



DESEMPENHO E EMISSÕES DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
OPERANDO COM HVO E DIESEL R5

Breno Silveira Mota

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2023

DESEMPENHO E EMISSÕES DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
OPERANDO COM HVO E DIESEL R5

Breno Silveira Mota

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO
ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE
ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU
DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Aprovada por: Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior
Prof. Yordanka Reyes Cruz
Prof. Gabriel Lisbôa Verissimo

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
FEVEREIRO DE 2023

Mota, Breno Silveira

Desempenho e emissões de motor de ignição por compressão operando com HVO e Diesel R5/Breno Silveira Mota. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2023.

XV, 103 p.: il.; 29, 7cm.

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Mecânica, 2023.

Referências Bibliográficas: p. 87 – 92.

1. Biocombustíveis. 2. Motores. 3. Desempenho e emissões. I. Belchior, Carlos Rodrigues Pereira. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

*A Deus, por nunca ter me
abandonado. Aos meus familiares,
por todo o incentivo. A mim
mesmo, pela resiliência que
precisei ter.*

Agradecimentos

Destino meus sinceros agradecimentos:

A Deus, por ter me sustentado durante toda a caminhada.

Aos meus pais Ana Cristina e Agnaldo, e ao meu irmão, Lucas, por todo o suporte desde sempre.

Ao meu orientador Carlos Belchior e ao colega Sami, por todo o acompanhamento e conhecimento repassado e pelas valiosas ajudas em momentos críticos da pesquisa.

À professora Yordanka, por transmitir o valioso e essencial conhecimento da área química.

Ao meu orientador da graduação na UFJF, Marco Alves, por fazer questão de continuar me acompanhando mesmo após a finalização da graduação.

Aos colegas Bruno, Carlos Eduardo e Sebastián, pelas discussões que engrandeceram ainda mais todos os conhecimentos obtidos na jornada do mestrado.

Aos meus queridos amigos do Vianna Júnior, Matheus, Guilherme e Bandeira, que estiveram presentes fornecendo momentos de descontração quando eu mais precisei.

Ao PRH 8 da ANP, pelo apoio financeiro de grande importância para a realização deste trabalho em tempos difíceis de pandemia.

A todos os professores e colegas que compartilharam conhecimentos comigo e que de alguma forma contribuíram com minha caminhada.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

DESEMPENHO E EMISSÕES DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM HVO E DIESEL R5

Breno Silveira Mota

Fevereiro/2023

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Programa: Engenharia Mecânica

Os motores a combustão interna têm hoje forte atuação no setor de transporte, sendo os principais responsáveis pela alta emissão de gases poluentes na atmosfera. Este problema vem sendo atenuado ao longo do tempo com a adoção de políticas mais sustentáveis e com a aplicação de leis cada vez mais severas, como a PROCONVE e PROMOT. Dessa forma, nasce o conceito de transição energética, em que a matriz energética dos países muda consideravelmente, passando a aderir ao uso de energias limpas e de combustíveis renováveis, tais como os biocombustíveis. Este trabalho procura analisar o desempenho e emissões de um motor de ignição por compressão operando com um combustível emergente, e possível substituto ao diesel fóssil, o HVO ou Diesel Verde. Para isso, utiliza-se um modelo computacional correspondente ao ciclo termodinâmico de operação do motor a fim de se obter resultados em diferentes condições de trabalho e para diferentes combustíveis, ressaltando as vantagens e desvantagens da aplicação do HVO. São analisadas duas diferentes composições de combustíveis: HVO puro e Diesel R5. O HVO puro apresentou redução relativa ao B10 no consumo específico de cerca de 2%, enquanto que o Diesel R5, sendo uma mistura que contém apenas 5% de HVO, apresentou uma redução no consumo específico próximo a 1%, ambos com aumento nas emissões de NOx de no máximo 3% com relação ao B10, o que confirmou a vantagem da aplicação deste biocombustível na matriz energética para uso em motores de forma a proporcionar um consumo mais eficiente.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A COMPRESSED IGNITION ENGINE
FUELED BY HVO AND DIESEL R5

Breno Silveira Mota

February/2023

Advisor: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Department: Mechanical Engineering

Internal combustion engines have a strong influence on the transport sector, being the main responsible for high emissions in the atmosphere. This problem has been mitigated over time with the adoption of more sustainable policies and the application of increasingly stringent laws, for instance, PROCONVE and PROMOT. Thus, the concept of the energy transition is born, in which the energy matrix of countries changes considerably, beginning to adhere to the use of cleaner energies and renewable fuels, such as biofuels. In this work, it is analyzed the performance and emissions of a compression ignition engine operating with an emerging and possible substitute to fossil diesel, the HVO or green diesel. A computational model is used to represent the thermodynamic cycle of the engine fueled by different compositions of biofuels to obtain results for distinct operating conditions, highlighting the advantages and disadvantages of the HVO application. It is analyzed two different compositions of fuels: pure HVO and Diesel R5. Pure HVO presented a relative reduction to B10 in specific fuel consumption of about 2%, while Diesel R5, with its 5% of HVO in the mixture, presented a reduction close to 1%, both showing an increment in NO_x emissions less than 3% relative to B10, which has confirmed the advantage of applying this biofuel in the energy matrix to be used in engines, offering better efficiency in terms of consumption.

Sumário

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xiv
Lista de Abreviaturas	xv
1 Introdução	1
1.1 Relevância do Tema e Justificativa	1
1.1.1 Motores e o uso de combustíveis fósseis	1
1.1.2 Simulações computacionais	2
1.2 Contextualização e perspectiva histórica	3
1.2.1 Motores a combustão interna	3
1.2.2 O uso de energias renováveis	7
1.3 Objetivos	10
1.3.1 Objetivo geral	10
1.3.2 Objetivos específicos	10
1.4 Organização do trabalho	10
2 Revisão Bibliográfica	12
2.1 Biocombustíveis	12
2.2 HVO	14
2.3 Desenvolvimento da operação dos MCIs	28
2.4 Simulações termodinâmicas para MCIs	29
2.4.1 Softwares de simulação	29
2.4.2 Trabalhos de referência	31
2.5 Quadro com as principais referências	35
3 Fundamentos Teóricos	37
3.1 Combustão	37
3.2 Motores a combustão interna	39
3.2.1 Classificação dos motores	39
3.2.2 Nomenclatura	41

3.2.3	Variação de parâmetros	42
4	Metodologia	45
4.1	Procedimento de simulação	45
4.2	Informações do motor	46
4.3	Parâmetros de análise	47
4.3.1	Razão de compressão	48
4.3.2	Potência efetiva	48
4.3.3	Potência indicada	49
4.3.4	Potência de atrito	49
4.3.5	Rendimento térmico ou rendimento indicado	49
4.3.6	Rendimento mecânico	50
4.3.7	Rendimento global ou rendimento térmico efetivo	50
4.3.8	Calor liberado pela queima do combustível	50
4.3.9	Relação combustível/ar	50
4.3.10	Consumo de ar teórico	51
4.3.11	Rendimento volumétrico	52
4.3.12	Consumo específico	52
4.3.13	Pressão média efetiva	53
4.3.14	Outras relações	53
4.3.15	Combustível equivalente	54
4.3.16	Cálculo da massa de combustível injetada por ciclo	55
4.3.17	Equivalência de energia entregue pelo combustível	55
4.4	Modelo de combustão	56
4.5	Emissão de poluentes	60
4.6	Calibração do modelo e validação	62
4.7	Principais informações de entrada no simulador	65
5	Resultados e Análises	66
5.1	Validação	66
5.2	Base mássica	70
5.3	Base energética	73
5.4	Análise de sensibilidade	77
5.4.1	Curvas de pressão	77
5.4.2	IMEP	78
5.4.3	Potência efetiva	80
5.4.4	Pressão máxima	80
5.4.5	Consumo específico	81
5.4.6	Emissão de NOx	82

6	Conclusões e Sugestões	84
6.1	Conclusões da dissertação	84
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	85
	Referências Bibliográficas	87
A	Modelagem do motor e combustíveis no ©AVL BOOST	93
B	Dados experimentais utilizados como referência	99
C	Cálculos para a obtenção do combustível equivalente	100
D	Parâmetros de calibração utilizados para a simulação	103

Lista de Figuras

1.1	Motor de livre pistão de Otto e Langen.	4
1.2	Rudolf Diesel e seus manuscritos.	5
1.3	Comparação do consumo da biomassa com outros tipos de energias renováveis e não renováveis em 2017 nos EUA.	8
1.4	Produtos energéticos e seu uso.	9
2.1	Processo produtivo tradicional do HVO.	13
2.2	Nova possível composição para o diesel vendido nos postos	14
2.3	Emissões do HVO comparado ao diesel de petróleo da Europa	16
2.4	Comparação de resultados experimentais com HVO e outros combustíveis	18
2.5	Resultados favoráveis ao uso do HVO encontrados por DIMITRIADIS <i>et al.</i>	19
2.6	Resultados encontrados por SUAREZ-BERTOIA <i>et al.</i> utilizando o HVO e outros combustíveis.	20
2.7	Resultados encontrados por HUNICZ <i>et al.</i>	23
2.8	Resultados de pressão no interior do cilindro encontrados por CHIAVOLA e RECCO	24
2.9	Emissões de NO encontradas por CHIAVOLA e RECCO	25
2.10	Emissão de fumaça para misturas com o HVO encontradas por RIMKUZ <i>et al.</i>	25
2.11	Emissões encontradas por DOBRZYNSKA <i>et al.</i>	27
2.12	Gráfico apresentado por BELLER <i>et al.</i> representando o crescimento no uso do ©AVL BOOST em pesquisas (quadrado: de acordo com Scopus, triângulo: de acordo com Web of Science)	31
3.1	Elementos para construção de modelo teórico de combustão	38
3.2	Combustão pré-misturada e autoignição	39
3.3	Classificação dos motores	40
3.4	Motor Wankel	41
3.5	Nomenclatura fundamental	42

3.6	Variação do CEC, NO _x , HC e CO de um motor de acordo com a razão de equivalência.	44
4.1	Fluxograma representativo da metodologia para obtenção dos resultados deste trabalho.	45
4.2	Fotografia do motor AGRALE/M95W.	46
4.3	Caracterização das fases da combustão em um MCI	59
4.4	Interface para ajuste do modelo de combustão Wiebe 2 Zonas no ©AVL BOOST.	60
4.5	Compostos obtidos durante a combustão dos MCI.	61
4.6	Gases nocivos obtidos pela combustão incompleta	62
4.7	Fluxograma do método de calibração.	64
5.1	Validação da curva da primeira situação de operação do motor (25% de carga a 1500 rpm).	67
5.2	Validação da curva da segunda situação de operação do motor (50% de carga a 1500 rpm).	67
5.3	Validação da curva da terceira situação de operação do motor (25% de carga a 2000 rpm).	68
5.4	Validação da curva da quarta situação de operação do motor (50% de carga a 2000 rpm).	68
5.5	Comparação entre o IMEP apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).	71
5.6	Comparação entre a Potência Efetiva apresentada para os 3 combustíveis (base mássica).	72
5.7	Comparação entre o Consumo Específico apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).	72
5.8	Comparação entre o NO _x apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).	73
5.9	Comparação entre o consumo específico apresentado para os 3 combustíveis (base energética).	75
5.10	Comparação entre as emissões apresentadas para os 3 combustíveis (base energética).	76
5.11	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base energética).	76
5.12	Curvas de pressão para diferentes inícios de combustão.	78
5.13	Comparação da mudança dos valores de IMEP encontrados para cada situação.	79
5.14	Comparação da mudança dos valores de Potência efetiva encontrados para cada situação.	80

5.15	Comparação da mudança dos valores de Pressão máxima encontrados para cada situação.	81
5.16	Comparação da mudança dos valores de Consumo específico encontrados para cada situação.	82
5.17	Comparação da mudança dos valores de emissões de NOx encontrados para cada situação.	83
A.1	Modelo do motor construído no ©AVL BOOST.	94
A.2	Especificação dos dados geométricos do motor no ©AVL BOOST.	94
A.3	Ajuste do modelo de combustão no ©AVL BOOST.	95
A.4	Especificação dos casos testados no Case Explorer no ©AVL BOOST.	95
A.5	Especificação dos dados para o cálculo da transferência de calor ao longo do processo no ©AVL BOOST.	96
A.6	Especificação do modelo de atrito utilizado no ©AVL BOOST.	96
A.7	Ajuste do cálculo de emissões no ©AVL BOOST.	97
A.8	Definição do combustível B10 no ©AVL BOOST.	97
A.9	Definição do combustível HVO no ©AVL BOOST.	98
A.10	Definição do combustível Diesel R5 no ©AVL BOOST.	98

Lista de Tabelas

2.1	Propriedades do HVO	17
2.2	Resultados encontrados por SIMÁCEK <i>et al.</i>	21
2.3	Propriedades dos combustíveis utilizados por HUNICZ <i>et al.</i>	23
4.1	Características do motor utilizado neste trabalho.	47
5.1	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões para fins de validação.	69
5.2	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e HVO (base mássica).	70
5.3	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base mássica).	70
5.4	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e HVO (base energética).	74
5.5	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base energética).	74
5.6	Valores encontrados de IMEP para cada situação estudada.	79
5.7	Valores encontrados de Potência efetiva para cada situação estudada.	80
5.8	Valores encontrados de Pressão máxima para cada situação estudada.	81
5.9	Valores encontrados de Consumo específico para cada situação estudada.	82
5.10	Valores encontrados de emissões de NOx para cada situação estudada.	83
B.1	Informações sobre cada estado de operação para diesel B10.	99
B.2	Informações sobre o desempenho para cada operação para diesel B10.	99
D.1	Dados de calibração do modelo de combustão para base mássica.	103
D.2	Dados de calibração do modelo de combustão para base energética.	103

Lista de Abreviaturas

ANP	Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, p. 2
CFPP	Ponto de entupimento do filtro frio, p. 21, 23
CO	Monóxido de carbono, p. 15
DF	Óleo diesel, p. 23
EGR	Recirculação dos gases de exaustão, p. 19
EUDC	Ciclo de condução extra urbano, p. 27
FAME	Ésteres metílicos de ácidos graxos, p. 23
FSN	Fumaça emitida, p. 15
MCI	Motor(es) a combustão interna, p. 3
NEDC	Novo ciclo de condução europeu, p. 27
NOx	Óxidos de nitrogênio, p. 15
PCI	Poder Calorífico Inferior, p. 16
PMI	Ponto Morto Inferior, p. 41
PMS	Ponto Morto Superior, p. 41
PM	Material particulado, p. 23
SFC	Consumo específico de combustível, p. 15
SM	Fumaça emitida, p. 25
THC	Hidrocarbonetos não queimados, p. 15
UDC	Ciclo de condução urbano, p. 27
UHM	Hidrocarbonetos não queimados, p. 23
ULSD	Diesel com baixo teor de enxofre, p. 24, 25

Capítulo 1

Introdução

1.1 Relevância do Tema e Justificativa

1.1.1 Motores e o uso de combustíveis fósseis

Os MCIs se tornaram máquinas presentes, de um modo ou de outro, na vida de todos que trabalham e vivem nas grandes cidades. O transporte é um dos principais meios em que essas máquinas se destacam, dado que diversos meios de transporte as utilizam como sistema responsável pela propulsão do veículo. Essas máquinas foram se desenvolvendo ao longo do tempo, e os dispositivos existentes hoje garantem um funcionamento bem mais eficiente quando comparado ao de tecnologias existentes nas décadas anteriores (TEODOSIU *et al.* [1]).

Nas últimas décadas, a preocupação quanto à conservação do meio ambiente tem aumentado cada vez mais. O Protocolo de Kyoto, assinado em 1997 por diversos países, já apontava naquela época a preocupação dos mesmos quanto à emissão de gases poluentes na atmosfera e os terríveis impactos produzidos por essas grandes emissões nas gerações futuras (SZWARCFITER *et al.* [2]). Existem diversas leis direcionadas à veículos automotores, tais como as nacionais PROCONVE e PROMOT, que são alteradas regularmente a fim de restringir cada vez mais a quantidade de poluentes emitidos na atmosfera que afetam negativamente o meio ambiente e a sociedade (CONAMA [3]; CONAMA [4]). Essas medidas, por consequência, promovem o avanço de tecnologias que impedem este problema, sendo uma ação completamente necessária, já que caso não feita, os efeitos futuros podem ser irreversíveis.

Os MCIs têm sido uns dos principais responsáveis pela alta utilização de combustíveis fósseis e geração de poluentes na atualidade. Sendo assim, a maioria dos automóveis, que em sua grande parte fazem uso desses tipos de motores, acabam sendo os maiores responsáveis por este problema, surgindo, portanto, um bom ramo para se procurar soluções mais sustentáveis para conservar o planeta, haja vista o

surgimento de possíveis soluções já consolidadas atualmente, como a capacidade de flexibilização para novos tipos de combustíveis, por exemplo os biocombustíveis, que são renováveis (SANTOS *et al.* [5]).

O HVO (*Hydrotreated Vegetable Oil*), por exemplo, é um possível substituto ao óleo diesel, e vem sendo utilizado em alguns países como os Estados Unidos e Finlândia, enquanto que no Brasil ele ainda não é comercializado e se encontra em processo inicial de implementação a partir de reuniões entre a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) e a empresa Petrobras, estatal que é principal responsável pela extração de petróleo e produção de combustíveis em solo brasileiro.

Historicamente, os combustíveis fósseis têm reinado no que diz respeito à fonte de energia para MCI, sendo os mais comuns a gasolina, diesel, gás natural, querosene, entre outros. No entanto, os chamados biocombustíveis tem ganhado espaço no ramo, uma vez que as agências reguladoras em todo o mundo restringem cada vez mais o uso de combustíveis fósseis, que vão de encontro às políticas sustentáveis. Os biocombustíveis, além de possuírem um papel de sustentabilidade, apresentam grande flexibilização no que diz respeito à sua produção, pois podem ser produzidos a partir de diferentes maneiras. Outro ponto positivo é que além da possibilidade de renovação, o uso de alguns desses novos combustíveis pode ainda produzir menos poluição do que os combustíveis fósseis (SANTOS *et al.* [5]) ao se considerar todo o seu ciclo de vida, proporcionando uma menor pegada de carbono.

1.1.2 Simulações computacionais

O desenvolvimento da tecnologia computacional já vem há um certo tempo proporcionando direta e indiretamente o bem-estar do ser humano por meio de aplicações que simulam um determinado problema físico e trazem soluções que a princípio seriam muito difíceis de serem obtidas sem o auxílio de hardwares e softwares. Esses dispositivos fazem um uso inteligente de sua capacidade de processamento a fim de chegar-se a um resultado consistente de uma forma bem mais rápida e eficiente (MIYAMOTO *et al.* [6]).

Antigamente, quando os projetistas não tinham os mesmos recursos que os atuais, o trabalho muitas vezes se tornava repetitivo e ineficiente, isso porque frequentemente era necessário que o projeto retornasse a estágios anteriores devido a problemas que apareciam no projeto final, o que acabava impedindo que aquilo viesse a ser uma solução satisfatória para o problema. Hoje em dia, com o uso dos computadores atuais, pode-se simular várias situações diferentes em um modelo computacional e comparar resultados precisos levando um tempo muito menor, o que possibilita o aparecimento de novas soluções cada vez mais sofisticadas que possam atender aos

impasses atuais (LANGNER *et al.* [7]).

Diversas vantagens surgem da possibilidade de simulação computacional de um MCI. A principal é quanto a rapidez com que se faz a análise. Quando faz-se um experimento em laboratório com um MCI, o tempo gasto é muito superior quando comparado ao teste em um modelo computacional, isso porque para realizar o experimento faz-se necessária a preparação de todos os componentes físicos e toda uma arrumação do local é necessária. Esse tempo economizado ao utilizar o modelo computacional promove não só um maior tempo para se pensar no que está sendo analisado, mas também a mudança de vários parâmetros relativos ao projeto sem a necessidade de alteração alguma no modelo físico. Resumindo-se, o custo computacional ao simular o funcionamento de um motor em um computador pode ser alto, no entanto, torna-se viável devido ao menor tempo para se obter os resultados, e também à economia no uso dos recursos em laboratório, principalmente quando se trata de um motor ainda na fase de projeto, impedindo o temível retrabalho que assola diversas empresas atualmente (KENNEPOHL [8]).

1.2 Contextualização e perspectiva histórica

1.2.1 Motores a combustão interna

Os motores a combustão interna (MCI) possuem certa particularidade que os diferenciam dos demais tipos de motores, esta particularidade, como seu próprio nome sugere, é relativa à combustão que ocorre como parte diretamente ligada ao ciclo de trabalho e ao fluido de trabalho do motor, uma vez que a reação química ocorre internamente às partes também responsáveis por realizar o trabalho útil. Esses motores se destacam pela sua ampla gama de aplicações em veículos, tanto terrestres, quanto marítimos e aéreos, além de plantas de geração de energia. Isso por causa de sua simplicidade, robustez, alta relação potência/peso, eficiência e baixo custo envolvido, quando comparado aos outros tipos de motores (HEYWOOD [9]).

Os motores têm atuado na sociedade por mais de dois séculos e meio. Começou-se, nos primeiros 150 anos, com a utilização da água como fluido de trabalho, aquecendo-a até tornar-se vapor e utilizando-a como um fluido impulsor de um dispositivo móvel, responsável por gerar trabalho. Após isso, novos e diferentes tipos de motores foram surgindo e se aprimorando, até chegar-se ao tradicional motor cilindro-pistão que é usado até hoje. Assim, foi somente no ano de 1860 que o MCI se tornou uma realidade prática. Os primeiros motores utilizados comercialmente queimavam misturas de carvão-gás e ar à pressão atmosférica e ainda não era feita a compressão previamente à combustão. J. J. E. Lenoir (1822-1900) desenvolveu o primeiro motor deste tipo a ser comercializado. Gás e ar eram succionados para o cilindro durante a

primeira metade do curso do pistão. A carga então era inflamada com uma faísca, a pressão aumentava, e os gases queimados, em seguida, entregavam energia para o pistão na segunda metade do primeiro curso. O ciclo era completado a partir de um curso de escape. Cerca de 5000 desses motores foram construídos entre 1860 e 1865 com capacidades de até seis cavalos de potência. A eficiência era, no máximo, de cerca de 5%, um valor muito baixo comparado aos 40% que obtém-se hoje nos motores atuais (HEYWOOD [9]).

O próximo passo importante para o desenvolvimento dos motores foi realizado por Otto e Langen, com seu motor atmosférico ou de “pistão livre”, em 1866. O consumo de combustível era de por volta da metade comparando-se ao motor de J. J. E. Lenoir. As principais características deste motor eram seu longo cilindro posicionado verticalmente, pistão pesado e uma haste de cremalheira ligada ao pistão. Na Figura 1.1 observa-se uma ilustração que aponta o modelo criado por Otto e Langen naquele momento.

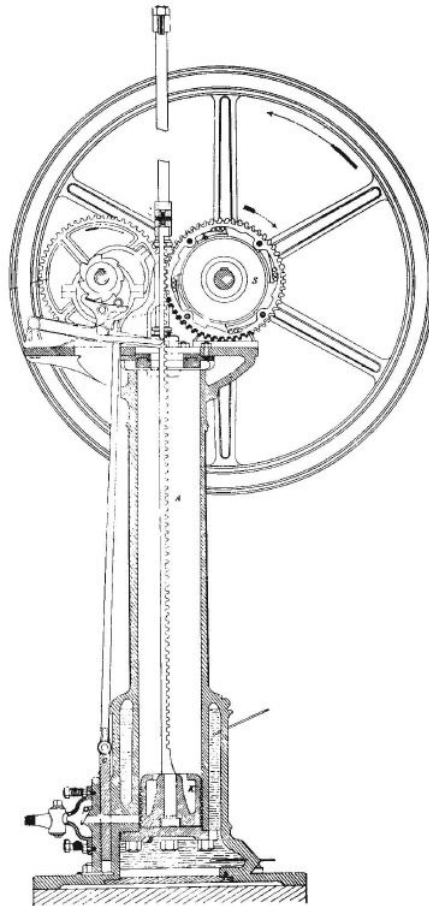


Figura 1.1: Motor de livre pistão de Otto e Langen (STONE [10]).

Para superar as desvantagens desse motor de baixa eficiência térmica e tamanho e peso excessivos, baseado nos princípios de funcionamento apontados por Beau de Rochas em 1862, Otto propôs um ciclo de motor com quatro cursos do pistão: um

curso de admissão, depois um curso de compressão antes da ignição, uma expansão ou curso de trabalho quando a energia é transmitida ao virabrequim, e finalmente um curso de escape (BRUNETTI [11]). Ele também propôs a incorporação de um sistema de indução de carga estratificada, embora não tenha sido alcançado na prática. Seu protótipo de quatro cursos do motor funcionou pela primeira vez em 1876 e mostrou uma enorme evolução quando comparado com o motor mais utilizado anteriormente devido à grande redução no peso e tamanho do motor. Este foi o avanço que efetivamente fundou a indústria de motores a combustão interna. Em 1890, quase 50.000 destes motores tinham sido vendidos na Europa e nos Estados Unidos (HEYWOOD [9]). Aperfeiçoamentos visando a redução no peso e tamanho dos motores acontecem até os dias de hoje e movem a indústria automotiva, alcançando modelos cada vez mais sofisticados que conseguem oferecer uma maior potência específica, de onde surge o termo “*downsizing*” (FRASER *et al.* [12]).

Já o funcionamento do motor a 2 tempos foi apresentado por Dugald Clerk em 1878, possuindo menores componentes móveis e maior simplicidade no funcionamento, tornando-se uma alternativa interessante para o funcionamento dos motores. O motor de ignição espontânea ou de ignição por compressão foi desenvolvido a priori por Rudolf Christian Karl Diesel em 1892, sendo eles conhecidos por sua maior robustez e maior quantidade de energia entregue quando comparado aos motores Otto. Na Figura 1.2 nota-se os manuscritos de Rudolf Diesel quando na idealização de seu modelo que é o fundamento da grande parte dos motores utilizados ainda nos dias de hoje.

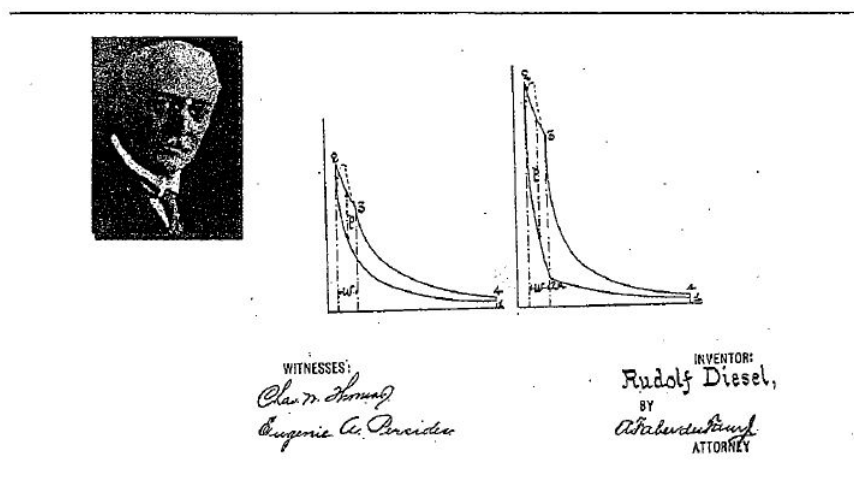


Figura 1.2: Rudolf Diesel e seus manuscritos (BRUNETTI [11]).

A turbina a gás, também classificada como um motor a combustão interna, tem seu funcionamento representado a partir do Ciclo de Brayton (1873), no entanto, seu aperfeiçoamento se deu realmente nos últimos 90 anos, com enfoque ao período da

Segunda Guerra Mundial, quando as partes ligadas a este cenário necessitaram de grandes potências com motores menos pesados, ou seja, grandes potências específicas.

Os motores rotativos de combustão interna foram inicialmente fundamentados antes de 1920, mas sua real execução ocorreu somente em 1960, quando Wankel e Froede conseguiram produzir um motor competitivo no quesito econômico e de fácil execução. A pioneira na produção deste motor, que leva o nome de seu idealizador, foi a fábrica alemã NSU, em 1963.

A partir daí os desenvolvimentos não pararam, novos ciclos de funcionamento foram idealizados e diversas aplicações puderam ser encontradas para cada tipo de motor, alguns mais focados para veículos marítimos, outros para veículos aéreos, outros para veículos terrestres.

Dessa forma, existem diversos tipos de motores a combustão interna, e eles podem ser classificados de acordo com:

1. Aplicação. Automóvel, caminhão, ônibus, locomotiva, aeronave leve, marítimo, sistema de energia portátil, gerador de energia
2. Configuração básica do motor. Motor alternativo (cilindro-pistão), motor rotativo (motor Wankel)
3. Ciclo de trabalho. Motor a 4 tempos: naturalmente aspirado, turbo alimentado. Motor a 2 tempos.
4. Localização e número das válvulas de entrada/saída.
5. Combustível. Gasolina, diesel, gás natural, GLP, etanol, hidrogênio, dual combustível.
6. Preparação da mistura e injeção. Carburador, injeção eletrônica, injeção direta no cilindro ou em pré-câmara.
7. Ignição. Ignição por centelha, ignição por compressão
8. Configuração da câmara de combustão.
9. Controle da carga. Por meio do controle da vazão de ar, da vazão de combustível, ou da combinação dos dois.
10. Arrefecimento. A água, a ar.

A partir das classificações citadas acima, nota-se o quão vasta pode ser a aplicação dos motores a combustão interna, de forma que a escolha mais apropriada para determinada situação pode providenciar vantagens e desvantagens a depender do tipo de operação. Neste trabalho, concentra-se na investigação dos efeitos da variação dos

combustíveis utilizados em um motor diesel a 4 tempos para algumas condições de operação diferentes, de forma a observar diferenças em seu funcionamento que podem trazer informações importantes quanto ao uso dos novos combustíveis renováveis que vêm surgindo.

1.2.2 O uso de energias renováveis

O interesse no uso de energias renováveis vem crescendo globalmente em resposta ao aumento de demanda por energia e proteção ambiental. As empresas que produzem energia estão procurando novas tecnologias e recursos para atender às novas regulamentações ambientais. A biomassa tem sido utilizada desde o começo da história como energia para cozinhar alimentos e aquecer espaços onde os humanos vivem e trabalham. Nos dias de hoje, a biomassa tem um papel fundamental na sociedade no que diz respeito ao consumo de energia, surgindo o termo “bioenergia”, que é a energia produzida a partir da biomassa. A bioenergia tem se mostrado uma solução promissora para os desafios ambientais recentes e um importante pivô do desenvolvimento da economia local para níveis globais (COLEMAN e STANTURF [13]; KLEINSCHMIDT [14]).

Na Figura 1.3 é apresentada a relação em porcentagem das fontes de energia utilizadas no ano de 2017 nos EUA, uma das maiores potências econômicas mundiais. Nela, pode-se notar a extrema dominância por parte do petróleo, seguida por gás natural, carvão, urânio (energia nuclear) e, finalmente, a biomassa. A participação da biomassa tende, assim como a energia solar e eólica, a crescer com o passar do tempo. No entanto, determinados tipos de energias são melhores aproveitados em locais específicos da Terra, como por exemplo a energia solar, que depende da intensidade de incidência dos raios solares sobre aquele local.

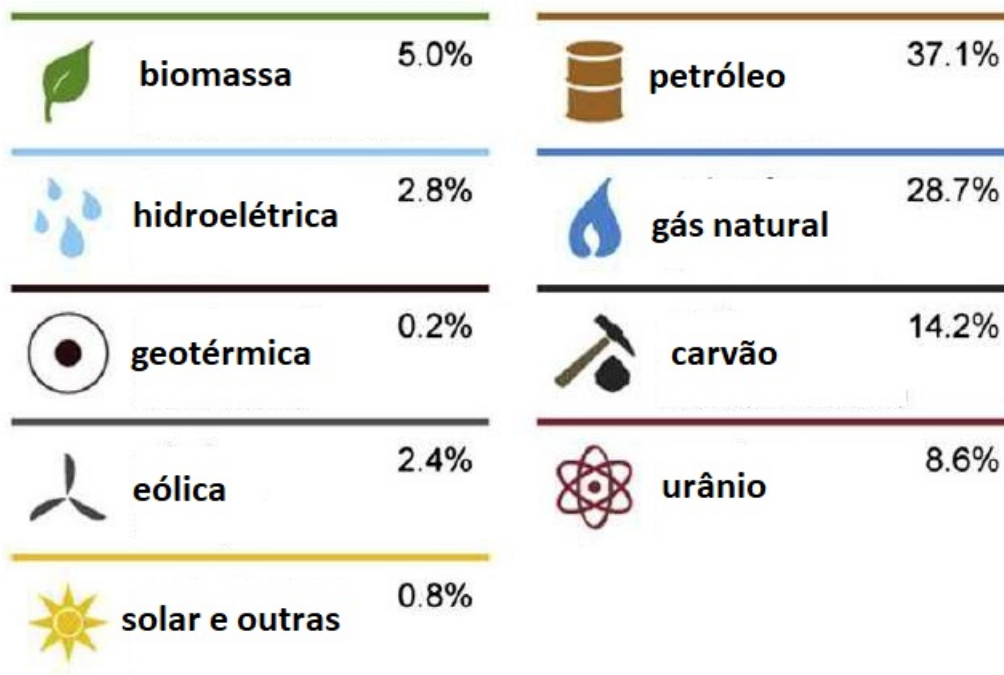


Figura 1.3: Comparação do consumo da biomassa com outros tipos de energias renováveis e não renováveis em 2017 nos EUA (Fonte: *U.S. Energy Information Administration*).

A bioenergia é uma energia renovável derivada de material biológico recentemente vivo ou da biomassa. Já as fontes de energia de carbono fóssil, como o carvão e o petróleo, não são consideradas fontes de bioenergia, uma vez que esses materiais são resultados de processos geológicos de plantas que viveram há milhares de anos atrás. Bioenergia é uma forma de energia renovável porque a energia contida na biomassa é energia proveniente do sol capturado a partir de processos naturais de fotossíntese. Sendo a quantidade de biomassa utilizada igual ou menor que a quantidade que pode ser gerada novamente, essa energia é potencialmente renovável indefinidamente. A bioenergia, sendo uma energia proveniente de material renovável, pode se apresentar na forma de energia elétrica, calor, material sólido, líquido e gases combustíveis, a depender da forma aplicada. Essas variadas formas são utilizadas na indústria, em residências e em aplicações comerciais (DAHIYA [15]).

Os biocombustíveis se referem a combustíveis que podem estar na fase sólida, líquida e gasosa. Os combustíveis sólidos são tipicamente utilizados para climatização em lugares muito frios, por meio da combustão do material. Os biocombustíveis líquidos e gasosos são recorrentemente utilizados no setor de transporte e para processos industriais. Combustíveis líquidos e gasosos podem ser produzidos por meio de fermentação, gaseificação, pirólise e torrefação. O bioetanol e o biodiesel são as mais conhecidas formas dos biocombustíveis. Biocombustíveis produzidos a partir de óleos, açúcares e amidos originários de culturas alimentares são conhecidos como

biocombustíveis de primeira geração. Os biocombustíveis de primeira geração são produzidos por meio de tecnologias relativamente simples e estabelecidas. As tecnologias de conversão ainda em desenvolvimento permitem a criação de biocombustíveis de segunda geração, também conhecidos como biocombustíveis avançados, que são produzidos a partir de culturas não alimentares, como gramíneas perenes e materiais lenhosos. Os biocombustíveis de terceira geração são produzidos a partir de algas, e vêm sendo alvo de estudo recorrente como alternativa para o futuro (GOH e LEE [16]; LEE e LAVOIE [17]).

