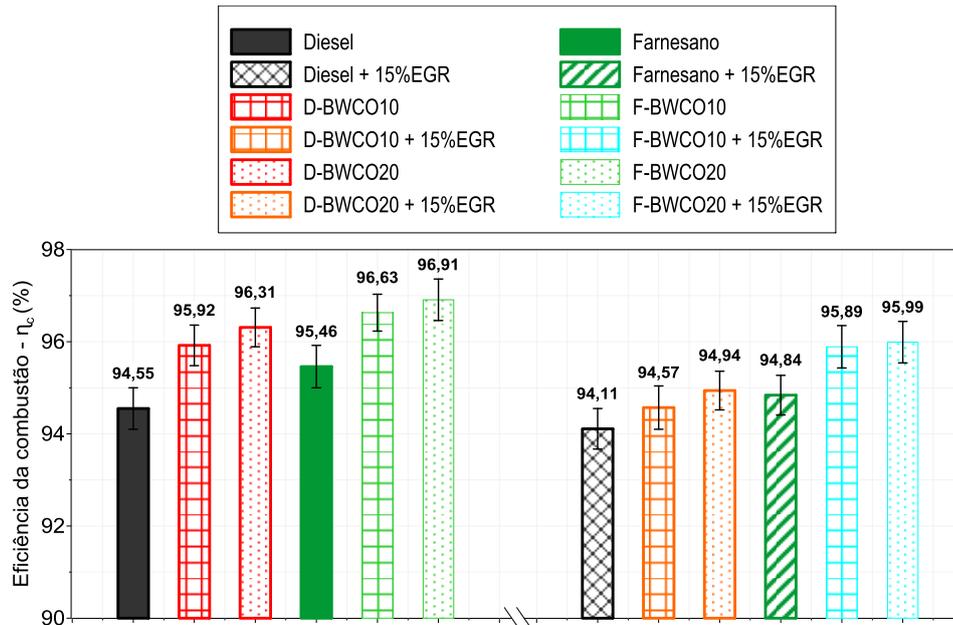


Figura 54 – Eficiência da combustão do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para uma carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR
 Fonte: Próprio autor

6. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se ao desenvolvimento da bancada experimental no LMT-UNIFEI e das metodologias experimentais e numéricas para análise da combustão, do desempenho e das emissões de poluentes de um motor monocilíndrico de ignição por compressão utilizando diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano) e biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO).

6.1. Conclusões da 1ª Etapa – Testes com Farnesano

Dos resultados obtidos para as condições de operação com o Farnesano e as misturas F20 e F50, sem a aplicação da tecnologia de EGR, pode-se concluir que:

- O motor obteve bom funcionamento com a utilização do Farnesano e das misturas, com valores de $COV_{IMEP} < 4\%$ para as quatro cargas do motor testadas;
- O Farnesano apresentou ligeiro atraso do SOI, devido à alta compressibilidade do combustível, em comparação com o Diesel, aliado ao sistema mecânico hidráulico de injeção do motor testado;
- Menores valores de ID foram medidos para o Farnesano, devido principalmente ao seu maior número de cetano. Adicionalmente, o Farnesano apresentou menores picos de pressão e temperatura no cilindro, menores picos da curva da HRR na fase pré-misturada e menores CD, PCD e DCD para as cargas de 4,0 bar, 5,0 bar e 6,0 bar $IMEP$;
- A eficiência indicada de conversão de combustível do Farnesano foi maior do que a do Diesel em todas as condições, exceto a de maior carga (7,0 bar $IMEP$), onde o tempo de injeção necessário resultante da menor massa específica do combustível influenciou negativamente no desempenho;
- As emissões específicas indicadas de NO_x , HC, CO e MP foram reduzidas com a utilização do Farnesano em comparação ao Diesel. Reduções de NO_x foram atingidas principalmente pelos menores picos da fase pré-misturada na HRR e valores reduzidos da DCD que inibiram a formação do poluente, tanto como a maior razão H/C e superior número de cetano. Reduções de HC, CO e MP são atribuídas principalmente à molécula única de combustível que leva às condições de vaporização e reatividade favoráveis, à ausência de compostos aromáticos e de enxofre em relação ao Diesel e às influências de

viscosidade e massa específica na penetração e atomização do jato de combustível. As misturas F20 e F50 tiveram o desempenho prejudicado nas duas cargas intermediárias pela combustão incompleta, com maiores índices de HC e CO obtidos;

- As emissões específicas de CO₂ para o Farnesano foram superiores às do Diesel, principalmente pela oxidação mais completa da combustão, o que torna um processo mais eficiente. Entretanto, como o Farnesano é um biocombustível proveniente da cana-de-açúcar, se considerarmos todo o ciclo de vida do carbono, as emissões de CO₂ serão reduzidas;
- A eficiência da combustão do Farnesano foi maior do que a do Diesel em todas as cargas devido às reduções de emissões de poluentes apresentadas.

6.1.1. Conclusões da 1ª Etapa com a tecnologia de EGR

Dos resultados obtidos para as condições de operação com o Farnesano e as misturas F20 e F50, com a aplicação da tecnologia de EGR, pode-se concluir que:

- A aplicação da EGR externa resfriada (15% EGR), principalmente pela diluição e por efeitos térmicos, melhorou a relação de compromisso (ou *trade-off*) entre as emissões de NO_x e MP. Em comparação com o Diesel, o Farnesano reduziu ainda mais o nível de emissões de NO_x em até 48,6%, e apresentou valores de MP em torno de 75% menores. Entretanto, a eficiência indicada de conversão de combustível com EGR também foi menor;
- A eficiência da combustão do Farnesano com o uso da EGR foi comparável à operação do motor com Diesel sem EGR, devido à menor tendência do biocombustível em emitir HC e CO.

