

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



João Pedro Callado Biscaia

**Avaliação do atraso de ignição das misturas de
etanol aditivado em um motor de ignição por
compressão**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento
de Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle
Coorientador: Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro
Dezembro de 2019

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer ao meu orientador, Florian Pradelle, por ter me auxiliado a escolher esse tema e principalmente por ter se mostrado presente, atencioso e paciente.

Agradecer também a minha família por todo apoio e suporte durante o ano de desenvolvimento desse trabalho. Em especial ao meu irmão Raphael Callado que é o meu exemplo de profissional e que sempre esteve ao meu lado, me incentivando a dar o melhor de mim.

À minha namorada, sempre amiga, companheira e que passou horas comigo estudando e me apoiando nesse projeto.

Aos meus amigos que tornaram mais fácil a caminhada até o final e me ajudaram a manter a força de vontade para concluir essa etapa.

Por fim, agradecer o corpo docente de alto nível da PUC-Rio disposto a transmitir o conhecimento pessoal e profissional.

Resumo

Biscaia, João Pedro Callado; Pradelle, Florian Alain Yannick (Orientador); Braga, Sergio Leal (Coorientador). **Avaliação do atraso de ignição das misturas de etanol aditivado em motor de ignição por compressão**. Rio de Janeiro, 2019. 80p. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Atualmente, diversas pesquisas estão sendo realizadas para substituir o óleo diesel por combustíveis alternativos em motores de ignição por compressão. O etanol é um forte candidato, graças à sua extensa matéria-prima, baixas emissões e baixo custo. Embora também apresente uma madura cadeia de produção e distribuição, há algumas dificuldades que precisam ser eliminadas com relação a sua utilização direta em motores de ignição por compressão (ciclo Diesel). O presente trabalho tem o objetivo de avaliar o atraso de ignição do etanol aditivado em um motor de ignição por compressão de quatro tempos, relacionando com a eficiência energética, a pressão máxima e a máxima taxa de variação de pressão em diferentes condições experimentais. Parâmetros como rotação, carga e razão de compressão do motor, além do instante de injeção do combustível e porcentagem de aditivo foram analisados afim de encontrar padrões que justificam a evolução dos parâmetros macroscópicos. Para este estudo, foi desenvolvido um código no programa computacional *Matlab* capaz de ler os dados dos testes realizados no Centro de Desenvolvimento em Energia e Veículos da PUC-Rio. A partir dos dados gerados, foi possível comprovar que o uso de etanol aditivado pode ser realizado sem grandes modificações no motor a diesel, porém, ajustar os parâmetros citados no parágrafo acima é essencial para otimizar o processo de combustão, aumentando a eficiência térmica do motor e reduzindo assim as emissões.

Palavras chaves: Atraso de Ignição; Motor de ignição por compressão; Etanol aditivado; Eficiência.

Abstract

Biscaia, João Pedro Callado; Pradelle, Florian Alain Yannick (Advisor); Braga, Sergio Leal (Coadvisor). **Ignition delay evaluation of ethanol additive blends in compression ignition engines**. Rio de Janeiro, 2019. 80p. Graduation Thesis – Mechanical Engineering Department, Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro.

Nowadays, several researches are being performed to replace diesel oil with alternative fuels in compression ignition engines. Ethanol is a strong candidate, thanks to its extensive raw material, low emissions and low cost. Although it also has easy adaptability to engine technologies, there are some difficulties that need to be eliminated regarding your direct use in compression ignition engines (Diesel cycle). The present work is focused on evaluate the ignition delay of additive ethanol in a four-stroke compression ignition engine, relating to energy efficiency, maximum pressure and maximum pressure variation rate under different experimental conditions. Parameters such as engine speed, load and compression ratio, besides fuel injection time and additive percentage were analyzed in order to find patterns that justify the evolution of macroscopic parameters. For this study, a code was developed in *Matlab* computer software capable of reading the data from the tests performed at PUC-Rio's Centro de Desenvolvimento em Energia e Veículos. From the data generated, it was possible to prove that the use of additive ethanol can be performed without major modifications to the diesel engine, however, adjusting the parameters mentioned above is essential to optimize the combustion process, increasing the engine's thermal efficiency and reducing emissions.

Keywords: Ignition delay; Compression ignition engines; Additive ethanol; Efficiency.

SUMÁRIO

1 Introdução	10
2 Conceitos básicos	12
2.1. Motores de combustão interna	13
2.1.1. Descrição de um cilindro	13
2.1.2. Motores de quatro tempos	14
2.1.3. Ciclo Diesel	16
2.1.4. Injeção	17
2.2. Combustão	20
2.2.1. Processo da combustão	20
2.2.2. Química da combustão	24
2.3. Poluentes	25
2.3.1. Emissão de Hidrocarbonetos (HC)	28
2.3.2. Emissão de monóxido de carbono (CO)	29
2.3.3. Emissão de óxidos de nitrogênio (NOx)	29
2.3.4. Emissão de particulados	29
2.4. Combustível	30
2.4.1. Diesel	30
2.4.2. Biodiesel	31
2.4.3. Etanol	33
3 Metodologia	36
3.1. Bancada experimental para obtenção dos dados	36
3.2. Combustível	38
3.3. Procedimento experimental	38
3.4. Parâmetros calculados	40
4 Resultados e discussão	41
4.1. Validação do procedimento para análise dos resultados	41
4.2. Resultados	44
4.3. Comparativo dos combustíveis para razão de compressão 20:1	47

4.4. Comparativo dos instantes de injeção para o etanol PEG600 15% com razão de compressão 20:1 _____	50
4.5. Comparativo dos combustíveis para razão de compressão 25:1 _____	53
4.6. Comparativo dos instantes de injeção para o etanol PEG600 15% e 10% com razão de compressão 25:1 _____	57
4.7. Comparativo das razões de compressão do motor _____	60
5 Conclusão _____	64
6 Referências bibliográficas _____	66
7 Apêndices _____	69
7.1. Apêndice A: Código <i>Matlab</i> _____	69
7.2. Apêndice B: Propriedades físico-químicas dos combustíveis e aditivo _____	76
7.3. Apêndice C: Tabela completa dos resultados _____	79

Lista de figuras

<i>Figura 1: Participação de renováveis na matriz energética [BEN, 2019].</i>	10
<i>Figura 2: Movimento de um pistão (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).</i>	13
<i>Figura 3: Mecanismo de um motor de quatro tempos (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).</i>	15
<i>Figura 4: Variação da pressão em função do volume para um motor de combustão por compressão.</i>	16
<i>Figura 5: Múltiplos eventos de injeção (adaptado de [https://www.dieseln.net/tech/diesel_fi.php]).</i>	18
<i>Figura 6: Perfil de mistura ar-combustível na saída do bico injetor (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).</i>	21
<i>Figura 7: Variação da pressão dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).</i>	24
<i>Figura 10: Figura com correlação entre o coeficiente A/F e o perfil de poluentes produzidos. (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).</i>	26
<i>Figura 11: Consumo de energia dos transportes no Brasil em 2018 [BEN, 2019].</i>	30
<i>Figura 12: Percentual de consumo de cada matéria-prima para produção de biodiesel no Brasil em outubro de 2019 [BMB, 2019].</i>	32
<i>Figura 13: Motor Peugeot DW10CTED4.</i>	36
<i>Figura 14: Pistões para as diferentes razões de compressão testadas no motor DW10C.</i>	38
<i>Figura 15: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para cada envelope, razão de compressão 20:1 e diesel S10.</i>	42
<i>Figura 16: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para cada envelope, razão de compressão 25:1 e etanol PEG600 15% com instante normal da injeção principal.</i>	42
<i>Figura 17: Gráfico da derivada de terceira ordem da pressão pelo ângulo do virabrequim para o ponto harmonizado 2, com razão de compressão 20:1 e diesel S10.</i>	43
<i>Figura 18: Gráfico da derivada de terceira ordem da pressão pelo ângulo do virabrequim para o ponto harmonizado 5, com razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e avanço normal da injeção principal.</i>	44
<i>Figura 19: Gráficos comparativos das eficiências para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.</i>	47
<i>Figura 20: Gráficos comparativos das pressões máximas para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.</i>	48
<i>Figura 21: Gráficos comparativos das máximas taxas de variação de pressão para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.</i>	48
<i>Figura 22: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.</i>	49
<i>Figura 23: Gráficos comparativos das variações da eficiência em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.</i>	51
<i>Figura 24: Gráficos comparativos das variações da pressão máxima em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.</i>	51

<i>Figura 25: Gráficos comparativos das variações da máxima taxa de variação de pressão em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.</i>	52
<i>Figura 26: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.</i>	52
<i>Figura 27: Gráficos comparativos das eficiências para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.</i>	54
<i>Figura 28: Gráficos comparativos das pressões máximas para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.</i>	54
<i>Figura 29: Gráficos comparativos das máximas taxas variação de pressão para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.</i>	55
<i>Figura 30: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.</i>	55
<i>Figura 31: Gráficos comparativos das variações da eficiência em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.</i>	57
<i>Figura 32: Gráficos comparativos das variações da pressão máxima em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.</i>	58
<i>Figura 33: Gráficos comparativos das variações da máxima variação da pressão em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.</i>	58
<i>Figura 34: Gráficos comparativos das variações do atraso de ignição em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.</i>	59
<i>Figura 35: Gráficos comparativos das eficiências para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.</i>	61
<i>Figura 36: Gráficos comparativos das pressões máximas para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.</i>	61
<i>Figura 37: Gráficos comparativos das máximas taxas de variação de pressão para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.</i>	62
<i>Figura 38: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.</i>	62