A Figura 1.4 apresenta um quadro que esclarece o uso final mais comum para cada tipo de energia obtida a partir do uso de materiais renováveis.

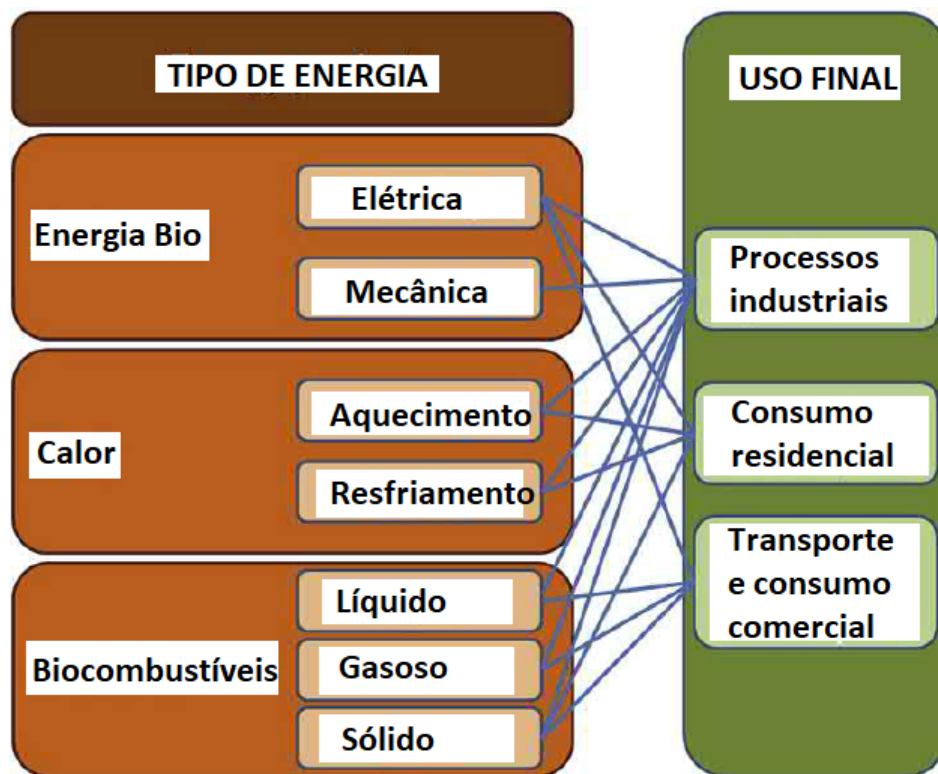


Figura 1.4: Produtos energéticos e seu uso (Adaptado de DAHIYA [15]).

Conforme apresentado na Figura 1.4, a energia proveniente de material renovável pode ser útil ao setor de transporte, onde se aplica o uso de motores a combustão interna, por meio da energia elétrica proveniente da bioenergia, e também por meio dos biocombustíveis, principalmente os líquidos e gasosos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Simular o ciclo termodinâmico de operação de um motor de ignição por compressão alimentado por um biocombustível emergente da atualidade, o HVO, e também de misturas que possuam ele em sua composição, como é o caso do Diesel R5, visando realizar análises de desempenho e emissões por meio de comparações de resultados em diferentes condições de operação e com diferentes combustíveis, ressaltando os benefícios do uso do mesmo.

1.3.2 Objetivos específicos

- Avaliar os resultados das simulações segundo uma base energética e mássica, de forma a observar condições favoráveis à utilização do biocombustível testado;
- Observar as diferenças nos diversos parâmetros de desempenho e emissões do motor testado, em comparação à utilização do diesel B10;
- Determinar o consumo específico e potência alcançada ao utilizar o HVO puro e o Diesel R5, em comparação ao diesel B10;
- Analisar a sensibilidade do modelo computacional utilizado e sua implicação nos resultados finais de desempenho e emissões.

1.4 Organização do trabalho

Neste primeiro capítulo, é feita a introdução do trabalho por meio da dissertação sobre a relevância do tema e justificativa, assim como a contextualização e uma breve perspectiva histórica que envolve temas inerentes ao seu desenvolvimento: motores a combustão interna e o uso de combustíveis renováveis. Por fim, são apresentados o objetivo geral e específicos, assim como o esclarecimento sobre o que é relatado em cada capítulo do texto.

O capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica acerca do tema em questão. Nele aponta-se sobre as pesquisas recentes relacionadas ao uso do HVO no Brasil e no exterior, ressaltando as vantagens que o mesmo apresenta frente ao diesel proveniente do petróleo e biodiesel de base éster. São apresentadas as diversas rotas tecnológicas que permitem chegar à composição química característica desse novo combustível, caracterizando cada procedimento. Nesse capítulo se encontra também as principais referências de dissertações e teses que serviram como base para o desenvolvimento deste trabalho, dispostos em uma grade ao fim do capítulo.

No capítulo 3 é apresentada a abordagem sobre o método de combustão utilizado para a obtenção dos resultados da simulação, também, como foi feita a calibração do modelo e o ajuste dos dados de todos os seus componentes, de forma a se obter o mais próximo do real, que foi validado a partir de dados experimentais adquiridos a partir das referências.

Os resultados de desempenho e emissões obtidos para o HVO e misturas contendo o mesmo são revelados e discutidos no capítulo 4, logo após a apresentação da validação realizada por meio da comparação entre os valores simulados e experimentais nas mesmas condições de operação. Após a validação, mostra-se as comparações entre resultados de desempenho e emissões para o uso do HVO e do Diesel R5, apontando as vantagens e desvantagens observadas ao utilizar essas misturas. Esse capítulo também contém uma análise da sensibilidade do modelo utilizado ao variar o início da combustão, permitindo observações interessantes a respeito do ciclo de operação do motor.

Por fim, na conclusão, relata-se a visão do autor deste trabalho a respeito dos resultados obtidos, inserindo sua opinião sobre a viabilidade inerente à utilização das duas misturas testadas, deixando como sugestões também alguns trabalhos futuros que podem ser feitos nessa área.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Biocombustíveis

A inserção dos biocombustíveis na matriz energética de diversos países pelo mundo é algo que já se encontra em vigor, dado que as autoridades governamentais aplicam leis cada vez mais severas quanto a emissões produzidas pelo uso de combustíveis de origem fóssil, como é o caso das nacionais PROCONVE e PROMOT para veículos automotores (ALMER e WINKLER [18]; CONAMA [3]; CONAMA [4]).

Entre os biocombustíveis mais conhecidos e utilizados na atualidade, estão:

- biodiesel;
- etanol;
- HVO.

O etanol é um biocombustível que já vem sendo aplicado no Brasil há um bom tempo, principalmente após o surgimento do programa governamental “PróAlcool” na década de 70, quando houve um grande incentivo do governo brasileiro para a intensificação da produção de álcool combustível como possível substituto à gasolina (DICKERSON [19]). Os resultados de sua inserção na matriz energética brasileira foram bastante satisfatórios, se tornando um dos principais combustíveis utilizados no setor do transporte, ao lado do diesel e da gasolina.

Por outro lado, tem-se o hidrogênio que tem sido utilizado muitas vezes em pequenas porcentagens misturadas com outros combustíveis, com o objetivo de se obter melhoras no desempenho e emissões (WANG *et al.* [20]). No entanto, sua produção em larga escala ainda é desafiadora, o que impossibilita sua ampla disseminação como combustível protagonista na atualidade.

Já o biodiesel pode ser proveniente do processamento de uma grande variedade de plantas cultivadas na agricultura, e tem sido alvo de estudo em várias pesquisas,

mostrando uma alta tendência a ser dominante nos próximos anos a serem caracterizados pela “transição energética”. Esse biocombustível é produzido geralmente a partir do processo de transesterificação dos óleos e gorduras vegetais e animais, que faz com que o mesmo se torne um combustível com propriedades que permitem executar funções similares ao do óleo diesel, que possui origem fóssil. Porém, há alguns impasses, como por exemplo sua alta viscosidade, que pode comprometer o prolongamento da vida útil dos motores, e também sua biodegradação, que ocorre mais rapidamente quando comparada ao diesel mineral devido à presença de oxigênio em sua composição química, que pode provocar problemas em seu armazenamento e assim necessitar da adoção de novas estratégias para contornar tais problemas e viabilizar seu uso (A. C. G. MANTOVANI *et al.* [21]).

O HVO, por sua vez, além de também poder ser proveniente de óleos e gorduras vegetais e animais, tem se apresentado como um combustível promissor por possuir características de combustão muito boas, como alto valor de cetanagem, e também por ter apresentado na maioria dos testes feitos encontrados na literatura um baixo valor de emissões de gases nocivos aos seres humanos (AATOLA *et al.* [22]). No entanto, uma das rotas tecnológicas para sua produção diz respeito ao processo de hidrotratamento em um óleo e/ou gordura animal e vegetal, que é bastante sofisticado e que envolve um elevado investimento (SIMÁCEK *et al.* [23]). A Figura 2.1 apresenta o meio mais tradicional para a obtenção do HVO, de uma forma simplificada.

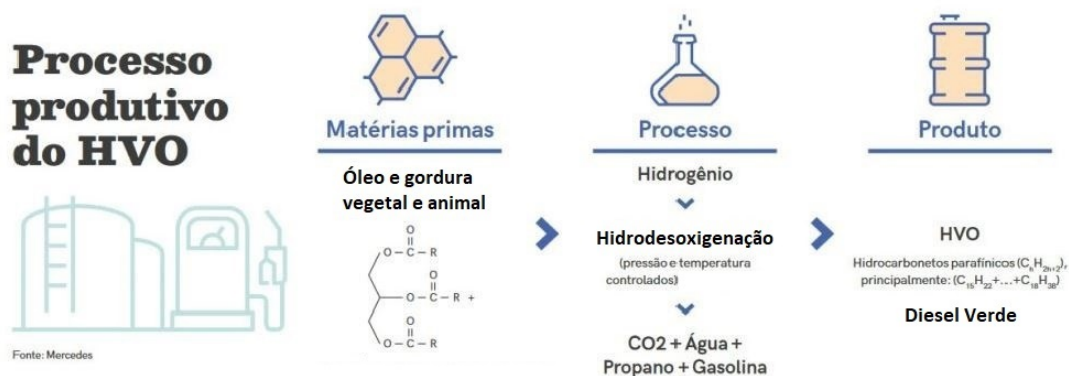


Figura 2.1: Processo produtivo tradicional do HVO.

Conforme visto na imagem da Figura 2.1, o processo mais conhecido e utilizado consiste basicamente em 3 partes, partindo da matéria-prima, que pode ser óleo e gordura vegetal e animal, faz-se o processo de hidrogenização, ou hidrotratamento, obtendo-se hidrocarbonetos predominantemente parafínicos e, em paralelo, CO₂, água, propano e gasolina. No entanto, como citado anteriormente, essa é apenas uma rota utilizada para a obtenção dos hidrocarbonetos parafínicos, também existem

outras que podem se adequar melhor à cadeia produtiva praticada em cada localidade. Vale ressaltar que a grande variedade de matérias-primas que podem ser utilizadas é um fator crucial para essa nova aplicação de biocombustível, uma vez que uma parte considerável dessa matéria-prima que pode ser utilizada não compete com a produção de alimentos.

A PETROBRAS, na vanguarda da aplicação deste “novo diesel renovável”, confirma que os benefícios apresentados pelo mesmo são claros, e que o mesmo pode atuar firmemente, junto ao biodiesel a base éster, como um dos combustíveis presentes na composição do diesel vendido nos postos. Na Figura 2.2 pode-se ver como isso funcionaria, a partir de uma mistura ternária entre o diesel, biodiesel e o HVO, aliviando a alta demanda pela produção do biodiesel que deveria compor a mistura (PETROBRAS [24]).

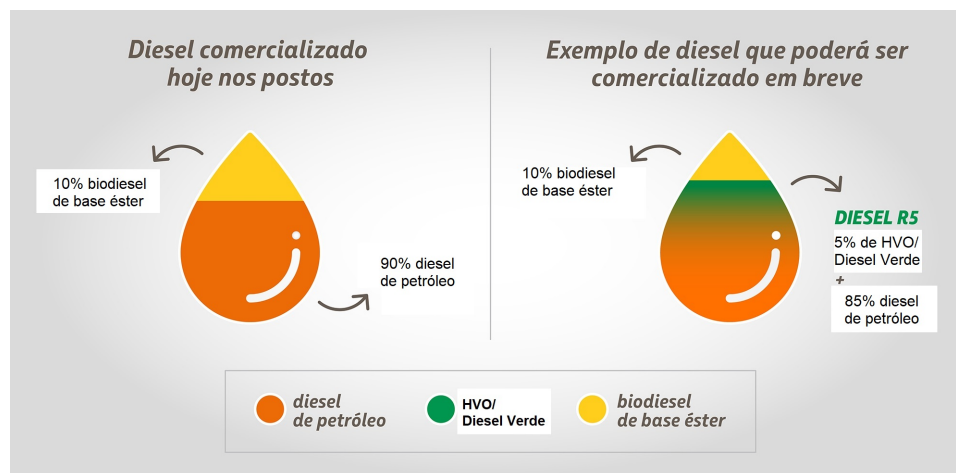


Figura 2.2: Nova possível composição para o diesel vendido nos postos (adaptado de PETROBRAS [24]).

A proposta apresentada na Figura 2.2 é apenas um exemplo razoável da inserção de novos biocombustíveis na composição do diesel vendido nos postos. A intenção é que haja um aumento gradual, ano após ano, da parcela de participação dos biocombustíveis nas composições dos combustíveis vendidos nos postos, assim como ocorreu anteriormente entre o etanol anidro e a gasolina pura (tipo A), que hoje apresenta cerca de 27% de etanol anidro misturado à gasolina.

2.2 HVO

Diversos pesquisadores ao redor do mundo têm estudado o uso do HVO em motores, apontando resultados que, na grande parte das vezes, mostram benefícios em relação ao uso do HVO quando compara-se ao diesel de petróleo e biodiesel. HARTIKKA *et al.* [25] fizeram um compilado de várias pesquisas que já apresentavam

resultados técnicos bastante satisfatórios quanto ao uso do HVO como combustível em veículos movidos a diesel. Foram comparadas não só as propriedades do combustível, mas também as emissões e o comportamento do motor ao operar com o HVO e com o diesel. Foi constatado em todas essas pesquisas que o HVO apresenta um número elevado de cetanagem quando comparado ao do diesel mineral, menor densidade, boa lubrificidade quando misturado aos aditivos adequados, boa compatibilidade com os materiais, similar ao diesel fóssil, e boas propriedades à frio independentemente da matéria-prima de origem utilizada para sua produção. Também foi constatado que esse combustível é capaz de reduzir significativamente as emissões regulamentadas e não regulamentadas, além dos gases de efeito estufa, e que apresenta vantagem aos sistemas de pós-tratamento das emissões.

AATOLA *et al.* [22], realizaram uma investigação sobre os resultados do uso desse combustível em motores a partir de uma mistura contendo HVO e diesel de petróleo. Segundo eles, o hidrotreatamento de óleos e gorduras vegetais e animais é um processo produtivo alternativo ao de transesterificação, praticado para a produção do diesel originado de matéria-prima renovável. Os produtos que passam pelo processo de hidrotreatamento também podem ser chamados de combustível diesel renovável. Ainda segundo AATOLA *et al.* [22], o HVO não apresenta problemas aos motores conforme ocorre com o biodiesel de base éster, como por exemplo: aumento da emissão de NOx na realização da combustão, formação de depósitos nos cilindros, problemas de estabilidade no armazenamento, envelhecimento mais rápido do óleo do motor ou más propriedades à frio. O HVO é formado por hidrocarbonetos predominantemente parafínicos de cadeia linear livres de aromáticos, oxigênio e enxofre, além de possuir um alto índice de cetano.

Em sua pesquisa, AATOLA *et al.* [22] analisaram o consumo energético alcançado ao utilizar o HVO puro e em mistura ao diesel de petróleo, além das emissões de NOx e particulados. Para isso foram testados diferentes tempos de injeção do combustível em um motor diesel turboalimentado utilizado em veículos pesados que possui o tipo “*common rail*” como forma de distribuição do combustível para os cilindros. Os combustíveis testados foram o diesel de petróleo isento de enxofre, HVO puro, e uma mistura de 30% de HVO e 70% de diesel de petróleo. O estudo mostrou que há um relevante potencial para otimização das configurações do motor junto à modificação da composição do combustível, análogo ao que ocorre em motores do tipo Otto que adéquam sua operação de acordo com a porcentagem de etanol e gasolina presentes no tanque. Assim, esses estudos mostraram que o HVO pode ser utilizado em sistemas de motor a diesel para reduzir as emissões de poluentes (Figura 2.3) em veículos como ônibus urbanos, equipamentos utilizados em obras e para os grandes veículos fora de estrada utilizados na mineração.

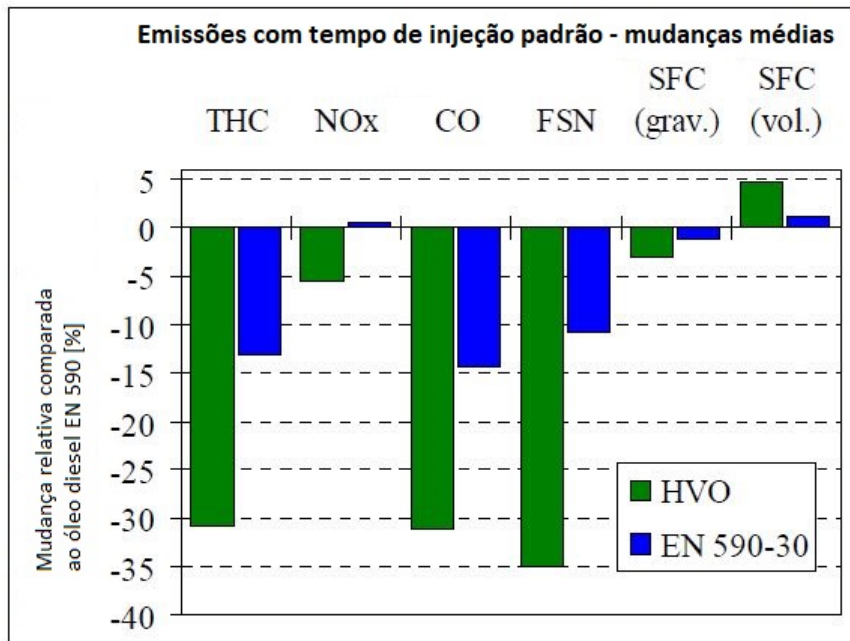


Figura 2.3: Emissões do HVO comparado ao diesel de petróleo da Europa (AATOLA *et al.* [22]).

Na Tabela 2.1 são apresentadas algumas das propriedades associadas ao HVO que foram comparadas às do diesel padrão europeu, além de uma mistura de 70% do diesel com 30% (v/v) de HVO. Nesta tabela pode-se notar o alto valor de cetanagem apresentado por este combustível e a ausência de oxigênio em sua composição, além da baixa presença de enxofre e maior Poder Calorífico Inferior (PCI) comparado aos outros dois, sendo pontos destacáveis.

Tabela 2.1: Propriedades do HVO (Adaptado de AATOLA *et al.* [22]).

Quantidade	Unit	EN 590	HVO	EN 590-30
EN 590 diesel	vol-%	100	0	70
HVO	vol-%	0	100	30
Carbono	wt-%	85.9	84.8	85.8
Hidrogênio	wt-%	13.5	15.2	14.0
Razão C/H		6.4	5.6	6.1
Enxofre	mg/kg	5	<3	3
Nitrogênio	mg/kg	28	1.5	20
Total de aromáticos	wt-%	18.9	0.2	13.6 ⁽²⁾
Monoaromático	wt-%	17.2	<0.2	12.4 ⁽²⁾
Diaromáticos	wt-%	1.5	<0.1	1.1 ⁽²⁾
Triaromáticos	wt-%	0.20	<0.10	0.17 ⁽²⁾
Poliaromáticos	wt-%	1.6	<0.1	1.2 ⁽²⁾
Parafinas	wt-%	29	100	49 ⁽²⁾
Naftênicos	wt-%	52	0	37 ⁽²⁾
Teor de cinzas	wt-%	<0.001	<0.001	<0.001 ⁽²⁾
Água	mg/kg	20	7	18
Massa específica (15°C)	kg/m ³	843.0	779.7	824.0
Ponto de fulgor	°C	68	99	74
Ponto de névoa	°C	-5	7 ⁽⁴⁾	-6
Viscosidade (40°C)	mm ² /s	3.208	3.087	3.165
Lubricidade (HFRR)	µm	324	360	300
Poder Calorífico Sup.	MJ/kg	45.99	47.27	46.35 ⁽²⁾
Poder Calorífico Inf.	MJ/kg	43.13	44.04	43.38 ⁽²⁾
	MJ/l	36.35	34.34	35.75 ⁽²⁾
Cetanagem		54.6	>70	>65
Cetanagem (IQT)		57	95	71.9
Índice de cetano		52.1	>56.5	>56.5
Destilação				
5 vol-%	°C	206	269	219
50 vol-%	°C	282	286	285
90 vol-%	°C	343	298	332
95 vol-%	°C	358	302	352
Ponto de ebulição fin.	°C	363	313	358

Os gráficos da Figura 2.4 apresentam comparações de valores de consumo específico de combustível (CEC ou SFC) obtidos em experimentos para diversas condições de operação (AATOLA *et al.* [22]). Todos os resultados apontam o HVO puro como o que apresenta menor consumo específico, mesmo sendo o que possui a menor densidade dentre os três.

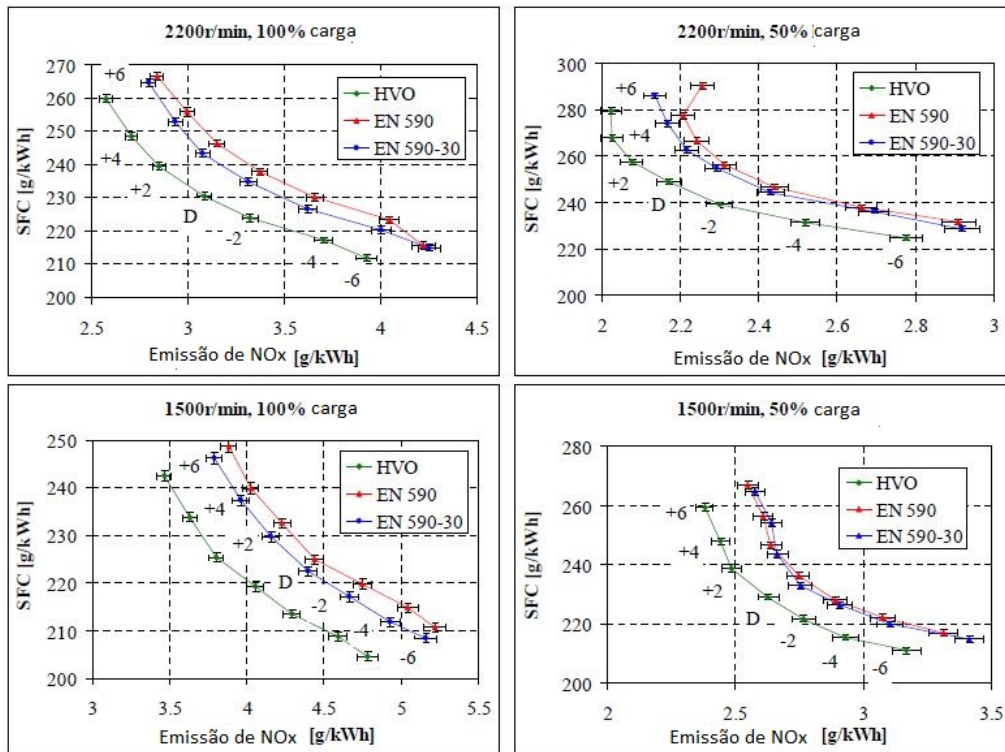


Figura 2.4: Comparação de resultados experimentais com HVO e outros combustíveis (AATOLA *et al.* [22]).

Diferente do biodiesel, que atualmente compõe em 10% (v/v) o diesel vendido nos postos do Brasil, o HVO não apresenta problemas de entupimento das vias do motor, além de não sofrer com a rápida biodegradação recorrente no biodiesel durante a estocagem, isso porque esse combustível apresenta propriedades químicas similares às do diesel de petróleo. Sendo assim, o HVO tem sido admitido como mais um dos biocombustíveis a ser inserido na matriz energética, de forma que possa atender de forma parcial ou completa, juntamente com o biodiesel, às altas demandas energéticas que estão por vir.

DIMITRIADIS *et al.* [26] investigaram o combustível HVO e seus efeitos nas emissões de um carro de passeio com motor diesel em estado de operação de regime permanente. Em seu trabalho, assim como o ocorrido no de AATOLA *et al.* [22], é confirmado que a otimização do veículo para um combustível “premium” como o HVO pode trazer ainda mais benefícios em sua utilização, isso porque apesar de sua extrema similaridade ao diesel de origem fóssil, ele apresenta uma mínima diferença em sua composição, fazendo com que a configuração de funcionamento do motor para o combustível diesel convencional possa não aproveitar da melhor forma todos os seus benefícios proporcionados. Dessa forma, ajustando-se um certo número de parâmetros do motor, se não sua completa recalibração, poder-se-á permitir uma ótima exploração do potencial de redução de emissões e de consumo energético. O trabalho também estendeu-se para a investigação das propriedades de exaustão do

motor ao alterar o momento de injeção do combustível e a taxa de recirculação dos gases por meio do uso do EGR (*Exhaust Gas Recirculation*). As emissões investigadas em seu estudo levaram a números para óxidos de nitrogênio (NO_x), fuligem, monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂) e hidrocarbonetos não queimados (HC ou THC), e foi constatado, logo no início dos testes para a configuração padrão de momento de injeção e EGR, que houve uma redução considerável de todos os poluentes mencionados, e que o ajuste correto do tempo de injeção e do EGR podem auxiliar ainda mais a aumentar as diferenças frente à utilização do diesel convencional. A Figura 2.5 mostra alguns dos resultados encontrados nesse trabalho e reforçam aqueles também observados por AATOLA *et al.* [22].

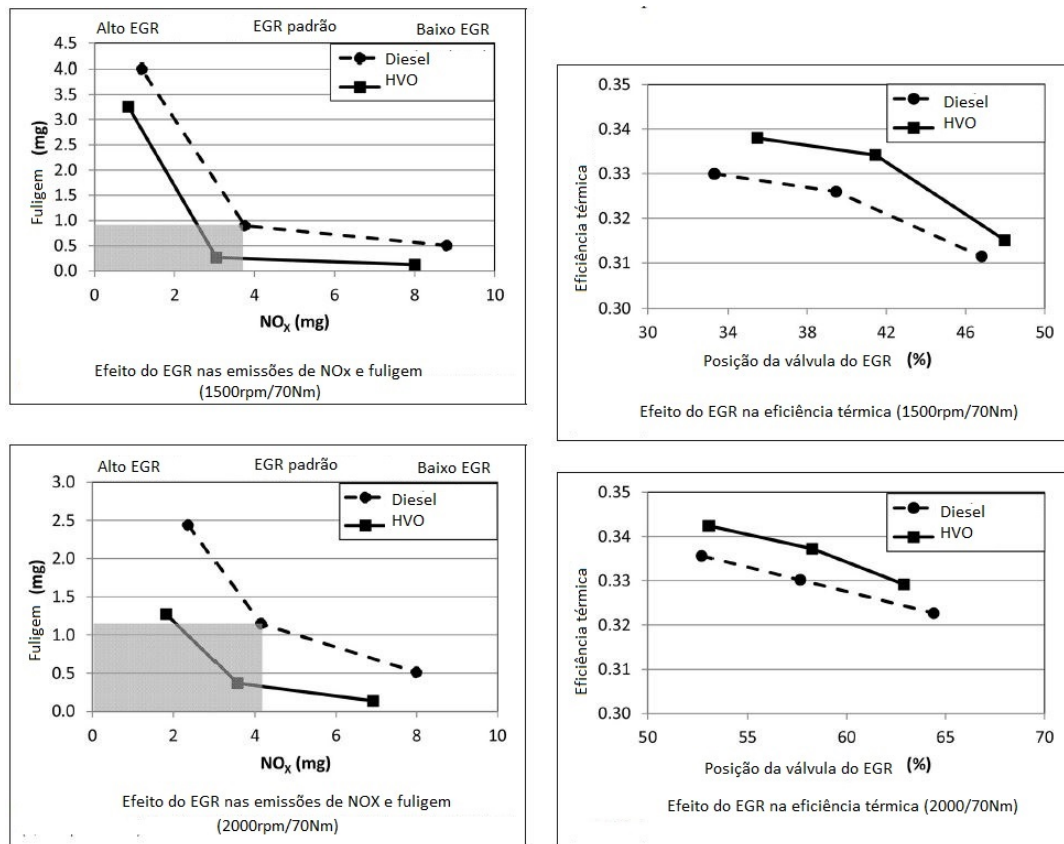


Figura 2.5: Resultados favoráveis ao uso do HVO encontrados por DIMITRIADIS *et al.* [26].

SUAREZ-BERTOIA *et al.* [27] analisaram o impacto ao utilizar misturas de HVO em veículos de passeio modernos que possuem motores diesel em modos de operação cotidianas. Para isso, foram utilizados dois motores diferentes, um deles equipado com um sistema SCR para tratamento dos gases de exaustão, e o outro contendo o sistema LNT. Os combustíveis testados foram diesel B7 (7% de biodiesel e o restante diesel de petróleo), diesel puro, 7% de HVO e o restante de diesel de petróleo, 30% de HVO e 100% de HVO. Os resultados mostraram, conforme observado na

Figura 2.6, que houve um aumento considerável nas emissões ao realizar os testes à frio na temperatura de -7°C , e também que houve uma redução na emissão de dióxido de carbono (CO_2) ao operar com o HVO puro comparando-se com todas as outras misturas testadas, indicando assim uma melhora nas emissões ao operar com 100% deste combustível. Tal feito também pode ser notado a partir do gráfico de hidrocarbonetos não queimados (THC), que apresenta valores menores para o caso da utilização do HVO puro.

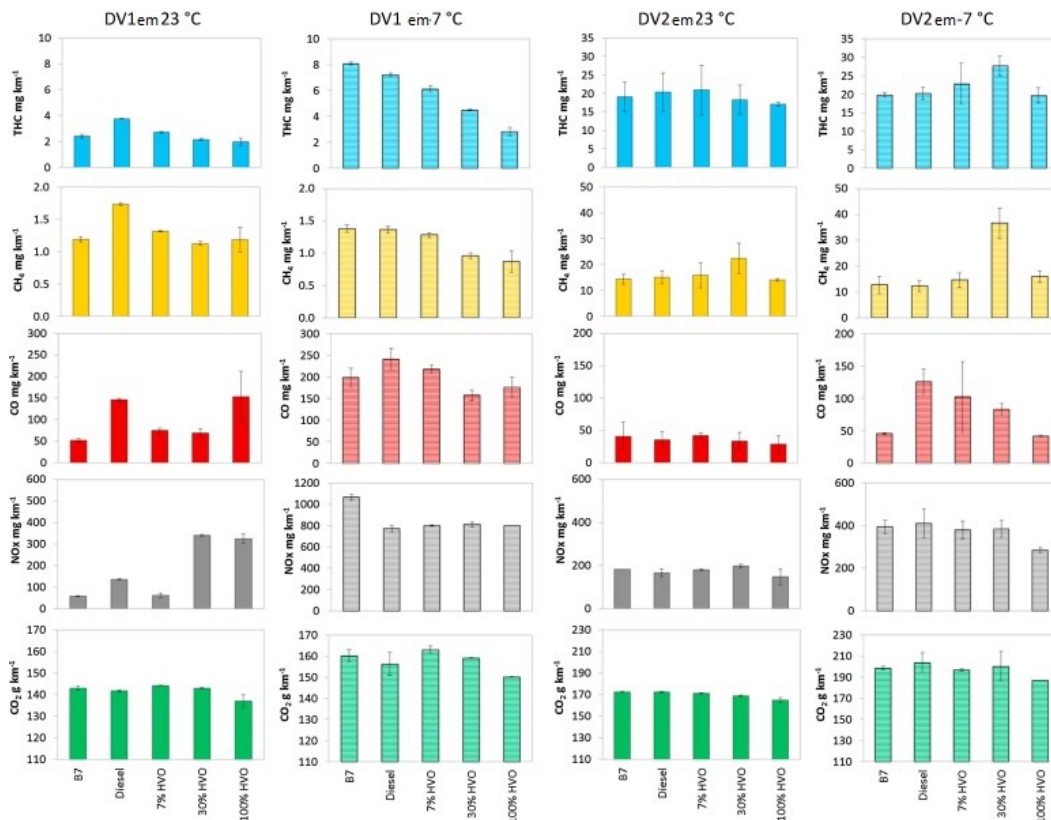


Figura 2.6: Resultados encontrados por SUAREZ-BERTOIA *et al.* [27] utilizando o HVO e outros combustíveis para diferentes configurações de motores (DV1 e DV2).

SIMÁCEK *et al.* [28] investigaram o impacto do uso do HVO e do biodiesel nas propriedades de misturas contendo óleo diesel mineral. Para isso, foram comparadas as propriedades físico-químicas para os três tipos de combustível a partir de duas amostras do HVO utilizado comercialmente que possuíam diferentes propriedades à baixa temperatura, e uma amostra do convencional biodiesel, também conhecido como éster metílico de ácido graxo (FAME). Um tipo de amostra de HVO e a outra do FAME foram misturadas ao diesel mineral para formar duas séries diferentes de misturas. Uma delas representou as misturas de combustível contendo-se 7%, 20%, 30%, e 50% do volume de HVO, e o restante de diesel mineral. O mesmo foi feito para o FAME. Dessa forma, todas as misturas devidamente preparadas e os combustíveis puros foram testados e analisados. Na Tabela 2.2 tem-se formulada a comparação

das propriedades físico-químicas dessas misturas analisadas nessa pesquisa para duas amostras de HVO (designadas por HVO 1 e HVO 2) que são bastante similares entre si, possuindo mínimas diferenças, conforme notado na tabela apresentada. Tais resultados estão de acordo com aqueles observados também no trabalho de AATOLA *et al.* [22].

Tabela 2.2: Resultados encontrados por SIMÁCEK *et al.* [28].