6.2. Conclusões da 2ª Etapa – Testes com Farnesano e BWCO

Dos resultados obtidos para as condições de operação com o Farnesano e as misturas com o BWCO, sem e com a aplicação da tecnologia de EGR, pode-se concluir que:

- A adição do biodiesel derivado de resíduo em 10% e 20% em volume no Diesel e no Farnesano promove pequeno aumento do pico de pressão e da temperatura média no cilindro, devido ao adiantamento do início da injeção pelas propriedades de alta viscosidade e baixa compressibilidade do BWCO;

- Comportamentos diferentes foram observados nas misturas com o Diesel e com o Farnesano em relação ao ID. O maior número de cetano do Farnesano teve maior influência do que a presença de oxigênio na composição do BWCO e da menor capacidade térmica do biodiesel, o que ocasionou o aumento do ID das misturas testadas. Entretanto, nas misturas com o Diesel, o ID foi reduzido;
- A eficiência indicada de conversão de combustível das misturas foi inferior às dos combustíveis puros devido ao menor poder calorífico do BWCO e sua maior viscosidade e tensão superficial que prejudicam os parâmetros de injeção.
- Aumento das emissões de NO_x e reduções das emissões de CO e HC com a adição do BWCO foram observadas. O biodiesel de óleo residual de cozinha ainda diminuiu os níveis de MP em relação ao Diesel. Em relação ao Farnesano, o MP subiu, pois, as propriedades físico-químicas do diesel renovável se sobressaem. Entretanto, os níveis atingidos pelas misturas de Farnesano e BWCO ficaram abaixo dos níveis do Diesel fóssil;
- As misturas de Farnesano e BWCO apresentaram potencial para aplicação com a tecnologia de EGR;

6.3. Conclusões Finais

Os resultados experimentais da 1ª Etapa com o Farnesano mostram o potencial deste diesel renovável para aplicação na geração de energia de pequena escala utilizando motores de ignição por compressão, sem a necessidade de nenhuma modificação nos sistemas e componentes dos motores atuais. Além da contribuição por uma matriz energética mais limpa e sustentável, a análise da combustão, do desempenho e das emissões indicaram uma tendência de aumento da eficiência indicada de conversão de combustível e redução de poluentes na exaustão utilizando o Farnesano puro. Além disso, o diesel renovável da cana-de-açúcar possui vantagens e maior potencial para ser utilizado com a tecnologia de EGR se comparado com o diesel convencional.

Os resultados experimentais da 2ª Etapa com o Farnesano e o BWCO mostram que misturas destes biocombustíveis nos mesmos índices praticados atualmente com o diesel fóssil convencional (atualmente com 11% de biodiesel) são factíveis tecnicamente e com potencial de reduzir as emissões em comparação com o diesel convencional, favorecendo a cadeia produtiva e de distribuição nacional já consolidada do biodiesel.

6.4. Sugestões para trabalhos futuros

A partir do presente estudo, conclui-se que existe campo para melhorias adicionais no desempenho, combustão e emissões de poluentes utilizando o diesel renovável de cana-de-açúcar (Farnesano) e o biodiesel de óleo residual de cozinha (BWCO). A seguir são listadas algumas sugestões para futuros estudos/trabalhos:

- Análise experimental em diferentes rotações e cargas para avaliar o potencial do Farnesano em aplicações da mobilidade (caminhões, máquinas agrícolas e de construção, etc.);
- Realizar estudos experimentais do Farnesano em motores modernos (monocilíndrico ou multicilindros) para avaliar o comportamento com tecnologias mais avançadas (controle eletrônico da injeção (unidade eletrônica, *common-rail*, etc.), turboalimentação, sistemas de pós tratamento, etc.);
- Desenvolver sistema de injeção eletrônica, do tipo direta, para o combustível de alta reatividade (diesel ou diesel renovável) na bancada dinamométrica desenvolvida. Além disso, desenvolver sistema para sobre alimentação e controle da pressão na admissão da bancada;
- Comparar experimentalmente os resultados do Farnesano com o HVO (diesel renovável com maior potencial e aplicação mundialmente na atualidade), com o intuito de reforçar a sua aplicabilidade no mercado nacional;
- Realizar estudos numéricos (1D e 3D) para construir um modelo computacional do motor e bancada desenvolvida. Alguns exemplos são estudos dos processos de admissão de ar, turbulência dentro do cilindro, transferência de calor, combustão e formação de poluentes;
- Realizar análises mais aprofundadas da interação e influências do BWCO misturado em diferentes proporções com o diesel renovável. Esta análise vai de encontro com a tendência nacional de continuar utilizando uma parcela de biodiesel na mistura de combustível e a iminente chegada do diesel renovável na matriz energética.
- Realizar estudos de análise do ciclo de vida, considerando desde a produção do biocombustível até o descarte do produto/aplicação.
- O Farnesano ainda é um biocombustível novo e relativamente desconhecido, que ainda carece de uma rede de distribuição comercial totalmente desenvolvida. Por esse motivo, é complicado realizar estimativas precisas sobre o custo do combustível e seus impactos

de longo prazo nos motores de combustão interna como desgaste, depósitos e entupimento. Estes são assuntos a serem explorados em um futuro próximo;

- Estudar a tecnologia *dual-fuel*, que está em grande evidência na indústria e academia atualmente, utilizando o diesel renovável e outros biocombustíveis. Neste sentido, um projeto de PD&I entre a UNIFEI e a empresa FPT Industrial está em execução utilizando tanto a bancada como as metodologias desenvolvidas neste trabalho. O projeto possui o título “Estudo experimental da tecnologia *dual-fuel* em motores de ignição por compressão utilizando diesel renovável (HVO/Farnesano) com etanol, hidrogênio ou biogás”, com a referência “Fundep Rota 2030/Linha V (Proc. N° 27192*5)”.

APÊNDICE A – TABELAS DE RESULTADOS DA 1ª ETAPA

Tabela A.1 – Resultados de desempenho, variáveis medidas e calculadas do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas

| | 4,0 bar IMEP | | | | 5,0 bar IMEP | | | | 6,0 bar IMEP | | | | 7,0 bar IMEP | | | |
|----------------------------------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|
| | Diesel | F20 | F50 | Farnesano |
| IMEP (bar) | 4,03 | 4,00 | 4,04 | 4,01 | 4,97 | 4,99 | 5,04 | 4,99 | 6,00 | 6,04 | 6,06 | 6,01 | 7,04 | 7,04 | 7,05 | 7,07 |
| Rotação (rpm) | 1797 | 1797 | 1801 | 1804 | 1805 | 1799 | 1805 | 1804 | 1804 | 1804 | 1794 | 1803 | 1798 | 1803 | 1803 | 1802 |
| COV_{IMEP} (%) | 3,72 | 3,02 | 2,43 | 3,44 | 1,88 | 2,17 | 1,54 | 2,44 | 2,56 | 2,52 | 2,95 | 2,23 | 1,53 | 2,38 | 1,54 | 2,29 |
| P_{ind} (kW) | 2,52 | 2,51 | 2,54 | 2,52 | 3,13 | 3,13 | 3,17 | 3,14 | 3,77 | 3,80 | 3,79 | 3,78 | 4,41 | 4,42 | 4,43 | 4,44 |
| Torque_{ind} (Nm) | 13,41 | 13,31 | 13,45 | 13,35 | 16,54 | 16,61 | 16,77 | 16,61 | 19,97 | 20,10 | 20,17 | 20,00 | 23,43 | 23,43 | 23,46 | 23,53 |
| m_{ar} (kg/h) | 25,30 | 24,69 | 24,61 | 24,61 | 24,85 | 24,44 | 24,52 | 24,48 | 24,12 | 24,28 | 24,56 | 24,16 | 24,85 | 24,93 | 24,89 | 25,30 |
| m_f (kg/h) | 0,64 | 0,62 | 0,60 | 0,57 | 0,73 | 0,75 | 0,74 | 0,69 | 0,85 | 0,88 | 0,87 | 0,81 | 1,06 | 1,09 | 1,07 | 1,06 |
| ISFC (g/kWh) | 252,74 | 247,09 | 238,28 | 227,85 | 232,98 | 239,91 | 233,27 | 219,55 | 226,04 | 232,13 | 228,61 | 215,07 | 240,17 | 245,52 | 241,45 | 237,94 |
| A/F_{est} | 14,21 | 14,35 | 14,54 | 14,87 | 14,21 | 14,35 | 14,54 | 14,87 | 14,21 | 14,35 | 14,54 | 14,87 | 14,21 | 14,35 | 14,54 | 14,87 |
| λ | 2,79 | 2,78 | 2,80 | 2,88 | 2,40 | 2,27 | 2,28 | 2,39 | 1,99 | 1,92 | 1,95 | 2,00 | 1,65 | 1,60 | 1,60 | 1,61 |
| T_{amb} (°C) | 25,1 | 25,6 | 25,7 | 25,2 | 25,2 | 25,2 | 25,8 | 25,3 | 24,1 | 25,3 | 25,7 | 25,3 | 24,3 | 25,5 | 25,6 | 25,5 |
| T_{admissão} (°C) | 28,0 | 28,9 | 28,3 | 28,6 | 28,0 | 29,0 | 28,4 | 28,7 | 28,6 | 28,6 | 28,5 | 28,5 | 28,9 | 28,4 | 28,5 | 28,8 |
| EGT (°C) | 230,2 | 227,4 | 227,1 | 222,2 | 283,8 | 284,1 | 283,4 | 276,6 | 336,2 | 334,3 | 333,2 | 331,7 | 415,1 | 418,6 | 417,7 | 418,0 |
| P_{amb} (mbar) | 925 | 933 | 935 | 924 | 925 | 933 | 936 | 924 | 925 | 934 | 934 | 925 | 925 | 935 | 936 | 925 |
| P_{exh} (mbar) | 102 | 98 | 101 | 103 | 102 | 99 | 100 | 101 | 101 | 101 | 100 | 101 | 102 | 100 | 99 | 100 |
| RH (%) | 36,5 | 43,9 | 43,1 | 38,0 | 36,8 | 42,7 | 41,2 | 36,5 | 37,6 | 42,7 | 40,0 | 36,4 | 37,2 | 44,3 | 43,9 | 36,5 |
| η_{ind} (%) | 34,72 | 35,20 | 36,03 | 36,89 | 37,66 | 36,25 | 36,81 | 38,29 | 38,82 | 37,47 | 37,56 | 39,09 | 36,53 | 35,43 | 35,56 | 35,33 |
| η_c (%) | 94,90 | 97,15 | 96,81 | 96,71 | 94,55 | 93,37 | 92,94 | 95,46 | 94,79 | 93,72 | 93,67 | 95,75 | 91,07 | 91,28 | 92,29 | 94,17 |

Fonte: Próprio autor

Tabela A.2 – Resultados de emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 e Farnesano para as quatro cargas do motor testadas

| | 4,0 bar IMEP | | | | 5,0 bar IMEP | | | | 6,0 bar IMEP | | | | 7,0 bar IMEP | | | |
|-----------------------------------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|---------------------|--------|--------|-----------|
| | Diesel | F20 | F50 | Farnesano |
| NO_x (ppm) | 761 | 750 | 745 | 566 | 843 | 988 | 970 | 808 | 1007 | 1126 | 1131 | 970 | 1088 | 1110 | 1040 | 1070 |
| NO_x (g/h) | 21,18 | 20,93 | 21,76 | 15,74 | 21,56 | 24,77 | 25,92 | 20,62 | 22,41 | 25,20 | 27,90 | 22,19 | 21,49 | 21,99 | 23,11 | 21,90 |
| ISNO_x (g/kWh) | 8,39 | 8,35 | 8,58 | 6,24 | 6,90 | 7,92 | 8,17 | 6,57 | 5,94 | 6,64 | 7,36 | 5,88 | 4,87 | 4,97 | 5,22 | 4,93 |
| CO (%) | 0,05 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,07 | 0,09 | 0,09 | 0,05 | 0,09 | 0,12 | 0,10 | 0,07 | 0,22 | 0,22 | 0,17 | 0,13 |
| CO (g/h) | 9,00 | 4,39 | 4,59 | 4,52 | 10,32 | 13,84 | 14,79 | 8,35 | 12,57 | 15,96 | 15,67 | 9,36 | 27,08 | 26,57 | 22,56 | 16,71 |
| ISCO (g/kWh) | 3,56 | 1,75 | 1,81 | 1,79 | 3,30 | 4,42 | 4,67 | 2,66 | 3,33 | 4,20 | 4,14 | 2,48 | 6,14 | 6,01 | 5,09 | 3,76 |
| HC (ppm)base C₁ | 229 | 228 | 227 | 228 | 241 | 263 | 258 | 237 | 232 | 240 | 241 | 229 | 244 | 241 | 240 | 238 |
| HC (g/h) | 2,86 | 2,79 | 2,76 | 2,77 | 2,97 | 3,19 | 3,14 | 2,88 | 2,79 | 2,91 | 2,96 | 2,76 | 3,04 | 3,02 | 3,00 | 3,02 |
| ISHC (g/kWh) | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,10 | 0,95 | 1,02 | 0,99 | 0,92 | 0,74 | 0,77 | 0,78 | 0,73 | 0,69 | 0,68 | 0,68 | 0,68 |
| CO₂ (%) | 4,3 | 4,6 | 4,5 | 4,5 | 5,7 | 5,9 | 5,6 | 5,7 | 7,1 | 7,1 | 6,5 | 7,0 | 7,9 | 8,7 | 8,0 | 8,5 |
| CO₂ (g/h) | 1168 | 1219 | 1247 | 1229 | 1421 | 1410 | 1430 | 1437 | 1541 | 1521 | 1538 | 1584 | 1520 | 1642 | 1677 | 1716 |
| ISCO₂ (g/kWh) | 462,85 | 486,54 | 491,66 | 487,46 | 454,54 | 450,54 | 450,93 | 457,88 | 408,39 | 400,44 | 405,86 | 419,36 | 344,54 | 371,25 | 378,61 | 386,49 |
| Opacidade (m⁻¹) | 0,06 | 0,03 | 0,04 | 0,02 | 0,12 | 0,09 | 0,05 | 0,01 | 0,09 | 0,08 | 0,05 | 0,01 | 0,22 | 0,21 | 0,16 | 0,05 |
| MP (mg/m³) | 0,20 | 0,10 | 0,13 | 0,07 | 0,40 | 0,30 | 0,17 | 0,03 | 0,30 | 0,27 | 0,17 | 0,03 | 0,74 | 0,70 | 0,53 | 0,17 |
| ISMP (g/kWh) | 1,59 | 0,78 | 1,03 | 0,52 | 2,54 | 1,88 | 1,03 | 0,21 | 1,54 | 1,38 | 0,87 | 0,17 | 3,35 | 3,21 | 2,43 | 0,77 |
| ISH₂ (g/kWh) | 3,29 | 1,66 | 1,79 | 1,90 | 3,05 | 4,20 | 4,62 | 2,81 | 3,07 | 3,99 | 4,09 | 2,62 | 5,66 | 5,70 | 5,04 | 3,98 |