Lista de tabelas

<i>Tabela 1: Tipos de motores de ignição por compressão (Adaptado de [PAYKANI, 2015]).</i>	19
<i>Tabela 2: Algumas propriedades físico-químicas do etanol, diesel e biodiesel (adaptado de [PRADELLE, 2017]; [ÇELEBI, 2019]).</i>	34
<i>Tabela 3: Dados do motor utilizado no experimento (adaptado de [https://autodetalas.eu/en/carparts/peugeot/508-sw/rhh]; [http://82.155.26.82/phpBB3/viewtopic.php?t=24]).</i>	37
<i>Tabela 4: Pontos harmonizados do motor Peugeot DW10CTED4.</i>	38
<i>Tabela 5: Dados gerados para os testes a serem analisados.</i>	39
<i>Tabela 6: Resultados dos ensaios para razão de compressão 20:1.</i>	45
<i>Tabela 7: Resultados dos ensaios para razão de compressão 25:1.</i>	46
<i>Tabela 8: Propriedades físico-químicas do diesel S10 B7 comercial brasileiro (Adaptado de [RANP 50, 2013]).</i>	77
<i>Tabela 9: Propriedades físico-químicas do etanol hidratado comercial brasileiro (Adaptado de [RANP 7, 2011]; [PRADELLE, 2017]; [ÇELEBI, 2019]).</i>	78
<i>Tabela 10: Propriedades físico-químicas do aditivo PEG600 (Adaptado de [http://www.merckmillipore.com/BR/pt/product/Polyethylene-glycol-600,MDA_CHEM-817004]).</i>	78
<i>Tabela 11: Tabela completa dos resultados.</i>	80

1 Introdução

À medida que a necessidade por fontes de energia alternativas aumenta no panorama mundial, mais estudos são desenvolvidos com combustíveis renováveis visando a redução da utilização de combustíveis fósseis. Nesse quesito, a matriz energética brasileira está passos à frente da mundial, como mostrado na Figura 1.

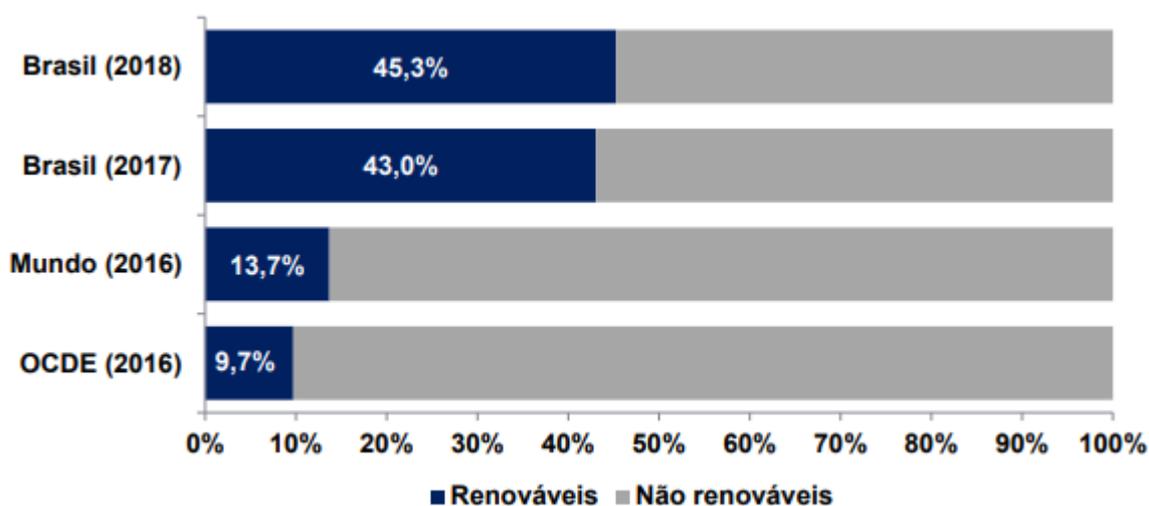


Figura 1: Participação de renováveis na matriz energética [BEN, 2019].

Por aqui, apesar do consumo de energia de fontes não renováveis ser maior usamos mais fontes renováveis que no resto do mundo. Somando lenha e carvão vegetal, hidráulica, derivados de cana e outras fontes, os renováveis totalizam 45,3%, quase metade da matriz energética do Brasil. Essa característica é muito importante, pois fontes não renováveis de energia são as maiores responsáveis pela emissão de gases poluentes. Como o Brasil consome mais energia das fontes renováveis que em outros países, conseqüentemente emite menos gases poluentes.

O diesel é o combustível mais utilizado no setor de transporte brasileiro, representando uma parcela significativa nas emissões de poluentes. Já o etanol, combustível renovável derivado da biomassa, apresenta baixas emissões de

poluentes se comparado aos combustíveis fósseis, assim como extensa disponibilidade de matéria-prima principalmente no Brasil (cana de açúcar, milho, beterraba, entre outras) e baixo custo. Ele tem sido utilizado principalmente em motores de ignição por centelha, de ciclo Otto, devido à limitação técnica do seu uso no ciclo Diesel. Porém, na última década, melhorias tecnológicas propiciaram a um motor de combustão por compressão operar com misturas de etanol, cuja aplicabilidade é a mesma do motor diesel convencional [MOREIRA, 2014].

O estudo desenvolvido durante este trabalho visou avaliar o funcionamento de misturas de etanol aditivado em um motor de ignição por compressão. O foco principal foi analisar e relacionar os atrasos de ignição calculados com a eficiência energética, a pressão máxima e a máxima taxa de variação de pressão em diferentes condições experimentais, sendo elas rotação, carga e razão de compressão do motor, além do instante de injeção de combustível e porcentagem de aditivo.

2 Conceitos básicos

Os motores à combustão interna remontam ao final do século XIX quando Nikolaus Otto desenvolveu, em 1876, o primeiro motor de ignição por centelha e, em 1892, quando Rudolf Diesel inventou o motor de ignição por compressão. Devido à sua simplicidade, a sua robustez e a alta relação potência peso, esses dois tipos de motores encontraram ampla aplicação nas áreas de transportes (terrestre, marítimo e aéreo) e geração de energia. [HEYWOOD, 1988]; [ROCHA, 2018].

O propósito dos motores de combustão interna é a produção de energia mecânica a partir da energia química contida no combustível. Essa energia é convertida através da combustão ou da oxidação do combustível dentro do motor. Primeiramente, acontece a conversão da energia química do combustível para energia térmica que, por sua vez, aumenta a temperatura e pressão dos gases dentro da câmara de combustão até que os gases se expandem de maneira abrupta, exercendo uma força nas partes mecânicas do motor e transmitindo esta energia por um eixo, gerando trabalho de eixo [ROCHA, 2018].

Dentre as características de operação que classificam os motores de combustão interna, a origem da ignição pode ser considerada a principal. Da ignição por centelha ou ignição por compressão, também destacam-se o tipo de combustível utilizado, o mecanismo de mistura do combustível no ar, o design da câmara de combustão e os detalhes do processo de combustão.

Neste capítulo, será descrito como motores de combustão por compressão de quatro tempos funcionam, aprofundando as características do processo de combustão e do combustível, citando quais são os tipos de injeção de combustível e os métodos de avaliação do atraso de ignição (*ignition delay*).

2.1. Motores de combustão interna

2.1.1. Descrição de um cilindro

Nos motores de combustão interna, o cilindro é o recipiente onde encontram-se o combustível e o ar atmosférico, cuja combustão gera trabalho no motor. O pistão, um dos componentes móveis do cilindro, é responsável por transmitir a energia resultante da expansão dos gases, através de um mecanismo de biela e manivela, para o eixo de transmissão. A figura abaixo demonstra os componentes de um cilindro, assim como seu curso e pontos principais que delimitam seu movimento:

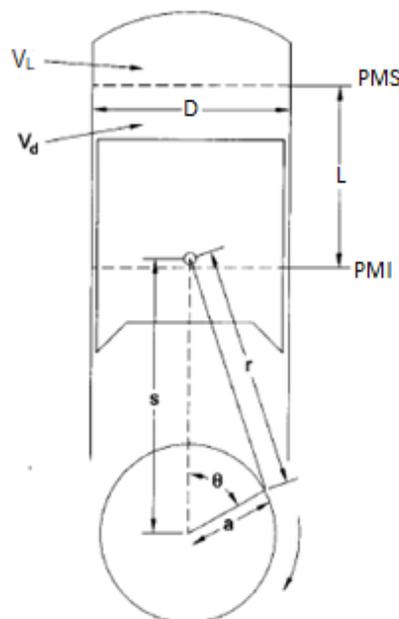


Figura 2: Movimento de um pistão (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).

A rotação constante do eixo de manivelas, também chamado de virabrequim, produz um movimento cíclico e alternativo no pistão, o qual possui duas posições principais que invertem seu sentido, são elas o ponto morto inferior (PMI) e o ponto morto superior (PMS), destacados na figura. O ponto morto inferior é a posição extrema do pistão na parte inferior do cilindro, para qual o volume da câmara de combustão é máximo. Já o ponto morto superior é a posição extrema do pistão na parte superior do cilindro, para qual o volume da câmara de combustão é mínimo. O volume livre V_L é o volume ocupado pela mistura ar-combustível quando o pistão encontra-se no ponto morto superior. V_d é o volume

deslocado pelo pistão calculado a partir de seu curso e de seu diâmetro D e a distância percorrida entre o ponto morto superior e o inferior é denominado curso do pistão L [FONSECA, 2007]; [ROCHA, 2018].

Além disso, cada cilindro possui, no mínimo, uma válvula de admissão e outra de exaustão. A válvula de admissão permite a entrada de ar fresco (em um motor a diesel) no cilindro e a válvula de exaustão permite a saída dos gases após a combustão no cilindro [ROCHA, 2018].