Parâmetro	HVO 1	HVO 2	FAME	Diesel	EN 590
Massa específica a 15°C [kgm ⁻³]	778.6	778.6	882.6	833.5	820-845
Viscosidade a 40°C [mm ² s ⁻¹]	2.97	2.89	4.55	2.66	2.00-4.50
Destilação					
em 250°C recuperou [vol.%]	4.8	7.3	<0.1	39.7	max. 65
em 350°C recuperou [vol.%]	97.8 ^a	97.8	91.9	94.7	min. 85
95 Vol.% recuperado em [°C]	296	295	354	351	max. 360
Ponto de fulgor [°C]	75	83	170	60	min. 55
Índice de Cetano	95	93	59	52	min. 46
Enxofre [mgkg ⁻¹]	<2	<2	4	8	max. 10
Nitrogênio [mgkg ⁻¹]	2	2	8	34	-
Poliaromáticos [% mass]	<0.1	<0.1	<0.1	2.9	max. 9
Total de aromáticos [% mass]	0.2	0.2	<0.1	25.0	-
Propriedades à temp. baixa					
Ponto de névoa [°C]	-19	-34	-5	-7	-
CFPP [°C]	-23	-38	-26	-24	max. -20 ^b
Ponto de fluidez [°C]	-53	<-60	-30	-30	-

^a: O ponto final de temperatura é 300-310°C

^b: Combustível diesel de classe F

Também foi constatado nessa pesquisa que o HVO é um excelente biocombustível destinado para combustão em veículos a diesel modernos, pois em contraste com o biodiesel, os hidrocarbonetos de natureza saturada do HVO provocam uma oxidação na câmara com maior estabilidade e alto poder calorífico. Outra conclusão a que chegou-se foi sobre a possibilidade de se misturar uma grande quantidade de HVO ao diesel mineral, devido a suas características que o classificam como um “combustível premium”. O único impasse para a utilização completa do HVO de acordo com as regulamentações atuais é sobre o limite mínimo de massa específica do combustível, que é atingido ao ter uma mistura com o HVO em cerca de 30% junto a 70% de diesel mineral. No entanto, o menor valor de massa específica foi a única desvantagem vista para o uso do HVO, pois vai de encontro ao limite mínimo apontado nas regulamentações. Todos os outros parâmetros são melhorados com o aumento da composição do HVO na mistura. Ademais, cabe ressaltar que esse resultado é

específico para a composição do HVO testado, pois este valor pode mudar a depender do maior número de átomos de carbono nos hidrocarbonetos produzidos.

Considerando-se todo o contexto de produção e uso dos combustíveis, SIMÁČEK *et al.* [28] ainda ressaltam que o biodiesel e o HVO possuem diversos prós e contras entre si e com o diesel mineral, e que é de suma importância fazer as devidas considerações tecnológicas, técnicas, econômicas, de qualidade do produto, ambientais, sociais, toxicológicas e de questão de risco à saúde humana relacionadas à sua produção e uso no local onde se aplica. Isso porque ambos os produtos (biodiesel e HVO) possuem certa desvantagem no quesito custo de produção comparando-se com o diesel fóssil, necessitando-se ainda, de uma solução viável que oriente esta produção a um baixo custo e que priorize o uso de matérias-primas que não competem com a utilização para alimentos, por exemplo utilizando-se mais resíduos e gorduras e óleos já usados. Também, pode-se atingir uma melhor viabilidade ao trabalhar com tecnologias de produção mais avançadas com custo geral de produção menor, aumento do uso dos subprodutos e melhora do rendimento do produto e economia de escala.

HUNICZ *et al.* [29] também fizeram estudos comparativos da combustão e emissões apresentadas por um motor a diesel alimentado por biodiesel e HVO, assim como o investigado por SIMÁČEK *et al.* [28]. No entanto, diferentemente da referência anterior vista, eles investigaram os efeitos em um motor monocilíndrico contemporâneo de ignição por compressão, alimentado com diesel, biodiesel e HVO. Segundo eles, esses dois biocombustíveis analisados na pesquisa possuem um papel cada vez maior na participação do suprimento para a rede automotiva, mas também apresentam importantes diferenças em propriedades físicas e de auto-ignição. O HVO possui baixa viscosidade e alto número de cetanos, enquanto que o biodiesel, apesar de também possuir elevada cetanagem, apresenta altos valores de viscosidade, o que pode vir a ser um problema na operação do motor. Tais parâmetros interferem significativamente nas misturas formadas no interior do motor e em seu posterior processo de combustão realizado. Dessa forma, caso seja aplicada uma mesma configuração do motor para todos os combustíveis testados, pode-se ter como resultado uma operação ruim, com baixa performance, e até um excesso das emissões para determinada situação. Na Tabela 2.3 observa-se os valores das propriedades físicas avaliadas para os combustíveis utilizados nessa pesquisa, de onde nota-se a similaridade com o que foi visto anteriormente por AATOLA *et al.* [22], com destaque para os valores de massa específica, viscosidade, PCI, número de cetanos e enxofre em sua composição.

Tabela 2.3: Propriedades dos combustíveis utilizados por HUNICZ *et al.* [29].

Parâmetro	Unit	DF	FAME	HVO
Massa específica @ 15°C	g/ml	0.837	0.882	0.764
Viscosidade @ 40°C	mm ² /s	2.94	4.43	2.88
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg	42.8	38.3	43.7
Ar/Combustível estequiométrico	kg/kg	14.73	13.7	15.14
Número de Cetano (NC)	–	54.1	55.2	74.5
CFPP	°C	–22	–11	–44
Ponto de fulgor	°C	70.5	165	66.3
Lubricidade @ 60°C	µm	406	190	344
Razão C/H	kg/kg	6.4	7.7	5.5
Teor de enxofre	mg/kg	6.1	1	< 1
Teor de cinzas	%wt.	0.014	0.01	0.002

Como método de investigação desse problema foi utilizado como estratégia a alteração nos valores de pressão de injeção do combustível e na separação da injeção em partes. Foi observado que a utilização dos biocombustíveis é mais vantajosa quando pressões de injeção mais baixas do que o óleo diesel são utilizadas, de forma a se obter melhora em praticamente todos os indicadores de emissão em relação ao diesel mineral. Também foi notado que a redução da pressão de injeção de 80 MPa para 60 MPa para o biodiesel em baixa carga do motor resultou em uma melhor eficiência térmica do motor em 1%, devido à redução das perdas parasitas no sistema de distribuição *common rail* que compõe esse motor. A Figura 2.7 apresenta quatro gráficos contendo os resultados para algumas emissões para três pressões de injeção diferentes para os três combustíveis analisados, óleo diesel, biodiesel e HVO.

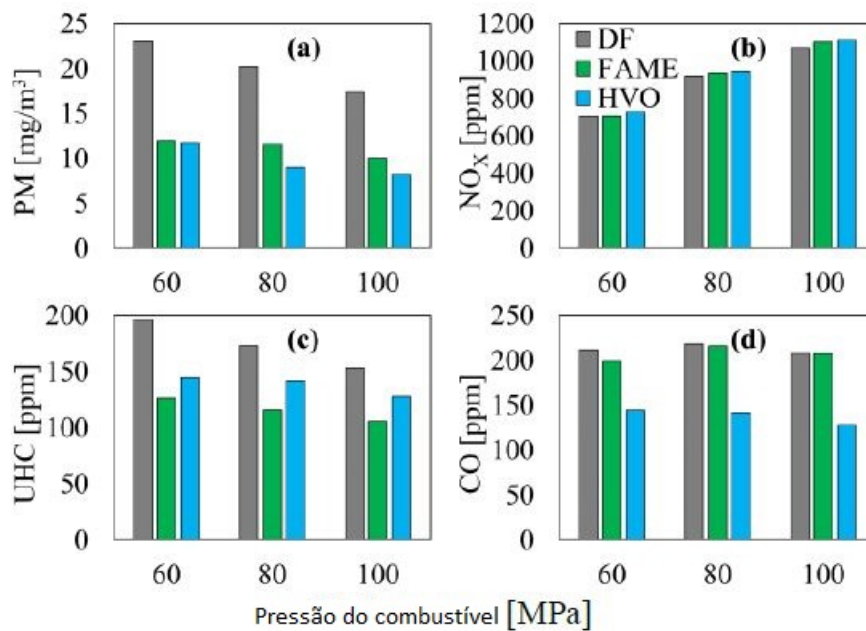


Figura 2.7: Resultados encontrados por HUNICZ *et al.* [29].

CHIAVOLA e RECCO [30] conduziram uma pesquisa experimental com o intuito de observar o impacto das misturas de biodiesel obtido a partir de resíduos de óleo de cozinha e do HVO nas emissões de um motor moderno, leve e compacto que é muito utilizado nas vias urbanas. Duas misturas diferentes, com 20% e 40% do volume dos combustíveis de análise foram testadas e os resultados foram comparados com aqueles obtidos quando o motor operava com o óleo combustível de baixo enxofre misturado com 15% do volume de HVO. Tais resultados confirmaram que a mistura do HVO com o óleo diesel melhorou as emissões de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos não queimados em comparação ao óleo diesel puro. Também foi notada uma redução nos diâmetros do material particulado tanto para a utilização do diesel mineral misturado com HVO quanto da mistura com o biodiesel originado de resíduos de óleo de cozinha. Quanto ao NOx, notou-se um crescimento moderado de sua emissão quando o motor operou com misturas com HVO. Na Figura 2.8 tem-se o gráfico de pressão para a operação de cada combustível testado. Nota-se valores maiores para os combustíveis que possuem mistura do biodiesel e do HVO, tendo, como consequência, valores maiores nas emissões de NOx (Figura 2.9), que estão diretamente ligadas à temperatura e pressão atingidas no momento da combustão.

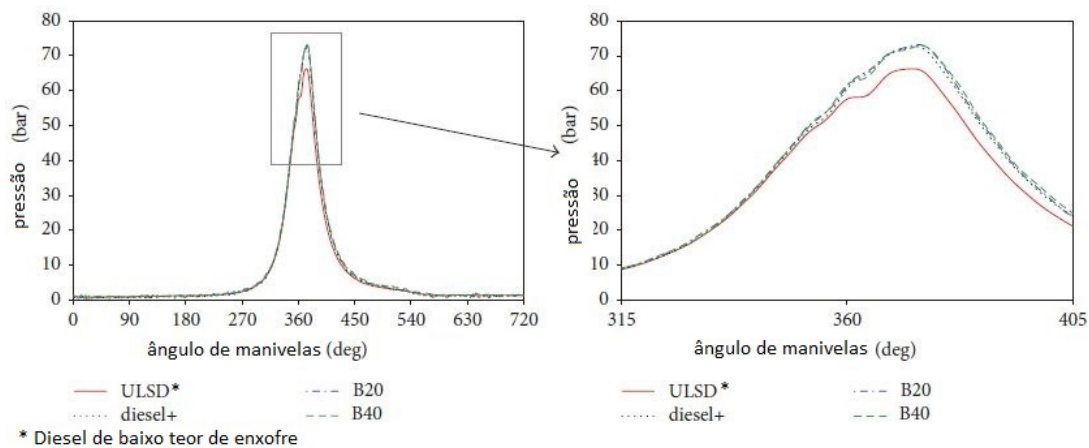


Figura 2.8: Resultados de pressão no interior do cilindro encontrados por CHIAVOLA e RECCO [30].

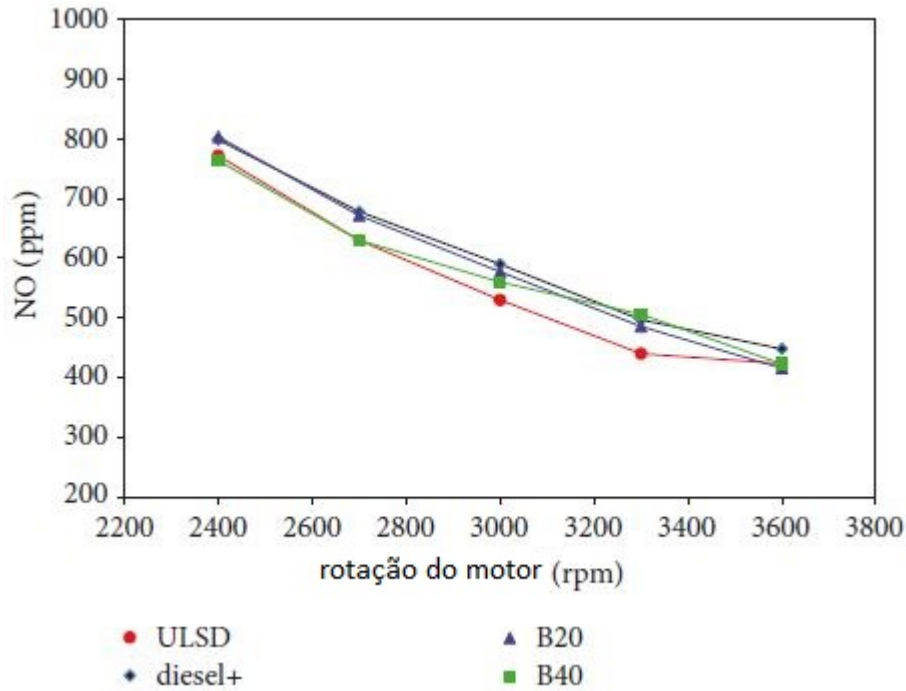


Figura 2.9: Emissões de NO encontradas por CHIAVOLA e RECCO [30].

RIMKUZ *et al.* [31] pesquisaram sobre os parâmetros de combustão, energia e emissões referentes a várias misturas entre HVO e óleo diesel utilizando-se como auxílio o software de simulação termodinâmica ©AVL BOOST. A análise de consumo específico do combustível apresentou resultados esperados, dado que a massa específica do HVO é inferior à do óleo diesel, de forma que os resultados apontaram um consumo específico mássico inferior em 4% ao se utilizar o HVO, e um consumo específico volumétrico superior em 6%. Além disso, a eficiência térmica do motor melhorou em cerca de 0.5-1.4% com esse combustível. Foi observada também uma redução considerável na fumaça emitida ao operar majoritariamente com o combustível HVO, conforme pode ser visto na Figura 2.10.

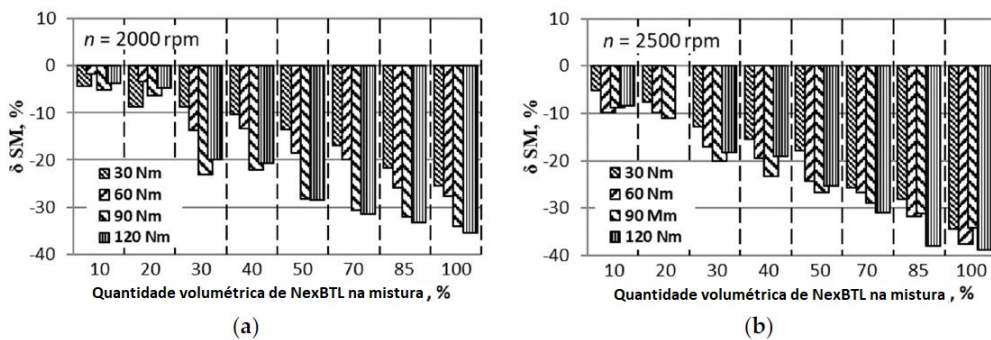
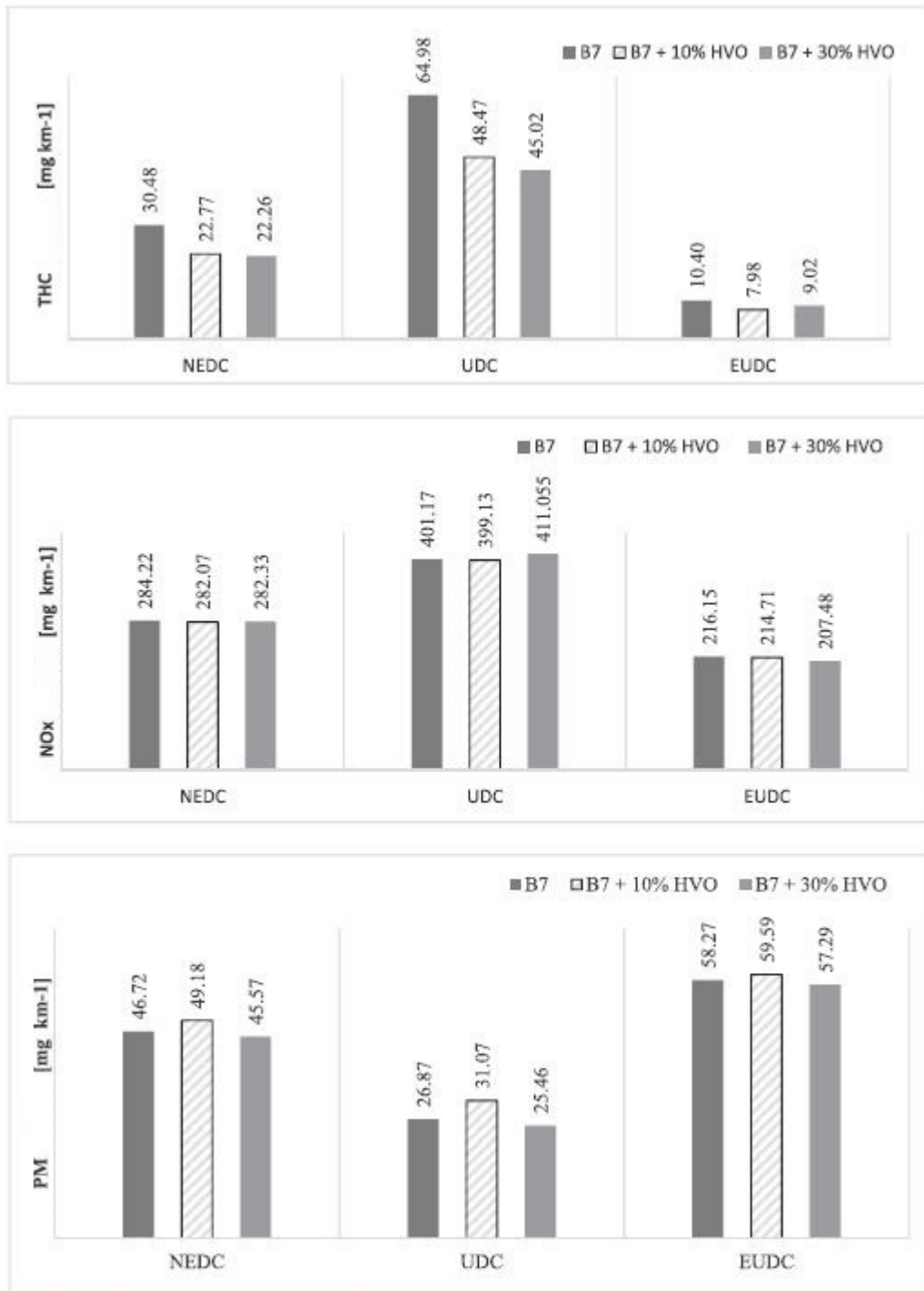


Figura 2.10: Emissão de fumaça para misturas com o HVO encontradas por RIMKUZ *et al.* [31].

DOBRZYNSKA *et al.* [32] analisaram as emissões de motores a diesel alimentados por diferentes tipos de misturas contendo adições de nanomodificadores e de HVO. Segundo eles, as emissões provenientes dos veículos a diesel têm um significativo impacto na atmosfera, contribuindo com a poluição do ar, *smog* e o aquecimento global, ou seja, a exaustão decorrente dos veículos a diesel é perigosa para a saúde dos humanos que habitam os locais onde trafegam esses veículos. Muitas vezes, nos anos anteriores, foram analisadas modificações dos motores utilizados nesses veículos e até mesmo o melhor sistema de pós-tratamento das emissões, de forma a se obter uma redução significativa das emissões. No entanto, a melhor solução pode ser também ligada à modificação do combustível, alcançando uma melhor eficiência do motor e reduzindo as emissões. Nessa pesquisa foram analisados três diferentes aditivos a serem diluídos no diesel, sendo um deles o HVO e os outros dois aditivos comerciais que continham nanopartículas de dióxido de cério e ferroceno. Assim, as emissões analisadas foram aquelas que são regulamentadas, ou seja, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, hidrocarbonetos não queimados e material particulado. Os resultados mostraram que a aplicação tanto do HVO quanto dos nanomodificadores pode alcançar uma redução considerável de monóxido de carbono (cerca de 52%) e de hidrocarbonetos não queimados (cerca de 47%) tendo-se como base de comparação o diesel B7. Foi notado que a adição de apenas 30% de HVO à mistura com B7 já proporciona consideráveis reduções na emissão.

Na Figura 2.11 são apresentados os resultados encontrados para hidrocarbonetos não queimados, NOx e emissão de particulados em três situações de teste diferentes utilizando-se o motor alimentado com B7, B7 + 10% HVO e B7 + 30% de HVO. Os resultados apontam claramente a redução que a mistura que contém maior quantidade de HVO proporciona, principalmente no caso de hidrocarbonetos não queimados. Vale observar o aumento no material particulado observado na mistura B7 + 10% HVO, indicando a possível alteração das configurações do motor para melhor performance e emissões para este caso.



NEDC: Novo ciclo de condução europeu
 UDC: Ciclo de condução urbano
 EUDC: Ciclo de condução extra urbano

Figura 2.11: Emissões encontradas por DOBRZYNSKA *et al.* [32] (adaptado).

2.3 Desenvolvimento da operação dos MCIs

Conforme visto no Capítulo 1, os MCIs surgiram já há um bom tempo, tendo um grande avanço principalmente durante o processo de Revolução Industrial no século XVIII, e vêm perdurando até os dias de hoje. Dessa forma, diversas técnicas vêm sendo estudadas com o intuito de aprimorar seu funcionamento e proporcionar um melhor desempenho e menor poluição ao meio ambiente. Nessa área, HEYWOOD [9] aborda em sua obra de uma forma bem detalhada os diversos componentes de um MCI, os ciclos termodinâmicos, combustíveis, dispositivos e sensores, simulações computacionais, entre outros.

Atualmente, muitos pesquisadores vêm estudando e realizando projetos que possuem um compromisso sério com a sociedade no quesito sustentabilidade, dado que as leis estão cada vez mais severas, e acabam por pressionar cada vez mais o uso de fontes renováveis. Diversos desses estudos têm como intuito viabilizar o uso de biocombustíveis em MCI, de forma a eliminar cada vez mais a utilização dos combustíveis minerais.

MELO *et al.* [33] fizeram experimentos com um motor flex 1.4L operando com diversas composições diferentes de gasolina tipo C e etanol hidratado, identificando certos padrões de aumento de emissões de alguns poluentes à medida em que se adicionava etanol hidratado na composição. Também observaram nesse estudo a obtenção de uma melhor eficiência para misturas contendo parcelas menores do biocombustível, levantando a necessidade de mais experimentos para investigação do comportamento do motor para misturas intermediárias com a gasolina.

Um exemplo de problema que pode ocorrer em determinadas situações durante o funcionamento de um MCI é a detonação (em inglês, *engine knocking*), de forma a comprometer bastante sua vida útil e funcionamento. TOUGRI *et al.* [34] estimaram este fenômeno a partir de bases teóricas e verificaram os resultados com experimentos em um motor flex operando com uma mistura entre gasolina e etanol anidro.

ABIKUSNA *et al.* [35] fizeram um estudo de como se dá a combustão de um MCI ao se utilizar misturas de gasolina com o bioetanol, percebendo que em determinadas situações algumas misturas que possuem bioetanol em sua composição apresentam um desempenho melhor com relação ao uso puro da gasolina. Além disso, fez-se também a análise da estabilidade da combustão ciclo-a-ciclo para os diversos tipos diferentes de misturas, chegando-se a resultados favoráveis ao uso do biocombustível para algumas situações.

JACOB e ASHOK [36] reuniram diversas informações para montar uma abordagem geral no que diz respeito a estratégias de controle do sistema do motor a fim de se obter uma melhor eficiência. Neste estudo, faz-se a ligação entre todos os passos necessários para se obter o melhor desempenho possível, envolvendo os

sensores utilizados, o controle sobre os tempos dos processos, o tipo de injeção feita, tipos de dispositivos que realizam esse controle, entre outros. Tudo com o intuito de deixar o motor com a configuração mais adequada para um melhor funcionamento dependendo de sua condição de operação.

2.4 Simulações termodinâmicas para MCIs

2.4.1 Softwares de simulação

Os softwares de simulação termodinâmica são programas que utilizam das teorias da termodinâmica, mecânica dos fluidos, transferência de calor e outras áreas afins para calcular parâmetros de desempenho e emissões de uma máquina térmica em operação, tal como um MCI. Esses softwares facilitam bastante as análises, pois possibilitam uma grande economia de tempo e recurso ao utilizar um computador para simular as mais diversas situações de operação do motor, e assim observar quando essa operação apresenta um melhor ou pior funcionamento, algo que demanda um esforço considerável caso feito experimentalmente. No entanto, antes de realizar tais testes para observar os resultados, faz-se necessária a validação do modelo construído, de forma a garantir que os resultados encontrados são fidedignos ao que se quer representar.

Existem basicamente três tipos de simulações que podem ser feitas quando desejar-se obter valores de desempenho e emissões para o funcionamento de um motor, são eles os modelos:

- zero-dimensionais;
- quase-dimensionais;
- multi-dimensionais.

No caso das simulações zero-dimensionais, não há uma grande caracterização do fluxo geométrico de substâncias que percorrem no ciclo. Nas simulações quase-dimensionais, já considera-se mais características que interferem no ciclo de funcionamento do motor, como por exemplo aspectos específicos ligados à ignição ou tipo de injeção feita. Enquanto que as multi-dimensionais se baseiam em uma análise completa do movimento do fluido, sendo portanto a mais complexa delas, também conhecidas como simulações com modelos de fluidodinâmica computacional (CATON [37]). No entanto, muitas vezes o modelo multi-dimensional acaba sendo inviável devido ao tempo e custo computacional gasto para cada simulação de análise, principalmente quando se trata de um modelo ainda a ser validado. Por outro lado, o modelo zero-dimensional se apresenta como um modelo muito simples, sem

muitas especificações que possam dar à análise uma maior confiabilidade devido aos resultados aproximados. Desse modo, a escolha pela utilização de um modelo quase-dimensional para a simulação termodinâmica de um motor se mostra adequada na maioria das vezes em que se quer chegar a resultados de desempenho e emissões a serem comparadas entre diferentes combustíveis, modos de operação, entre outros.

De acordo com CATON [37], a lista a seguir descreve alguns dos softwares mais utilizados para simulações termodinâmicas quase-dimensionais de MCIs:

- ©AVL Boost (AVL List GmbH)
- ©GT-Power (Gamma Technologies, Inc.)
- ©Lotus Engine Simulation (Lotus Cars, Ltd.)
- ©Virtual Engine (Optimum Power Technology)
- ©Wave (Ricardo, plc)

Além dos mencionados anteriormente, há também outros, como a extensão do tradicional software de simulação ©Ansys e do software gratuito para simulação de motores ©Diesel-RK.

Com o auxílio de softwares como os supracitados, nos dias de hoje as simulações termodinâmicas já são amplamente utilizadas em todo o mundo por empresas e pesquisadores que visam obter resultados pertinentes para o desenvolvimento tecnológico e melhor uso do MCI. No âmbito acadêmico há sempre novos resultados sendo reportados para aplicações diferentes daquelas tradicionais na indústria, promovendo muitas vezes um grande avanço no desenvolvimento tecnológico e trazendo boas expectativas para o futuro.

BELLER *et al.* [38] estudaram as possibilidades que o software ©AVL BOOST traz para os usuários, tanto com o intuito de pesquisa em empresas quanto para educação e aprendizado de alunos nas universidades. Segundo eles, o software foi imprescindível para uma melhora dos projetos na Universidade de Debrecen, na Hungria, a partir de uma parceria com a empresa portadora do software, principalmente no ano de 2020, que foi bastante desafiador devido ao afastamento das atividades presenciais acarretado pela pandemia do coronavírus. Ainda ressaltam que o software permite ao usuário realizar uma abordagem exclusivamente computacional, bem como a comparação de resultados experimentais com resultados de simulação, oferecendo um alto nível de flexibilidade para configurações de motores diesel e Otto sendo alimentados pelos mais diversos tipos de combustíveis que podem ser apropriadamente configurados de acordo com a situação em questão. Dessa forma, o ©AVL BOOST se apresenta como um dos melhores softwares de simulação atualmente, crescendo ano

após ano o número de publicações que citam o uso do software em questão (Figura 2.12).

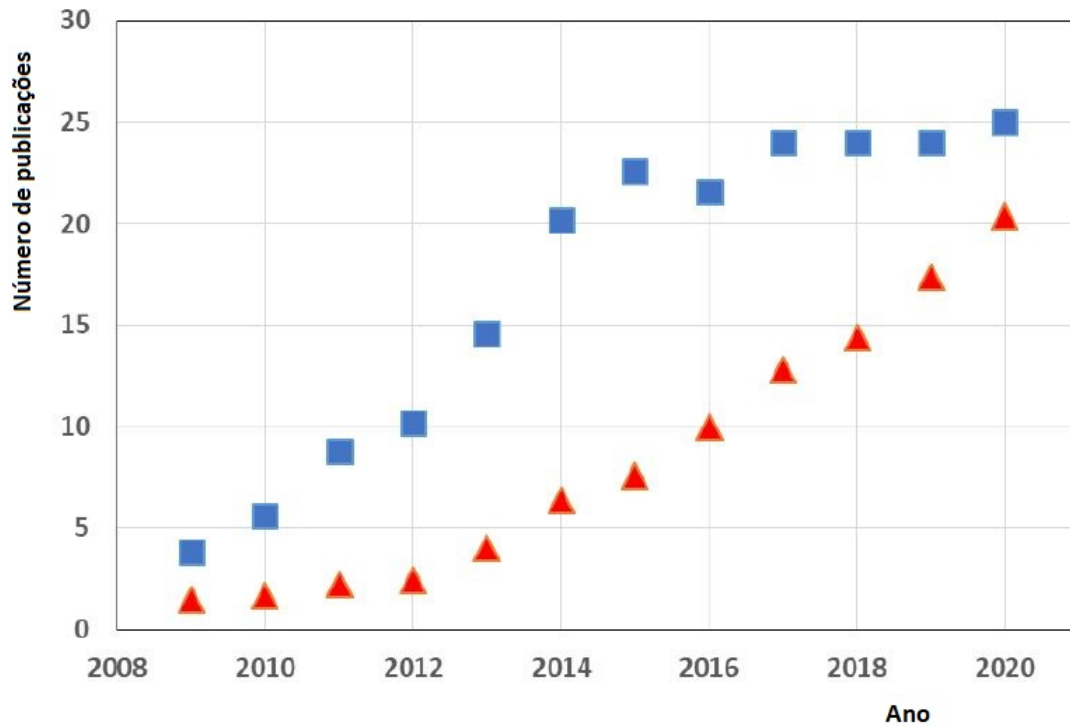


Figura 2.12: Gráfico apresentado por BELLER *et al.* [38] representando o crescimento no uso do ©AVL BOOST em pesquisas (quadrado: de acordo com Scopus, triângulo: de acordo com Web of Science)

2.4.2 Trabalhos de referência

Muitos pesquisadores já vêm realizando trabalhos com o uso de softwares de simulação para obtenção de resultados e investigação da aplicação de novos meios de operação e também de novos combustíveis. Dessa forma, são descritos a seguir, pesquisas que foram de extrema relevância e que serviram como base para o desenvolvimento deste trabalho.

JUNIOR [39] desenvolveu um simulador termodinâmico zero-dimensional em seu trabalho com o intuito de comparar com resultados experimentais realizados em um motor diesel de injeção direta operando com o diesel e biodiesel em diferentes parcelas. Neste trabalho, foi utilizado como modelo de combustão a função dupla de Wiebe, um modelo que favorece o processo de calibração uma vez que descreve a taxa de liberação de energia fornecida pelo combustível durante as fases de combustão pré-misturada e da combustão difusiva. Para as perdas de calor durante o processo, foram consideradas as perdas na parede do cilindro pelos processos de convecção e radiação com o cálculo em um modelo teórico, assim como os calores específicos dos

fluidos de trabalho de acordo com a temperatura. A validação foi feita para diferentes quantidades de biodiesel misturados ao diesel comercial, até se chegar ao biodiesel puro, e os resultados foram representados basicamente por cinco diferentes gráficos, sendo o gráfico da pressão e da temperatura no interior do cilindro dois deles, e o restante gráficos referentes à parâmetros de desempenho do motor, que apresentaram erro inferior a 8% comparando-se com os valores experimentais. JUNIOR [39] notou que a substituição parcial ou completa do biodiesel ao diesel, a curto prazo, não apresentou problemas de funcionamento, e que há um aumento do consumo ao se utilizar o biodiesel devido ao seu menor PCI. Observou também reduções em muitos parâmetros de emissão para casos utilizando-se grandes parcelas do biodiesel e um leve aumento na emissão de NOx, assim como visto nas referências apresentadas na secção anterior.

BUENO [40] também desenvolveu uma simulação zero-dimensional em seu trabalho com o intuito de avaliar os resultados ao alimentar o motor estudado com combustível destilado marítimo e óleo combustível pesado. Para isso, o processo de compressão foi considerado como um processo de transformação politrópica do ar contido no interior do cilindro, e para os processos de combustão e expansão foi utilizada a equação dos gases ideais como auxílio e para simplificação do problema, chegando-se aos resultados da simulação com o mesmo modelo de combustão utilizado por SOUZA JUNIOR (2009), da função dupla de Wiebe. Nessa pesquisa, foram observadas as diferenças nos gráficos de pressão ao alimentar o motor com os dois combustíveis diferentes, de forma a caracterizar acontecimentos particulares de cada um desses combustíveis e investigar a boa qualidade de combustão de cada um deles, assim chegou-se à conclusão que o combustível bunker não apresenta boas propriedades de combustão, uma vez que o mesmo demonstrou indícios de dois estados de ignição separadas, o que não é desejável para uma combustão bem feita.

DAWODY e BHATTI [41] fizeram experimentos e estudos teóricos para a utilização de misturas de diesel com éster metílico de soja (SME) em um motor diesel, observando reduções significativas nas emissões de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e óxidos de nitrogênio, além de aumentos no consumo, devido ao menor PCI daquele biocombustível comparado ao do diesel fóssil. Ainda, a fim de investigação, foi utilizado um simulador termodinâmico por meio do software ©DIESEL-RK, chegando-se a resultados que concordavam fielmente com aqueles do experimento. Assim como o observado nas referências citadas anteriormente, também foi notado o aumento nas emissões de NOx para todas as misturas que continham o biodiesel originado da soja, devido à maior cetanagem em comparação ao diesel mineral e conseqüentemente maior temperatura no interior da câmara durante o processo da combustão.

BUENO [42] fez um estudo computacional da influência que tem a alteração da configuração de injeção de combustível em um motor diesel ao se operar com misturas entre diesel mineral, biodiesel e etanol, com foco na observação das emissões de NOx. Para isso, foi utilizado como auxílio o software de simulação termodinâmica ©AVL BOOST, e os modelos de combustão utilizados para a realização dos testes foram dois: Wiebe Duas Zonas e de Combustão Controlada da Mistura. Para a validação, utilizou resultados experimentais anteriormente obtidos por outras referências para o mesmo motor e combustíveis similares. Dessa forma, analisou mudanças na pressão de injeção sobre o desempenho e as emissões, além de pontos de início e término de injeção, mudança do número de orifícios do bico injetor e de seu diâmetro. Seus resultados apresentaram reduções nas emissões de NOx e permanência do consumo específico do motor a partir da utilização de duas injeções separadas, diferentemente da injeção original que ocorre diretamente uma só vez. Assim, os detalhes dos resultados provaram que simples mudanças no método de injeção do combustível podem promover um melhor aproveitamento da combustão, de forma que ocorra mais uniformemente, reduzindo-se as temperaturas máximas alcançadas, e conseqüentemente as emissões dos óxidos de nitrogênio.