Fonte: Próprio autor

Tabela A.3 – Resultados de desempenho, variáveis medidas e calculadas do Diesel, F20, F50 e Farnesano para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR

| | 5,0 bar <i>IMEP</i> | | | | | | | |
|---|----------------------------|---------------------|--------|------------------|--------|------------------|-----------|------------------------|
| | Diesel | Diesel + 15% EGR | F20 | F20 + 15% EGR | F50 | F50 + 15% EGR | Farnesano | Farnesano + 15% EGR |
| <i>IMEP</i> (bar) | 4,97 | 4,98 | 4,99 | 5,02 | 5,04 | 5,05 | 4,99 | 5,03 |
| Rotação (rpm) | 1805 | 1797 | 1799 | 1803 | 1805 | 1800 | 1804 | 1800 |
| <i>COV_{IMEP}</i> (%) | 1,88 | 2,19 | 2,17 | 2,92 | 1,54 | 2,74 | 2,44 | 2,79 |
| <i>P_{ind}</i> (kW) | 3,13 | 3,12 | 3,13 | 3,15 | 3,17 | 3,17 | 3,14 | 3,16 |
| Torque_{ind} (Nm) | 16,54 | 16,57 | 16,61 | 16,71 | 16,77 | 16,81 | 16,61 | 16,74 |
| <i>m_{ar}</i> (kg/h) | 24,85 | 21,28 | 24,44 | 21,40 | 24,52 | 21,28 | 24,48 | 21,32 |
| <i>m_f</i> (kg/h) | 0,73 | 0,74 | 0,75 | 0,78 | 0,74 | 0,75 | 0,69 | 0,71 |
| <i>ISFC</i> (g/kWh) | 232,98 | 238,86 | 239,91 | 247,68 | 233,27 | 235,69 | 219,55 | 226,06 |
| <i>A/F_{est}</i> | 14,21 | 14,21 | 14,35 | 14,35 | 14,54 | 14,54 | 14,87 | 14,87 |
| λ | 2,40 | 2,01 | 2,27 | 1,91 | 2,28 | 1,96 | 2,39 | 2,01 |
| <i>T_{amb}</i> (°C) | 25,2 | 26,0 | 25,2 | 25,6 | 25,8 | 25,5 | 25,3 | 26,1 |
| <i>T_{admissão}</i> (°C) | 28,0 | 28,1 | 29,0 | 28,9 | 28,4 | 28,4 | 28,7 | 28,6 |
| <i>EGT</i> (°C) | 283,8 | 286,1 | 284,1 | 286,3 | 283,4 | 285,1 | 276,6 | 278,8 |
| <i>P_{amb}</i> (mbar) | 925 | 925 | 933 | 936 | 936 | 937 | 924 | 927 |
| <i>P_{exh}</i> (mbar) | 102 | 97 | 99 | 97 | 100 | 99 | 101 | 98 |
| <i>RH</i> (%) | 36,8 | 55,7 | 42,7 | 67,0 | 41,2 | 62,3 | 36,5 | 59,6 |
| η_{ind} (%) | 37,66 | 36,73 | 36,25 | 35,13 | 36,81 | 36,43 | 38,29 | 37,19 |
| η_c (%) | 94,55 | 94,11 | 93,37 | 93,14 | 92,94 | 92,10 | 95,46 | 94,84 |

Fonte: Próprio autor

Tabela A.4 – Resultados de emissões de poluentes do Diesel, F20, F50 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR

| | 5,0 bar <i>IMEP</i> | | | | | | | |
|-----------------------------------|----------------------------|---------------------|--------|------------------|--------|------------------|-----------|------------------------|
| | Diesel | Diesel + 15% EGR | F20 | F20 + 15% EGR | F50 | F50 + 15% EGR | Farnesano | Farnesano + 15% EGR |
| NO_x (ppm) | 843 | 470 | 988 | 511 | 970 | 572 | 808 | 422 |
| NO_x (g/h) | 21,56 | 11,69 | 24,77 | 12,84 | 25,92 | 15,57 | 20,62 | 10,86 |
| ISNO_x (g/kWh) | 6,90 | 3,75 | 7,92 | 4,07 | 8,17 | 4,92 | 6,57 | 3,44 |
| CO (%) | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,10 | 0,09 | 0,10 | 0,05 | 0,07 |
| CO (g/h) | 10,32 | 11,14 | 13,84 | 14,44 | 14,79 | 15,82 | 8,35 | 9,63 |
| ISCO (g/kWh) | 3,30 | 3,57 | 4,42 | 4,58 | 4,67 | 4,99 | 2,66 | 3,05 |
| HC (ppm)base C₁ | 241 | 240 | 263 | 274 | 258 | 270 | 237 | 240 |
| HC (g/h) | 2,97 | 3,00 | 3,19 | 3,44 | 3,14 | 3,37 | 2,88 | 3,00 |
| ISHC (g/kWh) | 0,95 | 0,96 | 1,02 | 1,09 | 0,99 | 1,06 | 0,92 | 0,95 |
| CO₂ (%) | 5,7 | 6,5 | 5,9 | 7,0 | 5,6 | 6,5 | 5,7 | 6,5 |
| CO₂ (g/h) | 1421 | 1458 | 1410 | 1526 | 1430 | 1553 | 1437 | 1513 |
| ISCO₂ (g/kWh) | 454,54 | 467,33 | 450,54 | 483,85 | 450,93 | 490,04 | 457,88 | 479,40 |
| Opacidade (m⁻¹) | 0,12 | 0,15 | 0,09 | 0,12 | 0,05 | 0,11 | 0,01 | 0,03 |
| MP (mg/m³) | 0,40 | 0,50 | 0,30 | 0,40 | 0,17 | 0,37 | 0,03 | 0,10 |
| ISMP (g/kWh) | 2,54 | 3,24 | 1,88 | 2,58 | 1,03 | 2,33 | 0,21 | 0,64 |
| ISH₂ (g/kWh) | 3,05 | 3,29 | 4,20 | 4,35 | 4,62 | 4,94 | 2,81 | 3,23 |