A relação entre o volume deslocado e o volume livre é chamado de razão de compressão (RC) e é descrita pela seguinte equação:

$$RC = \frac{V_d + V_L}{V_L} \quad (1)$$

A razão de compressão será um fator muito importante quando chegarmos na parte experimental desse projeto. Possui valores na faixa de 8 a 12 em motores à ignição por centelha e 12 até 24 em motores de ignição por compressão podendo ir até 24:1 [HEYWOOD, 1988].

Outra medida fundamental para entendermos motores de combustão interna é a cilindrada. A cilindrada de um motor é mais corretamente designada em centímetros cúbicos (cm³) e medida considerando o volume que cada cilindro comporta quando seus pistões estão no ponto mais baixo do movimento, o ponto morto inferior (PMI). É dada pela seguinte equação:

$$CC = N * A_p * L = N * \frac{\pi * D^2}{4} * L = N * V_{d \rightarrow PMI} \quad (2)$$

Onde CC são as cilindradas em cm³ e N o número de cilindros do motor. O produto de A_p, a área do pistão, e L, o curso do pistão, é definido como o volume deslocado quando o pistão está na posição PMI. Assim, por exemplo, um motor de 4 cilindros e 1 litro de capacidade (1.000 cm³) terá 250 cm³ por cilindro, ou 250 cilindradas.

2.1.2. Motores de quatro tempos

A maioria dos motores de combustão interna operam como ciclo de quatro tempos. Cada cilindro requer quatro movimentos de seu pistão, que corresponde a duas rotações de 360° do virabrequim, para completar a sequência de eventos,

gerando potência. Esses movimentos são denominados admissão, compressão, expansão e exaustão, conforme mostrado na figura 3.

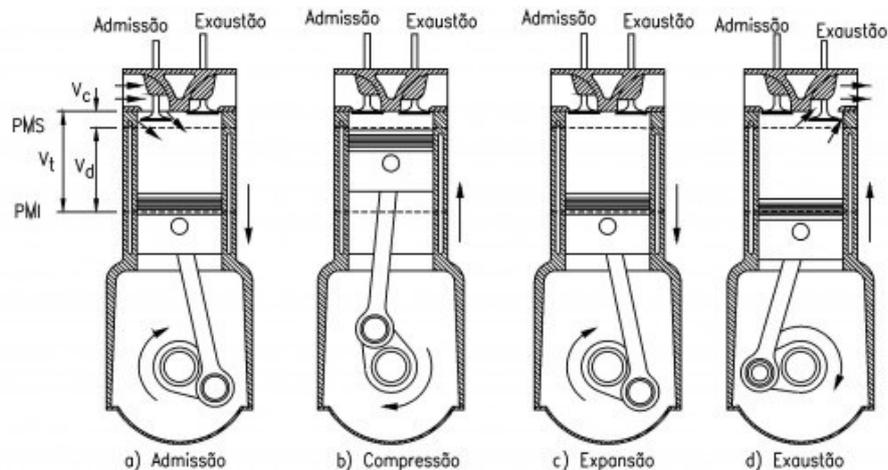


Figura 3: Mecanismo de um motor de quatro tempos (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).

Ao fim da exaustão, um novo ciclo se inicia.

- 1º tempo (admissão): O pistão se desloca do PMS ao PMI e a válvula de admissão se encontra aberta, para a entrada do ar atmosférico. O deslocamento do pistão faz com que a pressão dentro do cilindro fique menor do que a pressão atmosférica gerando uma diferença de pressão e então o ar vai em direção ao cilindro. O virabrequim executa 180° (meia volta).
- 2º tempo (compressão): O pistão se desloca do PMI ao PMS com as duas válvulas permanecendo fechadas, comprimindo assim, o ar atmosférico presente no cilindro. O virabrequim executa outra meia volta, indo de 180° para 360° .
- 3º tempo (expansão): Antes que o pistão atinja o PMS, é injetado combustível em formato de spray que após vaporizar-se e entrar em contato com as moléculas de oxigênio com alta pressão e temperatura, dá início a uma reação de combustão, empurrando o pistão para baixo. Esse é o único tempo em que o trabalho assume um valor positivo. O virabrequim vai de 360° para 540° , executando outra meia volta.
- 4º tempo (exaustão): O pistão desloca-se do PMI ao PMS, estando com a válvula de exaustão aberta. Com o movimento do pistão, ocorre a saída dos gases de exaustão. O virabrequim executa outra meia volta, de 540° até 720° .

2.1.3. Ciclo Diesel

Para o projeto em questão, será descrito aqui o mecanismo de um motor ciclo Diesel de quatro tempo cujo funcionamento possui certas diferenças em relação aos motores ciclo Otto.

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel registrou a patente de um motor que leva seu nome até hoje, com ignição por compressão, onde não existe centelha para inflamar a mistura. A característica fundamental desse motor é que o combustível é injetado dentro de uma câmara de combustão que já contém o ar aquecido e pressurizado. A detonação da mistura se produz pela combustão espontânea (autoignição) devido às condições combinadas de pressão e temperatura elevadas.

Este ciclo, conhecido como ciclo Diesel, pode ser representado em um gráfico pressão versus volume dentro do cilindro, conhecido como diagrama de Clapeyron. A figura 4 apresenta esse diagrama, facilitando o entendimento de cada um dos quatro tempos.

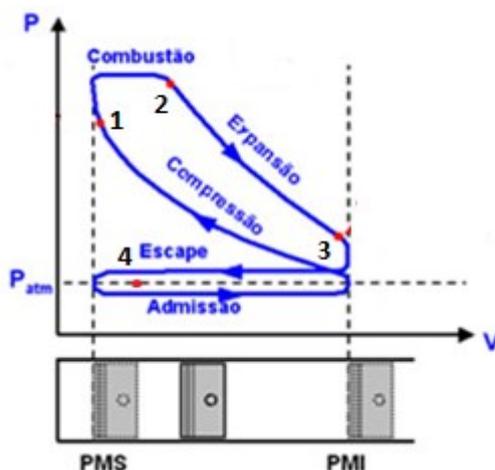


Figura 4: Variação da pressão em função do volume para um motor de combustão por compressão.

O ponto 1 demonstra o momento da ignição por compressão, no qual a pressão no cilindro aumenta abruptamente sem ocorrer variação no volume (processo isométrico ou isocórico). Em seguida, no ponto 2 ocorre a expansão e a pressão no cilindro cai, aumentando o volume já que o pistão está indo em direção do PMI. Seguindo a ordem, no ponto 3 ocorre a exaustão que se inicia

com a abertura da válvula de exaustão ou escape, momento no qual o volume do cilindro diminui e a pressão se mantém constante, um processo isobárico. Após isso, ocorre a admissão do ar quando a válvula de admissão no ponto 4 é aberta e o volume do no cilindro aumenta, mantendo constante a pressão. Por último, ocorre a compressão, na qual o volume reduz e a pressão aumenta rapidamente para possibilitar a ignição espontânea [HEYWOOD, 1988].

2.1.4. Injeção

O desempenho de um motor de ignição por compressão é fortemente influenciado pelo design do sistema de injeção. Enquanto o principal objetivo do sistema de injeção é fornecer combustível para os cilindros, é como o combustível será entregue, que faz a diferença no desempenho do motor, nas emissões de gases e nas características de ruído.

Os sistemas de injeção de combustível diesel devem cumprir cinco funções específicas:

- **Medição:** A mesma quantidade de combustível deve ser fornecida a cada cilindro para cada ciclo de potência do motor. Só assim o motor pode operar com velocidade e potência uniformes [NAVEDTRA 14264A].
- **Controle:** O sistema deve controlar a taxa de injeção de combustível em cada cilindro. Uma taxa incorreta de injeção afeta a operação do motor [NAVEDTRA 14264A].
- **Cronometragem:** Além de medir a quantidade de combustível injetado, o sistema deve efetuar a injeção no instante e na duração adequada para garantir uma combustão eficiente, de modo que a energia máxima possa ser obtida com o combustível [NAVEDTRA 14264A].
- **Atomização:** Significa a quebra do combustível à medida que ele entra no cilindro em pequenas partículas que formam um spray nebuloso. A atomização adequada facilita a mistura e o início do processo de queima e garante que cada partícula minúscula de combustível seja envolvida por partículas de oxigênio com as quais ela pode se combinar [NAVEDTRA 14264A].
- **Pressurização:** Um sistema de injeção de combustível deve aumentar a pressão do combustível para superar a pressão de compressão do cilindro e garantir a dispersão adequada do combustível injetado no espaço de

combustão. A dispersão adequada é essencial para que o combustível se misture completamente com o ar e queime de forma eficiente [NAVEDTRA 14264A].

Motores ciclo Diesel podem ser divididos em duas categorias básicas de acordo com o design da câmara de combustão: motores de injeção direta e motores de injeção indireta. Na injeção direta, os injetores são montados na cabeça do cilindro e injetam diretamente o combustível na câmara de combustão. Isso proporciona uma entrada de combustível constante de ciclo a ciclo e de cilindro a cilindro. Este tipo de injeção é comumente visto em motores de grandes dimensões. Na injeção indireta, a câmara de combustão é dividida em duas regiões e o combustível é injetado na “pré-câmara” que é conectada à câmara principal através de um ou mais bicos injetores. Este tipo de injeção era comumente visto em motores de pequenas dimensões que necessitavam de altas taxas de mistura ar-combustível, porém as tecnologias mais recentes usam injeção direta [HEYWOOD, 1988].

Enquanto os sistemas convencionais de injeção de combustível empregam um único evento de injeção para cada ciclo do motor, os sistemas mais novos operam com múltiplas injeções. Conseqüentemente, apresentam diversos benefícios como o menor nível de ruídos, maior rendimento e controle de emissão de gases poluentes. A figura a seguir define alguns dos termos usados para descrever vários eventos de injeção.