ROCHA [43] utilizou o software ©AVL BOOST como auxílio para sua investigação experimental sobre a adição de hidrogênio no coletor de admissão de ar de um grupo gerador diesel, em que foram testadas diversas composições da mistura de diesel com biodiesel e óleo vegetal de palma, observando efeitos no desempenho e emissões provocados pelas mudanças. A partir de sua investigação experimental, foi feita uma avaliação do processo de combustão, desempenho e emissão dos gases, que tiveram uma contribuição forte para a validação da metodologia utilizada para a determinação dos parâmetros do modelo de combustão utilizado (início da combustão, duração da combustão e parâmetro m). Também explorou métodos de otimização para estimar valores correspondentes ao comportamento do motor. Por fim, foi notada uma melhora no funcionamento do motor ao se utilizar maiores porcentagens de hidrogênio na câmara de combustão, obtendo-se uma melhora no consumo específico do motor, assim como das emissões de gás carbônico, monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados, em contraste ao aumento dos óxidos de nitrogênio, devido à maior temperatura de combustão atingida no interior do cilindro como consequência de uma combustão mais rápida e com maior liberação de energia, conforme também já visto nas referências citadas anteriormente.

MENDONÇA [44] fez a investigação do desempenho de um motor diesel monocilíndrico de forma experimental e por simulação com o auxílio do ©AVL BOOST ao operar com misturas de diesel e ©ethabiodiesel, um biocombustível sujeito à inserção na matriz energética do país naquele momento. Nessa pesquisa, foi utilizado o modelo de combustão de Wiebe 2 Zonas com otimização similar àquela feita por ROCHA

[43]. Seus resultados demonstraram uma certa melhora ao utilizar a mistura com o $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$ quando comparando-se com o diesel comercial. Ainda, observou um aumento nas emissões de NO_x e hidrocarbonetos não queimados, sem observar grandes diferenças nas emissões de CO_2 para as misturas analisadas.

NAZARENO [45] também utilizou como ferramenta o software AVL BOOST , mas dessa vez para a simulação do comportamento de um motor diesel convertido para operação com etanol sobre-hidratado, que o possibilitou realizar investigações para as mais variadas condições de operação e a levantar a melhor condição possível para que tal motor pudesse operar com aquela mistura, visando um melhor funcionamento no desempenho e nas emissões. Para analisar as mudanças e chegar em resultados que possibilitassem uma boa análise, foram feitas variações do índice de hidratação e da razão volumétrica de compressão de forma gradual. Assim como as referências citadas anteriormente, o modelo numérico foi validado comparando-se com resultados experimentais para o mesmo motor e combustíveis similares. Com a análise dos resultados, conseguiu encontrar diversas condições de operação que eram mais vantajosas para o motor de acordo com o combustível utilizado, mostrando a importância da análise e adaptação do motor de acordo com o combustível.

AYAD [46] analisou de forma experimental e computacional os efeitos da adição de hidrogênio à câmara de combustão de um motor de ciclo Otto turboalimentado. Neste trabalho foi notado inicialmente que o empobrecimento da mistura para um percentual de adição de hidrogênio constante trazia melhores resultados em comparação com o mantimento da razão de equivalência e aumento do percentual da adição de hidrogênio. A partir daí, foi utilizado o software AVL BOOST como auxílio para exploração de mais casos envolvendo a opção vista como mais viável inicialmente, e chegou-se à conclusão que ao operar em regimes de mistura mais pobres são obtidos ganhos de eficiência e redução nas emissões.

Como pôde-se ver pelos parágrafos anteriores, já existem muitos trabalhos que fizeram o uso de softwares de simulação termodinâmica para cumprir o objetivo de investigar o funcionamento de MCIs ao operar com algum combustível alternativo. Dessa forma, foi substanciado em um quadro na secção seguinte aqueles que foram os principais para referência deste trabalho.

2.5 Quadro com as principais referências

O quadro a seguir foi montado com o intuito de apontar as principais referências utilizadas como base para o desenvolvimento deste trabalho, apontando os autores, o assunto de seus trabalhos e os pontos-chave que serviram como auxílio.

Autor	Assunto	Ponto(s)-chave de referência
AATOLA <i>et al.</i> [22]	Análise de desempenho e emissões de um motor diesel operando com HVO, comparado ao diesel padrão europeu.	<ul style="list-style-type: none"> • descrição de várias propriedades do HVO; • apresentação de resultados de desempenho e emissão favoráveis ao uso do HVO.
JUNIOR [39]	Experimentos e simulação zero-dimensional para um motor diesel para diferentes quantidades de biodiesel na mistura.	<ul style="list-style-type: none"> • desenvolvimento de simulação zero-dimensional; • método de calibração utilizado no processo de validação; • obtenção de valores experimentais de referência.
BUENO [40]	Análise de desempenho de motor diesel operando com combustível pesado e destilado marítimo.	<ul style="list-style-type: none"> • desenvolvimento de simulação zero-dimensional.
ROCHA [43]	Experimentos e simulação de um grupo gerador diesel operando com adição de hidrogênio.	<ul style="list-style-type: none"> • Inserção de combustíveis no software de simulação; • utilização do ©AVL BOOST para auxílio na obtenção de parâmetros adicionais do simulador.

Autor	Assunto	Ponto(s)-chave de referência
BUENO [42]	Análise da influência ao alterar as características de injeção de combustível do motor.	<ul style="list-style-type: none"> • descrição da modelagem do sistema no software ©AVL BOOST; • sugestão de parâmetros para utilização no modelo de combustão; • tipos de análises e comparações feitas para diferentes situações de trabalho do motor.
MENDONÇA [44]	Experimentos e simulação quase-dimensional de um motor diesel para diferentes quantidades de ©ethabiodiesel na mistura.	<ul style="list-style-type: none"> • descrição da modelagem do sistema no software ©AVL BOOST; • descrição do modelo de combustão de Wiebe 2 Zonas aplicado no software.
DIMITRIADIS <i>et al.</i> [26]	Análise do HVO e seus efeitos nas emissões de um motor diesel utilizado em veículos de passeio.	<ul style="list-style-type: none"> • resultados que confirmam o favorecimento do uso do HVO em motores.
SIMÁCEK <i>et al.</i> [28]	Impacto do HVO e do bi-diesel nas propriedades físico-químicas das misturas com o diesel mineral	<ul style="list-style-type: none"> • análise e informações quanto às propriedades de cada combustível isoladamente e de suas misturas; • apontamento das vantagens e desvantagens do uso do HVO frente ao bi-diesel e diese mineral.

Capítulo 3

Fundamentos Teóricos

3.1 Combustão

A combustão é um fenômeno que ocorre quando há uma reação entre um combustível e um comburente, liberando calor. Na maioria dos casos de combustão estudados o ar atmosférico assume o papel de comburente (ou oxidante), devido a sua fácil disponibilização, contendo uma grande parcela de nitrogênio, seguido de oxigênio e outros elementos. No entanto, para aplicações específicas pode-se fazer a utilização, por exemplo, do oxigênio puro (O_2). Os combustíveis podem ser diversos, incluindo combustíveis nas fases sólida, como o carvão e a biomassa, líquida, como a gasolina e o diesel, ou gás, como o gás natural.

Segundo KUO [47], existem vários elementos que são essenciais para a formação de um bom modelo teórico de combustão. Na Figura 3.1 estão descritas as relações desses diversos elementos. Ademais, em alguns modelos pode-se fazer necessária a obtenção de dados experimentais para sua devida complementação, de forma que atinja os objetivos de obtenções dos resultados de acordo com o rigor da análise.

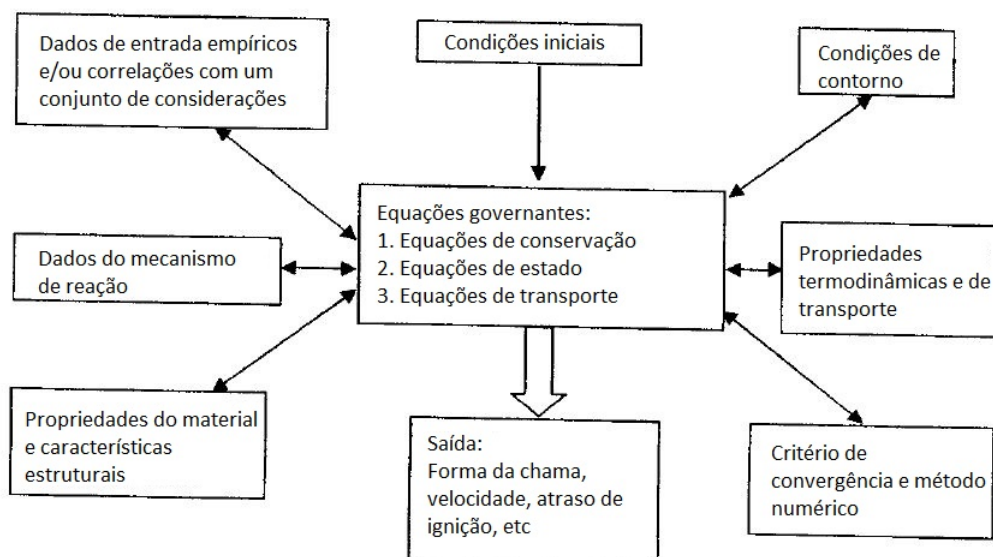


Figura 3.1: Elementos para construção de modelo teórico de combustão (adaptado de KUO [47]).

Existem basicamente dois tipos de combustão que caracterizam as chamas, a combustão pré misturada e a combustão difusiva. Conforme descrito por TURNERS [48], as duas classes de chamas são diferenciadas a partir da mistura feita previamente entre os reagentes. Nas chamas pré-misturadas, o combustível e o oxidante estão bem misturados a nível molecular e possuem quantidades bem distribuídas, possibilitando a ocorrência da reação química que é recorrente nos motores de ciclo Otto. Por outro lado, nas chamas difusivas os reagentes estão predominantemente em seu estado inicial separados, e a reação passa a acontecer somente no limiar da interação entre os mesmos, ocorrendo portanto a mistura e reação ao mesmo tempo.

Na Figura 3.2 ilustra-se em (a) a combustão pré-misturada que ocorre em um motor de ignição por faísca e a propagação da chama a partir de uma extremidade do cilindro, de onde inicia-se a combustão. Já em (b), é mostrado o fenômeno da autoignição, que ocorre quando as misturas em pontos longe da chama realizam uma rápida combustão, provocando um aumento significativo da pressão no local, sendo portanto indesejada por provocar danos ao motor.

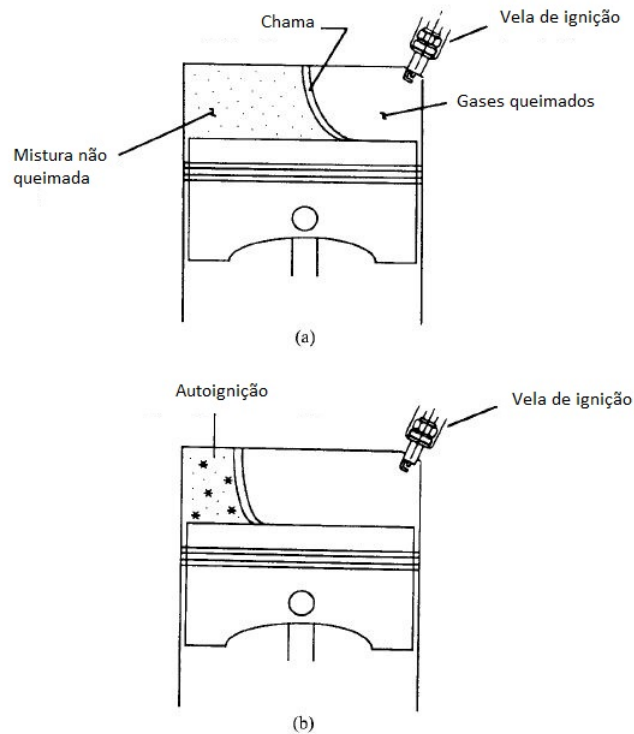


Figura 3.2: Combustão pré-misturada e autoignição (Adaptado de TURNS [48]).

Embora existam dois tipos de chamas que caracterizam os processos de combustão nos motores, na maioria dos casos tem-se a predominância de um dos dois tipos, como é o caso da chama difusiva que é predominante ao injetar-se o combustível que reage com o ar nos motores a diesel.

3.2 Motores a combustão interna

3.2.1 Classificação dos motores

Os motores a combustão podem ser classificados basicamente em dois tipos: motores rotativos e motores alternativos. Dentre a grande variedade nos tipos existentes que utilizam a combustão como responsável pela produção de trabalho útil, o motor alternativo, a turbina a gás e a turbina a vapor são os que mais são utilizados. Em contraste, tem-se o decaimento do uso das turbinas a vapor (GANESAN [49]).

Os motores alternativos têm se destacado sobre os outros devido a sua simplicidade e eficiência na maioria de suas aplicações, não sendo necessária a utilização de componentes mecânicos como evaporadores e condensadores para seu funcionamento, o que facilita a construção e impede perdas ao longo do processo. Essas vantagens podem garantir, na maioria das vezes, que esses motores atinjam uma maior eficiência global quando comparado a outras configurações e tipos de motores. A Figura 3.3 aponta uma classificação detalhada feita para os diferentes tipos de máquinas térmicas

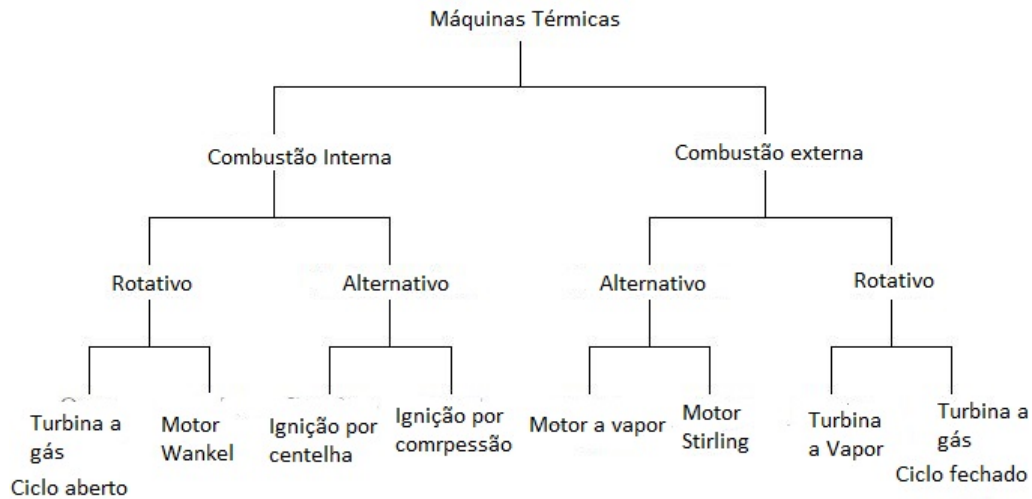


Figura 3.3: Classificação dos motores (adaptado de GANESAN [49]).

A Figura 3.3 mostra uma classificação geral das máquinas térmicas existentes, dividindo-se entre os MCIs, em que o fluido de trabalho é o mesmo que sofre o processo de combustão, e os motores a combustão externa, em que a combustão é feita com um fluido de trabalho que não participa diretamente ao longo de todo o ciclo. Após essa primeira divisão, tem-se a repartição entre os motores rotativos e alternativos. Os motores rotativos, como o próprio nome já sugere, trabalham diretamente com o movimento de rotação para realizar trabalho e muitas vezes fazem o uso de um rotor como componente. Exemplo clássico de motor rotativo descrito em diversas referências literárias sobre motores é o motor Wankel (HEYWOOD [9]; BRUNETTI [11]; GANESAN [49]), ilustrado na Figura 3.4. Por outro lado, os motores alternativos, também sugestivos a partir de seu nome de classificação, trabalham com movimentos de ida e volta de um pistão para realização de trabalho. As classificações feitas anteriormente descrevem de forma geral os tipos de máquinas térmicas mais utilizadas, e as próximas divisões dizem mais respeito ao seu fluido de trabalho ou configuração específica do motor.

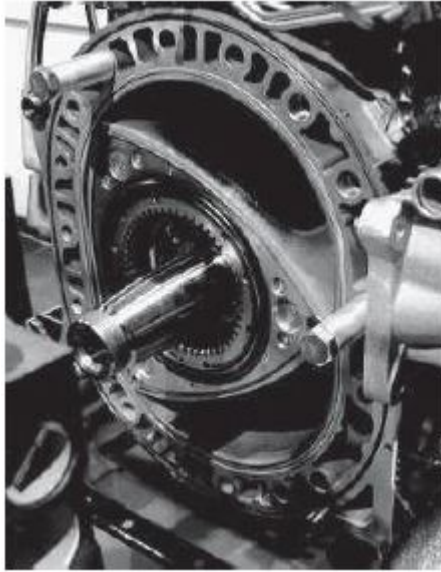


Figura 3.4: Motor Wankel (GANESAN [49]).

3.2.2 Nomenclatura

Para discriminar diferenças no comportamentos de um MCI, é de suma importância o conhecimento da nomenclatura utilizada para designação das características geométricas, posições e componentes que fazem parte de sua configuração. Na Figura 3.5 pode-se ver, à esquerda, um pistão que se encontra no Ponto Morto Superior (PMS) , ponto em que o pistão está mais perto do cabeçote e conseqüentemente quando tem-se um menor volume entre o pistão e o cabeçote. Já na imagem à direita pode-se ver o momento em que o pistão se encontra mais afastado, conhecido como Ponto Morto Inferior (PMI) .

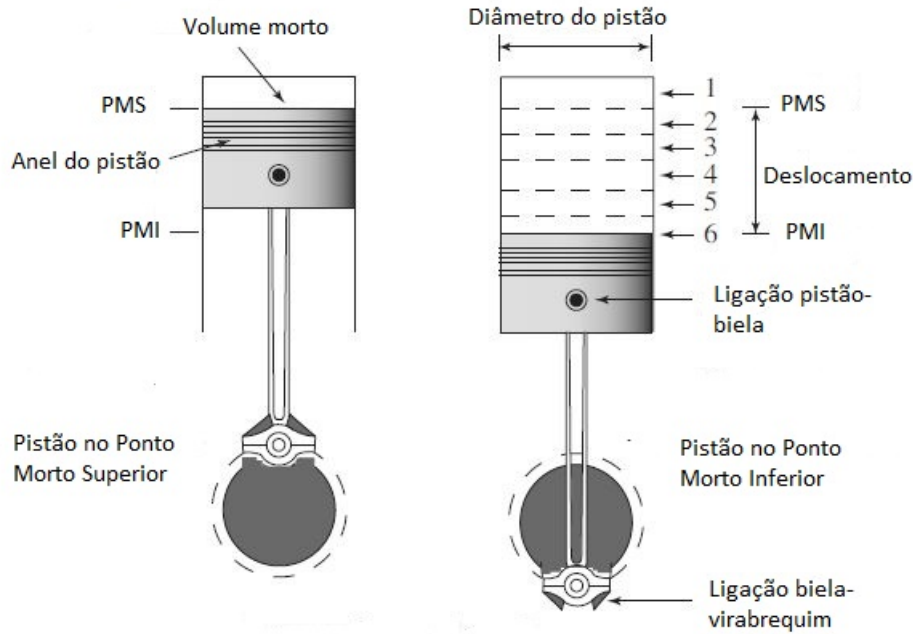


Figura 3.5: Nomenclatura fundamental (adaptado de GANESAN [49]).

Conforme visto na Figura 3.5, os chamados “pontos mortos” delimitam o alcance do pistão no interior do cilindro, definindo os limites para que seja calculado o valor de seu deslocamento e também o mínimo volume obtido, chamado de volume morto, quando o pistão se encontra no PMS. Outros componentes como os anéis do pistão ajudam na lubrificação e vedação para que não ocorra passagem do fluido de trabalho para fora da câmara de combustão. A biela utilizada na configuração dos MCIs tem a função de transformar o movimento alternativo dos pistões provocado pela combustão em um movimento rotativo do virabrequim, eixo principal do motor.

3.2.3 Variação de parâmetros

Em um MCI são diversos os parâmetros que podem ser manipulados a fim de se atingir um determinado objetivo, como maior potência ou menor consumo. Assim, alguns aspectos geométricos que podem interferir nesses resultados são:

- diâmetro do pistão;
- deslocamento do pistão;
- volume morto.

No entanto, fazer a modificação de aspectos geométricos em motores pode ser algo custoso e que ainda assim não traga bons resultados ao manter a flexibilidade para diversos combustíveis. Dessa forma, ao considerar a fixação dos parâmetros

geométricos do motor, focando-se mais na alteração das características simples de serem mudadas em seu funcionamento, pode-se ajustar os parâmetros de operação para que o mesmo atinja um valor adequado de consumo específico, potência, torque, emissões, entre outros (JACOB e ASHOK [36]). Dessa forma, alguns dos parâmetros de operação que podem ser alterados a fim de se observar os valores atingidos nos resultados são:

- rotação;
- carga no eixo;
- tempo de injeção;
- duração de injeção;
- tipo de injeção;
- tempo de abertura e fechamento das válvulas;
- pressão de injeção;
- quantidade de combustível injetado;
- tipo de combustível injetado.

Portanto, várias situações de operação distintas podem ser estudadas a fim de se alcançar um modo de operação aprimorado e que atenda aos objetivos especificados, podendo ser a obtenção de uma maior potência, menor consumo, ou até de redução das emissões causadas.

No gráfico da Figura 3.6 pode-se ver claramente três exemplos de pontos extremos possíveis de serem alcançados bastando-se alterar a razão de equivalência da mistura queimada, por meio do controle da entrada de ar e combustível a serem queimados. Observa-se da figura uma característica muito observada nas pesquisas em motores, que diz respeito ao comportamento antagônico dos resultados de desempenho e emissões. Um exemplo é o caso em que se queira reduzir as emissões de NO_x, um grande causador de problemas, que pode ser feito pelo empobrecimento da mistura. No entanto, ao empobrecer consideravelmente a mistura, o consumo específico e as emissões de CO e HC tendem a aumentar, exigindo que se encontre um ponto intermediário que atenda às regulamentações para todos os tipos de emissões.

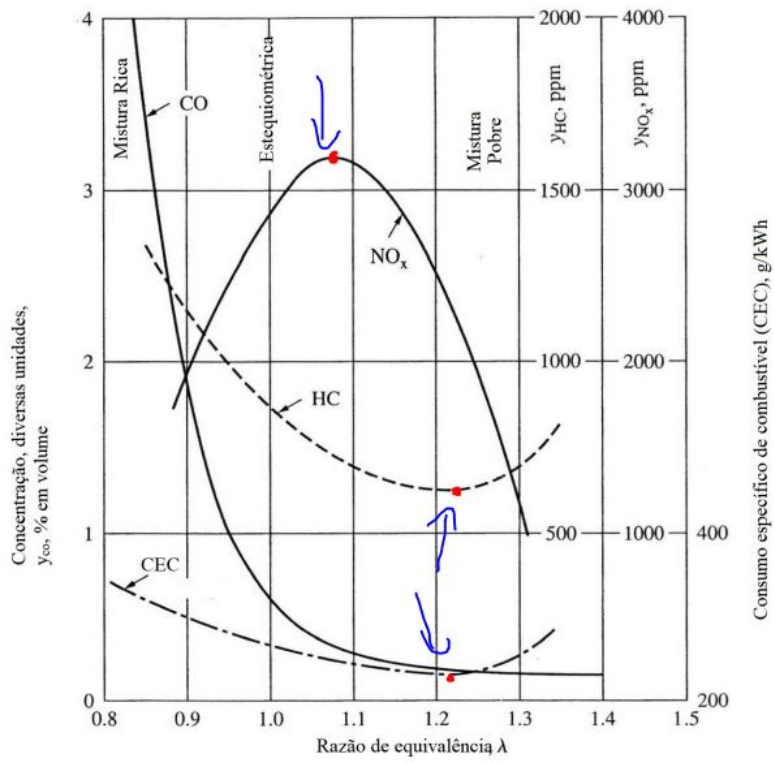


Figura 3.6: Variação do CEC, NO_x, HC e CO de um motor de acordo com a razão de equivalência.

Capítulo 4

Metodologia

4.1 Procedimento de simulação

Como auxílio no processo de obtenção de resultados, foi escolhido o software ©AVL BOOST para a realização da simulação termodinâmica, dada a sua intensa utilização e bons resultados encontrados nas pesquisas investigadas na revisão bibliográfica (BUENO [42]; ROCHA [43]; MENDONÇA [44]). Por meio dele é possível fazer a escolha de um modelo de combustão apropriado para o caso e a designação dos parâmetros para o cálculo da operação, além da especificação e modelagem de todos os componentes que fazem parte do sistema do motor. O método utilizado para encontrar os resultados consta basicamente do que é mostrado no fluxograma disposto na Figura 4.1.

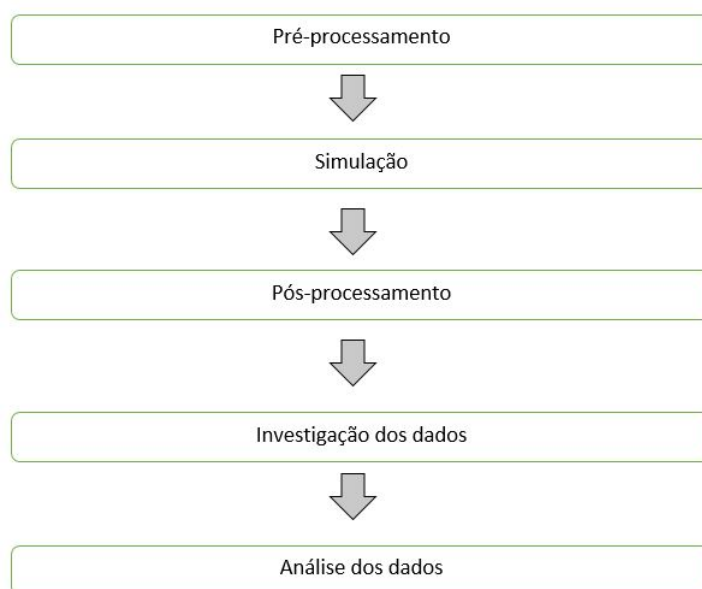


Figura 4.1: Fluxograma representativo da metodologia para obtenção dos resultados deste trabalho.

No fase do pré-processamento, primeira parte do fluxograma, é feita toda a preparação dos dados a serem inseridos no software. Tais dados são necessários para que a simulação seja feita de forma precisa e para que se aproxime do modelo real. Nas Figuras A.1, A.2, A.3, A.4, A.5, A.6 e A.3, dispostas no Apêndice A, são mostradas algumas das partes mais importantes do pré-processamento.

Na fase de pós-processamento é feita a análise dos resultados e cálculos de parâmetros de desempenho que caracterizam o funcionamento do motor naquela operação. Nesta parte, gráficos como o de liberação de calor e de pressão e temperatura no interior do cilindro podem ser gerados. Também é possível analisar dados a partir de um relatório gerado pelo próprio ©AVL BOOST, que contém parâmetros de desempenho e emissões sintetizados.

Após isso, é feita a investigação dos dados, comparando-se com aqueles obtidos experimentalmente, ou com outros que já foram validados. A partir daí, é feita a análise apontando-se vantagens e desvantagens observadas.

Os dados experimentais utilizados no processo de validação são apontados nas Tabelas B.1 e B.2, dispostas no Apêndice B.

4.2 Informações do motor

O motor utilizado nesta pesquisa para investigação dos efeitos do uso do HVO, biodiesel, diesel mineral e suas misturas é ilustrado pela Figura 4.2, tratando-se basicamente de um motor monocilíndrico de injeção direta.



Figura 4.2: Fotografia do motor AGRALE/M95W.

Na Tabela 4.1 são dadas as especificações que caracterizam este motor. Tais informações contidas nessa tabela são de suma importância, pois utiliza-se a maior quantidade possível de dados existentes para que, mais adiante, na etapa de pré-processamento, haja uma melhor precisão dos resultados ao se fazer a simulação

termodinâmica do motor. Esses dados foram retirados conforme o catálogo da fabricante (Agrale) e pelos trabalhos de JUNIOR [39], BUENO [42] e MENDONÇA [44], que também o utilizaram em suas pesquisas.

Tabela 4.1: Características do motor utilizado neste trabalho.

Tipo de Motor	04 tempos - Diesel
Marca/Modelo	AGRALE/M95W
Número de Cilindros e Tipo	01 cilindro - vertical
Tipo de Injeção	direta
Diâmetro do Cilindro	95 mm
Curso do Pistão	105 mm
Comprimento da Biela	170 mm
Diâmetro da Válvula de Admissão	42 mm
Curso da Válvula de Admissão	10,5 mm
Cilindrada	744 cm ³
Relação Biela/Manivela	3,24
Razão de Compressão	21:1
Ângulo de Injeção	- 17° (17° antes do PMS)
Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão	- 150° (150° antes do PMS)
Ângulo de Abertura da Válvula de Descarga	160° (160° depois do PMS)

Na Tabela 4.1 são apresentados, em sua grande maioria, dados referentes aos aspectos geométricos do motor utilizado, os quais não serão alterados. Por outro lado, os ângulos de injeção e de abertura e fechamento de válvulas são de fácil alteração e permitem analisar melhorias e pioras em seu funcionamento.

4.3 Parâmetros de análise

Para melhor compreender os efeitos das mudanças dos combustíveis nos parâmetros de desempenho e de emissões de um motor, faz-se necessário o conhecimento e utilização de vários parâmetros que servem como referência para uma melhora ou piora do funcionamento. Para isso, recorre-se geralmente à teoria ou a resultados empíricos já bem consolidados na literatura. Uma grande parte dessas formulações já está inclusa no software ©AVL BOOST e pode ser acessada como resultados diretos, porém para algumas outras pode ser necessário fazer o cálculo manualmente a partir dos dados obtidos até aquele momento. Os parâmetros de desempenho utilizados durante a modelagem e obtenção de resultados para este trabalho são apresentados nos subsecções seguintes.

4.3.1 Razão de compressão

A razão de compressão depende diretamente das características da geometria do motor, podendo ser calculada a partir da divisão entre volume total da câmara de combustão, quando o pistão se encontra no PMI, pelo volume mínimo obtido na câmara de combustão ou volume morto, que é quando o pistão se encontra no PMS, conforme a Equação 4.1.

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (4.1)$$

Em que:

- r_c : razão de compressão;
- V_d : volume deslocado/cilindrada;
- V_c : volume da câmara de combustão.

4.3.2 Potência efetiva

A potência efetiva de um motor diz respeito à potência que é entregue no eixo, após sofrer todas as perdas ao longo do processo de entrega do trabalho realizado, e também pode ser nomeada, de forma intuitiva, como potência útil. Seu cálculo pode ser feito a partir do produto entre o torque no eixo e a velocidade angular, conforme a Equação 4.2.

$$N_e = \tau\omega \quad (4.2)$$

Em que:

- N_e : Potência efetiva;
- τ : torque no eixo de manivelas;
- ω : velocidade angular do eixo de manivelas.

Outra relação que caracteriza o cálculo da potência efetiva de um motor é dada pela Equação 4.3, relacionando o trabalho produzido no eixo, a rotação e o fator de tempos do motor.

$$N_e = \frac{W_{eixo}n}{x} \quad (4.3)$$

Em que:

- W_{eixo} : trabalho de rotação realizado no eixo do motor;

- n : rotação do motor;
- x : fator de tempos.

4.3.3 Potência indicada

A potência indicada de um motor diz respeito à potência que é desenvolvida no interior do cilindro, e está diretamente ligada ao trabalho produzido a partir da combustão, sem outras interferências. Dessa forma, um modo interessante de fazer seu cálculo é conforme descrito pela Equação 4.4.

$$N_i = \frac{W_i n}{x} \quad (4.4)$$

Em que:

- N_i : Potência indicada;
- W_i : trabalho indicado;
- n : rotação do motor;
- x : fator de tempos.

4.3.4 Potência de atrito

A potência de atrito (N_a) de um motor diz respeito à potência que é identificada como perda à medida que o motor mantém seu movimento. Ou seja, está associada às perdas mecânicas que ocorrem ao longo do processo devido aos movimentos e contato entre as partes móveis que compõem o motor. Seu cálculo pode ser feito a partir de experimentos acionando-se o motor, como a curva de Willan e o teste de Morse, mas existem alguns modelos empíricos que fazem boas aproximações, como o de Patton, Nitschke e Heywood e o de Shayler, Leong e Murphy, que já possuem formulação integrada no software ©AVL BOOST.

4.3.5 Rendimento térmico ou rendimento indicado

O rendimento térmico ou rendimento indicado diz respeito a quanto se aproveita da energia oferecida pela queima do combustível na produção de trabalho no interior do cilindro. Dessa forma, seu cálculo pode ser feito conforme a Equação 4.5, relacionando a potência indicada (N_i) com o fluxo de calor (\dot{Q}).

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}} \quad (4.5)$$

4.3.6 Rendimento mecânico

O rendimento mecânico diz respeito ao aproveitamento da energia produzida pela combustão no interior do cilindro até o movimento de eixo. Assim, seu cálculo pode ser feito por uma relação simples entre a potência efetiva e potência indicada, conforme a Equação 4.6.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (4.6)$$

4.3.7 Rendimento global ou rendimento térmico efetivo

O rendimento global diz respeito ao rendimento do motor considerando-se todas as perdas desde a queima do combustível até a entrega do trabalho no eixo. Seu cálculo pode ser feito estabelecendo a relação entre a potência efetiva (N_e) e o fluxo de calor (\dot{Q}).

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{Q}} \quad (4.7)$$

4.3.8 Calor liberado pela queima do combustível

O calor liberado pela queima do combustível pode ser calculado pela Equação 4.35, a partir da injeção mássica de combustível e do seu poder calorífico inferior.

$$\dot{Q} = \dot{m}_c PCI \quad (4.8)$$

Em que:

- \dot{Q} : Calor liberado pela queima do combustível;
- \dot{m}_c : vazão mássica de combustível sendo injetado na câmara;
- PCI : poder calorífico inferior do combustível injetado.

4.3.9 Relação combustível/ar

A relação combustível/ar estabelece a relação entre as vazões mássicas de combustível e de ar utilizados na combustão, podendo ser descrito a partir da Equação 4.9.

$$F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}} \quad (4.9)$$

Em que:

- m_c : vazão mássica de combustível admitido;

- m_{ar} : vazão de ar admitida.