Fonte: Próprio autor

APÊNDICE B – TABELAS DE RESULTADOS DA 2ª ETAPA

Tabela B.1 – Resultados de desempenho, variáveis medidas e calculadas do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 com e sem EGR

| | 5,0 bar IMEP | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|---------------------|------------------|----------|--------------------|----------|--------------------|-----------|---------------------|----------|--------------------|----------|--------------------|
| | Diesel | Diesel + 15% EGR | D-BWCO10 | D-BWCO10 + 15% EGR | D-BWCO20 | D-BWCO20 + 15% EGR | Farnesano | Farnesano + 15% EGR | F-BWCO10 | F-BWCO10 + 15% EGR | F-BWCO20 | F-BWCO20 + 15% EGR |
| IMEP (bar) | 4,97 | 4,98 | 5,00 | 5,00 | 5,04 | 5,00 | 4,99 | 5,03 | 4,98 | 4,98 | 5,02 | 4,98 |
| Rotação (rpm) | 1805 | 1797 | 1810 | 1808 | 1800 | 1797 | 1804 | 1800 | 1805 | 1810 | 1808 | 1810 |
| COV_{IMEP} (%) | 1,88 | 2,19 | 2,37 | 2,74 | 2,41 | 2,47 | 2,44 | 2,79 | 2,53 | 2,63 | 2,88 | 2,99 |
| P_{ind} (kW) | 3,13 | 3,12 | 3,15 | 3,15 | 3,16 | 3,13 | 3,14 | 3,16 | 3,13 | 3,14 | 3,16 | 3,14 |
| Torque_{ind} (Nm) | 16,54 | 16,57 | 16,64 | 16,64 | 16,77 | 16,64 | 16,61 | 16,74 | 16,57 | 16,57 | 16,71 | 16,57 |
| m_{ar} (kg/h) | 24,85 | 21,28 | 25,05 | 21,40 | 24,85 | 21,28 | 24,48 | 21,32 | 24,89 | 21,60 | 25,01 | 21,68 |
| m_f (kg/h) | 0,73 | 0,74 | 0,77 | 0,79 | 0,80 | 0,81 | 0,69 | 0,71 | 0,73 | 0,75 | 0,76 | 0,78 |
| ISFC (g/kWh) | 232,98 | 238,86 | 245,34 | 249,85 | 253,94 | 257,56 | 219,55 | 226,06 | 234,43 | 238,94 | 241,79 | 246,75 |
| A/F_{est} | 14,21 | 14,21 | 14,02 | 14,02 | 13,82 | 13,82 | 14,87 | 14,87 | 14,61 | 14,61 | 14,34 | 14,34 |
| λ | 2,40 | 2,01 | 2,31 | 1,94 | 2,24 | 1,91 | 2,39 | 2,01 | 2,32 | 1,97 | 2,28 | 1,95 |
| T_{amb} (°C) | 25,2 | 26,0 | 26,7 | 26,8 | 26,4 | 26,5 | 25,3 | 26,1 | 26,0 | 26,2 | 26,2 | 26,4 |
| T_{admissão} (°C) | 28,0 | 28,1 | 29,0 | 29,1 | 29,1 | 29,2 | 28,7 | 28,6 | 29,1 | 29,0 | 28,9 | 29,0 |
| EGT (°C) | 283,8 | 286,1 | 285,55 | 284,80 | 287,95 | 283,54 | 276,6 | 278,8 | 280,50 | 280,97 | 280,15 | 280,36 |
| P_{amb} (mbar) | 925 | 925 | 925 | 926 | 924 | 925 | 924 | 927 | 924 | 923 | 923 | 924 |
| P_{exh} (mbar) | 102 | 97 | 98 | 97 | 101 | 99 | 101 | 98 | 102 | 100 | 100 | 99 |
| RH (%) | 36,8 | 55,7 | 41,2 | 60,0 | 42,3 | 61,2 | 36,5 | 59,6 | 42,7 | 60,0 | 41,2 | 64,3 |
| η_{ind} (%) | 37,66 | 36,73 | 36,15 | 35,49 | 35,30 | 34,80 | 38,29 | 37,19 | 36,38 | 35,69 | 35,79 | 35,07 |
| η_c (%) | 94,55 | 94,11 | 95,92 | 94,57 | 96,31 | 94,94 | 95,46 | 94,84 | 96,63 | 95,89 | 96,91 | 95,99 |