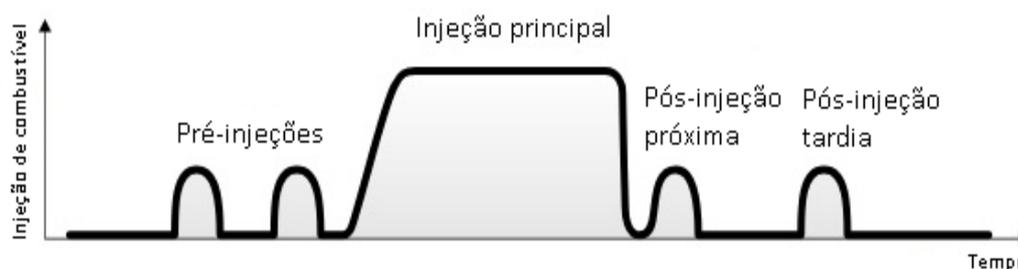


Figura 5: Múltiplos eventos de injeção (adaptado de [https://www.dieselnets.com/tech/diesel_fi.php]).

O principal evento de injeção fornece a maior parte do combustível para o ciclo do motor e dura cerca de 40° do ângulo do virabrequim. Uma ou mais injeções antes da injeção principal (pré-injeções) fornecem uma pequena

quantidade de combustível. As pré-injeções também podem ser chamadas de injeções piloto. Normalmente, cerca de 80% da energia total do combustível é liberada nos dois primeiros estágios. As injeções posteriores a principal (pós-injeções) podem ocorrer imediatamente após a injeção principal (pós-injeção próxima) ou depois de um tempo relativamente longo (pós-injeção tardia). A liberação de calor durante esses últimos estágios geralmente equivale a cerca de 20% da energia total do combustível [HEYWOOD, 1988]; [https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fi.php].

Os sistemas que injetam combustível diretamente na câmara de combustão devem operar com pressões e temperaturas muito mais altas do que os que injetam no sistema de admissão, como por exemplo em motores de combustão a baixa temperatura HCCI (ignição por compressão de carga homogênea), PCCI (ignição por compressão de carga pré-misturada) e RCCI (ignição por compressão controlada por reatividade). Abaixo é apresentado uma tabela comparando os tipos de motores de ignição por compressão em termos de mecanismos e de perfil de emissão [PAYKANI, 2015].

Tabela 1: Tipos de motores de ignição por compressão (Adaptado de [PAYKANI, 2015]).

	CI	HCCI	PCCI	RCCI
Tipo de ignição	Ignição por compressão	Ignição por compressão	Ignição por compressão	Ignição por compressão
Tipo de combustível	Alto número de cetano	Mistura homogênea de combustíveis líquidos ou gasosos	Mistura homogênea de combustíveis líquidos ou gasosos	Alta octanagem (injeção multiponto) e alto número de cetano (injeção direta)
Mecanismo de controle de potência	Controle de fluxo de combustível, com proporção ar-combustível pobre	Controle de fluxo de combustível, normalmente com proporção ar-combustível pobre ou diluição de carga	Controle de fluxo de combustível, normalmente com proporção ar-combustível ou alta diluição de carga	Controle da estratificação da reatividade do combustível e da proporção ar-combustível, normalmente sem diluição da carga
Mecanismo de controle da taxa de queima do combustível	Tempo para vaporização e mistura de combustível	Cinética química	Cinética química e tempo de injeção	Cinética química e reatividade do combustível
Características de emissão	Material particulado e NOx mais altos (sem pós-tratamento) e CO2 mais baixo	HC e CO mais altos e NOx, CO2 e material particulado mais baixos	HC e CO mais altos e NOx, CO2 e material particulado mais baixos	HC e CO muito altos (sem pós-tratamento) e NOx, CO2 e material particulado muito baixos

2.2. Combustão

2.2.1. Processo da combustão

As características essenciais do processo de combustão em um motor de ignição por compressão podem ser resumidas da seguinte forma:

2.2.1.1. Atomização

As gotas de combustível do spray se quebram em gotículas muito pequenas. Quanto menor o tamanho da gota original emitido pelo injetor, mais rápido e eficiente será esse processo de atomização. Algumas propriedades do combustível são importantes neste processo como a tensão superficial, a viscosidade e a densidade, pois influenciam na velocidade e no ângulo de injeção [PULKRABEK, 2006]; [ROCHA, 2018].

2.2.1.2. Vaporização

As pequenas gotículas de combustível líquido vaporizam rapidamente ao se misturarem com o ar do cilindro de alta pressão, temperatura e velocidade. Cerca de 90% do combustível injetado no cilindro é vaporizado dentro de 0,001 segundos após a injeção. A alta temperatura do ar necessária para este processo de vaporização requer uma taxa de compressão mínima de cerca de 12:1. As propriedades que influenciam na fase de atomização são as mesmas que influenciam nessa fase [ROCHA, 2018].

À medida que o primeiro combustível evapora, o entorno do cilindro é resfriado pelo resfriamento evaporativo (temperatura e pressão diminuem) afetando as vaporizações subsequentes. Nesse momento, a evaporação é interrompida e somente com mais mistura ar-combustível e aquecimento dentro do cilindro recomeça [PULKRABEK, 2006].

2.2.1.3. Mistura

Após a vaporização, o vapor de combustível deve misturar-se com o ar, formando uma mistura ar-combustível inflamável. Essa mistura ocorre devido à alta velocidade de injeção de combustível combinada aos redemoinhos e à

turbulência do ar dentro do cilindro. A geometria do cilindro afeta diretamente como o ar e o combustível se misturam, aumentando ou diminuindo o tempo necessário para ter uma mistura possível para combustão. O *swirl* por exemplo é definido como o movimento rotacional do ar em relação à câmara de combustão. Essa rotação é gerada a partir de altas taxas de turbulência do ar fresco admitido associadas a geometria dos dutos de entrada e do cilindro, que fornecem ao ar um momento angular. Este fenômeno promove uma mistura mais rápida e acelera o processo de combustão [SILVA, 2016]; [ROCHA, 2018].

A figura abaixo mostra o perfil não homogêneo da mistura ar-combustível logo que sai do bico injetor de combustível.

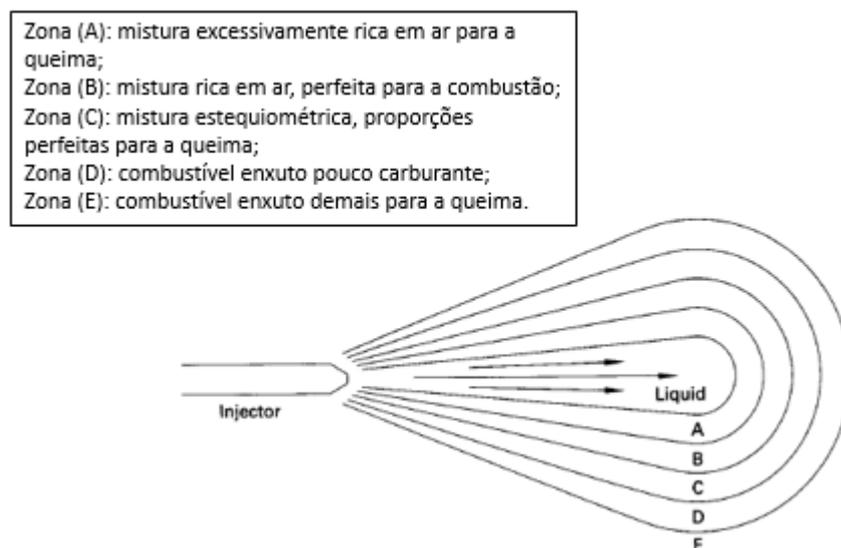


Figura 6: Perfil de mistura ar-combustível na saída do bico injetor (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).

Nas zonas mais próximas ao bico do injetor, a mistura é mais rica em ar e tem melhores proporções para a combustão. Já, quanto mais longe do bico injetor, mais rica em combustível a mistura fica e, conseqüentemente, há menos comburente (ar).

2.2.1.4. Autoignição

Após as etapas anteriores, a mistura ar-combustível começa a entrar em combustão. Esta combustão é antecedida por reações secundárias, incluindo oxidação parcial e a quebra de moléculas grandes de hidrocarbonetos em

fragmentos menores. Essas reações, causadas pelo ar a alta temperatura e pressão, são exotérmicas e aumentam ainda mais a temperatura do ar nas moléculas vizinhas, iniciando um processo autossustentado de combustão [PULKRABEK, 2006].

Nesta fase ocorre o atraso de ignição ou *ignition delay* que é definido como o intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da combustão. O início da injeção ocorre quando a agulha do bico injetor se distancia do seu assento. Porém, para o início da combustão há diferentes definições e correlações, tornando difícil determinar precisamente [ROCHA, 2018].

O atraso de ignição é composto de contribuições físicas e químicas, que em geral se sobrepõem no tempo. O atraso físico é devido à atomização do combustível injetado, à evaporação das gotículas de combustível e à mistura estequiométrica ar-combustível. Depende principalmente das propriedades do combustível, no projeto do tipo de injetor e da câmara de combustão, na pressão de injeção, na pressão de carga (ou densidade) e na temperatura e *swirl* da câmara. Acredita-se que as reações químicas ocorram durante e após o estágio de mistura de combustível, causando um atraso de tempo adicional, que é chamado de atraso químico. Este atraso depende em grande parte das propriedades do combustível, principalmente número de cetano, da pressão de carga (ou densidade), da temperatura e da composição química [FINESSO, 2014].