Ou o inverso:

$$\lambda = \frac{1}{F} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c} \quad (4.10)$$

A fração ar/combustível estequiométrica é dada pela Equação 4.11.

$$\lambda_{esteq} = \frac{\dot{m}_{aresteq}}{\dot{m}_{cesteq}} \quad (4.11)$$

Ainda, é definido um valor que serve de referência para a identificação da mistura utilizada na combustão, descrito pela Equação 4.12.

$$\lambda' = \frac{\lambda_{real}}{\lambda_{esteq}} \quad (4.12)$$

Isso quer dizer que no caso de:

$$\lambda' > 1 \rightarrow \text{mistura pobre}$$

A mistura contém mais ar que o necessário para que ocorra a combustão completa, contendo um excesso que pode ser medido por essa fração. E no caso de:

$$\lambda' < 1 \rightarrow \text{mistura rica}$$

A mistura contém mais combustível que o necessário para que ocorra a combustão completa, dada a quantidade de ar admitido.

4.3.10 Consumo de ar teórico

O consumo de ar teórico diz respeito à quantidade de ar teórica que seria possível penetrar na câmara de combustão do motor, em condições ideais de entrada. Seu cálculo pode ser feito a partir da Equação 4.13.

$$\dot{m}_{at} = \frac{Vn\rho_{ar}}{x} \quad (4.13)$$

Em que:

- \dot{m}_{at} : vazão mássica de ar (teórico);
- V : volume no interior do cilindro;
- n : rotação do motor;
- ρ_{ar} : massa específica do ar naquele estado;
- x : fator de tempos.

4.3.11 Rendimento volumétrico

O rendimento volumétrico diz respeito à eficiência com que o ar admitido no interior do cilindro tem ao ocupar o interior do cilindro, dado seu volume máximo. Sendo assim, seu cálculo pode ser feito a partir de uma relação entre o ar que realmente entra, e o ar que poderia ser admitido por completo naquele volume (Equação 4.14).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{at}} \quad (4.14)$$

Em que:

- \dot{m}_{ar} : vazão mássica de ar que realmente é admitida pelo motor;
- \dot{m}_{at} : vazão mássica de ar que poderia ser admitida em condições ideais.

Dessa forma, uma maneira de se calcular a massa real de ar admitida pelo motor se dá pela Equação 4.15.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\rho_{ar} V n}{x} \eta_v \quad (4.15)$$

4.3.12 Consumo específico

O consumo específico estabelece a relação entre o consumo de combustível do motor e a potência efetiva gerada em seu eixo, ou seja, estabelece quanto de combustível é gasto para produzir trabalho. Sua formulação pode ser feita conforme a Equação 4.16.

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{N_e} \quad (4.16)$$

E também, utilizando as formulações anteriores, pode ser representado pela Equação 4.17

$$C_e = \frac{1}{PCI \eta_g} \quad (4.17)$$

Assim, tem-se que uma forma bastante prática para o cálculo da eficiência global de um motor se dá partindo-se dos valores de consumo de combustível e da potência efetiva em seu eixo, chegando-se ao consumo específico. A partir daí, basta saber o PCI do combustível utilizado e utilizar a Equação 4.17, chegando-se na eficiência global do motor.

4.3.13 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva (PME) é um valor que multiplicado pela cilindrada resulta no trabalho executado em um ciclo do motor em questão. Este valor é útil na comparação da capacidade de um motor produzir trabalho para uma dada cilindrada. Assim, sua representação por ser feito conforme a Equação 4.18.

$$pme = \frac{W_{eixo}}{V_d} \quad (4.18)$$

Outra forma de representação, usando-se a relação contida na Equação 4.3, se dá pela Equação 4.19.

$$pme = \frac{N_e x}{V_d n} \quad (4.19)$$

Analogamente, as pressões médias indicadas e de atrito são dadas conforme as Equações 4.20 e 4.21.

$$pmi = \frac{N_i x}{V_d n} \quad (4.20)$$

$$pma = \frac{N_a x}{V_d n} \quad (4.21)$$

É comum também encontrar esses termos escritos da seguinte forma:

- IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*): para pressão média indicada.
- BMEP (*Break Mean Effective Pressure*): para pressão média efetiva.
- FMEP (*Friction Mean Effective Pressure*): para pressão média de atrito.

4.3.14 Outras relações

É relevante também ter em mente para as análises que os valores devem concordar com certos conceitos, como é o caso da Equação 4.22 que relaciona as potências indicada, efetiva e de atrito.

$$N_i = N_e + N_a \quad (4.22)$$

De forma análoga, as pressões médias efetivas:

$$pmi = pme + pma \quad (4.23)$$

Ou seja:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{pme}{pmi} \quad (4.24)$$

Outra relação que pode ser trabalhada é a da eficiência global:

$$\eta_g = \frac{N_e N_i}{N_i \dot{Q}} \quad (4.25)$$

Dado que:

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}}$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Chega-se em:

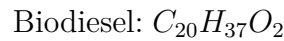
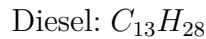
$$\eta_g = \eta_t \eta_m \quad (4.26)$$

Ainda:

$$N_e = \dot{Q} \eta_g = \dot{m}_c PCI \eta_t \eta_m = \dot{m}_c PCI \eta_g \quad (4.27)$$

4.3.15 Combustível equivalente

Tendo como base os trabalhos de BUENO [42] e MENDONÇA [44], o diesel puro e o biodiesel puro (B100) podem ser designados pelas seguintes fórmulas químicas a fim de encontrar o combustível equivalente para uma dada mistura entre eles:



O combustível equivalente a uma mistura entre o diesel de petróleo e o biodiesel pode ser obtido fazendo-se o balanceamento de equações conforme descrito no Apêndice C.

A definição dos combustíveis utilizados nas simulações é feita no software ©AVL BOOST a partir da especificação da fração mássica de cada componente químico, que deverão ser calculadas de acordo com as fórmulas moleculares explicitadas anteriormente. Para a especificação do combustível HVO, foram utilizados como referência os dados apresentados por AATOLA *et al.* [22]. Já para a especificação do Diesel R5, que se trata de uma mistura ternária composta pelo biodiesel (7%), diesel de petróleo (88%) e o HVO (5%), foram consideradas as parcelas de participação em massa de cada combustível da mistura para sua definição. As figuras que apresentam essas especificações feitas no software utilizado se encontram expostas nas Figuras

A.8, A.9 e A.10, dispostas no Apêndice A.

4.3.16 Cálculo da massa de combustível injetada por ciclo

No software ©AVL BOOST, um dos dados mais importantes a serem inseridos para a correta simulação é referente à massa de combustível injetada por ciclo, uma vez que é proporcional à energia que será liberada pela queima do combustível em cada ciclo do processo. Para seu cálculo, faz-se conforme a Equação 4.28.

$$mic = \frac{C}{N_{cct}} \quad (4.28)$$

Em que:

- mic : massa de combustível injetada por ciclo;
- C : consumo mássico de combustível no tempo;
- N_{cct} : número de ciclos completos no tempo.

Ou seja, no caso deste trabalho em que é utilizado um motor a 4 tempos, o N_{cct} pode ser calculado dividindo-se a rotação do motor por 2, uma vez que neste caso são necessárias 2 revoluções do eixo virabrequim do motor para completar um ciclo.

4.3.17 Equivalência de energia entregue pelo combustível

Neste trabalho os resultados são analisados sob duas perspectivas: a perspectiva mássica e a perspectiva energética.

Sob a perspectiva mássica, é mantida a massa de combustível injetada por ciclo, de forma a observar os efeitos da injeção da mesma quantidade de massa de combustíveis diferentes. Sob a perspectiva energética, mantém-se constante o valor da energia entregue ao variar o combustível utilizado.

Para isso, é feita a comparação entre os PCIs dos combustíveis analisados e a aplicação de um fator multiplicador em cada massa de combustível injetado, de forma a normalizar a energia entregue (Equação 4.29).

$$mic_B = mic_A \frac{PCI_A}{PCI_B} \quad (4.29)$$

Em que:

- mic_B : massa injetada em um ciclo para o combustível “B”;
- mic_A : massa injetada em um ciclo para o combustível “A”;
- PCI_B : Poder calorífico inferior do combustível “B”;
- PCI_A : Poder calorífico inferior do combustível “A”.

4.4 Modelo de combustão

Existem vários modelos de combustão que podem ser utilizados para simular o comportamento de um MCI a partir de dados de sua geometria, ambiente em que se encontra, princípio de funcionamento, entre outros. Um dos principais e frequentemente visto em diversas referências na área de simulações de motores é o modelo Wiebe 2 Zonas, que possibilita, além da designação da curva de liberação de calor no interior do cilindro, as emissões poluentes, tais como as de NOx, que são de suma importância para a análise de motores de ignição por compressão. O software utilizado neste trabalho, ©AVL BOOST, possui integrado a si diversos modelos a serem utilizados para se buscar resultados de acordo com a realidade, entre eles, o de Wiebe 2 Zonas. A partir das referências estudadas e analisadas que foram apontadas na revisão bibliográfica, optou-se por utilizar o modelo de Wiebe 2 Zonas como modelo de combustão para obtenção dos resultados deste trabalho, já que trabalhos anteriores apontam resultados satisfatórios para realizar investigações por meio de simulações computacionais com esse modelo.

O modelo de combustão Wiebe 2 Zonas consiste, como o próprio nome já sugere, na separação da câmara de combustão em 2 zonas, a queimada e não-queimada. Todo o princípio de funcionamento adotado para este modelo vale para o momento em que o motor se encontra como um sistema de controle, ou seja, as válvulas de admissão e escape se encontram fechadas, e não há passagem de substâncias para dentro ou para fora dessa região. Dessa forma, aplica-se a primeira lei da termodinâmica para cada uma das zonas, de acordo com as equações (4.30) e (4.31).

$$\frac{dm_b u_b}{d\theta} = -p_c \frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\theta} + h_u \frac{dm_b}{d\theta} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\theta} \quad (4.30)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\theta} = -p_c \frac{dV_u}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\theta} - h_u \frac{dm_b}{d\theta} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\theta} \quad (4.31)$$

em que:

- $\frac{d(m.u)}{d\theta}$: taxa de variação da energia interna no cilindro;
- $-p_c \frac{dV}{d\theta}$: trabalho realizado pelo pistão;
- $\frac{dQ_F}{d\theta}$: taxa de calor liberado pelo combustível;
- $\frac{dQ_W}{d\theta}$: taxa de calor perdido pela parede;
- $h_u \frac{dm_b}{d\theta}$: fluxo de entalpia da zona não queimada para a zona queimada;

- $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$: fluxo de entalpia devido ao *blow-by*;
- u : energia interna específica;
- p_c : pressão no interior do cilindro;
- V : volume do cilindro
- Q_F : calor liberado pelo combustível;
- Q_W : calor perdido pela parede
- θ : ângulo do eixo virabrequim;
- h_{BB} : entalpia dos gases de *blow-by*;
- $\frac{dm_{BB}}{d\theta}$: taxa de variação de massa do *blow-by*;
- q_{ev} : calor de vaporização do combustível
- f : fator de vaporização do combustível
- “ b ” e “ u ”: referentes à zona queimada e não queimada (do inglês, *burn* e *unburn*).

Já as equações (4.32) e (4.33) dizem respeito aos volumes das duas regiões.

$$\frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dV_u}{d\theta} = \frac{dV}{d\theta} \quad (4.32)$$

$$V_b + V_u = V \quad (4.33)$$

em que:

- V_b : volume da zona queimada;
- V_u : volume da zona não queimada.

Assim, a parcela de mistura queimada em cada fase da simulação é feita por meio da função de Wiebe de zona simples, dada pela equação (4.34), enquanto que os demais termos contidos nas equações são calculados isoladamente para cada zona.

$$x(\theta) = \left(1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \right) \quad (4.34)$$

em que:

- $x(\theta)$: massa de combustível queimado em percentual;

- m : fator de forma da curva de liberação de calor;
- θ : ângulo de manivela;
- θ_i : ângulo de início da combustão;
- $\Delta\theta$: duração da combustão.

Para este trabalho escolheu-se para o parâmetro “ a ” o valor de 4.605, que corresponde a uma eficiência de combustão de 99%, conforme faixa sugerida por FERRARI [50]. Já o parâmetro “ m ” foi ajustado de acordo com a validação feita neste trabalho, apresentado na Seção 1 do Capítulo 5, e exposto nas Tabelas D.1 e D.2, dispostas no Apêndice D.

Calcula-se a taxa de calor liberado a partir da equação (4.35).

$$\frac{dQ}{d\theta} = m_t PCI \frac{dx(\theta)}{d\theta} \quad (4.35)$$

em que:

- $\frac{dQ}{d\theta}$: taxa de liberação de calor do combustível;
- m_t : massa total de combustível;
- PCI : poder calorífico inferior do combustível;
- $\frac{dx(\theta)}{d\theta}$: taxa de queima do combustível

Assim, a liberação de calor do combustível depende de basicamente três fatores: o atraso de ignição (ou ângulo de início da combustão), a duração da combustão pré-misturada e a duração da combustão difusiva. Cabe lembrar que esta última se apresenta de forma predominante no caso estudado neste trabalho, já que se trata de um motor de ignição por compressão.

Na Figura 4.3 essas fases da combustão são muito bem representadas a partir das divisões feitas. No início é feita a injeção do combustível, quando o pistão se encontra próximo ao PMS, marcado por “ a ” e “SOI” na figura. Após a injeção, tem-se um tempo de retardo até que a mistura entre em combustão e comece a liberar energia, marcado pelo ponto “ b ”. Do ponto “ b ” ao ponto “ c ”, é caracterizada a combustão pré-misturada pela grande elevação sofrida pela taxa de liberação de calor. Após isso, do ponto “ c ” ao ponto “ d ” é realizada a combustão difusiva até o fim da combustão.

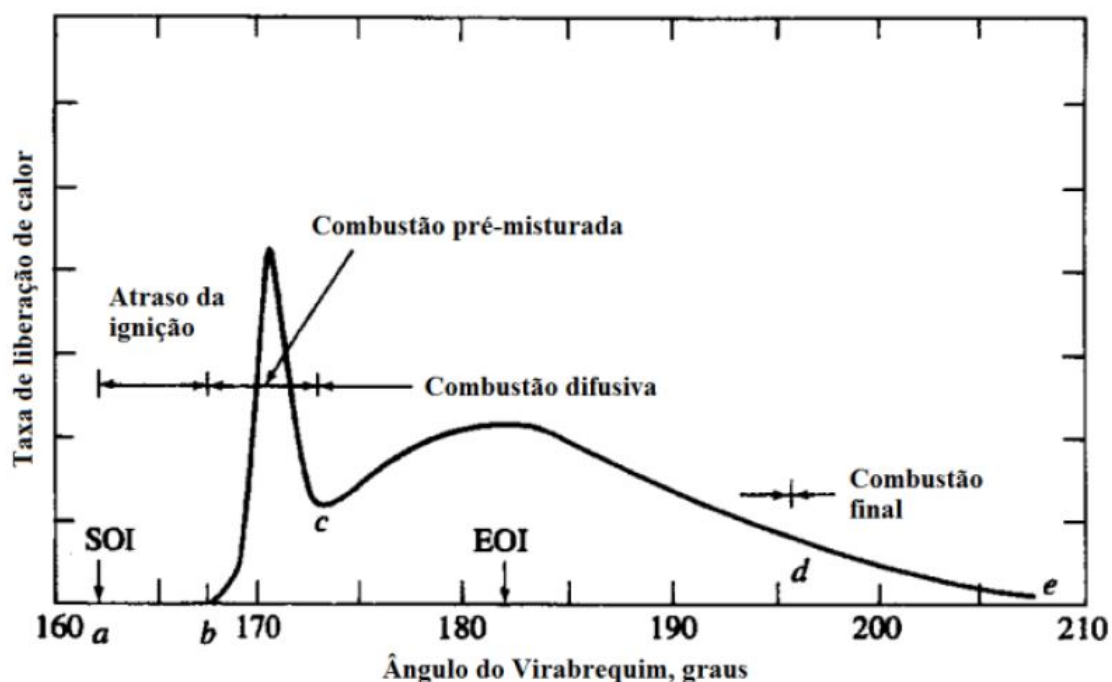


Figura 4.3: Caracterização das fases da combustão em um MCI (adaptado de ALMEIDA [51]).

JUNIOR [39] utilizou em sua pesquisa os conceitos observados na Figura 4.3 como auxílio para a calibração de seu modelo, que também serviu como base para ajustes feitos no modelo de combustão utilizado neste trabalho, assim como para a formulação do método de calibração.

Os parâmetros a serem inseridos no software ©AVL BOOST para utilização do modelo de combustão Wiebe 2 Zonas são os seguintes:

- Início da combustão;
- duração da combustão;
- parâmetro de forma “m”;
- parâmetro “a”.

Cada parâmetro designado acima pode modificar a curva de liberação de calor, e dessa forma representar melhor cada combustão simulada no software ©AVL BOOST. Para o parâmetro “a” foi seguida a sugestão feita por FERRARI [50] para a combustão de motores diesel. O restante dos parâmetros foram passíveis de modificações a depender da condição de operação realizada.

Na área referente à inserção dos dados para o modelo de combustão Wiebe 2 Zonas, o próprio software ©AVL BOOST possui em sua interface gráficos representativos

das curvas que se alteram conforme são modificados os parâmetros (Figura 4.4), que também foram utilizados como auxílio para a calibração do modelo utilizado neste trabalho.

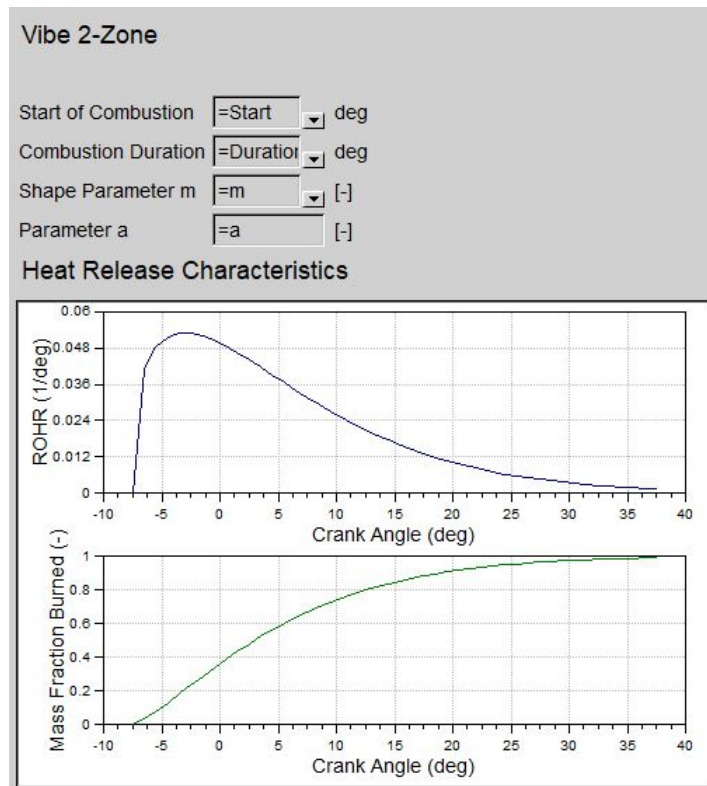


Figura 4.4: Interface para ajuste do modelo de combustão Wiebe 2 Zonas no ©AVL BOOST.

A partir de todos esses dados coletados sobre o modelo real do motor e o combustível a ser utilizado e por meio das equações 4.47, 4.48, 4.49, 4.50, 4.51 e 4.52, o software ©AVL BOOST calcula os diversos parâmetros de análise do comportamento do motor em cada posição do eixo de manivelas, como por exemplo o valor da pressão no interior do cilindro para cada ângulo discretizado no modelo.

4.5 Emissão de poluentes

A combustão é um processo altamente complexo em que ocorrem diversas reações químicas desde seu início até o fim. A redução das emissões de gases poluentes advindos da combustão incompleta dos MCIs tem sido um desafio e MENDES [52] caracteriza a formação dos diversos produtos da combustão a partir da Figura 4.5.

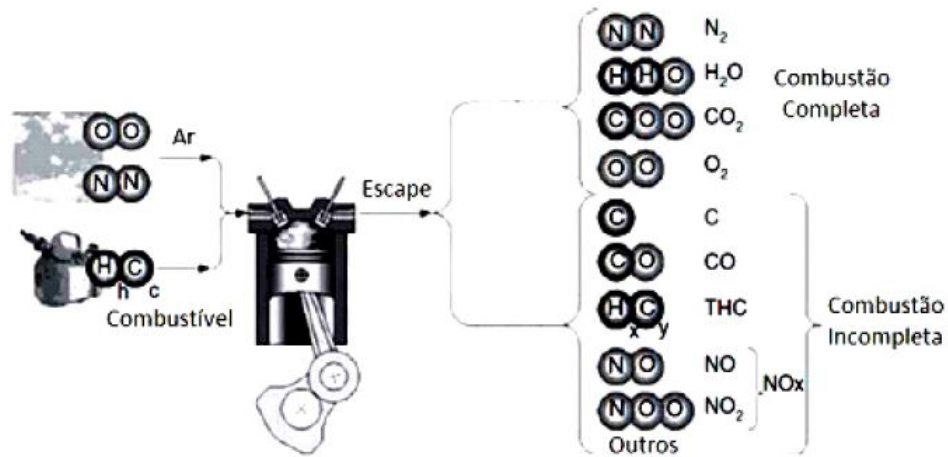
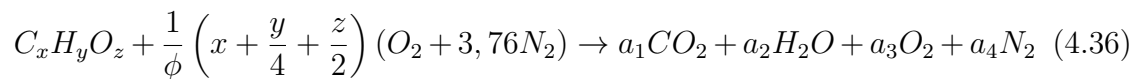


Figura 4.5: Compostos obtidos durante a combustão dos MCI.

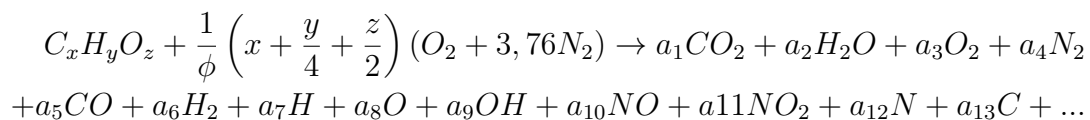
Segundo MENDES [52], a equação que caracteriza um processo de combustão completa pode ser dada conforme a equação 4.36.



em que:

- ϕ : razão ar/combustível adimensional;
- x : quantidade de carbono na molécula;
- y : quantidade de hidrogênio na molécula;
- z : quantidade de oxigênio na molécula.

A equação 4.36 descreve, em seu lado esquerdo, o combustível e ar, enquanto que à direita são vistos os produtos da combustão completa a partir desses dois reagentes. No entanto, ao conceber o caso de uma combustão incompleta, que é o que ocorre na prática, também apresentado na Figura 4.5, são obtidos compostos diferentes daqueles quando a combustão é completa. A equação abaixo descreve o processo de combustão incompleta e os possíveis produtos dessa reação.



Muitos desses gases obtidos pela combustão incompleta são indesejáveis por serem nocivos à saúde humana e à qualidade do ar do meio ambiente. Entre eles, o

CO, o NO_x, os hidrocarbonetos e os óxidos de enxofre são indesejáveis e devem ser impedidos em grandes quantidades de emissões. Na Figura 4.6, podem ser vistos os principais gases problemáticos advindos da combustão incompleta e os seus principais efeitos nocivos.

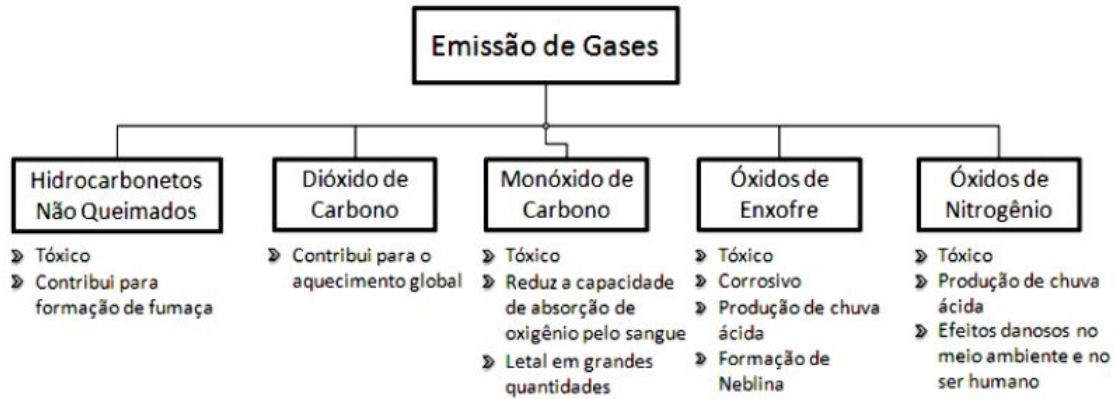


Figura 4.6: Gases nocivos obtidos pela combustão incompleta (MENDES [52])

Alguns dos gases tóxicos que são mais preocupantes para a operação dos motores a diesel são o *NO* e o *NO*₂. Por possuírem uma grande quantidade de oxigênio na admissão e pela alta temperatura alcançada no interior do cilindro devido a sua elevada taxa de compressão, durante o processo de combustão desses motores a reação promove a formação de quantidades consideráveis de óxidos de nitrogênio. Ainda, nos tempos de expansão e escape, as moléculas de *NO* formadas no processo de combustão podem se oxidar e se transformar em *NO*₂ (MENDES [52]).

4.6 Calibração do modelo e validação

Em um primeiro momento, para o início dos testes e simulações no software, selecionou-se como modelo de combustão o modelo da função dupla de Wiebe, aquele mesmo utilizado por JUNIOR [39]. Dessa forma, verificou-se que os valores do modelo para o ajuste da curva de liberação de calor se mostravam próximos e válidos também para a utilização no software ©AVL BOOST.

Após a verificação, passou-se para o modelo de combustão Wiebe 2 Zonas, que permite, além dos resultados principais envolvendo o desempenho do motor, a coleta de dados de emissões, algo que não é possível a partir do modelo da função dupla de Wiebe. Esse foi justamente um dos fatores que levou à seleção deste método como meio de obtenção dos resultados para este trabalho.

Como os parâmetros para o modelo de Wiebe 2 Zonas são diferentes daqueles para a função dupla de Wiebe, foi necessário um grande esforço para conseguir o

melhor ajuste das curvas, de forma a oferecer resultados válidos próximos daqueles comparados com os experimentais. Como referência para os dados inseridos no Wiebe 2 Zonas, utilizou-se aqueles disponibilizados por JUNIOR [39], a saber:

- duração da combustão pré-misturada;
- duração da combustão difusiva;
- fator de forma da combustão pré-misturada;
- fator de forma da combustão difusiva;
- fração de combustível queimado na combustão pré-misturada.

Dessa forma, torna-se possível fazer uma estimativa para a duração total da combustão, que é um dos parâmetros do modelo Wiebe 2 Zonas. Quanto aos valores de início da combustão e parâmetro de forma “m”, foram ajustados investigando-se os gráficos de pressão e liberação de calor para o caso em questão, observando principalmente as alterações no valor do pico de pressão alcançado e em seu ângulo. Além disso, para garantir uma completa validação dos dados, faz-se uma comparação dos parâmetros gerais de desempenho do motor ao fim da simulação, tais quais: IMEP, potência efetiva, pressão máxima, consumo específico e emissão de NOx. Assim, é garantido que os dados gerais que caracterizam o comportamento do motor convergem e se tornam válidos para representação, além da similaridade no gráfico de pressão observada previamente.

As investigações para os outros casos, utilizando outros combustíveis, é feita mantendo-se os parâmetros do modelo de combustão, já que os combustíveis apresentam características próximas e pouca diferenciação em sua parte química, similarmente ao que foi feito por BUENO [42].

O fluxograma da Figura 4.7 representa o método de calibração utilizado neste trabalho, desde a fase inicial, com a verificação da simulação com função dupla de Wiebe, até a fase final, com a comparação de dados de desempenho e emissões do motor.

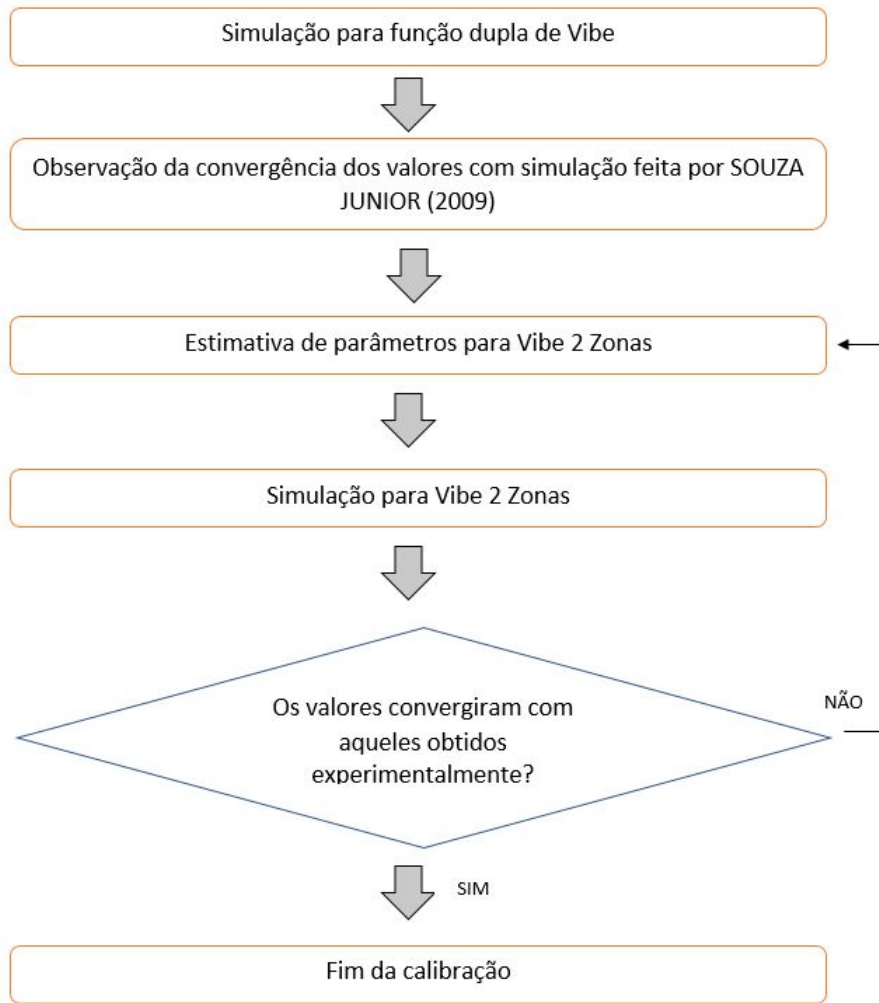


Figura 4.7: Fluxograma do método de calibração.

Ao checar que diversos parâmetros de desempenho e gráficos de pressão convergem com os calculados experimentalmente, é garantido que o modelo de simulação criado se aproxima do modelo real, uma vez que os parâmetros de desempenho levam em consideração não só aspectos referentes ao modelo de combustão, mas também quanto ao atrito das partes mecânicas do motor, perdas de carga nos dutos, entre outros. Ou seja, caracterizam tanto de forma geral, quanto de forma específica, os resultados para aquele modo de operação, e o erro relativo apresentado em cada parâmetro para comparação é considerado para garantir a validação do modelo. Os resultados que apontam o sucesso do procedimento de validação do modelo criado são apresentados na Secção 5.1, e os parâmetros do modelo calibrados para cada situação estão expostos nas Tabelas D.1 e D.2, no Apêndice D.

4.7 Principais informações de entrada no simulador

Tem-se, portanto, como principais dados de entrada para a fase de pré-processamento no simulador, os seguintes grupos de dados:

- Geometria e funcionamento do motor:
 - diâmetro do cilindro (D)
 - relação biela-manivela (BM)
 - curso do pistão (S)
 - razão de compressão (r)
 - rotação (n)
 - modelo de combustão
 - modelo de transferência de calor
- Modelo de Wiebe 2 Zonas:
 - início da combustão
 - duração da combustão
 - parâmetro de forma “m”
 - parâmetro “a”
- Modelo de transferência de calor:
 - modelo adotado
 - área superficial do cabeçote
 - área superficial do pistão
 - área superficial da camisa do cilindro
 - temperatura da parede
- Combustíveis
 - Frações mássicas de cada componente químico;
 - PCI
 - razão ar/combustível estequiométrico
 - combustível injetado por ciclo de operação (mic)

Todos os dados citados acima são relevantes para a execução da simulação e caracterização de cada simulação específica. Sendo assim, seus cálculos e medições devem ser associados adequadamente para cada situação de estudo.

Capítulo 5

Resultados e Análises

5.1 Validação

A validação do modelo de simulação construído no software ©AVL BOOST se deu a partir de comparações entre os resultados das simulações e os resultados experimentais obtidos por JUNIOR [39] em seu trabalho, utilizando-se como combustível o diesel B10, de forma a verificar que esse modelo estava fornecendo resultados convergentes com os reais.

Como descrito na metodologia deste trabalho, o primeiro e principal alvo de comparação para fins de validação se deu por meio da curva de pressão no interior do cilindro, como é tradicionalmente feito e que foi verificado pelas referências bibliográficas utilizadas. As Figuras 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 apresentam as comparações entre as curvas de pressão no interior do cilindro advindas da simulação e dos experimentos após a realização de todo o processo de validação. Conforme pode ser visto nessas figuras, a convergência entre as curvas se mostrou razoável, similarmente ao visto nas referências que utilizaram simulação. Além da comparação entre os gráficos de pressão, pôde-se também verificar que os resultados se apresentaram válidos a partir da comparação entre os diversos valores de desempenho e emissões inerentes a cada situação de operação.

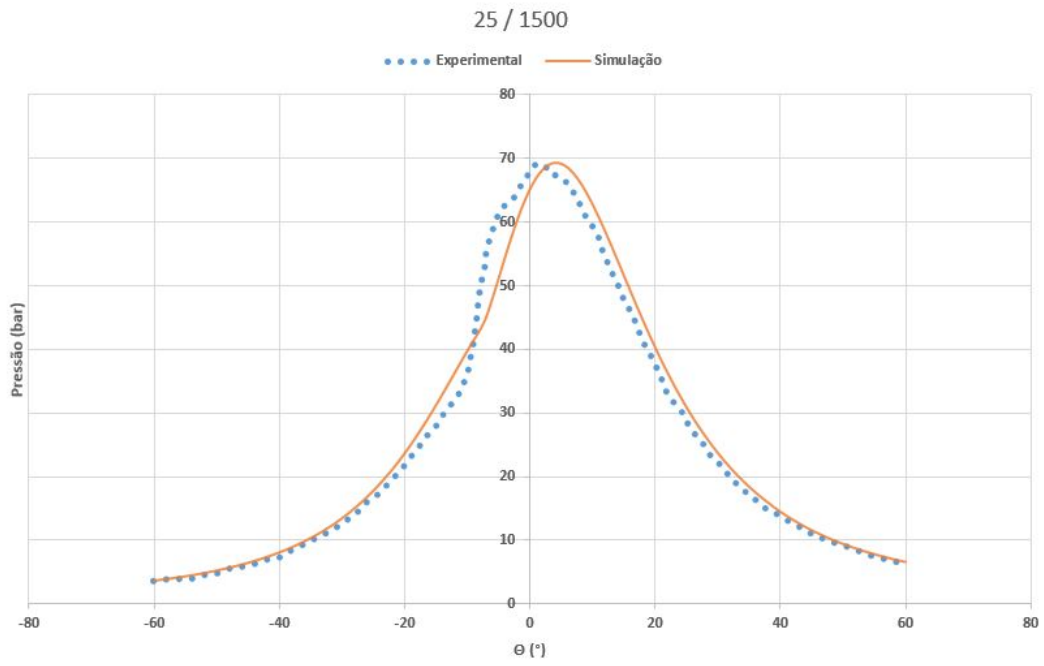


Figura 5.1: Validação da curva da primeira situação de operação do motor (25% de carga a 1500 rpm).