Fonte: Próprio autor

Tabela B.2 – Resultados de emissões de poluentes do Diesel, D-BWCO10, D-BWCO20, Farnesano, F-BWCO10 e F-BWCO20 para a carga de 5,0 bar *IMEP* com e sem EGR

| | 5,0 bar <i>IMEP</i> | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|----------------------------|------------------|----------|--------------------|----------|--------------------|-----------|---------------------|----------|--------------------|----------|--------------------|
| | Diesel | Diesel + 15% EGR | D-BWCO10 | D-BWCO10 + 15% EGR | D-BWCO20 | D-BWCO20 + 15% EGR | Farnesano | Farnesano + 15% EGR | F-BWCO10 | F-BWCO10 + 15% EGR | F-BWCO20 | F-BWCO20 + 15% EGR |
| NO_x (ppm) | 843 | 470 | 977 | 597 | 1010 | 612 | 808 | 422 | 880 | 522 | 901 | 531 |
| NO_x (g/h) | 21,56 | 11,69 | 25,27 | 14,92 | 25,56 | 15,08 | 20,62 | 10,86 | 23,40 | 13,74 | 23,58 | 14,07 |
| ISNO_x (g/kWh) | 6,90 | 3,75 | 8,01 | 4,73 | 8,08 | 4,81 | 6,57 | 3,44 | 7,47 | 4,37 | 7,46 | 4,48 |
| CO (%) | 0,07 | 0,08 | 0,05 | 0,08 | 0,05 | 0,08 | 0,05 | 0,07 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 |
| CO (g/h) | 10,32 | 11,14 | 8,12 | 10,85 | 7,69 | 10,63 | 8,35 | 9,63 | 6,21 | 7,63 | 5,96 | 7,55 |
| ISCO (g/kWh) | 3,30 | 3,57 | 2,57 | 3,44 | 2,43 | 3,39 | 2,66 | 3,05 | 1,98 | 2,43 | 1,88 | 2,40 |
| HC (ppm)base C₁ | 241 | 240 | 234 | 264 | 232 | 258 | 237 | 240 | 216 | 234 | 212 | 229 |
| HC (g/h) | 2,97 | 3,00 | 2,91 | 3,32 | 2,86 | 3,23 | 2,88 | 3,00 | 2,67 | 2,97 | 2,64 | 2,92 |
| ISHC (g/kWh) | 0,95 | 0,96 | 0,92 | 1,05 | 0,91 | 1,03 | 0,92 | 0,95 | 0,85 | 0,94 | 0,83 | 0,93 |
| CO₂ (%) | 5,7 | 6,5 | 5,9 | 6,8 | 6,1 | 6,9 | 5,7 | 6,5 | 5,9 | 6,6 | 6,0 | 6,7 |
| CO₂ (g/h) | 1421 | 1458 | 1446 | 1485 | 1454 | 1477 | 1437 | 1513 | 1475 | 1521 | 1490 | 1527 |
| ISCO₂ (g/kWh) | 454,54 | 467,33 | 458,44 | 471,48 | 459,82 | 471,55 | 457,88 | 479,40 | 470,88 | 484,28 | 471,02 | 486,17 |
| Opacidade (m⁻¹) | 0,12 | 0,15 | 0,09 | 0,14 | 0,08 | 0,12 | 0,01 | 0,03 | 0,03 | 0,05 | 0,03 | 0,06 |
| MP (mg/m³) | 0,40 | 0,50 | 0,30 | 0,47 | 0,27 | 0,40 | 0,03 | 0,10 | 0,10 | 0,17 | 0,10 | 0,20 |
| ISMP (g/kWh) | 2,54 | 3,24 | 1,91 | 3,02 | 1,69 | 2,59 | 0,21 | 0,64 | 0,64 | 1,09 | 0,63 | 1,31 |
| ISH₂ (g/kWh) | 3,05 | 3,29 | 2,37 | 3,17 | 2,23 | 3,11 | 2,81 | 3,23 | 2,07 | 2,53 | 1,93 | 2,47 |

Fonte: Próprio autor

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABED, K. A. et al. Effect of waste cooking-oil biodiesel on performance and exhaust emissions of a diesel engine. **Egyptian Journal of Petroleum**, v. 27, n. 4, p. 985–989, 2018.

ABNT. **NBR ISO 8178-1 : Motores alternativos de combustão interna - Medição da emissão de gases de exaustão. Parte 1: Medição das emissões de gases e material particulado em banco de ensaio.** Associação Brasileira de Normas Técnicas, , 2012.

ABRAR, I.; BHASKARWAR, A. N. **An overview of current trends and future scope for vegetable oil–based sustainable alternative fuels for compression ignition engines.** New Delhi - India: Elsevier Inc., 2019.

ABU-JRAI, A. et al. Combustion characteristics and engine emissions of a diesel engine fueled with diesel and treated waste cooking oil blends. **Chemical Engineering Journal**, v. 172, n. 1, p. 129–136, 2011.

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2751–2761, 2007.

ANP. **Resolução ANP N° 50, de 23.12.2013 - DOU 24.12.2013** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, , 2013. Disponível em: <<http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2013/dezembro&item=ranp-50--2013>>

ANP. **Resolução ANP N° 45, de 25.8.2014 - DOU 26.8.2014** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, , 2014. Disponível em: <<http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2014/agosto&item=ranp-45-2014>>

ANP. **Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, , 2020. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>>

ANP. **Resolução ANP N° 842, de ..14.05.2021 - DOU 17.05.2021** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, , 2021. Disponível em: <<https://www.in.gov.br/en/web/dou/-/resolucao-anp-n-842-de-14-de-maio-de-2021-320059616>>

ARANSIOLA, E. F. et al. A review of current technology for biodiesel production: State of the art. **Biomass and Bioenergy**, v. 61, p. 276–297, 2013.

ASAD, U.; ZHENG, M. Exhaust gas recirculation for advanced diesel combustion cycles. **Applied Energy**, v. 123, p. 242–252, 2014.

ATABANI, A. E. et al. A comprehensive review on biodiesel as an alternative energy resource and its characteristics. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 4, p. 2070–2093, 2012.

AUSTEN, A. E. ; LYN, W.-T. Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct-Injection Engine and the Nature of the Combustion Processes. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division**, v. 14, n. 1, 1960.

AVL. **AVL Indicom Mobile 2013 for Indimicro and Flexifem Indi - User's Guide v2.5**.Graz - Austria.AVL List GmbH, , 2012.

AVL. AVL 415SE Smoke Meter. **Product Guide. Graz, Austria;**, 2013.

BAUMGARTEN, C. Mixture Formation in Internal Combustion Engine. **Mixture Formation in Internal Combustion Engine**, 2006.

BOEHMAN, A. L. et al. The impact of the bulk modulus of diesel fuels on fuel injection timing. **Energy and Fuels**, v. 18, n. 6, p. 1877–1882, 2004.

BOSCH, R. **Automotive handbook**. Fourth ed. Stutgard: Society of Automotive Engineers, 1996.

BUFFALO. **Manual do assistente técnico**São José dos Pinhais - Paraná.Buffallo Motores e Acoplamentos, , 2018.

CACHIOLO, A. et al. O Impacto do Uso de Biodiesel e Diesel de Cana de Açúcar nos Custos de uma Empresa de Transporte Urbano de Cargas. **Revista de Engenharia e Tecnologia**, 2013.