Em casos de esquema de injeções múltiplas, cada injeção é caracterizada por seu atraso de ignição. O combustível da primeira injeção é introduzido em um ambiente no qual a temperatura e a pressão (ou densidade) no início da injeção dependem apenas da evolução durante o curso de compressão, o que pode ser previsto por meio de uma evolução politrópica. No entanto, o combustível das injeções subsequentes, especialmente da injeção principal, é introduzido em um ambiente no qual a temperatura, pressão (ou densidade) local e concentração de oxigênio são influenciadas em grande parte pelo processo de combustão da injeção anterior. Portanto, também é necessário levar em conta os efeitos do processo de combustão das injeções piloto, a fim de construir uma correlação robusta para o *ignition delay* da injeção principal [FINESSO, 2014].

É importante usar um combustível com o número de cetano correto para um determinado motor. O número de cetano é uma medida do atraso de ignição e deve corresponder com um determinado ciclo do motor e processo de injeção.

Se o número de cetano for baixo, o atraso de ignição será muito longo e uma quantidade mais do que desejável de combustível será injetada no cilindro antes que a combustão comece. Já, se o número de cetano for alto, a combustão começará cedo demais, com uma perda resultante na potência do motor. Valores normais para o número de cetano em combustíveis comumente usados em motores de ignição por compressão estão na faixa de 40-60. Esse valor pode ser alterado misturando pequenas quantidades de certos aditivos ao combustível. Os aditivos que aceleram a ignição incluem nitritos, nitratos, peróxidos orgânicos e alguns compostos de enxofre [PULKRABEK, 2006].

Além do número de cetano, é importante destacar a alta octanagem de combustíveis usados em motores com taxa de compressão alta, como os de ignição por compressão. Isso porque deseja-se evitar a autoignição precoce além de evitar o *knock* do motor, ou seja, o barulho, as ondas de pressão e os danos aos pistões produzidos pela compressão e ignição da mistura de forma indesejada dentro dos cilindros [ROCHA, 2018].

2.2.1.5. Combustão

A combustão começa a partir da autoignição simultaneamente em diversos pontos onde o coeficiente de mistura ar-combustível está entre 1 e 1,5 (zona B na figura 5). Neste momento, 70% a 95% do combustível na câmara de combustão está no estado de vapor. Quando a combustão se inicia, múltiplas regiões de combustão se espalham a partir dos pontos de autoignição e consomem rapidamente toda a mistura que está em proporções ideais. Isso promove um aumento muito rápido da temperatura e pressão dentro do cilindro, reduzindo o tempo de vaporização e de *ignition delay* para as partículas de combustível subsequentes, criando assim mais pontos de autoignição. A figura abaixo representa a evolução da pressão indicada dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim, a partir do momento de injeção de combustível [PULKRABEK, 2006].

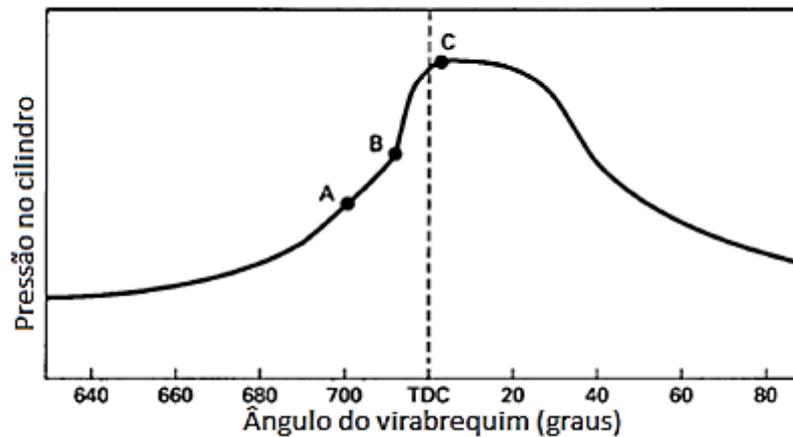


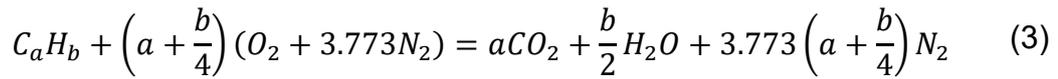
Figura 7: Variação da pressão dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).

O ponto A é onde começa a injeção de combustível. De A até B ocorre o atraso de ignição e no ponto C a injeção de combustível é finalizada. Quando a combustão começa, o combustível adicional fará com que a pressão no ponto B aumente muito rápido, resultando na aplicação de uma força inicial elevada na face do pistão e também em um ciclo do motor desgastante [PULKRABEK, 2006].

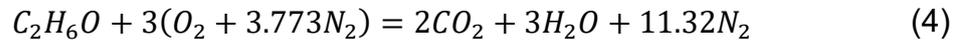
2.2.2. Química da combustão

Em motores a combustão de combustão interna, o combustível reage com ar atmosférico e o mesmo é uma mistura de gases que tem uma composição em volume de 20.95% de oxigênio, 78.09% de nitrogênio, 0.93% de argônio e traços de dióxido de carbono, néon, hélio, metano e outros gases. Porém, é suficiente considerar o ar atmosférico simplesmente como composto de 21% de oxigênio e 79% de gases inertes, como nitrogênio. Ou seja, para cada 1 mol de oxigênio no ar existem 3.773 mols de nitrogênio [HEYWOOD, 1988].

Para haver combustão completa, a quantidade de oxigênio disponível deve ser suficiente para que os hidrocarbonetos do combustível sejam totalmente oxidados. Os átomos de carbono são convertidos em dióxido de carbono, CO_2 , os de hidrogênio em água, H_2O e os demais componentes completam a reação. Assim, a equação de combustão completa global de um hidrocarboneto será [HEYWOOD, 1988]:



Para o etanol, hidrocarboneto utilizado nesse trabalho, a reação acima se dará por:



Entretanto, mesmo quando o fluxo de ar e combustível são controlados exatamente em condições estequiométricas, a combustão nesse tipo de motor não será completa, e componentes diferentes de hidrocarbonetos são exauridos. Tem-se então a formação de produtos de oxidação parcial e a liberação de poluentes como consequência [PULKRABEK, 2006]; [ROCHA, 2018].

Após a combustão, os componentes na mistura de gás do cilindro que não foram totalmente queimados continuam reagindo durante o curso de expansão e no processo de exaustão. Quanto mais alta a temperatura de exaustão, mais essas reações secundárias ocorrem e menores são as emissões do motor.

2.3. Poluentes

Os motores de ignição por compressão operam com uma alta eficiência de combustão, geralmente 98%. Os 2% de ineficiência representam as emissões de substâncias como hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NOx), óxidos de enxofre (SOx) e partículas sólidas de carbono. Essas emissões agridem o meio ambiente, contribuindo para o aquecimento global, poluição local do ar e chuvas ácidas, assim como para problemas de saúde, principalmente respiratórios [PULKRABEK, 2006].

Alguns fatores influenciam na emissão de poluentes, dentre eles:

- Combustão incompleta: Uma das causas é a mistura não estequiométrica ideal de ar e combustível, o qual resulta em algumas partículas de combustível que não encontram oxigênio para reagir. O gráfico abaixo apresenta a proporção ar-combustível (A-F) variando de acordo com a quantidade de emissões durante a exaustão.

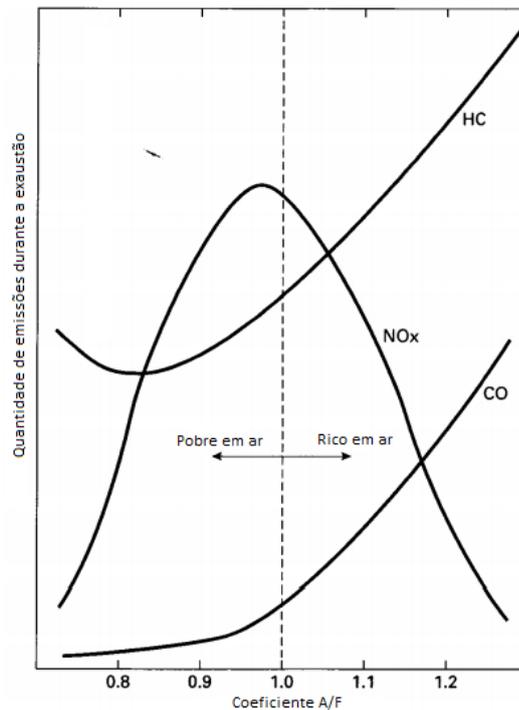


Figura 8: Figura com correlação entre o coeficiente A/F e o perfil de poluentes produzidos. (Adaptado de [PULKRABEK, 2006]).

Quando a proporção ar-combustível no cilindro é alta, não há oxigênio suficiente para reagir com todo o carbono e hidrogênio, resultando em um aumento de emissões de HC e CO, mas em uma diminuição nas emissões de NOx. Em misturas ar-combustível pobres, as emissões de HC e CO também aumentam, assim como de NOx, devido à baixa combustão e falhas de ignição. Outra causa é a expansão que ocorre durante a combustão. À medida que o pistão se afasta do ponto morto superior, a expansão dos gases reduz a temperatura e a pressão dentro do cilindro. Isso retarda a combustão e algumas partículas de combustível não são reagidas [PULKRABEK, 2006].

- *Blow-by*: Durante o curso de compressão e parte inicial do processo de combustão, parte da mistura ar-combustível, em torno de 3% do total, é comprimida no volume da folga anular da câmara de combustão a alta pressão. Porém, durante o curso de expansão, a pressão no cilindro é reduzida abaixo da pressão do volume da folga e a mistura acaba voltando para a câmara de combustão. Essa mistura não entra em combustão e as partículas de combustível que não reagiram permanecem no escape,

sendo exauridas. Até 80% de todas as emissões de poluentes podem vir desta fonte [PULKRABEK, 2006].