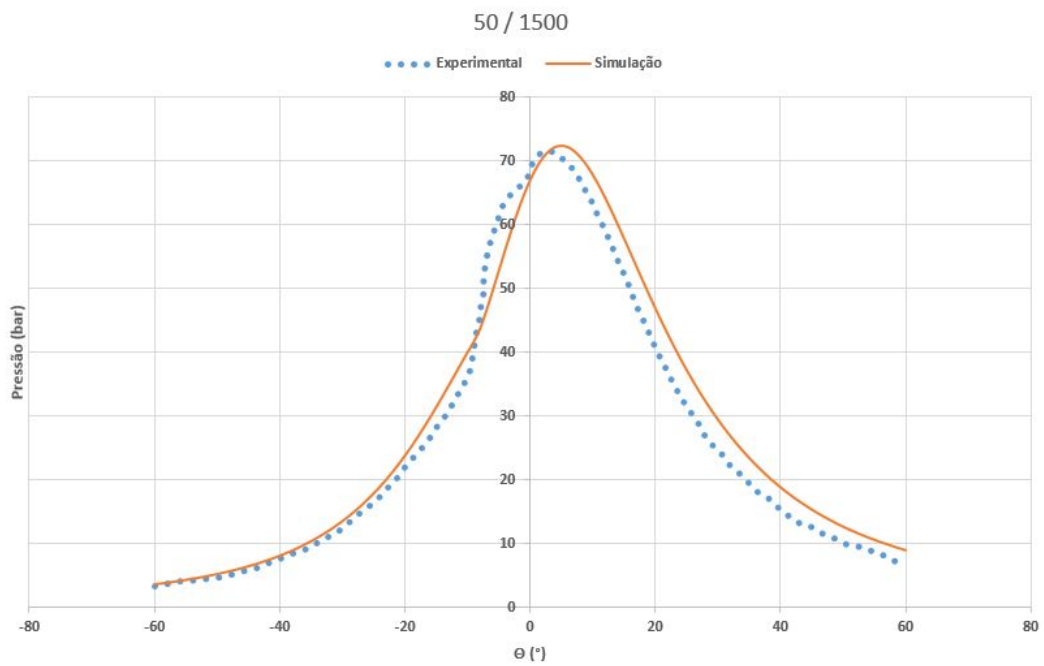


Figura 5.2: Validação da curva da segunda situação de operação do motor (50% de carga a 1500 rpm).

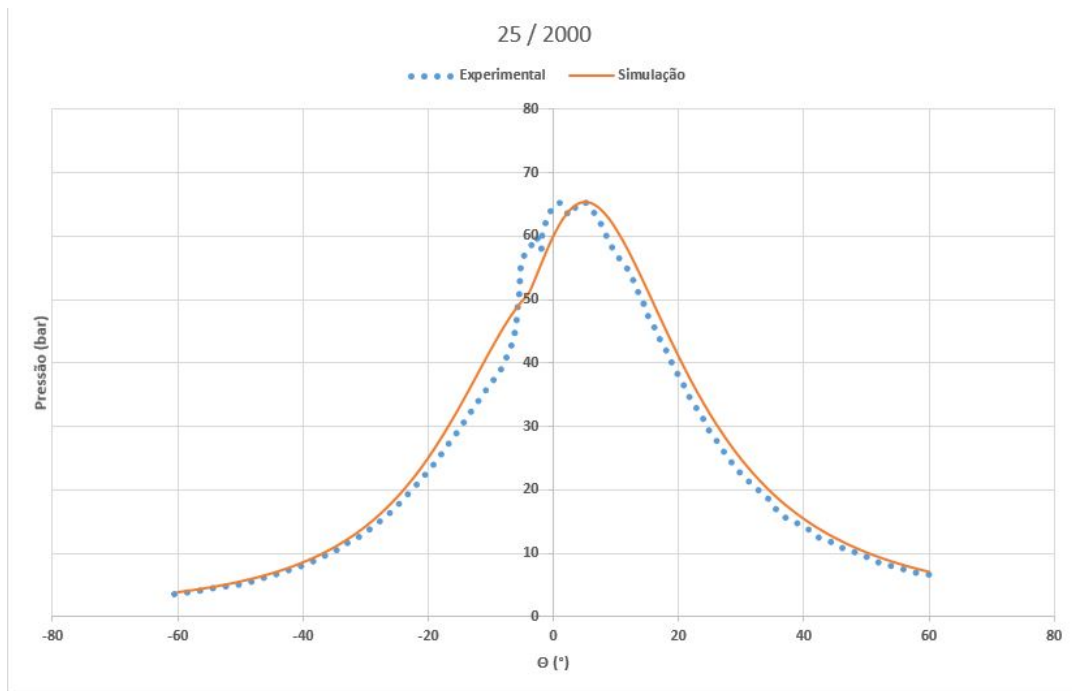


Figura 5.3: Validação da curva da terceira situação de operação do motor (25% de carga a 2000 rpm).

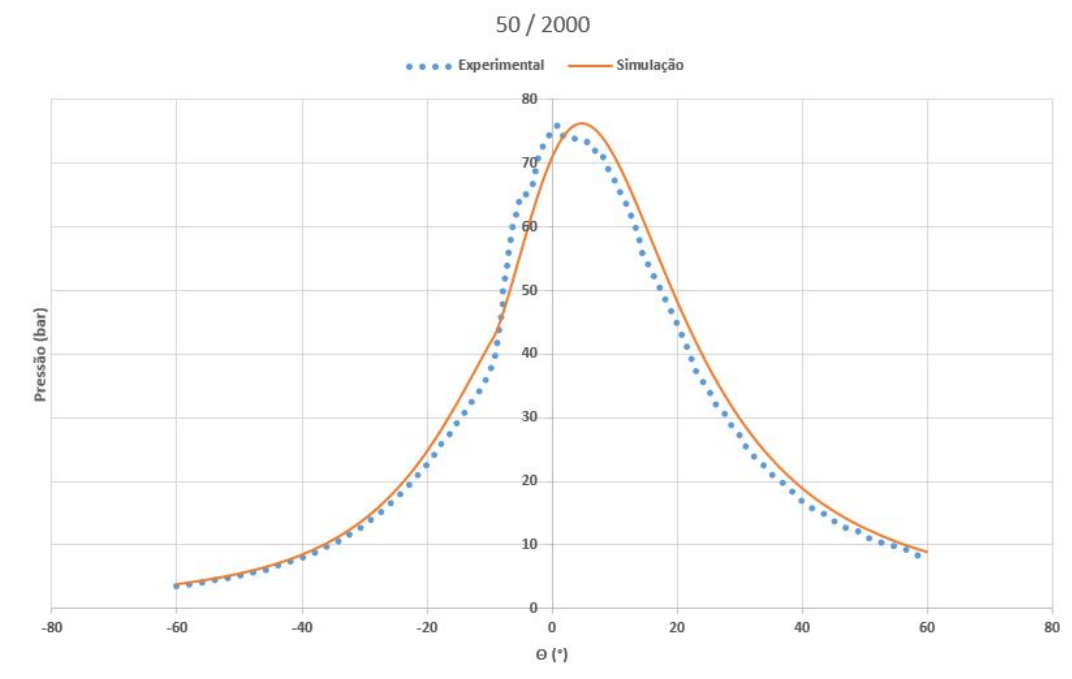


Figura 5.4: Validação da curva da quarta situação de operação do motor (50% de carga a 2000 rpm).

Dessa forma, montou-se um quadro de resultados de desempenho e emissões, contendo o cálculo do erro relativo entre os valores de referência (experimental) e os

valores simulados, que possibilitou observar a diferença percentual entre eles. Esses resultados estão apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões para fins de validação.

B10	Validação de parâmetros														
% Carga / Rot	IMEP [bar]			Potência Efetiva [kW]			Pressão Máxima [bar]			CEC [g/kWh]			NOx [ppm]		
	Real	Sim.	ER (%)	Real	Sim.	ER (%)	Real	Sim.	ER (%)	Real	Sim.	ER (%)	Real	Sim.	ER (%)
25 / 1500	3,55	3,51	-1,22	1,59	1,63	2,52	69,00	69,24	0,35	386	376	-2,57	405	405	-0,11
50 / 1500	5,30	5,61	5,76	3,16	3,37	6,65	71,99	72,43	0,61	319	299	-6,33	459	457	-0,38
25 / 2000	3,52	3,61	2,51	2,09	2,12	1,44	65,72	65,49	-0,35	378	373	-1,25	243	242	-0,43
50 / 2000	5,18	5,51	6,43	4,21	4,24	0,71	75,87	76,31	0,58	299	297	-0,72	315	317	0,60

Conforme a Tabela 5.1 apresentada, nota-se que as diferenças percentuais entre os valores experimentais tomados como base e os simulados foram aceitáveis, dado que trabalhos anteriores analisados na referência bibliográfica que fizeram o uso de tipos similares de simulação alcançaram valores parecidos de diferenças percentuais (JUNIOR [39]; BUENO [42]; MENDONÇA [44]). Os valores em fundo cinza claro foram aqueles que melhor se adequaram comparando-se aos experimentais, sendo abaixo de 3% em módulo, e os valores em fundo cinza escuro se encontraram na faixa de 3% a 7% de diferença percentual, não ocorrendo em nenhum momento uma diferença superior à de 7%.

Percebe-se, a partir da Tabela 5.1 apresentada, que os valores referentes à pressão máxima atingida no interior do cilindro são os com menor diferença percentual, além dos referentes às emissões de NOx dadas em ppm, que foram calibradas adequadamente aos valores experimentais utilizados como base. As mínimas diferenças percentuais no pico de pressão podem ser observadas também pelos gráficos das Figuras 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 apresentadas anteriormente, que apontam a proximidade entre esses valores máximos, fundamentalmente importantes para uma boa análise das emissões de NOx, que, conforme visto na literatura, estão diretamente relacionadas à pressão e temperatura máxima atingida no interior do cilindro ao longo do processo.

Ao conferir que tanto as curvas de pressão, quanto os parâmetros gerais de desempenho e emissões estavam coerentes com os experimentais para as quatro situações analisadas (25/1500, 50/1500, 25/2000, 50/2000), partiu-se para a análise da simulação do motor operando somente com HVO (100% HVO) e com o chamado Diesel R5 (88% diesel puro, 7% biodiesel de base éster e 5% de HVO), tendo como fundamento de análise duas bases diferentes: mássica e energética.

5.2 Base mássica

A análise em base mássica se justifica pela inserção dos mesmos parâmetros de entrada daqueles feitos anteriormente na validação. Ou seja, a mesma quantidade de massa injetada por ciclo é admitida neste caso, com o objetivo de observar as diferenças de resultados entregues entre uma mesma quantidade de massa de combustível B10 e dos combustíveis HVO e Diesel R5.

Desse modo, fazendo-se a simulação nessas condições citadas anteriormente, obteve-se a Tabela 5.2, que apresenta a comparação desses parâmetros entre os combustíveis B10 e HVO, e a Tabela 5.3, que apresenta as mesmas comparações mas agora entre os combustíveis B10 e Diesel R5.

Tabela 5.2: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e HVO (base mássica).

HVO		Comparação de parâmetros de desempenho e emissões - B10 vs HVO														
% Carga / Rot		IMEP [bar]			Potência Efetiva [kW]			Pressão Máxima [bar]			CEC [g/kWh]			NOx [g/kWh]		
		B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)
25 / 1500		3,51	3,58	2,12	1,63	1,69	3,68	69,24	69,68	0,64	376	362	-3,68	7,18	7,63	6,25
50 / 1500		5,61	5,72	2,02	3,37	3,47	2,97	72,43	72,94	0,70	299	291	-2,70	3,99	4,33	8,41
25 / 2000		3,61	3,69	2,18	2,12	2,21	4,25	65,49	65,82	0,50	373	358	-4,01	4,65	4,88	4,94
50 / 2000		5,51	5,62	1,98	4,24	4,37	3,07	76,31	76,81	0,66	297	289	-2,80	3,04	3,39	11,55

Tabela 5.3: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base mássica).

Diesel R5		Comparação de parâmetros de desempenho e emissões - B10 vs Diesel R5														
% Carga / Rot		IMEP [bar]			Potência Efetiva [kW]			Pressão Máxima [bar]			CEC [g/kWh]			NOx [g/kWh]		
		B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)
25 / 1500		3,51	3,55	1,24	1,63	1,66	1,84	69,24	69,50	0,38	376	368	-2,18	7,18	7,42	3,28
50 / 1500		5,61	5,67	1,09	3,37	3,42	1,48	72,43	72,68	0,35	299	294	-1,48	3,99	4,24	6,05
25 / 2000		3,61	3,65	1,09	2,12	2,17	2,36	65,49	65,58	0,14	373	366	-2,04	4,65	4,92	5,76
50 / 2000		5,51	5,58	1,14	4,24	4,32	1,89	76,31	76,58	0,35	297	292	-1,63	3,04	3,26	7,12

Os valores designados em fundo cinza claro são aqueles que apresentam-se favoráveis ao combustível em análise em questão. Ou seja, IMEP e Potência Efetiva maiores, e CEC e emissão de NOx menores estão apresentados em fundo cinza claro, indicando uma melhora ao utilizar determinado combustível. Enquanto que os valores em fundo cinza escuro são aqueles que representam uma desvantagem ao uso daquele combustível.

Esta análise tem como principal intuito observar que uma mesma quantidade de massa pode providenciar maior ou menor energia ao motor, a depender do combustível utilizado. Tal observação está de acordo com o que foi visto na análise química para os combustíveis utilizados neste trabalho, se confirmando nos resultados das diferenças percentuais designados em fundo cinza claro. Nota-se que a mistura ternária do Diesel R5 apresentou resultados intermediários àqueles entre o B10 e o HVO.

Os valores em fundo cinza escuro referentes às emissões de NOx já eram esperados, uma vez que o combustível, ao providenciar uma quantidade maior de energia no sistema, aumentará também a sua pressão máxima, que também pode ser verificado a partir da observação dos valores atingidos para a pressão máxima, nas Tabelas 5.2 e 5.3, estando diretamente relacionada com a maior emissão de NOx observada.

Tais comparações apresentadas nas Tabelas 5.2 e 5.3 podem ser sintetizadas nos gráficos de barras das Figuras 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8 para melhor observação das diferenças entre os três combustíveis diferentes para as quatro situações de operação estudadas.

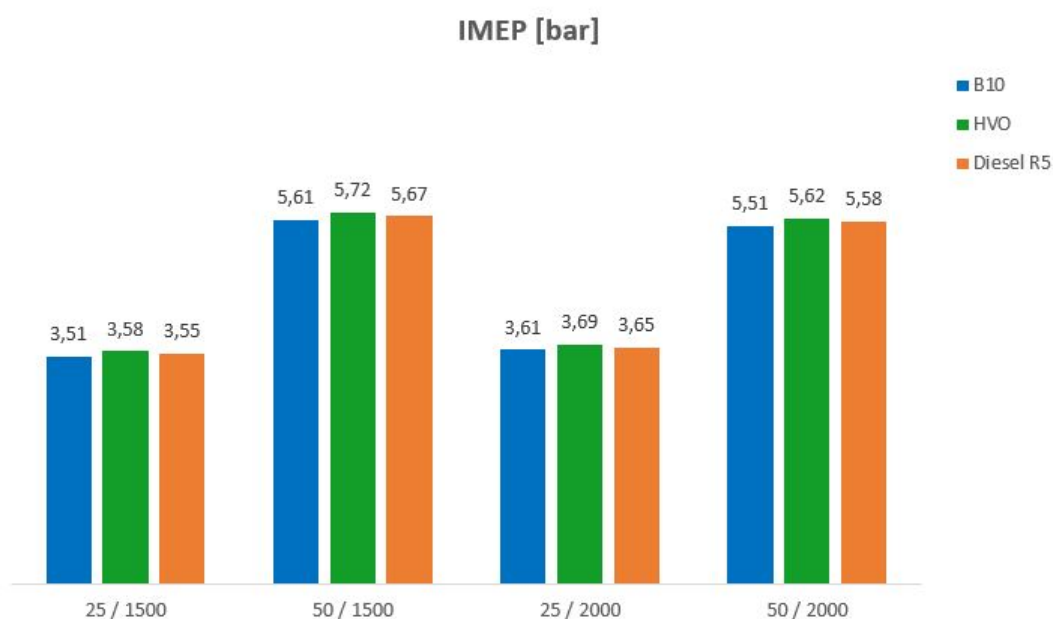


Figura 5.5: Comparação entre o IMEP apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).

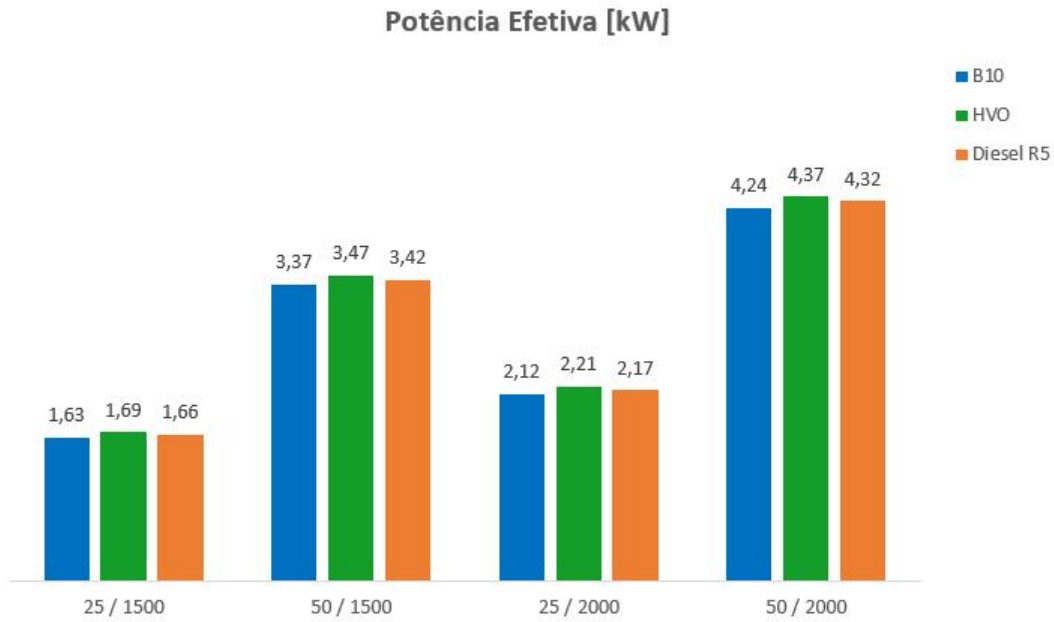


Figura 5.6: Comparação entre a Potência Efetiva apresentada para os 3 combustíveis (base mássica).

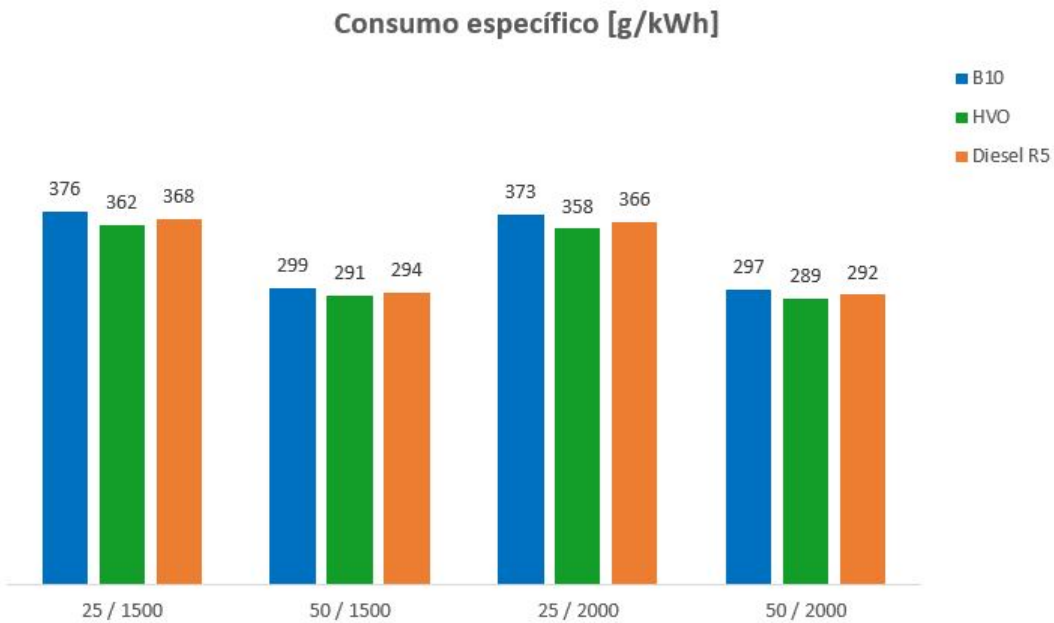


Figura 5.7: Comparação entre o Consumo Específico apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).

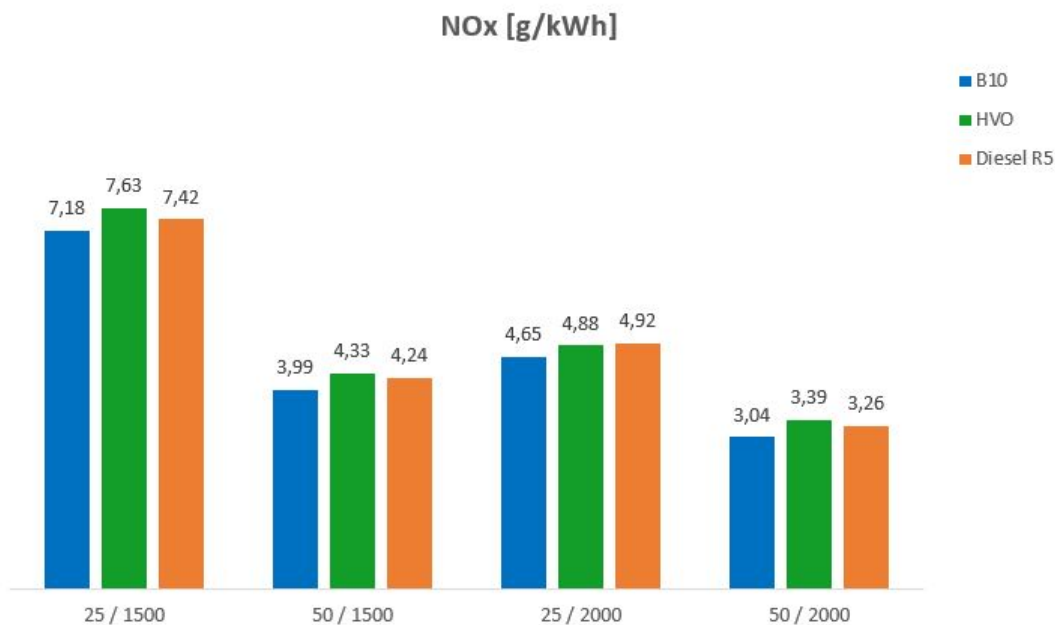


Figura 5.8: Comparação entre o NOx apresentado para os 3 combustíveis (base mássica).

A partir dos gráficos apresentados, nota-se claramente o que foi observado anteriormente a respeito dos valores encontrados para o Diesel R5 estarem no intermédio entre os do combustível B10 e do HVO.

5.3 Base energética

A análise em base energética se justifica pela inserção dos parâmetros de entrada que vão providenciar a mesma entrada de energia no motor, ou seja, neste caso a quantidade de massa de combustível injetada por ciclo não é a mesma que a análise feita anteriormente (base mássica) e o ajuste é feito considerando-se o PCI do combustível em questão, sendo proporcional a sua quantidade de energia ofertada, conforme demonstrado na Equação 4.29.

Dessa forma, fazendo-se as simulações utilizando o correto valor que providencia uma mesma energia entregue ao motor, obteve-se o apresentado nas Tabelas 5.4 e 5.5, em que, os valores em fundo cinza claro são aqueles destacados como favoráveis ao combustível alvo de análise em questão, enquanto que aqueles em fundo cinza escuro apresentam-se como valores desfavoráveis.

Tabela 5.4: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e HVO (base energética).

HVO	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões - B10 vs HVO														
	IMEP [bar]			Potência Efetiva [kW]			Pressão Máxima [bar]			CEC [g/kWh]			NOx [g/kWh]		
	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)	B10	HVO	DR (%)
25 / 1500	3,51	3,50	-0,10	1,63	1,62	-0,61	69,24	69,23	-0,01	376	368	-2,06	7,18	7,10	-1,17
50 / 1500	5,61	5,60	-0,16	3,37	3,37	0,00	72,43	72,36	-0,10	299	293	-2,02	3,99	4,11	2,86
25 / 2000	3,61	3,61	-0,07	2,12	2,12	0,00	65,49	65,49	0,00	373	365	-2,10	4,65	4,70	1,04
50 / 2000	5,51	5,51	0,00	4,24	4,24	0,00	76,31	76,34	0,04	297	290	-2,23	3,04	3,04	0,03

Tabela 5.5: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base energética).

Diesel R5	Comparação de parâmetros de desempenho e emissões - B10 vs Diesel R5														
	IMEP [bar]			Potência Efetiva [kW]			Pressão Máxima [bar]			CEC [g/kWh]			NOx [g/kWh]		
	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)	B10	R5	DR (%)
25 / 1500	3,51	3,50	-0,08	1,63	1,63	0,00	69,24	69,23	-0,01	376	372	-1,19	7,18	7,19	0,15
50 / 1500	5,61	5,60	-0,03	3,37	3,37	0,00	72,43	72,43	0,00	299	295	-1,28	3,99	4,00	0,26
25 / 2000	3,61	3,61	-0,07	2,12	2,12	0,00	65,49	65,49	0,00	373	369	-1,20	4,65	4,67	0,44
50 / 2000	5,51	5,51	-0,13	4,24	4,24	0,00	76,31	76,25	-0,08	297	293	-1,14	3,04	3,10	1,91

Ao observar as Tabelas 5.4 e 5.5, nota-se, como era de se esperar, valores de IMEP, Potência Efetiva e Pressão Máxima próximos, uma vez que o motor está sujeito à mesma quantidade de energia entregue pelos combustíveis, a partir da proporção feita com base em seu PCI, apontando a coerência da simulação realizada. No entanto, vale observar as notáveis diferenças no consumo específico e emissões de NOx.

O consumo específico do combustível HVO foi o que apresentou melhores resultados, atingindo até 2,23% de redução para o caso de 50% de carga à 1500 rpm, enquanto que aqueles para o Diesel R5, similarmente ao observado na seção com resultados em base mássica, ficaram no intermédio entre o B10 e o HVO. Não obstante, é um resultado desejável que mostra a possibilidade de melhora dos resultados em motores, mesmo com a utilização de uma pequena parcela do HVO e do biodiesel de base éster com o diesel puro, formando a mistura ternária que compõe o Diesel R5.

Outras diferenças percentuais que podem ser consideráveis para alguns casos são aquelas referentes às emissões de NOx, em que pôde-se notar no caso do HVO na condição de operação 25/1500 uma melhora nas emissões de -1,17%, no caso do HVO na condição de operação 50/1500 uma piora de 2,86%, e, nos outros casos, diferenças ínfimas, mostrando que as emissões de NOx não foram demasiadamente

afetadas pela mudança de combustível e que essas emissões podem ser devidamente solucionadas a partir do uso de catalisadores e outros dispositivos de pós-tratamento.

Foram avaliadas também, além dos parâmetros presentes nas Tabelas 5.4 e 5.5, as eficiências global e indicada apresentadas em cada situação. No entanto, esses valores foram suprimidos da tabela, uma vez que não foram observadas diferenças significativas entre esses valores.

Tais resultados apresentados nas Tabelas 5.4 e 5.5, para melhor comparação, podem ser vistos a partir dos gráficos de barras dispostos nas Figuras 5.9 e 5.10, permitindo a comparação entre os 3 combustíveis alvo de análise em uma base energética.

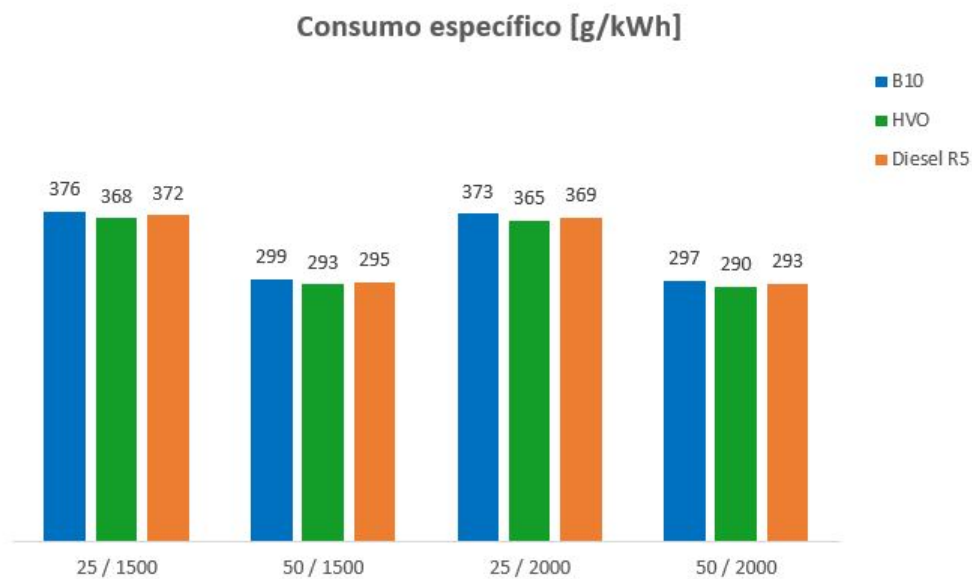


Figura 5.9: Comparação entre o consumo específico apresentado para os 3 combustíveis (base energética).

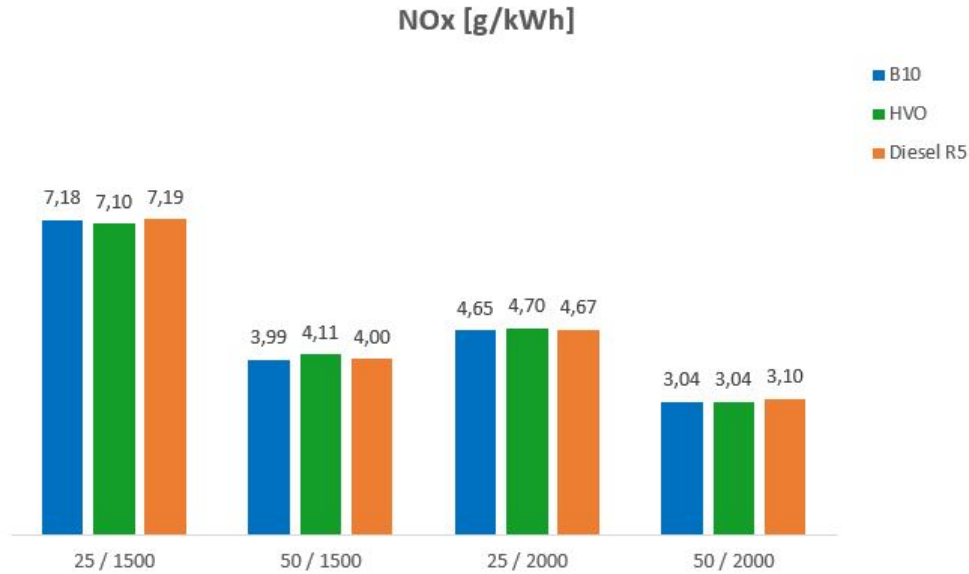


Figura 5.10: Comparação entre as emissões apresentadas para os 3 combustíveis (base energética).

No gráfico da Figura 5.11, observa-se o comportamento bem determinado para os três combustíveis nas quatro situações de operação analisadas, com o combustível Diesel R5 no intermédio entre os resultados do B10 e HVO, estando mais próximo deste do que daquele.

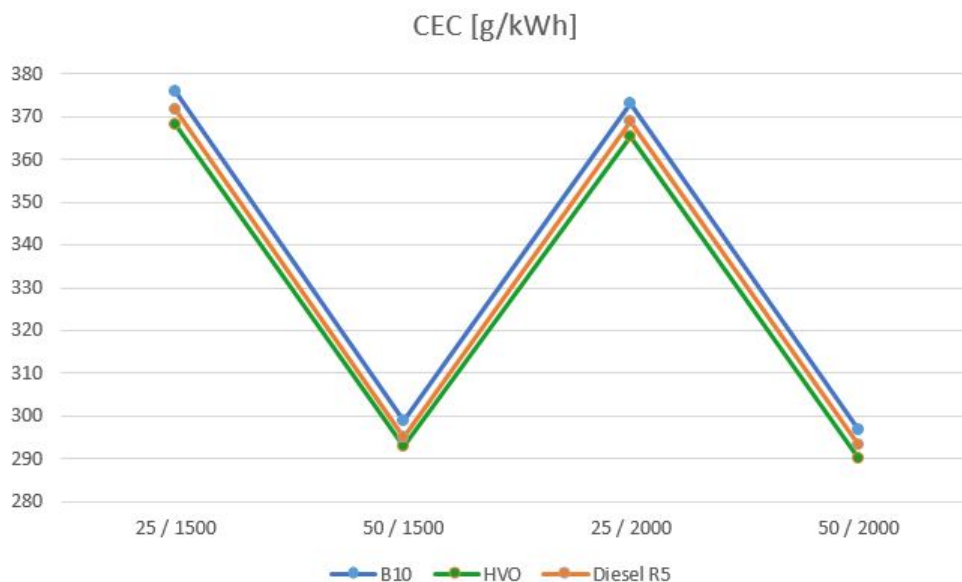


Figura 5.11: Comparação de parâmetros de desempenho e emissões entre B10 e Diesel R5 (base energética).

A Figura 5.11 mostra, claramente, que os bons resultados apresentados pelo combustível HVO podem ser buscados a partir de outras misturas que tenham em

sua composição uma parcela do mesmo, como é o caso do Diesel R5, permitindo assim, uma maior flexibilização.

5.4 Análise de sensibilidade

Com o objetivo de analisar os efeitos da variação do início da injeção, e consequentemente o início da combustão, fez-se uma análise de sensibilidade dos resultados de desempenho e emissões ao variar-se o ângulo de início de combustão determinado no modelo Wiebe 2 Zonas em:

- Avanço de 1°;
- avanço de 2°;
- retardo de 1°;
- retardo de 2°.