CAN, Ö. Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture. **Energy Conversion and Management**, v. 87, n. 2014, p. 676–686, 2014.

CAN, Ö. et al. Combined effects of soybean biodiesel fuel addition and EGR application on the combustion and exhaust emissions in a diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 95, n. x, p. 115–124, 2016.

CAN, Ö.; ÖZTÜRK, E.; YÜCESU, H. S. Combustion and exhaust emissions of canola biodiesel blends in a single cylinder DI diesel engine. **Renewable Energy**, v. 109, p. 73–82, 2017.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an Engineering Approach 8th Edition**. [s.l: s.n.].

CÉSAR, A. DA S. et al. The potential of waste cooking oil as supply for the Brazilian biodiesel chain. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, n. November 2016, p. 246–253, 2017.

CONCONI, C. C. **Avaliação físico-química e o potencial de desempenho do farnesano, biodiesel de soja, diesel fóssil e suas misturas por meio da energia de ativação e da correlação com as emissões em motores diesel**. [s.l.] Universidade de São Paulo, 2016.

CONCONI, C. C.; CRNKOVIC, P. M. Thermal behavior of renewable diesel from sugar cane, biodiesel, fossil diesel and their blends. **Fuel Processing Technology**, v. 114, p. 6–11, 2013.

DAMASCENO, J. C. et al. **ABNT-INMETRO: Avaliação de dados de medição - Guia para expressão de incerteza de medição** ABNT - INMETRO, 2008.

DERNOTTE, J. et al. Influence of fuel properties on the diesel injection process in nonvaporizing conditions. **Atomization and Sprays**, v. 22, n. 6, p. 461–492, 2012.

DHANASEKARAN, R. et al. Utilization of waste cooking oil in a light-duty DI diesel engine for cleaner emissions using bio-derived propanol. **Fuel**, v. 235, n. August 2018, p. 832–837, 2019.

DUESO, C. et al. Performance and emissions of a diesel engine using sunflower biodiesel with a renewable antioxidant additive from bio-oil. **Fuel**, v. 234, n. July, p. 276–285, 2018.

ENWEREMADU, C. C.; RUTTO, H. L. Combustion, emission and engine performance characteristics of used cooking oil biodiesel - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 2863–2873, 2010.

EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION. Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (Text with EEA relevance.). **Official Journal of the European Union**, v. 2018, n. November, 2018.

FAO - FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION. **Sugar Cane Harvested Area by Country**, 2020. Disponível em: <<http://data.un.org/Data.aspx?d=FAO&f=itemCode%3A156>>

FLYNN, P. F. et al. Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation. **SAE Technical Papers**, n. 724, 1999.

GAD, M. S. et al. Enhancing the combustion and emission parameters of a diesel engine fueled by waste cooking oil biodiesel and gasoline additives. **Fuel**, v. 269, n. February, p. 117466, 2020.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. [s.l.] Editorial Omega, 1988.

GILL, S. S. et al. Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 37, n. 4, p. 503–523, 2011.

GÓMEZ, A. et al. Comparative study of the opacity tendency of alternative diesel fuels blended with gasoline. **Fuel**, v. 264, n. December 2019, p. 116860, 2020.

GOWDAGIRI, S. et al. A diesel engine study of conventional and alternative diesel and jet fuels: Ignition and emissions characteristics. **Fuel**, v. 136, p. 253–260, 2014.

HAMILTON, L. et al. Direct Sugar to Hydrocarbon (DSH) Fuel Performance Evaluation in Multiple Diesel Engines. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 7, n. 1, p. 270–282, 2014.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Second ed. Cambridge, Massachusetts: McGraw-Hill Education, 2018.

- HOLMBORN, J. **Alternative fuels for internal combustion engines**. [s.l.: s.n.].
- JOHNSON, T. V. Diesel emission control in review. **SAE Technical Papers**, n. 724, 2001.
- KEGL, B.; KEGL, M.; PEHAN, S. **Green Diesel Engines - Biodiesel Usage in Diesel Engines**. Maribor - Slovenia: Springer, 2013. v. 93
- KHOVAKH, M. **Motor vehicle engines**. First ed. Moscow: Mir Publisher Moscow, 1979.
- KNOTHE, G.; KRAHL, J.; GERPEN, J. VAN. **The Biodiesel Handbook**. 2 th ed. Urbana, Illinois: AOCS Press, 2010.
- LAKSHMINARAYANAN, P. A.; ASWIN, S. Estimation of Particulate Matter from Smoke, Oil Consumption and Fuel Sulphur. **SAE Technical Papers**, v. 2017- Septe, p. 1–11, 2017.
- LAPUERTA, M. et al. Bulk modulus of compressibility of diesel/biodiesel/HVO blends. **Energy and Fuels**, v. 26, n. 2, p. 1336–1343, 2012.
- LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; RODRÍGUEZ-FERNÁNDEZ, J. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 34, n. 2, p. 198–223, 2008.
- LIN, B. F.; HUANG, J. H.; HUANG, D. Y. Experimental study of the effects of vegetable oil methyl ester on DI diesel engine performance characteristics and pollutant emissions. **Fuel**, v. 88, n. 9, p. 1779–1785, 2009.
- MACHADO, A. G.; SHIRAIWA, N. M. The use of diesel produced from sugar cane at CONAMA PROCONVE P7 engines, its environmental benefits and influence over the engine performance and exhaust gas after treatment system. **SAE Technical Papers**, v. 13, 2013.
- MAHON, L. L. J. **Diesel generator handbook**. Burlington - MA: Elsevier, 1992.
- MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. **Combustion engines development: Mixture formation, combustion, emissions and simulation**. Germany: Springer, 2012. v. 9783642140
- MILLO, F. et al. Influence on the performance and emissions of an automotive Euro 5 diesel engine fueled with F30 from Farnesane. **Fuel**, v. 138, p. 134–142, 2014.
- MIYAMOTO, N. et al. Influence of the Molecular Structure of Hydrocarbon Fuels on Diesel Exhaust Emissions. **SAE Technical Paper Series**, v. Internatio, n. 940676, p. 8, 1994.
- MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988.
- MOHANKUMAR, S.; SENTHILKUMAR, P. Particulate matter formation and its control methodologies for diesel engine: A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, n. May, p. 1227–1238, 2017.

MOLLENHAUER, K.; TSCHOEKE, H. **Handbook of Diesel Engines**. Magdeburg, Germany: Springer, 2010.