- Vazamento após a válvula de exaustão: À medida que a pressão aumenta durante a compressão e a combustão, parte da mistura ar-combustível de ar é forçada para o volume da fresta em torno das bordas da válvula de exaustão e de seus selos de vedação. Assim, durante a exaustão, esse volume é carregado para o *manifold* de exaustão, e há emissão de HC particulado [PULKRABEK, 2006].
- Sobreposição de válvula: Durante a sobreposição das válvulas de exaustão e de admissão, quando estão abertas simultaneamente, é criado um caminho no qual a entrada de ar-combustível pode fluir diretamente para o escapamento. Assim, parte da mistura não reagida é exaurida junto com seus poluentes [PULKRABEK, 2006].
- Depósitos nas paredes da câmara de combustão: Partículas de gás, incluindo vapor de combustível, são absorvidas pelos depósitos nas paredes da câmara de combustão durante a compressão e a combustão. Mais tarde, quando a válvula de exaustão abre e a pressão do cilindro é reduzida, a capacidade de absorção do material diminui e os particulados, incluindo alguns hidrocarbonetos, se desprendem das paredes e são exauridos para fora do cilindro [PULKRABEK, 2006].

Os sistemas de gerenciamento de um motor a diesel são programados para minimizar as emissões de NO_x, HC, CO e partículas, controlando o tempo de ignição, a pressão de injeção, o tempo de injeção e a temporização das válvulas. Porém, mesmo com a tecnologia atual, essas emissões ainda são nocivas ao meio ambiente, e o pós-tratamento dos gases de escape é muito importante [PULKRABEK, 2006].

A fim de reduzir tais emissões, alguns motores são equipados com conversores térmicos ou catalíticos de pós-tratamento. Os conversores térmicos são câmaras de alta temperatura através das quais os gases de escape fluem. Promovem a oxidação do CO e HC que permanecem no escape. Esta reação precisa de uma temperatura acima de 600°C por pelo menos 50 milissegundos para reduzir substancialmente o HC. Portanto, é necessário que um conversor térmico não apenas opere em alta temperatura, mas seja grande o suficiente para proporcionar tempo de permanência adequado para promover a ocorrência

dessas reações secundárias. No entanto, nos automóveis, isso cria dois problemas muito sérios para o compartimento do motor. Nos automóveis aerodinâmicos modernos e de baixo perfil, o espaço no compartimento do motor é muito limitado, e a montagem em uma câmara conversora térmica grande e geralmente isolada é quase impossível. Em segundo lugar, porque o conversor deve operar acima de 700 °C para ser eficiente, mesmo se estiver isolado, as perdas de calor criam um sério problema de temperatura no compartimento do motor [PULKRABEK, 2006].

Já os conversores catalíticos são câmaras contendo material catalítico montadas no sistema de fluxo, cujo objetivo é promover a oxidação das emissões. Um catalisador é uma substância que acelera uma reação química, diminuindo a energia necessária para prosseguir. O catalisador não é consumido na reação e, portanto, funciona indefinidamente, a menos que seja degradado pelo calor, idade, contaminantes ou outros fatores. Geralmente, os conversores catalíticos são chamados de conversores de três vias porque promovem a redução de CO, HC e NO_x [PULKRABEK, 2006].

Outra opção para reduzir a emissão de poluentes é o filtro de partículas, acoplado ao escapamento para eliminar as partículas de fuligem dos gases de escape do motor. No filtro, a fuligem fica presa em barreiras de cerâmica porosas, portanto, somente os gases sem as partículas passam para o exterior. É um dispositivo recente cujo uso passou a ser obrigatório em carros com motores a diesel [ROCHA, 2018].

2.3.1. Emissão de Hidrocarbonetos (HC)

Os gases exauridos da câmara de combustão de um motor diesel contêm até 6000 ppm de hidrocarbonetos. Cerca de 40% desse valor são espécies de combustível não queimados. Os outros 60% consistem em componentes parcialmente reagidos no processo de combustão [PULKRABEK, 2006].

A composição das emissões de HC será diferente para cada mistura de combustível fóssil, dependendo dos componentes originais do combustível. A geometria da câmara de combustão e os parâmetros operacionais do motor também influenciam o espectro do componente HC. Quando as emissões de

hidrocarbonetos entram na atmosfera, agem como irritantes e odorantes, podendo ser cancerígenos [PULKRABEK, 2006].

2.3.2. Emissão de monóxido de carbono (CO)

Quando não há oxigênio suficiente para converter todo o carbono em CO₂, frações de combustível não reagem e o carbono acaba como CO. O monóxido de carbono é um gás venenoso, incolor e inodoro, gerado em um motor que opera com coeficiente A/F rico em combustível. Cerca de 5% dos gases exauridos é monóxido de carbono. Não apenas é considerado uma emissão indesejável, mas também representa energia química perdida que não foi totalmente utilizada no motor [PULKRABEK, 2006].

2.3.3. Emissão de óxidos de nitrogênio (NOx)

Os gases exauridos de um motor a diesel podem ter até 2000 ppm de óxidos de nitrogênio. A maior parte será de óxido de nitrogênio (NO), mas em geral são agrupados como NO_x, com x representando um número adequado, como por exemplo NO₂ (dióxido de nitrogênio). O NO_x é indesejável e quando liberado reage na atmosfera para formar ozônio, uma das principais causas do *smog* fotoquímico (*smoke* = fumaça, *fog* = neblina), uma nuvem de fumaça contendo poluentes gasosos e partículas sólidas. O ozônio é prejudicial para os pulmões e outros tecidos biológicos. A formação de NO_x depende da temperatura, pressão, razão ar-combustível e tempo de combustão dentro do cilindro [PULKRABEK, 2006]; [ROCHA, 2018].

2.3.4. Emissão de particulados

A geração de partículas pode ser reduzida pelo design do motor e pelo controle das condições de operação, ou seja, se o tempo de combustão for prolongado pelo design da câmara de combustão e pelo controle de temporização, as quantidades de partículas exauridas podem ser reduzidas. No entanto, um tempo de combustão mais longo significa uma alta temperatura do cilindro e mais NO_x gerado. Já com uma pressão de injeção mais alta, o tamanho da gota de combustível se torna mais fino, o que reduz as emissões de HC e de particulados,

porém aumenta a temperatura do cilindro e as emissões de NOx [PULKRABEK, 2006].

2.4. Combustível

O óleo diesel é o combustível mais importante na matriz energética veicular do Brasil, respondendo por cerca de 43,6% do total consumido em todo o país (figura 11). A utilização de outros tipos de combustíveis, com menor impacto ambiental, principalmente o etanol e o biodiesel, a cada ano vem aumentando. Isso é comprovado abaixo com os dados do consumo de energia dos transportes no Brasil em 2018.



Figura 9: Consumo de energia dos transportes no Brasil em 2018 [BEN, 2019].

A seguir abordaremos as características dos combustíveis diesel, biodiesel e etanol em um motor de combustão por compressão. Também, como foco desse trabalho, trataremos da utilização de aditivos em misturas com etanol.

2.4.1. Diesel

O óleo diesel, principal combustível fóssil utilizado em motores de ignição por compressão, é uma mistura composta por hidrocarbonetos parafínicos, naftênicos, olefínicos e aromáticos em conjunto com pequenas quantidades de outros elementos como, enxofre, oxigênio e nitrogênio [PRADELLE, 2018].

Sua aplicação é vasta, desde carros, caminhões e ônibus, até tratores, embarcações e locomotivas. O óleo diesel é geralmente mais simples de refinar a partir do petróleo do que a gasolina. De um modo geral, quanto maior o refino feito em uma amostra de combustível, menor é seu peso molecular, menor é sua

viscosidade e maior é seu custo. Nos países frios, o preço do diesel tradicionalmente aumenta durante os meses mais frios à medida que a demanda por óleo para aquecimento aumenta [FAIZAL, 2009]; [PULKRABEK, 2006].

No Brasil, esse combustível é subdividido em óleo diesel A, sem adição de biodiesel, e óleo diesel B, com adição de biodiesel no teor estabelecido pela legislação vigente (11% em volume atualmente). Além disso, ainda podem ser subdivididos em óleo diesel A e B S10, com teor de enxofre máximo de 10 mg/kg e óleo diesel A e B S500, com teor de enxofre máximo de 500 mg/kg. O óleo diesel S10, disponível desde 2013, inovou o mercado de combustíveis por atender aos requisitos das mais novas gerações de motores de ignição por compressão, emitindo menores quantidades de NOx e material particulado [PRADELLE, 2018]; [ROCHA, 2018].

Cada classificação tem limites aceitáveis estabelecidos em várias propriedades físicas, como densidade, viscosidade cinemática, lubricidade, teor de enxofre, teor de oxigênio, entre outros. Porém, a propriedade chave desse combustível é o número de cetano. Para as operações em motores de ignição por compressão, o número de cetano geralmente situa-se entre 40 e 60, onde valores inferiores a 40 implicam em maior presença de fumaça na descarga, perda de potência, aumento de consumo e dos níveis de ruído [PULKRABEK, 2006].

2.4.2. Biodiesel

O biodiesel é um combustível renovável obtido a partir de um processo químico chamado de transesterificação, no qual óleo extraído de vegetais e/ou de gordura animal reage com um álcool, metanol ou etanol, na presença de catalisadores. Abaixo é apresentado um gráfico demonstrando as principais matérias-primas utilizadas na produção de biodiesel [PRADELLE, 2018].