Com essas variações, são diversos os efeitos que podem ser observados nos parâmetros de desempenho e emissões.

Para esta análise, utilizou-se como parâmetros de entrada os mesmos para a situação de 25/1500, combustível HVO, com base mássica igual. Como o intuito aqui é observar as diferenças ao variar o ângulo de início da combustão, não se fez necessária uma análise com mesma base energética, uma vez que os resultados seriam apresentados de modo análogo.

5.4.1 Curvas de pressão

Ao fazer as simulações variando-se os ângulo conforme descrito anteriormente, obteve-se as seguintes curvas de pressão no interior do cilindro para cada caso, apresentadas na Figura 5.12, em que, a saber, a curva do meio designa a mesma apresentada no caso 25/1500 do HVO, a um ângulo de início de combustão de -7,5°, com resultados expressos na Tabela 5.2.

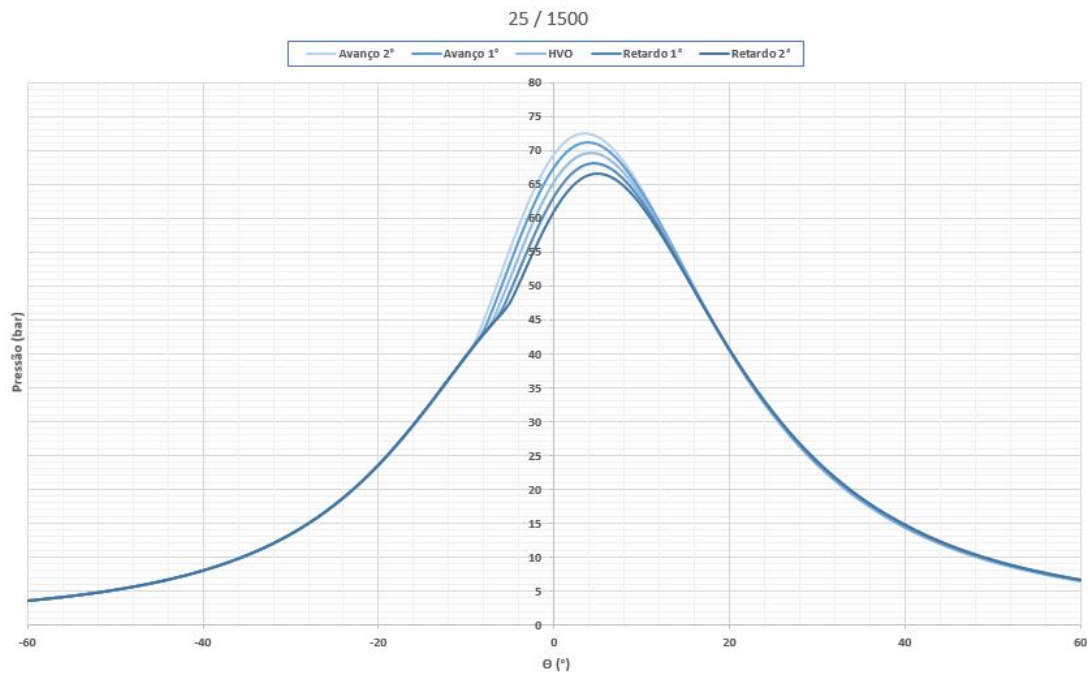


Figura 5.12: Curvas de pressão para diferentes inícios de combustão.

A partir da Figura 5.12, nota-se claramente o efeito ao variar o início da combustão, momento em que ocorre o descolamento entre as curvas impressas no gráfico, fazendo com que a mesma atinja seu pico de pressão em um ângulo diferente das demais. Cabe ressaltar, além da diferença no ângulo de pico da pressão, também os valores máximos de pressão atingidos no cilindro, que são evidentemente maiores ao iniciar a combustão antes. No entanto, nem sempre essa maior pressão atingida será um bom resultado, como foi possível observar a partir das diversas tabelas de comparação expressas nas seções de análise em base mássica. Isso porque uma pressão maior ocasionada por um avanço traz também consigo pressões maiores anteriores ao PMS, necessitando de uma maior energia para o tempo de compressão, que pode compensar ou não a energia entregue posteriormente no tempo de expansão.

5.4.2 IMEP

Os resultados referentes ao IMEP provenientes de cada situação retratada na Figura 5.12 são apresentados conforme a Tabela 5.6 e também podem ser condensados a partir da Figura 5.13.

Tabela 5.6: Valores encontrados de IMEP para cada situação estudada.

	IMEP [bar]			
	25 / 1500	50 / 1500	25 / 2000	50 / 2000
-2	3,50	5,64	3,66	5,56
-1	3,54	5,69	3,68	5,60
0	3,58	5,72	3,69	5,62
1	3,61	5,74	3,70	5,65
2	3,64	5,76	3,70	5,66

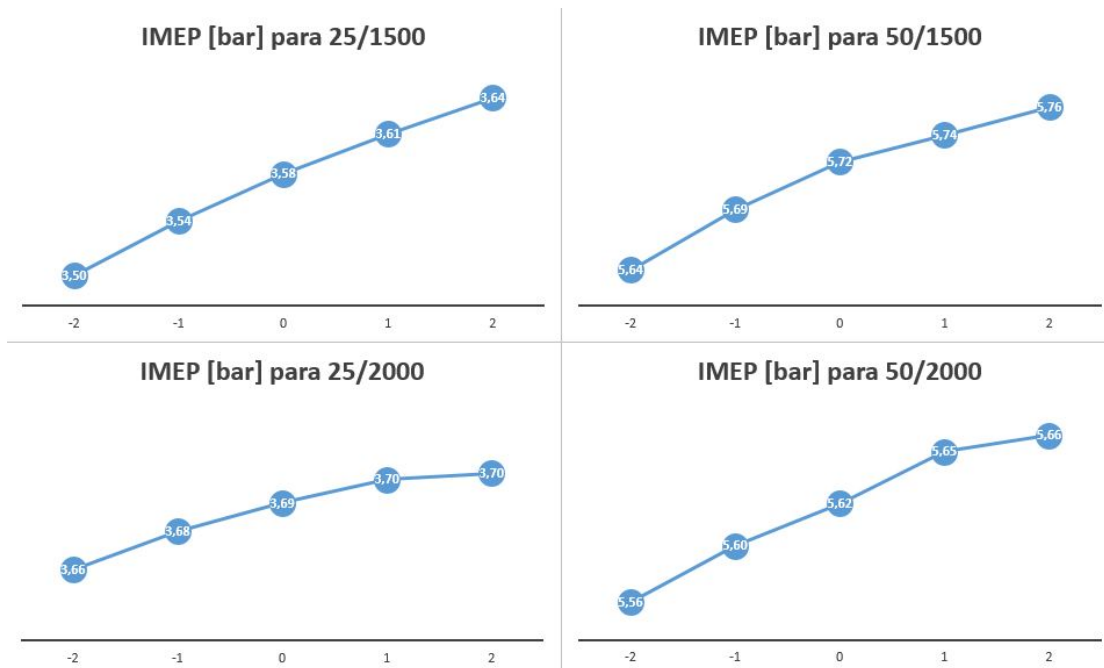


Figura 5.13: Comparação da mudança dos valores de IMEP encontrados para cada situação.

A partir da Figura 5.13, observa-se claramente o aumento da pressão média indicada ao recuar o ângulo de início de combustão. Isso representa que, apesar de atingir uma pressão máxima inferior, há um melhor aproveitamento da energia de combustão no cilindro ao retardar o início de injeção para este caso, justamente por causa do melhor ajuste do ângulo em que ocorre a pressão máxima.

Nota-se também que esse resultado não apresenta uma variação linear entre os ângulos distintos e nem com as mesmas proporções dos outros casos, sendo, para alguns casos, uma variação mais suave, como no exemplo de 25/2000, e, para outros, uma variação mais abrupta e irregular, como no caso de 50/2000.

5.4.3 Potência efetiva

Os resultados referentes à Potência Efetiva provenientes de cada situação retratada na Figura 5.12 são apresentados conforme a Tabela 5.7 e também podem ser condensados a partir da Figura 5.14.

Tabela 5.7: Valores encontrados de Potência efetiva para cada situação estudada.

	Potência efetiva [kW]			
	25 / 1500	50 / 1500	25 / 2000	50 / 2000
-2	1,62	3,41	2,18	4,30
-1	1,66	3,44	2,20	4,34
0	1,69	3,47	2,21	4,37
1	1,72	3,48	2,22	4,40
2	1,74	3,50	2,22	4,41

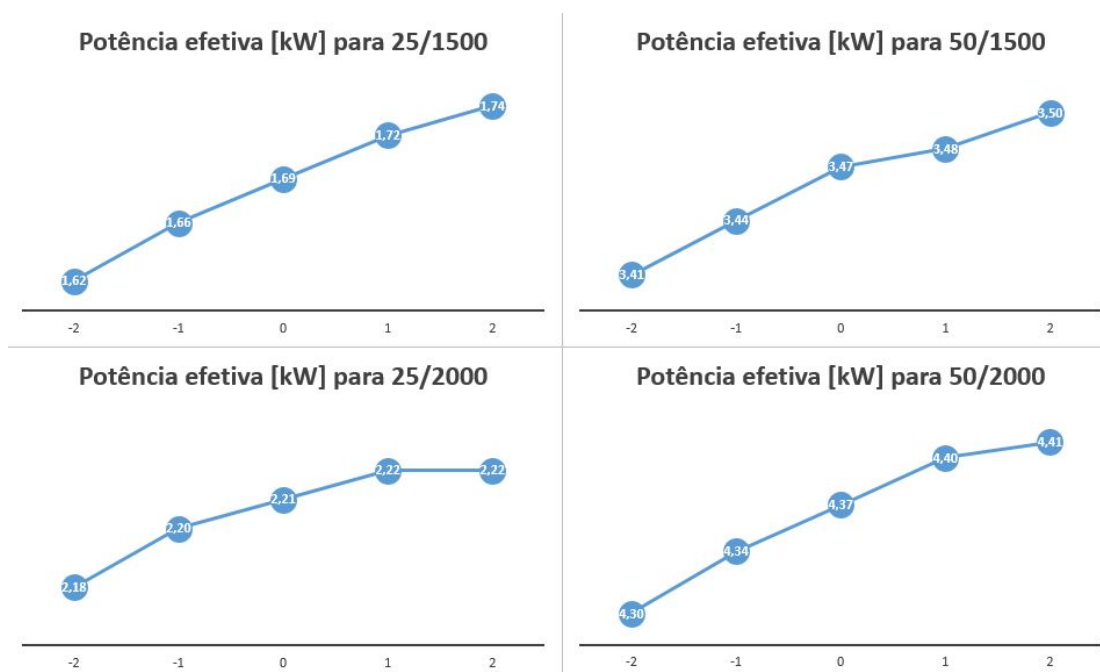


Figura 5.14: Comparação da mudança dos valores de Potência efetiva encontrados para cada situação.

Conforme pode ser observado, a Figura 5.14 possui alta semelhança com a Figura 5.13, isso porque os gráficos se diferenciam somente pela adição da interferência do atrito existente no motor, deixando-as com comportamentos análogos.

5.4.4 Pressão máxima

Os resultados referentes à pressão máxima atingida provenientes de cada situação retratada na Figura 5.12 são apresentados conforme a Tabela 5.8 e também podem ser condensados a partir da Figura 5.15.

Tabela 5.8: Valores encontrados de Pressão máxima para cada situação estudada.

	Pressão máxima [bar]			
	25 / 1500	50 / 1500	25 / 2000	50 / 2000
-2	72,6	76,5	69,2	80,5
-1	71,2	74,7	67,5	78,7
0	69,7	72,9	65,8	76,8
1	68,1	71,0	64,1	75,0
2	66,5	69,1	62,3	73,0

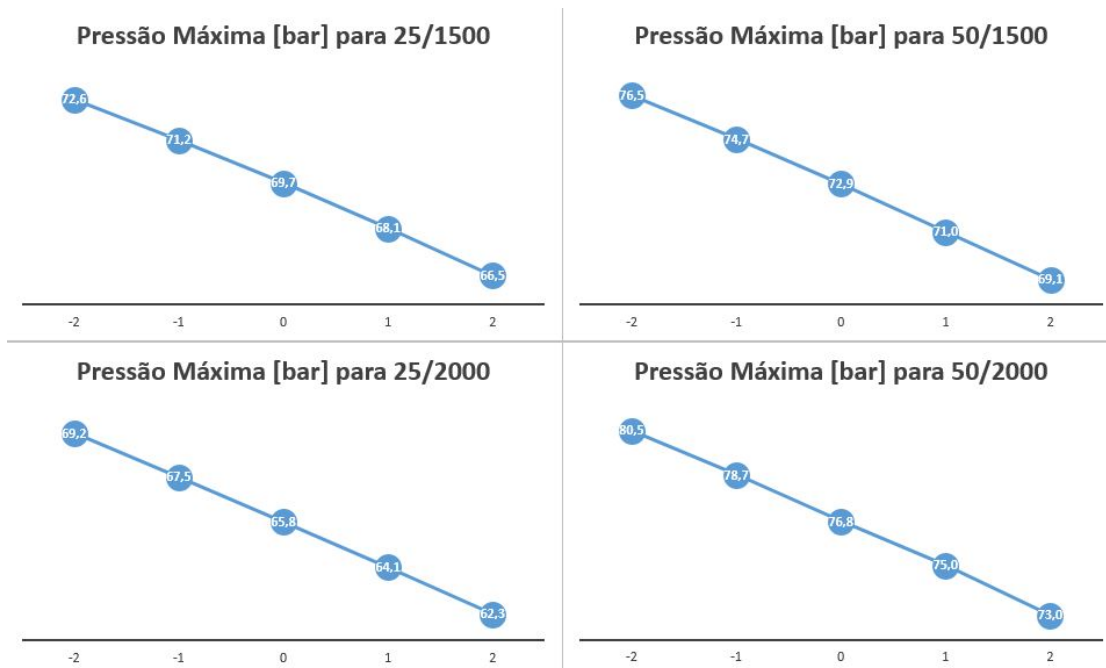


Figura 5.15: Comparação da mudança dos valores de Pressão máxima encontrados para cada situação.

É possível observar neste caso um comportamento bastante interessante apresentado pelo aspecto de linearidade para todas as situações, em que, como esperado, tem-se uma redução considerável no valor da pressão máxima atingida no interior do cilindro ao recuar o ângulo de início de combustão, provocando um pico à um ângulo mais distante do PMS.

5.4.5 Consumo específico

Os resultados referentes ao consumo específico provenientes de cada situação retratada na Figura 5.12 são apresentados conforme a Tabela 5.9 e também podem ser condensados a partir da Figura 5.16.

Tabela 5.9: Valores encontrados de Consumo específico para cada situação estudada.

	Consumo específico [g/kWh]			
	25 / 1500	50 / 1500	25 / 2000	50 / 2000
-2	377	296	363	293
-1	369	293	360	290
0	362	291	358	289
1	357	289	357	286
2	352	288	356	286

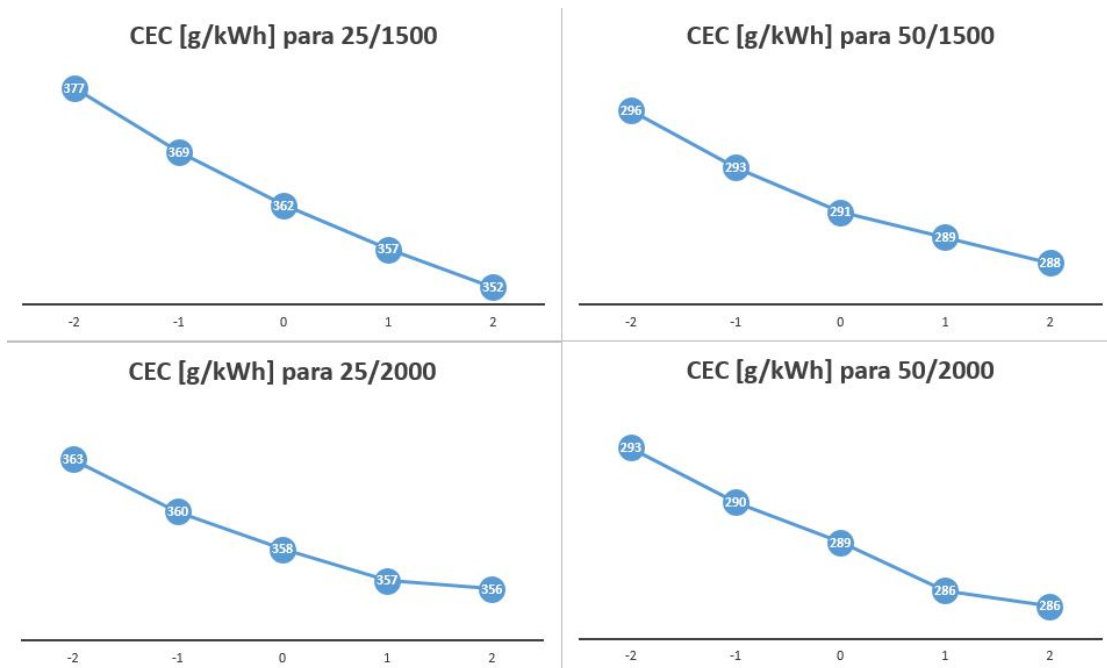


Figura 5.16: Comparação da mudança dos valores de Consumo específico encontrados para cada situação.

Nota-se que as curvas apresentadas apontam um decaimento maior no início e indicam uma estabilização à medida que se recua o ângulo de combustão. Neste caso tem-se uma melhora nos resultados do motor ao recuar o ângulo, indicando que uma maior energia líquida do sistema concorda com uma menor energia gasta na compressão e menor energia obtida na expansão, conforme discutido anteriormente ao investigar os gráficos de pressão mostrados na Figura 5.12.

5.4.6 Emissão de NOx

Os resultados referentes às emissões de NOx provenientes de cada situação retratada na Figura 5.12 são apresentados conforme a Tabela 5.10 e também podem ser condensados a partir da Figura 5.17.

Tabela 5.10: Valores encontrados de emissões de NOx para cada situação estudada.

	NOx [g/kWh]			
	25 / 1500	50 / 1500	25 / 2000	50 / 2000
-2	7,86	5,03	5,05	3,76
-1	7,75	4,66	4,99	3,56
0	7,63	4,33	4,88	3,39
1	7,53	4,12	4,70	3,08
2	7,16	3,85	4,55	2,98

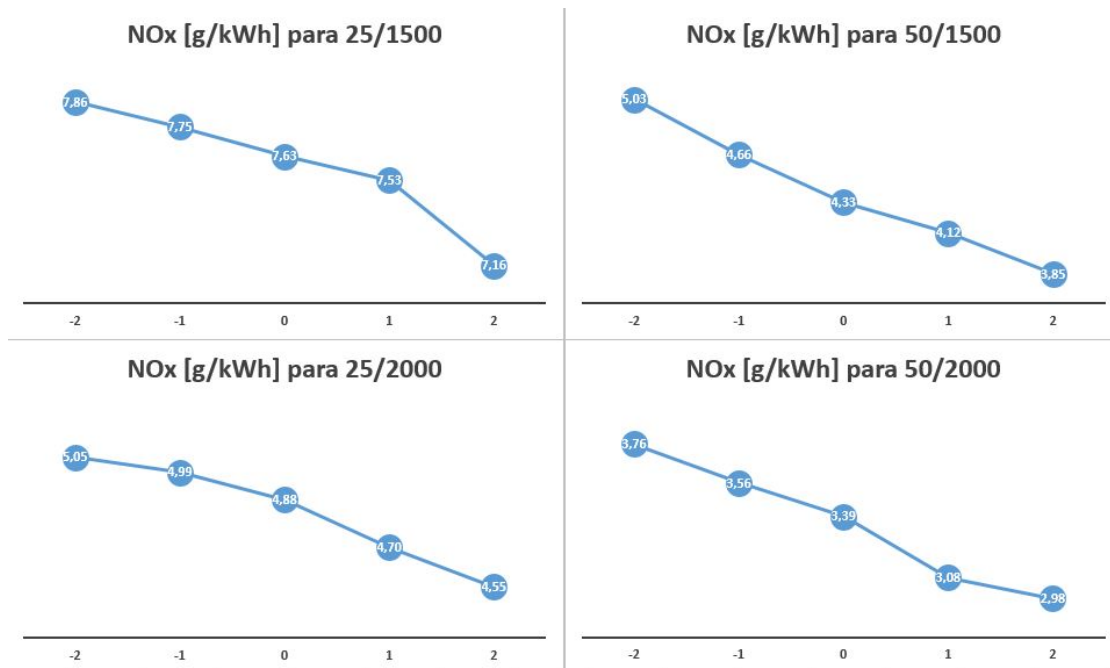


Figura 5.17: Comparação da mudança dos valores de emissões de NOx encontrados para cada situação.

Infere-se da Figura 5.17, que para as emissões de NOx, ao variar o ângulo de início de combustão, não há um comportamento muito regular da curva ao passar por diferentes ângulos, podendo para alguns casos trazer variações consideráveis, como por exemplo o avanço de 2° no caso 25/1500. No entanto, da mesma forma que o observado para os outros parâmetros de desempenho, os resultados mostram-se melhores para o retardo do ângulo de combustão, o que vai ao encontro do que é mostrado nos gráficos de pressão da Figura 5.15 e da literatura a respeito das emissões de NOx, tendo uma melhora nas emissões de NOx ao se reduzir a pressão máxima (e consequentemente a temperatura máxima) atingida no interior do cilindro.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões

6.1 Conclusões da dissertação

A partir dos resultados da simulação e também da literatura investigada (AA-TOLA *et al.* [22]), notou-se que o HVO apresenta resultados tanto de desempenho quanto de emissões favoráveis ao seu uso como uma inserção nova aos compostos dos combustíveis vendidos nos postos, tendo o HVO puro apresentado aproximadamente 2% de redução no consumo específico do motor quando comparando-se com o combustível B10, e diferenças nas emissões de NOx inferiores a 3%. Além do mais, a mistura ternária denominada como Diesel R5, mesmo possuindo uma baixa quantidade de HVO em sua composição, apresentou vantagem de cerca de 1% no consumo específico do motor e diferenças relativas com módulo inferior a 2% nas emissões de NOx, indicando a viabilidade da utilização dessa mistura para operação de modo mais econômico. O HVO consegue providenciar uma boa quantidade de energia ao motor sem ocasionar problemas de funcionamento devido às suas propriedades físico-químicas, e, além do mais, provê a possibilidade da realização da mistura que se deseja com o diesel de petróleo, devido a suas características químicas próximas às dele. A adoção desse novo combustível permitirá um maior alívio quanto à produção de biodiesel, que vem sofrendo problemas de escalabilidade de produção recentemente.

De acordo com as simulações feitas em base energética (Seção 5.3), nota-se que a composição ternária nomeada como Diesel R5 pode providenciar resultados satisfatórios que irão atender à demanda energética sem aumentar demasiadamente o nível de poluentes emitidos na atmosfera. Os resultados para o Diesel R5 não são iguais àqueles do HVO, mas são suficientes para proporcionar a energia do combustível utilizado nos motores por meio de uma maior flexibilização da mistura, o que facilita bastante o atendimento às regulamentações estipuladas pelas autoridades, ao não depender de somente um ou dois combustíveis para compor a mistura, como

o que vem sendo feito ultimamente com o diesel e o biodiesel.

Ao analisar a eficiência global e indicada apresentada para os diferentes combustíveis a partir da simulação, não foram notadas diferenças significativas entre esses valores. No entanto, isso não significa que a combustão em um seja igual à do outro, uma vez que os parâmetros de operação do motor, como o início de combustão e duração das fases de combustão podem ser diferentes para eles a depender da composição química de cada um. Não obstante, a partir da hipótese feita para análise dos diferentes combustíveis, obteve-se valores pertinentes àqueles encontrados na literatura e que estão de acordo com o que é observado também em pesquisas internacionais (AATOLA *et al.* [22]; CHIAVOLA e RECCO [30]; DIMITRIADIS *et al.* [26]; HUNICZ *et al.* [29]; HARTIKKA *et al.* [25]; DOBRZYNSKA *et al.* [32]).

A análise de sensibilidade feita (na Seção 5.4) permitiu observar as influências decorrentes da alteração dos parâmetros utilizados no simulador. Como a cetanagem do combustível queimado em questão não foi inserida explicitamente no software de simulação, teve-se o ângulo de início da combustão como alvo de modificações e testes, por ser um valor que é diretamente influenciado pela cetanagem do combustível queimado. Por meio dessa análise, foi possível investigar se havia alguma incoerência no modelo simulador, tendo-se como base a teoria que explica como funcionam os motores a combustão interna e como cada parâmetro pode influenciar sua performance (HEYWOOD [9]). Notou-se, como esperado, o aumento da pressão máxima alcançada no interior do cilindro com o avanço da combustão, alcançando-se a pressão máxima de 73 MPa para o caso de 50% de carga e 2000 rpm, e, no geral, um melhor desempenho para um maior atraso de ignição, que pôde-se ver pelos dados referentes ao consumo específico, que atingiu um valor mínimo de 286 g/kWh para o caso de 50% de carga e 2000 rpm. Tal resultado é consequência de diversos fatores, como o cruzamento de válvulas, tipo de combustível e modelo de atrito utilizado no simulador, que proporcionaram a modelagem de um motor que apresentava melhor aproveitamento da energia fornecida ao atrasar sua ignição, como consequência do ganho na expansão frente ao gasto na compressão durante o processo.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

No decorrer deste trabalho surgiram algumas ideias novas que podem ser muito bem exploradas em novos trabalhos com assuntos similares, descritas a seguir:

- Obtenção de resultados experimentais para o HVO a fim de se comparar com aqueles obtidos por meio das simulações;
- Realização das validações e simulações para outras condições de operação, como por exemplo para as cargas de 75% e rotações de 2500 rpm;

- Análise dos resultados gerais de desempenho e emissões ao variar elementos que compõem o modelo de simulação, de forma a indicar alguma possível melhora no modelo real.

Referências Bibliográficas

- [1] TEODOSIU, C., HOHOTA, R., RUSAOEN, G., et al. “Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment”, *Building and Environment*, v. 38, n. 5, pp. 655–664, 2003.
- [2] SZWARCFITER, L., MENDES, F. E., ROVERE, E. L. L. “Enhancing the effects of the Brazilian program to reduce atmospheric pollutant emissions from vehicles”, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, v. 10, n. 2, pp. 153–160, 2005.
- [3] CONAMA. *Dispõe sobre a criação do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE*. Resolução CONAMA 18, Governo Federal, May 1986.
- [4] CONAMA. *Estabelece a Fase PROMOT M5 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos similares - PROMOT para controle de emissões de gases poluentes e de ruído por ciclomotores, motocicletas e veículos similares novos, altera as Resoluções CONAMA nºs 297/2002 e 432/2011, e dá outras providências*. Resolução CONAMA 493, Governo Federal, June 2019.
- [5] SANTOS, N. D. S. A., ROSO, V. R., MALAQUIAS, A. C. T., et al. “Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future sustainable transportation”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 148, n. 111292, September 2021.
- [6] MIYAMOTO, N., CHIKAHISA, T., MURAYAMA, T., et al. “Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe’s Functions”, *SAE International Congress and Exposition*, 1985.
- [7] LANGNER, C., SVENSSON, E., HARVEY, S. “A computational tool for guiding retrofit projects of industrial heat recovery systems subject to variation in operating conditions”, *Applied Thermal Engineering*, v. 182, n. 115648, 2021.

- [8] KENNEPOHL, D. “Using Computer Simulations to Supplement Teaching Laboratories in Chemistry for Distance Delivery”, *The Journal of Distance Education*, v. 16, n. 2, pp. 58–65, 2001.
- [9] HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2 ed. Cambridge, Massachusetts, Mc Graw Hill Education, 2018.
- [10] STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 4 ed. Oxford, Palgrave Macmillan, 2012.
- [11] BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna*. 1 ed. São Paulo, Blucher, 2012.
- [12] FRASER, N., BLAXILL, H., LUMSDEN, G., et al. “Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing”, *SAE International Journal of Engines*, v. 2, n. 1, pp. 991–1008, 2009.
- [13] COLEMAN, M. D., STANTURF, J. A. “Biomass feedstock production systems: economic and environmental benefits”, *Biomass and Bioenergy*, pp. 693–695, 2006.
- [14] KLEINSCHMIDT, J. “Biofueling Rural Development: Making the Case for Linking Biofuel Production to Rural Revitalization”, *Carsey Institute, University of New Hampshire, Durham*, 2007.
- [15] DAHIYA, A. *Bioenergy*. 2 ed. Burlington, Elsevier Inc., 2020.
- [16] GOH, C. S., LEE, K. T. “A visionary and conceptual macroalgae-based third-generation bioethanol (TGB) biorefinery in Sahab, Malaysia as an underlay for renewable and sustainable development”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 842–848, 2010.
- [17] LEE, R. A., LAVOIE, J. M. “From first- to third-generation biofuels: challenges of producing a commodity from a biomass of increasing complexity”, *Animal Frontiers*, pp. 6–11, 2013.
- [18] ALMER, C., WINKLER, R. “Analyzing the effectiveness of international environmental policies: The case of the Kyoto Protocol”, *Journal of Environmental Economics and Management*, v. 82, n. ISSN 0095-0696, pp. 125–151, 2017.
- [19] DICKERSON, M. “Brazil’s ethanol effort helping lead to oil self-sufficiency”, *The Seattle Times*, 2005.

- [20] WANG, J., HUANG, Z., LIU, B., et al. “Effect of ignition timing and hydrogen fraction on combustion and emission characteristics of natural gas direct-injection engine”, *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, pp. 194–201, 2008.
- [21] A. C. G. MANTOVANI, L. T. C., SANTANA, V. T., BORSATO, D., et al. “Influence of antioxidants in biodiesel degradation: Electronic paramagnetic resonance tracking of free radicals”, *Fuel*, v. 287, n. 119531, 2021.
- [22] AATOLA, H., LARMI, M., SARJOVAARA, T., et al. “Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as a Renewable Diesel Fuel: Trade-off between NO_x, Particulate Emission, and Fuel Consumption of a Heavy Duty Engine”, *SAE Int. J. Engines*, 2009.
- [23] SIMÁČEK, P., SOUCEK, I., POSPISIL, M., et al. “Impact of hydrotreated vegetable oil and biodiesel on properties in blends with mineral diesel fuel”, *Thermal Science*, 2019.
- [24] PETROBRAS. “Diesel renovável traz mais qualidade, competição e sustentabilidade para o segmento de biocombustíveis no Brasil”, <https://petrobras.com.br/fatos-e-dados/diesel-renovavel-traz-mais-qualidade-competicao-e-sustentabilidade-para-o-segmento-de-biocombustiveis-no-brasil.htm>. Acesso em: 15 de julho de 2021., October 2020.
- [25] HARTIKKA, T., KURONEN, M., KIISKI, U. “Technical Performance of HVO (Hydrotreated Vegetable Oil) in Diesel Engines”, *SAE International*, 2012.
- [26] DIMITRIADIS, A., NATSIOS, I., DIMARATOS, A., et al. “Evaluation of a Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) and Effects on Emissions of a Passenger Car Diesel Engine”, *frontiers in Mechanical Engineering*, July 2018.
- [27] SUAREZ-BERTOIA, R., KOUSOULIDOU, M., CLAIROTTE, M., et al. “Impact of HVO blends on modern diesel passenger car emissions during real world operation”, *Fuel*, v. 235, pp. 1427–1435, January 2019.
- [28] SIMÁČEK, P., SOUCEK, I., POSPISIL, M., et al. “Impact of hydrotreated vegetable oil and biodiesel on properties in blends with mineral diesel fuel”, *Thermal Science*, v. 23, 2019.
- [29] HUNICZ, J., KRZACZEK, P., GECA, M., et al. “Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO”, *Combustion Engines*, v. 1, n. 184, pp. 72–78, 2021.

- [30] CHIAVOLA, O., RECCO, E. “Emission Performance of a Diesel Engine Fuelled with Petrol Diesel, Green Diesel, and Waste Cooking Oil Blends”, *Journal of Combustion*, 2018.
- [31] RIMKUZ, A., ZAGLINSKIS, J., STRAVINSKAS, S., et al. “Research on the Combustion, Energy and Emission Parameters of Various Concentration Blends of Hydrotreated Vegetable Oil Biofuel and Diesel Fuel in a Compression-Ignition Engine”, *energies*, August 2019.
- [32] DOBRZYNSKA, E., SZEWCZYNSKA, M., POSNIAK, M., et al. “Exhaust emissions from diesel engines fueled by different blends with the addition of nanomodifiers and hydrotreated vegetable oil HVO”, *Environmental Pollution*, 2020.
- [33] MELO, T. C. C., MACHADO, G. B., BELCHIOR, C. R. P., et al. “Hydrous ethanol–gasoline blends – Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine”, *Fuel*, v. 97, pp. 796–804, July 2012.
- [34] TOUGRI, I., COLAÇO, M. J., LEIROZ, A. J. K., et al. “Knocking prediction in internal combustion engines via thermodynamic modeling: preliminary results and comparison with experimental data”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, pp. 321–327, 2017.
- [35] ABIKUSNA, S., SUGIARTO, B., MONASARI, R., et al. “The effect of additive on combustion characteristics and cycle to cycle variations on si engine fueled by gasoline and bioethanol”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, pp. 27–36, December 2018.
- [36] JACOB, A., ASHOK, B. “An interdisciplinary review on calibration strategies of engine management system for diverse alternative fuels in IC engine applications”, *Fuel*, v. 278, n. 118236, October 2020.
- [37] CATON, J. A. *An Introduction to Thermodynamic Cycle Simulations for Internal Combustion Engines*. 1 ed. Texas, John Wiley & Sons, Ltd, 2016.
- [38] BELLER, G., ÁRPÁD, I., KISS, J. T., et al. “AVL Boost: a powerful tool for research and education”, *Journal of Physics: Conference Series*, 2021.
- [39] JUNIOR, G. C. S. *Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões*. Dissertação de MSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, BRASIL, 2009.

- [40] BUENO, J. P. V. M. *Análise do desempenho de motores diesel utilizando óleo combustível pesado e combustível destilado marítimo*. Dissertação de MSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, BRASIL, 2011.
- [41] DAWODY, M. F. A., BHATTI, S. K. “Experimental and Computational Investigations for Combustion, Performance and Emission Parameters of a Diesel Engine Fueled with Soybean Biodiesel-Diesel Blends”, *Energy Procedia*, v. 52, pp. 421–430, 2014.
- [42] BUENO, J. P. V. M. *Estudo numérico da influência das características de injeção de misturas óleo diesel-biodiesel-etanol nas emissões de NOx*. Tese de DSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2021.
- [43] ROCHA, H. M. Z. *Determinação dos efeitos da utilização de hidrogênio em grupos geradores a diesel operando com diferentes misturas diesel-óleo vegetal*. Tese de DSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2016.
- [44] MENDONÇA, L. *Análise dos parâmetros de desempenho e emissões de um motor a diesel operando com ethabiodiesel utilizando método numérico e resultados experimentais*. Dissertação de MSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, BRASIL, 2017.
- [45] NAZARENO, T. G. *Análise numérica de um motor diesel operando no ciclo otto utilizando etanol sobre-hidratado*. Dissertação de MSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, BRASIL, 2019.
- [46] AYAD, S. M. M. E. *Avaliação do desempenho de um motor de combustão interna operando com etanol e adição de hidrogênio*. Tese de DSc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2021.
- [47] KUO, K. K. *Principles of Combustion*. 2 ed. New Jersey, John Wiley & Sons, Inc., 2005.
- [48] TURNS, S. R. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. 2 ed. Pennsylvania, Mc Graw Hill, 2000.
- [49] GANESAN, V. *IC Engines*. 4 ed. New Delhi, Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2012.
- [50] FERRARI, G. *Motori a Combustione Interna*. Torino, Italia., Edizione il Capitello, 1992.
- [51] ALMEIDA, V. T. P. *Simulação computacional de emissões e desempenho de um motor diesel operando com óleo diesel e hidrogênio*. Dissertação de MSc., PUC-MG, Belo Horizonte, Minas Gerais, BRASIL, 2012.