NAPRO. **Manual de Operação NAPRO PC-MULTIGÁS**NAPRO Eletrônica Industrial Ltda., , 2013.

NEULING, U.; KALTSCHMITT, M. Conversion routes for production of biokerosene—status and assessment. **Biomass Conversion and Biorefinery**, v. 5, n. 4, p. 367–385, 2015.

NO, S. Y. Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines - A review. **Fuel**, v. 115, p. 88–96, 2014.

OGUNKUNLE, O.; AHMED, N. A. A review of global current scenario of biodiesel adoption and combustion in vehicular diesel engines. **Energy Reports**, v. 5, p. 1560–1579, 2019.

PEDROZO, V. B. **An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines**. [s.l.] Brunel University London - PhD, 2017.

RAGONE, J. C. **Emission Reduction and Assisted Combustion Strategies for Compression Ignition Engines with Subsequent Testing on a Single-Cylinder Engine**. [s.l.] University of Kansas - Master of Science, 2012.

RAM, S. D. et al. Study of bulk modulus of Compressibility of bio-diesel and their impact on exhaust emission. **International Journal of Emerging Technology and Innovative Engineering**, v. 1, n. 5, 2015.

RICHTER, S. et al. Experimental and modeling study of farnesane. **Fuel**, v. 215, n. January 2017, p. 22–29, 2018.

SAKTHIVEL, R. et al. A review on the properties, performance and emission aspects of the third generation biodiesels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, n. 5, p. 2970–2992, 2018.

SANAIOTTI, G. **Manual do Diesel de Cana - Amyris 2013**. [s.l: s.n.].

SANTOS, R. G. DOS; ALENCAR, A. C. Biomass-derived syngas production via gasification process and its catalytic conversion into fuels by Fischer Tropsch synthesis: A review. **International Journal of Hydrogen Energy**, n. xxxx, 2019.

SHEHATA, M. S. Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fuelled by biodiesel fuel. **Fuel**, v. 112, n. X, p. 513–522, 2013.

SINGH, D. et al. Combustion and emission characteristics of a light duty diesel engine fueled with hydro-processed renewable diesel. **Energy**, v. 154, p. 498–507, 2018.

SORIANO, J. A. et al. Oxidation reactivity and nanostructural characterization of the soot coming from farnesane - A novel diesel fuel derived from sugar cane. **Carbon**, v. 125, p. 516–529, 2017.

SORIANO, J. A. et al. Influence on Performance and Emissions of an Automotive Diesel Engine Fueled with Biodiesel and Paraffinic Fuels: GTL and Biojet Fuel Farnesane. **Energy and Fuels**, v. 32, n. 4, p. 5125–5133, 2018.

SORIANO, J. A. et al. Comparative study of the effect of a new renewable paraffinic fuel on the combustion process of a light-duty diesel engine. **Energy**, v. 189, n. xxxx, 2019.

SOTO, F. et al. The determination of the activation energy of diesel and biodiesel fuels and the analysis of engine performance and soot emissions. **Fuel Processing Technology**, v. 174, n. January, p. 69–77, 2018.

SOTO, F. et al. A comparative study of performance and regulated emissions in a medium-duty diesel engine fueled with sugarcane diesel-farnesane and sugarcane biodiesel-LS9. **Energy**, v. 176, p. 392–409, 2019.

SOTO, F. et al. Performance and regulated emissions of a medium-duty diesel engine fueled with biofuels from sugarcane over the European steady cycle (ESC). **Fuel**, v. 292, n. December 2020, 2021.

SQUAIELLA, L. L. F. **Efeitos do Sistema de Recirculação dos Gases de Escape no Controle de Emissões de NOx em Motores a Diesel**. [s.l.] Universidade Estadual de Campinas, 2010.

STEPHEN, J. L.; PERIYASAMY, B. Innovative developments in biofuels production from organic waste materials: A review. **Fuel**, v. 214, n. September 2017, p. 623–633, 2018.

SUAREZ-BERTOIA, R. et al. Impact of HVO blends on modern diesel passenger cars emissions during real world operation. **Fuel**, v. 235, n. March 2018, p. 1427–1435, 2019.

SUBRAMANIAN, K. A. **Biofueled Reciprocating Internal Combustion Engines**. First ed. Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, 2017.

TAMILSELVAN, P.; NALLUSAMY, N.; RAJKUMAR, S. A comprehensive review on performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79, n. November 2016, p. 1134–1159, 2017.

TREE, D. R.; SVENSSON, K. I. Soot processes in compression ignition engines. v. 33, p. 272–309, 2007.

VAN BASSHUYSEN, R. **Natural Gas and Renewable Methane for Powertrains - Future Strategies for Climate-Neutral Mobility**. First ed. Bad Wimpfen, Germany: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.

VÁSQUEZ, M. C. et al. Holistic approach for sustainability enhancing of hydrotreated aviation biofuels, through life cycle assessment: A Brazilian case study. **Journal of Cleaner Production**, v. 237, n. 2019, 2019.

WANG, W. C.; TAO, L. Bio-jet fuel conversion technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 801–822, 2016.

WEI, L.; CHEUNG, C. S.; NING, Z. Influence of waste cooking oil biodiesel on combustion, unregulated gaseous emissions and particulate emissions of a direct-injection diesel engine. **Energy**, v. 127, p. 175–185, 2017.

WEXLER, A. Vapor pressure formulation for water in range 0 to 100 C. A revision. **Journal of Research of the National Bureau of Standards Section A: Physics and Chemistry**, v. 80A, n. 5 and 6, p. 775, set. 1976.

YANG, J. et al. An overview on performance characteristics of bio-jet fuels. **Fuel**, v. 237, n. October 2018, p. 916–936, 2019.

YESILYURT, M. K. The effects of the fuel injection pressure on the performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with waste cooking oil biodiesel-diesel blends. **Renewable Energy**, v. 132, p. 649–666, 2019.

ZAREH, P.; ZARE, A. A.; GHOBADIAN, B. Comparative assessment of performance and emission characteristics of castor, coconut and waste cooking based biodiesel as fuel in a diesel engine. **Energy**, v. 139, p. 883–894, 2017.

ZHANG, H. et al. Biodiesel produced by waste cooking oil: Review of recycling modes in China, the US and Japan. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 677–685, 2014.

ZHENG, M.; READER, G. T.; HAWLEY, J. G. Diesel engine exhaust gas recirculation - A review on advanced and novel concepts. **Energy Conversion and Management**, v. 45, n. 6, p. 883–900, 2004.