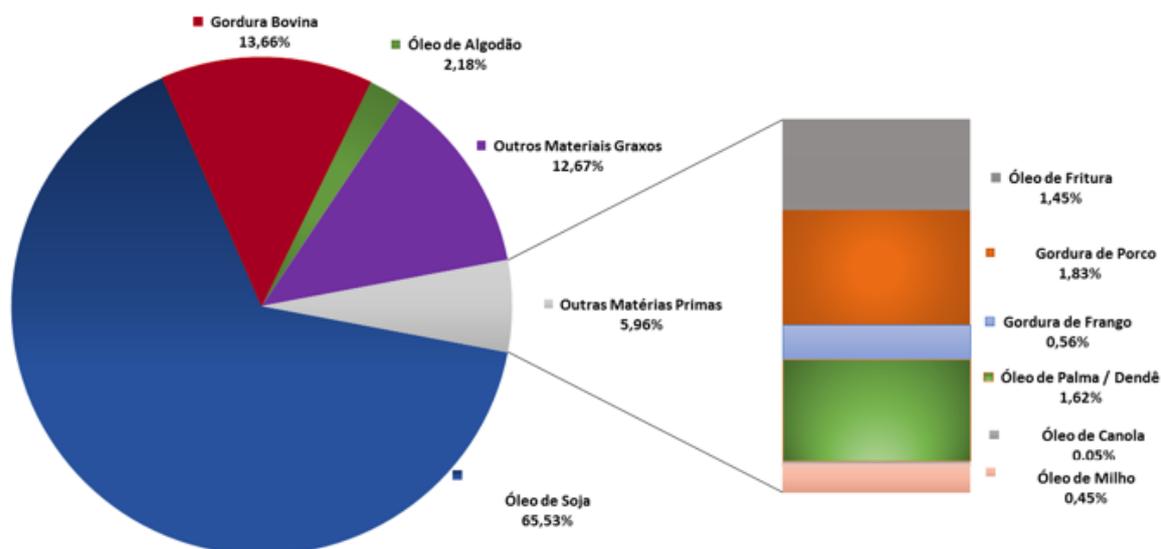


Figura 10: Percentual de consumo de cada matéria-prima para produção de biodiesel no Brasil em outubro de 2019 [BMB, 2019].

É possível comprovar a partir do gráfico que o óleo proveniente da soja e a gordura bovina, responsáveis por 65,53% e 13,66% respectivamente, são as principais matérias-primas consumidas para produção de biodiesel no Brasil. As matérias-primas em geral são diversificadas regionalmente e dependem principalmente das condições do solo, clima, métodos de cultivo e colheita e localização geográfica do país. Atualmente, mais de 350 tipos de óleos foram identificados em todo o mundo como apropriados para a produção de biodiesel [KUMAR, 2018].

Para tornar o biodiesel adequado ao uso em um motor de ignição por compressão, esse é normalmente misturado ou simplesmente diluído com diesel. A concentração diesel/biodiesel, por porcentagem volumétrica, é dada pela sigla “Bx”, onde “x” é a porcentagem em volume de biodiesel na mistura. No Brasil, desde 2008, a introdução gradual do biodiesel misturado ao óleo diesel tornou-se obrigatória. Inicialmente, a proporção exigida foi de 2% (em volume) de biodiesel, mas desde de setembro de 2019 esse valor foi alterado para 11 % [KUMAR, 2018]; [ANP, 2019].

Além de ser um combustível renovável, o biodiesel possui inúmeras outras vantagens, dentre elas: é miscível em toda proporção no diesel; apresenta excelentes propriedades de lubrificação e número de cetano alto (geralmente maior que 48); seu ponto de fulgor é elevado (maior que 100°C), reduzindo os

riscos quanto à sua inflamabilidade; o seu uso não emite dióxido de enxofre (SO₂); possui baixa toxicidade, reduzindo riscos à saúde e emissões de monóxido de carbono e particulados; sua degradação é mais rápida no ambiente, diminuindo as consequências ambientais de seu descarte [ROCHA, 2018].

Apesar de ser importante investir no uso do biodiesel, ele apresenta desvantagens como: sua capacidade de produção é ainda insuficiente para suprir a demanda de uma eventual substituição integral do combustível fóssil; suas propriedades a frio são inferiores ao do óleo diesel e seu consumo de combustível é ligeiramente superior devido ao menor poder calorífico; comparado novamente ao óleo diesel suas emissões de óxidos nitrosos (NO_x) são sensivelmente mais elevadas; seu armazenamento de longa duração (tempo superior a seis meses) não é recomendado, em razão de sua menor estabilidade à oxidação [ROCHA, 2018]; [ROMANO, 2011].

2.4.3. Etanol

O etanol (C₂H₆O) é considerado um promissor combustível alternativo em motores de ignição por compressão, graças à sua extensa disponibilidade de matéria-prima, baixas emissões, baixo custo e fácil adaptabilidade às tecnologias de motores. Esse combustível é produzido principalmente a partir de matérias-primas que contêm açúcar, amido de milho, grãos, cevada e sorgo por meio de fermentação direta (etanol de primeira geração). No Brasil, a cana-de-açúcar é a matéria prima utilizada em 97,1% das plantas de etanol autorizadas. Também, apesar de raro, pode ser produzido por hidratação catalítica do etileno (rota fóssil) e a partir de materiais celulósicos (etanol de segunda geração), como resíduos de madeira ou papel [ÇELEBI, 2019]; [ANP, 2017].

Ele é categorizado de acordo com a quantidade de água em sua composição. O etanol hidratado, possui 95% de etanol e o restante de água. Já o etanol anidro, também chamado de etanol puro, possui 99,5% de graduação alcoólica [PRADELLE, 2017].

O etanol é um combustível biodegradável, renovável, o que implica em uma contribuição significativa na redução dos gases de efeito estufa responsáveis pelo aquecimento global. Além disso, o etanol possui aproximadamente 35% mais moléculas de oxigênio em sua estrutura molecular que o óleo diesel. Isso leva a

uma combustão mais completa e produz menos emissões de gases de escape, tornando-o um combustível mais limpo. Inclusive não possui teor de enxofre que, quando queimado em motores de combustão interna, produzem SOx responsável pela chuva ácida [MOREIRA, 2014]; [ÇELEBI, 2019].

O uso desse álcool em motores ciclo Diesel foi primeiramente estudado pela empresa sueca Scania, que em 1989, incorporou à frota de ônibus de Estocolmo, veículos abastecidos com etanol aditivado. O objetivo do programa sueco era reduzir a poluição gerada no centro da cidade, onde havia alta concentração de poluentes. No Brasil, em São Paulo, testes com etanol aditivado começaram a ser realizados em 1997, também com o objetivo de minimizar a emissão de poluentes [MOREIRA, 2014].

Embora o etanol proporcione benefícios econômicos em comparação ao diesel convencional e o biodiesel, há algumas dificuldades que precisam ser eliminadas com relação a sua utilização direta em motores de ignição por compressão. Abaixo é apresentado uma tabela comparando características físico-químicas dos combustíveis etanol, diesel e biodiesel [ÇELEBI, 2019].

Tabela 2: Algumas propriedades físico-químicas do etanol, diesel e biodiesel (adaptado de [PRADELLE, 2017]; [ÇELEBI, 2019]).

Propriedade	Etanol	Diesel	Biodiesel
Massa específica a 20°C [kg/m ³]	< 791,5	815 - 850	850 - 900
Viscosidade a 40 °C [mm ² /s]	1,07 - 1,13	2,0 - 4,5	3,0 - 6,0
Lubricidade [µm]	842 - 1047	< 460	218 - 257
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	26,79	42,6	47,0 - 52,0
Calor latente de vaporização [MJ/kg]	0,91	0,22	0,30
Temperatura de autoignição [°C]	422,7	315	363
Número de cetano [-]	5 - 15	> 48	48 - 67

Dentre as dificuldades ao se utilizar etanol diretamente em motores de ignição por compressão, destacam-se: é necessário, tanto em massa quanto em volume, maior quantidade de etanol devido ao seu baixo poder calorífico; pode ocorrer extinção da chama, em alguns casos, devido ao seu alto calor latente de vaporização; possui baixo poder lubrificante e baixo número de cetano (entre 5 e 15), dificultando a autoignição e aumentando o atraso de ignição; possui alta temperatura de autoignição, provocando detonação severa, devido a queima

rápida do combustível vaporizado e conseqüentemente reduzindo a vida útil do motor [SÁNCHEZ, 2016].

Por isso, para que este tipo de motor funcione corretamente com etanol, uma das opções é o combustível ter uma porcentagem de aditivo em volume, a fim de obter poder lubrificante, inibir a corrosão e o mais importante, aumentar o número de cetano, facilitando a autoignição e evitando o “*knock*” ou batida de pino. O uso de etanol aditivado pode ser realizado sem grandes modificações no motor de ignição por compressão, porém, o aumento de sua razão de compressão e a alteração no instante de injeção do combustível, assim como seu pré-aquecimento são essenciais para otimizar o processo de combustão, aumentando a eficiência térmica e reduzindo assim as emissões de gases de escape [SÁNCHEZ, 2016]; [AZEVEDO, 2013].

Os aditivos são agentes químicos que apresentam características necessárias para, quando misturados com etanol, aprimorarem o seu funcionamento nos motores ciclo Diesel. Alguns exemplos de aditivos são [SÁNCHEZ, 2016]; [SREENIVASULU, 2007]:

- Melhoradores de ignição: polietilenoglicol, *n*-butanol, nitrato de 2-etil-hexila (EHN).
- Antioxidantes: hidroxitolueno butilado (BHT), etilenodiamina, 2,4-dimetil-6-terc-butilfenol.
- *Antiknocks*: isooctano, tetraetilchumbo, ferroceno.
- Lubrificantes: óleo de mamona, éster fosfato, polietilenoglicol.
- Inibidores de corrosão: nitrato de sódio, *p*-fenilenodiamina, hexametenotetramina.