- [52] MENDES, L. A. N. *Desempenho e emissões de um motor diesel operando com óleo diesel e hidrogênio produzido por hidrólise*. Tese de DSc., PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2012.

Apêndice A

Modelagem do motor e combustíveis no ©AVL BOOST

Na Figura A.1, é apresentada a modelagem dos componentes do motor feita a partir da interface do software ©AVL BOOST.

Na Figura A.2, é mostrada a interface de inserção dos dados geométricos que caracterizam o sistema cilindro-biela-manivela incorporado no motor em questão.

Na Figura A.3, é mostrada a interface de ajuste do modelo de combustão Wiebe 2 Zonas, selecionado para uso neste trabalho.

Na Figura A.4, é mostrada a interface do “Case Explorer”, área do software destinada à inserção dos parâmetros que caracterizam cada modo de operação a ser analisado em simulação, de forma a possibilitar simulações simultâneas e sem a necessidade de grande esforço para variar os dados.

Na Figura A.5, é mostrada a interface para especificação dos dados para o cálculo do calor transferido ao longo do processo, fundamentalmente importante para o cálculo das perdas ocorridas.

Na Figura A.6, é apresentada a interface de seleção do método para cálculo das perdas por atrito.

Na Figura A.7, é apresentada a interface de especificação dos parâmetros de ajuste e multiplicadores para as emissões calculadas.

As Figuras A.8, A.9 e A.10, apresentam a área do software ©AVL BOOST destinada à especificação dos combustíveis testados, e apontam, respectivamente, as especificações das frações mássicas para as composições dos combustíveis diesel B10, HVO e Diesel R5.

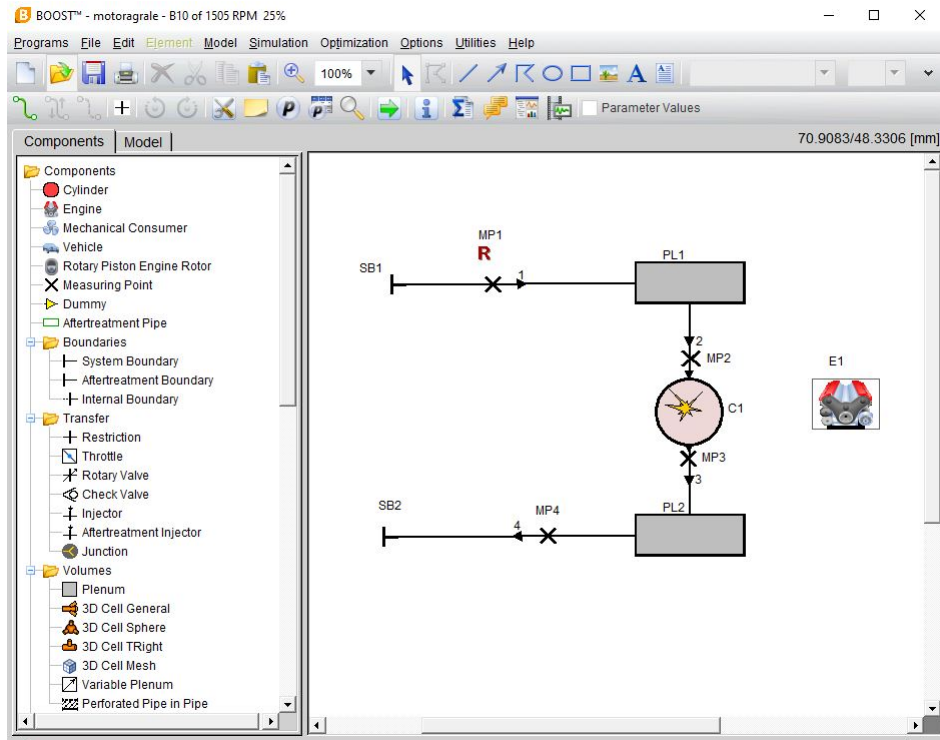


Figura A.1: Modelo do motor construído no ©AVL BOOST.

The screenshot shows the "Cylinder - Data" dialog box in the AVL BOOST software. The title bar reads "C1 - Data". The dialog box is divided into a tree view on the left and a main configuration area on the right. The tree view shows the following categories: Cylinder, General, Piston Motion, Chamber, User Defined Scavenge, Initialization, SHP Condition Setting, Combustion, Vibe, Double Vibe, Multiple Vibe, Multiple Vibe 2-Zone, Table, Table 2-Zone, Woschni/Anisits, Hires et al, User Model, UD - High Pressure Cycle, Constant Volume, Constant Pressure, AVL MCC Model, Vibe 2-Zone, Target Pressure Curve, Target Pressure Curve 2, Fractal, HCCI 6 Zone, In Cylinder Evaporation, Open Chamber Gas Eng, AVLMZCM, Flame Tracking Model, Pollutants, Knock, Heat Transfer, Piston Calibration Factor, and Head Calibration Factor. The main configuration area is titled "Cylinder" and has a subtitle "= Identical Cylinders =". It contains the following fields and options:

- Author: Breno Silveira Mota
- Comment: (empty)
- Result Name: (empty)
- Date: 28. Dec 2021
- Bore: 95 mm
- Stroke: 105 mm
- Compression Ratio: 21 [-]
- Con-Rod Length: 170 mm
- Piston Pin Offset: 0 mm
- Effective Blow By Gap: 0 mm
- Mean Crankcase Press: 1 bar
- User Defined Piston Motion:
- Chamber Attachment:
- Scavenge Model: Perfect Mixing (dropdown menu)

Buttons for "OK", "Cancel", "Help", "Apply", "Accept", and "Help" are visible at the bottom of the dialog box.

Figura A.2: Especificação dos dados geométricos do motor no ©AVL BOOST.

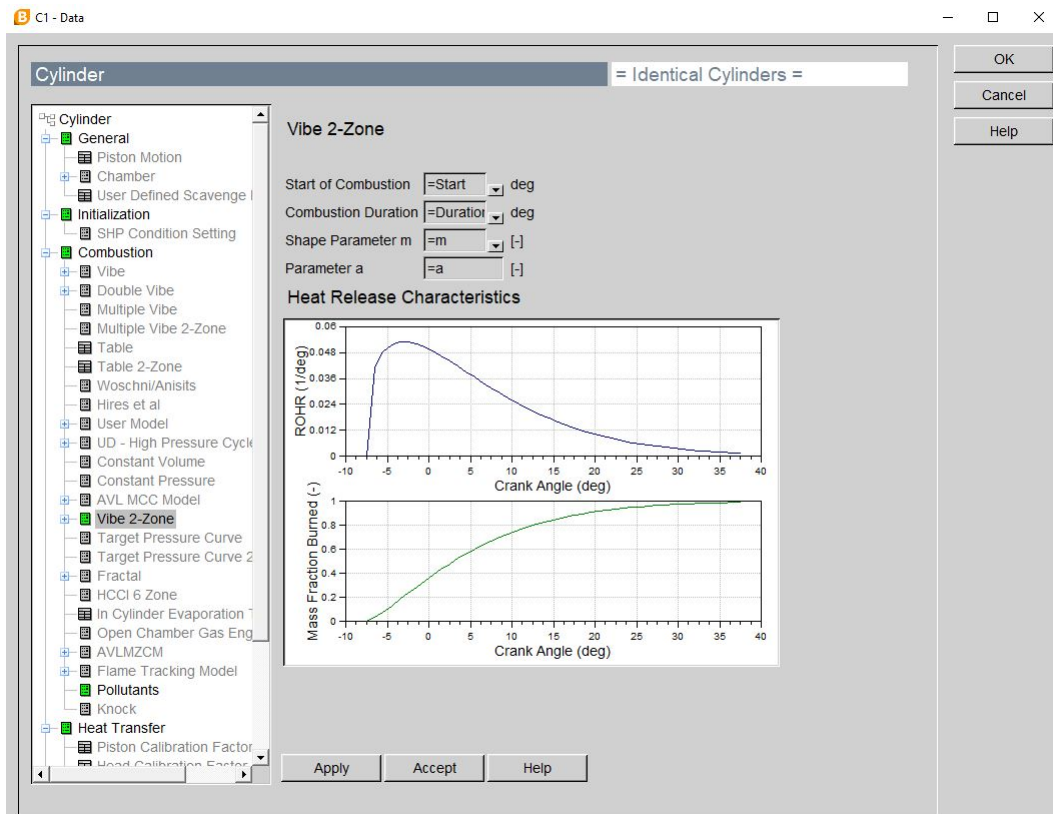


Figura A.3: Ajuste do modelo de combustão no ©AVL BOOST.

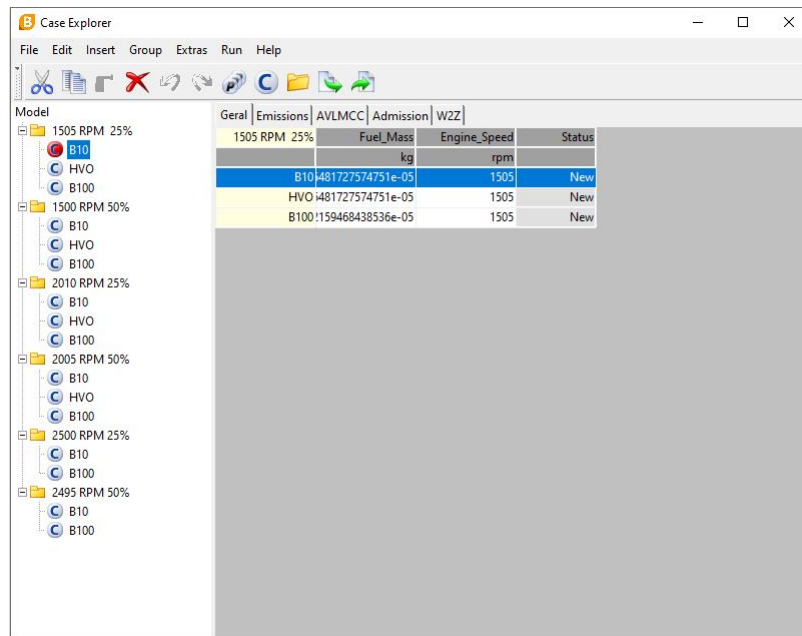


Figura A.4: Especificação dos casos testados no Case Explorer no ©AVL BOOST.

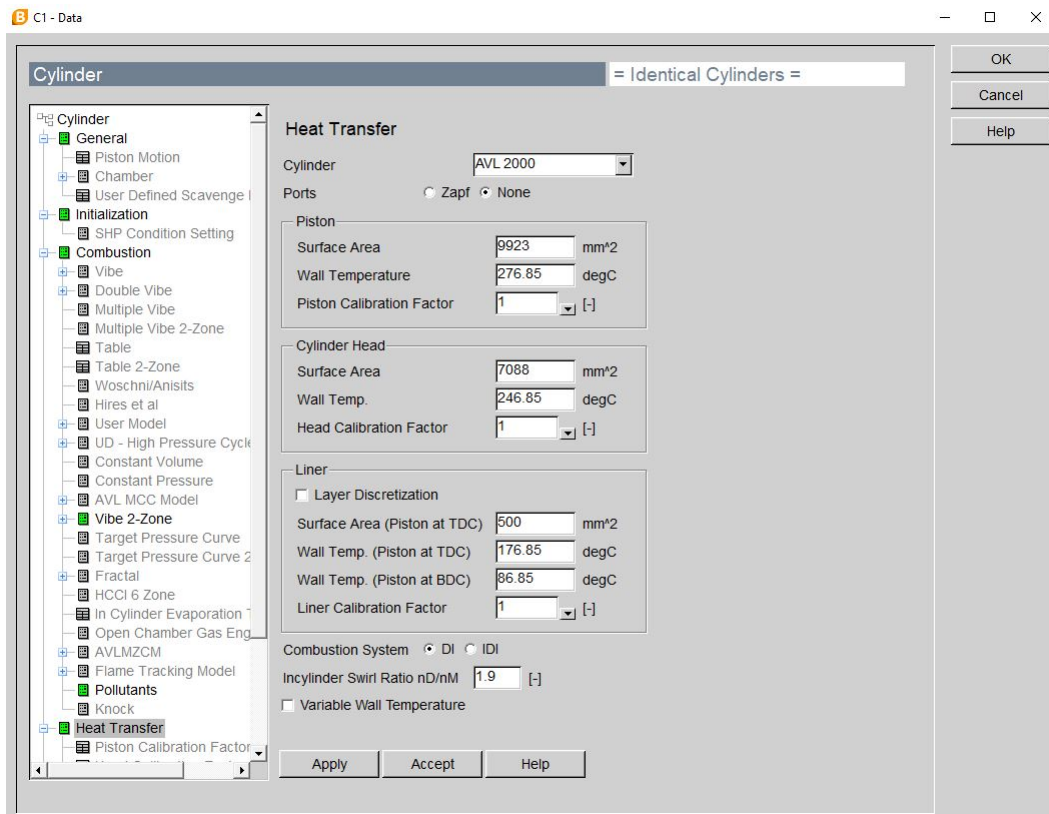


Figura A.5: Especificação dos dados para o cálculo da transferência de calor ao longo do processo no ©AVL BOOST.

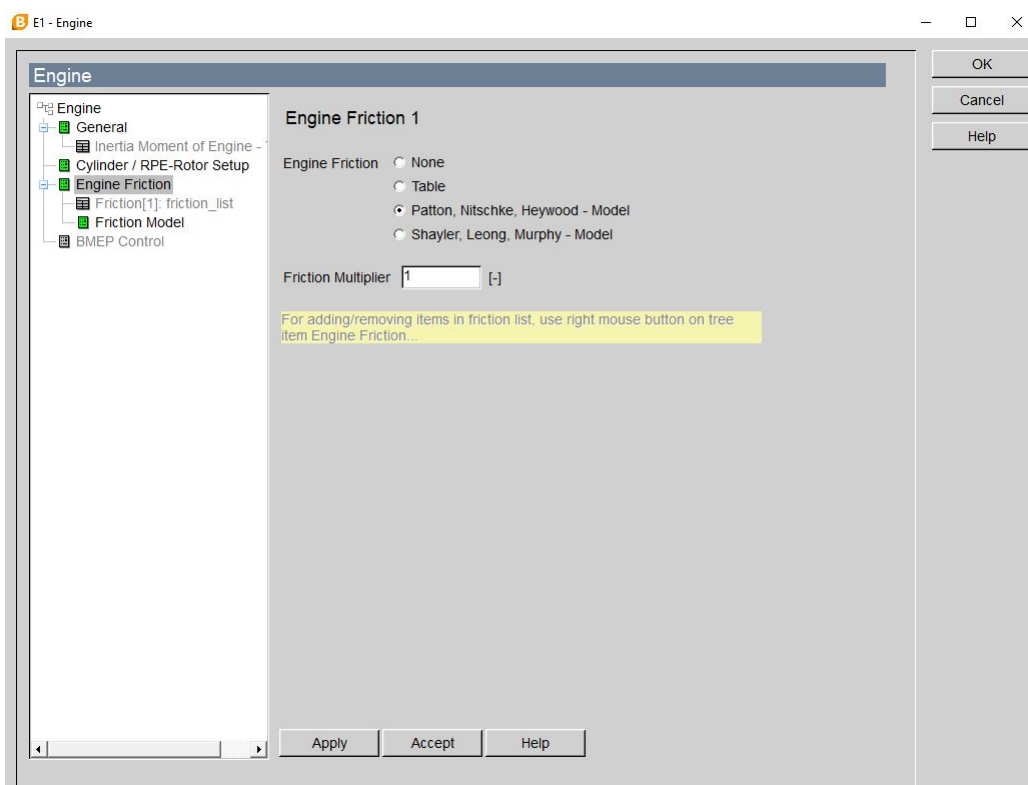


Figura A.6: Especificação do modelo de atrito utilizado no ©AVL BOOST.

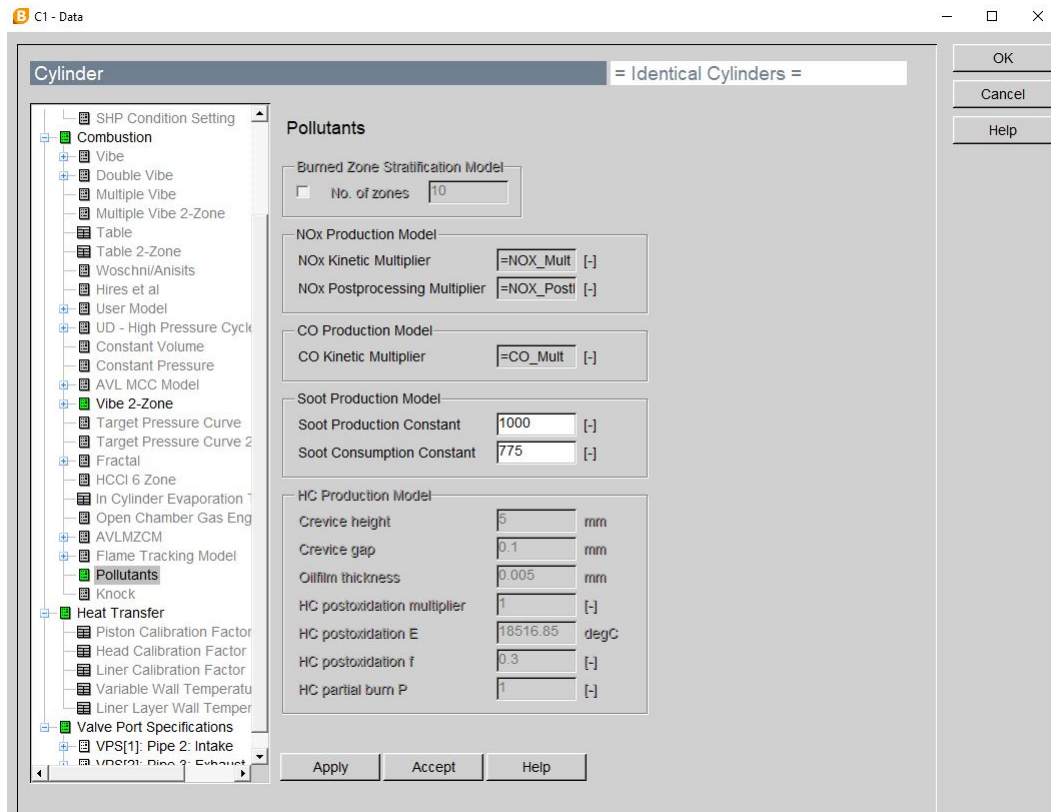


Figura A.7: Ajuste do cálculo de emissões no ©AVL BOOST.

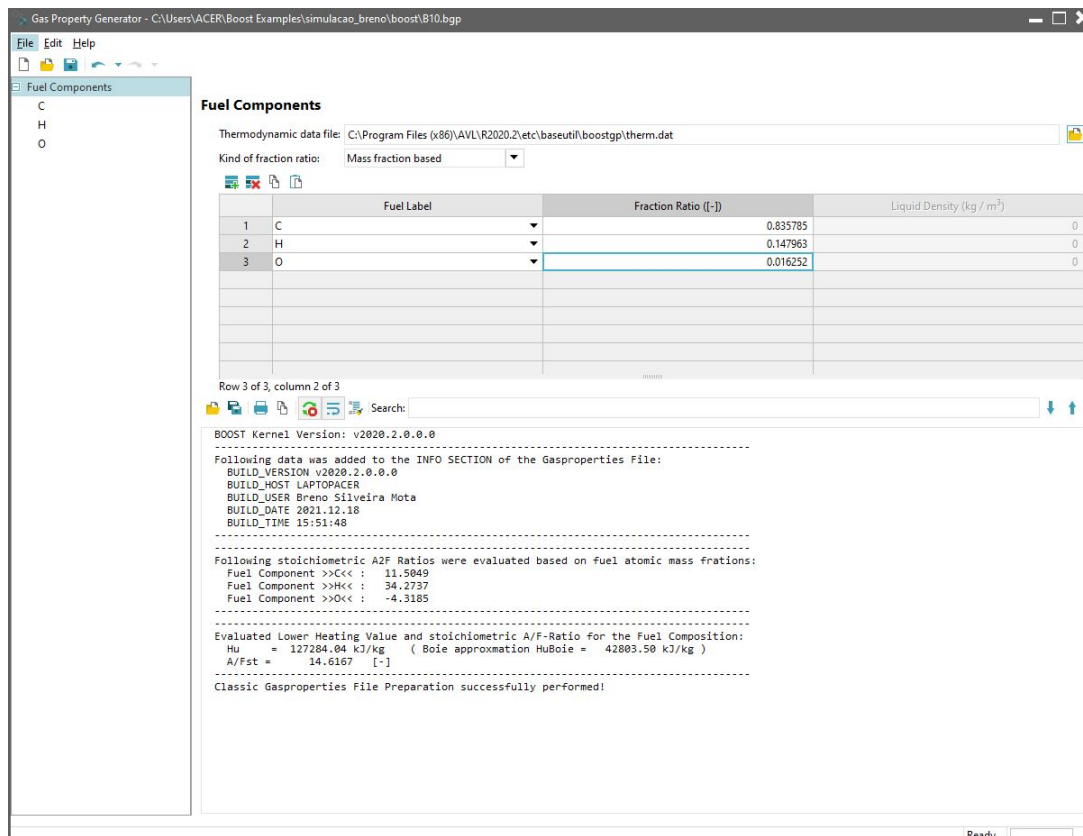


Figura A.8: Definição do combustível B10 no ©AVL BOOST.

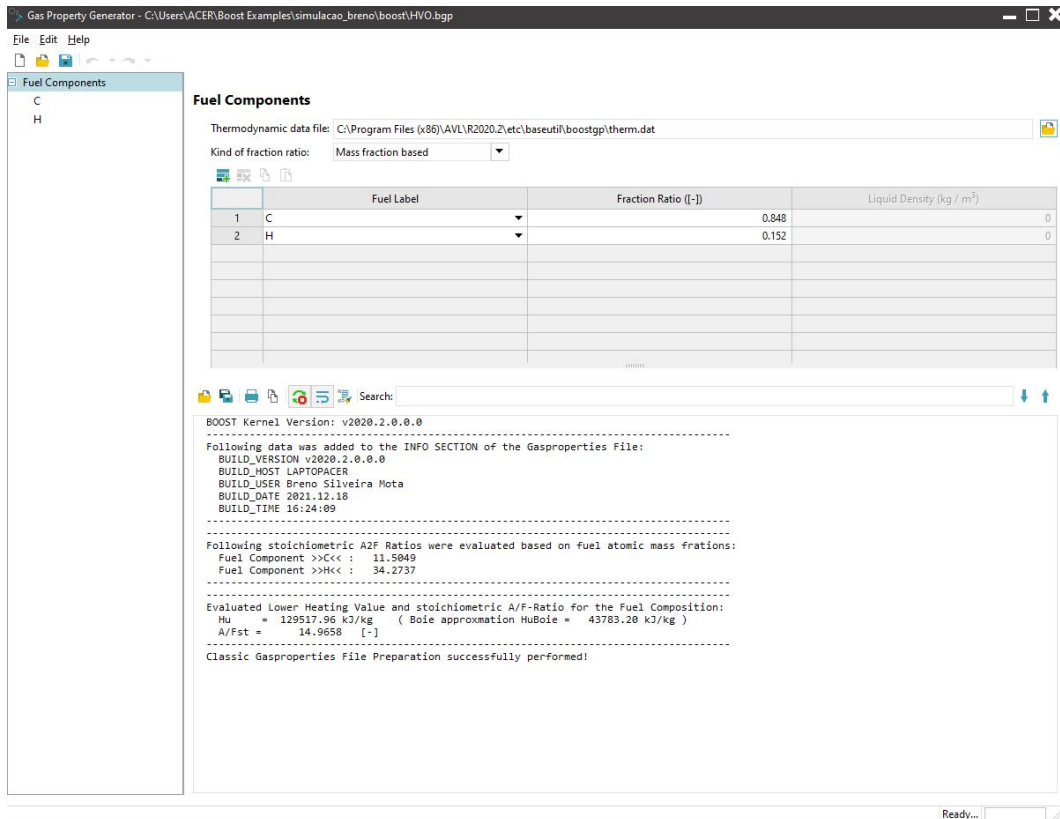


Figura A.9: Definição do combustível HVO no ©AVL BOOST.

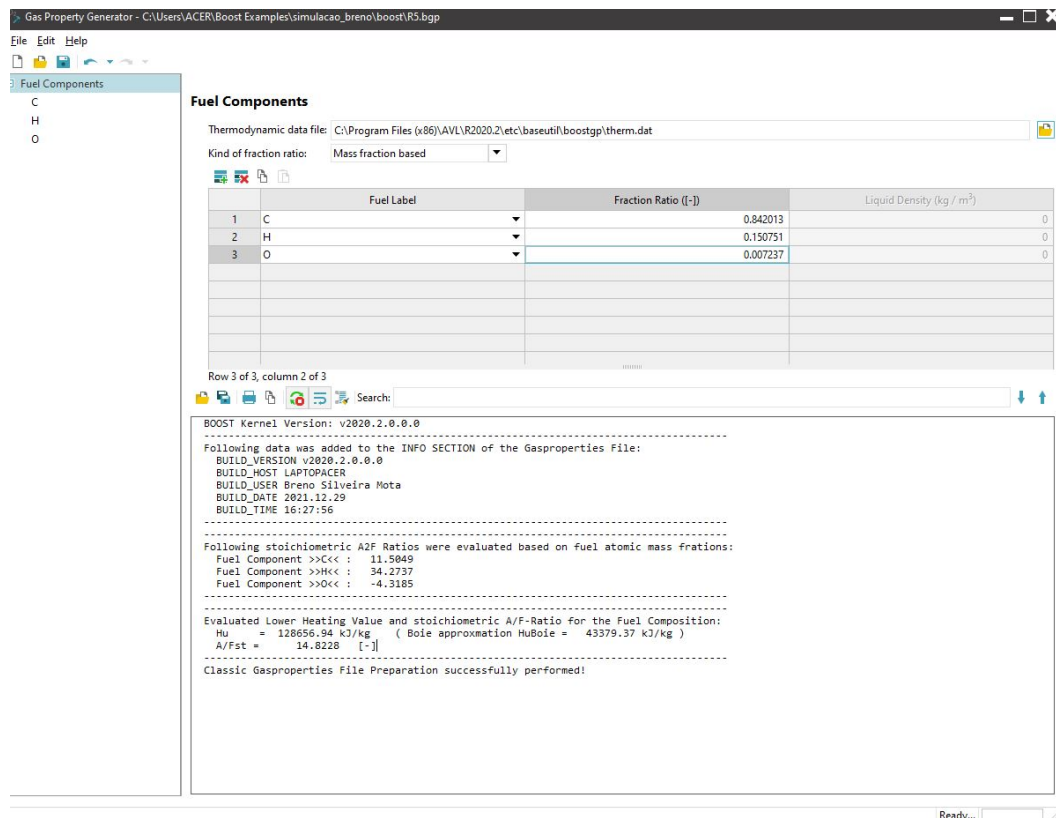


Figura A.10: Definição do combustível Diesel R5 no ©AVL BOOST.

Apêndice B

Dados experimentais utilizados como referência

Tabela B.1: Informações sobre cada estado de operação para diesel B10.

Rotação (RPM)	Torque (N.m)	Potência (kW)	T_{adm} (°C)	T_{desc} (°C)	$T_{água}$ (°C)	P_{adm} (bar)	Média IMEP (bar)	Média $P_{máx}$ (bar)	Consumo (g/s)
1505	10,1	1,59	32	209	88	0,86	3,55	69,00	0,17
1500	20,1	3,16	33	314	92	0,87	5,30	71,99	0,28
1500	30,2	4,74	35	470	95	0,89	8,10	79,79	0,44
2010	10,0	2,10	37	227	88	0,91	3,52	65,72	0,22
2005	20,1	4,21	36	333	91	0,90	5,18	75,87	0,35
2000	30,1	6,30	36	513	93	0,92	7,82	79,47	0,60
2500	10,1	2,64	35	279	90	0,93	3,22	64,22	0,29
2495	20,1	5,26	34	372	92	0,93	5,14	73,12	0,47
2495	30,2	7,90	36	515	94	0,94	7,85	78,71	0,70

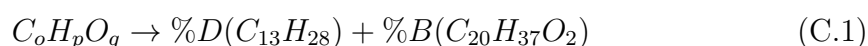
Tabela B.2: Informações sobre o desempenho para cada operação para diesel B10.

% Carga / Rot	Parâmetro de Desempenho											
	IMEP (bar)			Potência Efetiva (kW)			Pressão Máxima (bar)			CEC (g/kWh)		
	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)
25 / 1500	3,55	3,62	+1,86	1,59	1,65	+3,96	69,00	69,14	+0,20	386	368	-4,60
50 / 1500	5,30	5,42	+2,18	3,16	3,33	+5,47	71,99	73,18	+1,65	319	303	-4,97
75 / 1500	8,10	8,22	+1,52	4,74	4,73	-0,33	79,79	82,01	+2,78	334	335	+0,33
25 / 2000	3,52	3,56	+1,17	2,09	2,22	+6,00	65,72	65,77	+0,08	378	354	-6,29
50 / 2000	5,18	5,36	+3,38	4,21	4,34	+2,99	75,87	73,91	-2,58	299	291	-2,73
75 / 2000	7,82	8,01	+2,41	6,30	6,79	+7,64	79,47	81,12	+2,08	343	318	-7,19
25 / 2500	3,22	3,39	+5,32	2,64	2,85	+7,92	64,22	65,61	+2,16	395	365	-7,63
50 / 2500	5,14	5,26	+2,26	5,26	5,73	+8,96	73,12	75,26	+2,93	322	298	-7,40
75 / 2500	7,85	8,06	+2,71	7,91	8,19	+3,64	78,71	80,4	+2,15	319	307	-3,72

Apêndice C

Cálculos para a obtenção do combustível equivalente

Faz-se o balanceamento da seguinte equação:



Em que “o”, “p” e “q” são dados por:

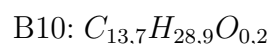
$$\begin{aligned} o &= \%D \times 13 + \%B \times 20 \\ p &= \%D \times 28 + \%B \times 37 \\ q &= \%B \times 2 \end{aligned} \quad (C.2)$$

Dado que %D e %B são as porcentagens de diesel e biodiesel, respectivamente, presentes na mistura do combustível analisado em questão.

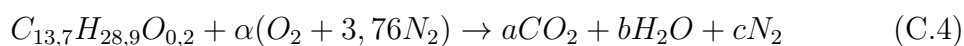
Neste caso em que deseja-se especificar o combustível Diesel B10, calcula-se:

$$\begin{aligned} o &= 0,90 \times 13 + 0,10 \times 20 = 13,7 \\ p &= 0,90 \times 28 + 0,10 \times 37 = 28,9 \\ q &= 0,10 \times 2 = 0,20 \end{aligned} \quad (C.3)$$

Assim, tem-se como combustível equivalente para o caso do combustível B10:



Tendo-se o combustível equivalente para o combustível B10, a equação que representa a combustão completa simplificada para o problema pode ser dada por:



Fazendo-se o balanceamento:

$$a = 13,7 \quad (C.5)$$

$$28,9 = 2b \quad (C.6)$$

$$b = 14,45$$

$$0,2 + 2\alpha = 2a + b \quad (C.7)$$

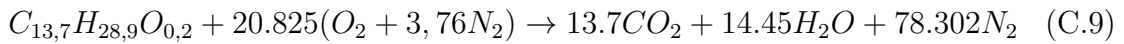
$$0,2 + 2 \times \alpha = 2 \times 13,7 + 14,45$$

$$\alpha = 20,825$$

$$2 \times 3,76 \times \alpha = 2 \times c \quad (C.8)$$

$$c = 78,302$$

Assim, a equação que representa a combustão completa pode ser dada por:



Pode-se agora calcular a razão de massa de ar/combustível estequiométrica:

$$A/C_{esteq} = \frac{20,825 \times (2 \times 16 + 2 \times 3,76 \times 14)}{13,7 \times 12 + 28,9 \times 1 + 0,2 \times 16} \quad (C.10)$$

$$B10: A/C_{esteq} = 14,55$$

O valor teórico simplificado calculado acima serve como uma referência para a validação no momento de inserção dos dados e definição do combustível no software ©AVL BOOST.

No caso do B100 (biodiesel puro), tendo-se sua fórmula química, a equação que representa a combustão completa simplificada será dada por:



Fazendo-se o balanceamento:

$$a = 20 \quad (\text{C.12})$$

$$37 = 2b \quad (\text{C.13})$$

$$b = 18,5$$

$$2 + 2\alpha = 2a + b \quad (\text{C.14})$$

$$2 + 2 \times \alpha = 2 \times 20 + 18,5$$

$$\alpha = 28,25$$

$$2 \times 3,76 \times \alpha = 2 \times c \quad (\text{C.15})$$

$$c = 106,22$$

Assim, a equação que representa a combustão completa é dada por:



Pode-se agora calcular a razão de massa ar/combustível estquiométrica:

$$A/C_{esteq} = \frac{28,25 \times (2 \times 16 + 2 \times 3,76 \times 14)}{20 \times 12 + 37 \times 1 + 2 \times 16} \quad (\text{C.17})$$

$$\text{B100: } A/C_{esteq} = 12,55$$

Apêndice D

Parâmetros de calibração utilizados para a simulação

A Tabela D.1 apresenta os parâmetros do modelo de combustão utilizados para a simulação em base mássica no software ©AVL BOOST para todas as misturas testadas, enquanto que a Tabela D.2 apresenta os parâmetros do modelo de combustão para a simulação em base energética.

Tabela D.1: Dados de calibração do modelo de combustão para base mássica.

	Início da combustão	Duração da combustão	Parâmetro "m"	NOx_PM
25/1500	-7,5	45	0,3	5,4
50/1500	-8,5	65	0,35	0,59
25/2000	-4	50	0,25	5,4
50/2000	-9	60	0,35	0,71

Tabela D.2: Dados de calibração do modelo de combustão para base energética.

	Início da combustão	Duração da combustão	Parâmetro "m"	NOx_PM
25/1500	-7,5	45	0,3	5,4
50/1500	-8,5	65	0,4	0,59
25/2000	-4	50	0,3	5,4
50/2000	-9	60	0,4	0,71