A quantidade requerida de aditivo em misturas com etanol pode variar entre 5 e 20% e o combustível é comercialmente conhecido pela porcentagem de etanol ou aditivo por volume. Por exemplo, os combustíveis utilizados nesse trabalho, etanol PEG600 15% e etanol PEG600 10%, possuem respectivamente 85% e 90% de etanol hidratado e 15% e 10% de aditivo PEG600 (Polietilenoglicol 600) melhorador de ignição e lubrificante [SÁNCHEZ, 2016].

3 Metodologia

Nessa sessão, será descrita a metodologia experimental seguida para obtenção dos dados, ou seja, as características do motor e combustível utilizados, assim como o procedimento experimental e os parâmetros calculados.

3.1. Bancada experimental para obtenção dos dados

Os testes foram realizados em 2017 no Centro de Desenvolvimento em Energia e Veículos (CDEV - PUC-RIO). O motor utilizado para a obtenção dos dados analisados neste projeto foi um motor da Peugeot de ignição por compressão de quatro tempos, com quatro cilindros em linha e injeção mecânica direta, modelo DW10CTED4. Na figura 13 encontram-se fotos do motor e na tabela 3 seus principais dados técnicos.



Figura 11: Motor Peugeot DW10CTED4.

Tabela 3: Dados do motor utilizado no experimento (adaptado de [https://autodetalas.eu/en/carparts/peugeot/508-sw/rhh]; [http://82.155.26.82/phpBB3/viewtopic.php?t=24]).

Modelo do motor	Peugeot DW10CTED4
Número de válvulas por cilindro	4
Cilindrada (cm ³)	1997
Diâmetro do pistão (mm)	85
Curso do pistão (mm)	88
Razão de compressão	16:1
Número de cilindros	4 em linha
Aspiração	Turbo / Intercooler
Sistema de injeção	Injeção mecânica direta
Óleo lubrificante	SAE 5W-30
Velocidade máxima de trabalho	3750 rpm
Torque máximo	340 Nm a 2000 rpm
Potência máxima	120 kW a 3750 rpm

Um dinamômetro de fabricação *AVL*, modelo *START*, foi necessário para a realização dos testes. No sistema de admissão de ar do motor o *intercooler* original (ar-ar) foi substituído por um trocador de calor (ar-água), o qual resfria parte do ar da turbina que vai para o coletor de admissão. Também foi instalado um medidor de vazão (*Meriam Z50MC2-4*) na entrada do sistema de admissão de ar, após o filtro de ar.

Além disso, no sistema de admissão de combustível uma balança (*AVL Fuel Balance 733S*) foi instalada no tanque de combustível para determinar o consumo do motor. Já no sistema de gases de escape, como um dos objetivos é medir as emissões brutas, foi fabricado um novo sistema de escapamento com válvula intermediária (tipo acelerador) para gerar a mesma queda de pressão em comparação com o sistema de escapamento original do motor.

Ademais, no sistema de refrigeração, destaca-se que o resfriamento do motor é feito por recirculação e transferência de calor da água no trocador de calor do dinamômetro. A temperatura da água na entrada e na saída é controlada. Já a temperatura do combustível é monitorada através da instalação de um sensor de temperatura próximo ao cárter do motor.

Por último, realizou-se a mudança da razão de compressão do motor, originalmente 16:1 para 20:1 e 25:1. Novos pistões foram fabricados com cavidades internas menores (menor volume morto), com a finalidade de se obter

maiores razões de compressão. Na Figura 14, pode-se observar os pistões para as diferentes razões de compressão que foram testados no motor DW10C.



Figura 12: Pistões para as diferentes razões de compressão testadas no motor DW10C.

3.2. Combustível

As propriedades físico-químicas dos combustíveis (diesel S10 com 7% em volume de biodiesel e etanol hidratado) e do aditivo (polietilenoglicol 600) utilizados nesse experimento se encontram no apêndice desse trabalho.

3.3. Procedimento experimental

Cinco pontos harmonizados (pontos de comparação padrão), definidos com suas respectivas rotações e pressões médias efetivas, conforme mostrado na tabela 4, foram analisados.

Tabela 4: Pontos harmonizados do motor Peugeot DW10CTED4.

	Rotação (rpm)	PME (bar)
H1	1350	1,0
H2	1500	3,0
H3	1500	6,0
H4	1500	10,0
H5	2000	2,0

Como abordado na sessão 3.1, realizou-se a mudança da razão de compressão do motor, de 16:1 para 20:1 e 25:1, a fim de viabilizar a combustão do etanol aditivado. O motor trabalhou com duas injeções pilotos, cada uma com

5% do total de energia injetada e com início de injeção de combustível mantidas fixas (SOI = 15° APMS e SOI = 10° APMS). Assim como com uma injeção principal, totalizando 90% da energia injetada e com início de injeção variando de acordo com o ponto harmonizado, razão de compressão, combustível utilizado e avanço da injeção. Três combustíveis foram estudados, diesel S10 B7 comercial e etanol hidratado comercial com quantidade variável de PEG600 (10 ou 15%). Para os testes realizados com as misturas de etanol e PEG600, alterou-se três vezes o avanço (instante) da injeção principal: A0, avanço em 0° com SOI = 0° DPMS; A2, avanço em 2° com SOI = 2° DPMS; AN, avanço normal com SOI variável. Ao todo, foram 55 testes e na tabela abaixo eles são apresentados.

Tabela 5: Dados gerados para os testes a serem analisados.

Razão de compressão	Combustível	Pontos harmonizados	SOI injeção principal (°)
20:1	diesel S10 B7	H1	5,71
		H2	6,48
		H3	6,19
		H4	3,48
		H5	5,02
	etanol PEG600 15%	H1	0 / 2 / 5,60
		H2	0 / 2 / 6,53
		H3	0 / 2 / 6,34
		H4	0 / 2 / 4,48
		H5	0 / 2 / 5,52
25:1	diesel S10 B7	H1	5,19
		H2	6,3
		H3	6,29
		H4	3,83
		H5	4,67
	etanol PEG600 15%	H1	0 / 2 / 5,19
		H2	0 / 2 / 6,29
		H3	0 / 2 / 6,45
		H4	0 / 2 / 4,96
		H5	0 / 2 / 4,37
	etanol PEG600 10%	H1	0 / 2 / 5,30
		H2	0 / 2 / 6,41
		H3	0 / 2 / 6,39
		H4	0 / 2 / 4,54
		H5	0 / 2 / 4,65

SOI: *start of injection* (início da injeção).

Por fim, dados de pressão em função do ângulo do virabrequim foram coletados para cada um dos pontos harmonizados, com sua respectiva razão de compressão, combustível e avanço da injeção.

3.4. Parâmetros calculados

Apesar de existirem diversos métodos para o cálculo do início da combustão, a metodologia que o determina com mais precisão é definido como o máximo da derivada de terceira ordem da pressão no cilindro em relação ao ângulo do virabrequim.

$$\theta_{SOC} = \max\left(\frac{d^3p}{d\theta^3}\right) \quad (5)$$

De modo a obter as derivadas da pressão de primeira $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)$, segunda $\left(\frac{d^2p}{d\theta^2}\right)$ e terceira $\left(\frac{d^3p}{d\theta^3}\right)$ ordem, o método de diferenciação numérica centrada de quarta ordem foi escolhido, com o ângulo do virabrequim variando de $\Delta\theta = 1^\circ$ de um ponto a outro. Para uma função f , a derivada é obtida através da seguinte relação:

$$\left.\frac{df}{d\theta}\right|_i = \frac{f_{i-2} - 8f_{i-1} + 8f_{i+1} - f_{i+2}}{12\Delta\theta} \quad (6)$$

Assim, utilizando o software *Matlab*, foi implementado um código capaz de calcular essas derivadas a partir dos dados experimentais. O código detalhado encontra-se no apêndice desse trabalho. Finalmente, analisando os gráficos gerados, determinou-se cada início de combustão (θ_{SOC}) ou *misfire* e como cada início de injeção (θ_{INJ}) já tinha sido tabelado, os atrasos de ignição (θ_{ID}) foram calculados pela equação a seguir:

$$\theta_{ID} = \theta_{SOC} - \theta_{INJ} \quad (7)$$

4 Resultados e discussão

4.1. Validação do procedimento para análise dos resultados

Ao analisar os dados experimentais, verificou-se uma sensibilidade excessiva nos valores da derivada de terceira ordem da pressão pelo método de diferenciação numérica centrada de quarta ordem. Por isso, nos gráficos gerados da derivada de terceira ordem da pressão em função do ângulo do virabrequim há a presença de duas curvas, uma azul e outra vermelha. A curva azul representa os valores reais obtidos para a terceira derivada da pressão e sua oscilação negativa não condiz com a metodologia estudada. Já a curva vermelha representa os valores reais ajustados pela função envelope do *Matlab*, que filtra as derivadas de terceira ordem da pressão usando a magnitude absoluta do seu sinal analítico e retorna um resultado quantitativo melhor que condiz com a metodologia estudada.

Foi preciso definir o comprimento característico da função envelope que melhor ajustava os resultados de cada *ignition delay* da injeção principal quando comparados com a média dos valores tabelados, calculados pelo CPU do motor a partir da fração de massa queimada e do calor liberado durante a combustão. Por isso, três comprimentos distintos foram analisados em dois ensaios. Um com diesel S10 e razão de compressão 20:1 e outro com etanol PEG600 15%, razão de compressão 25:1 e instante normal da injeção principal, como mostrados nos gráficos comparativos abaixo.

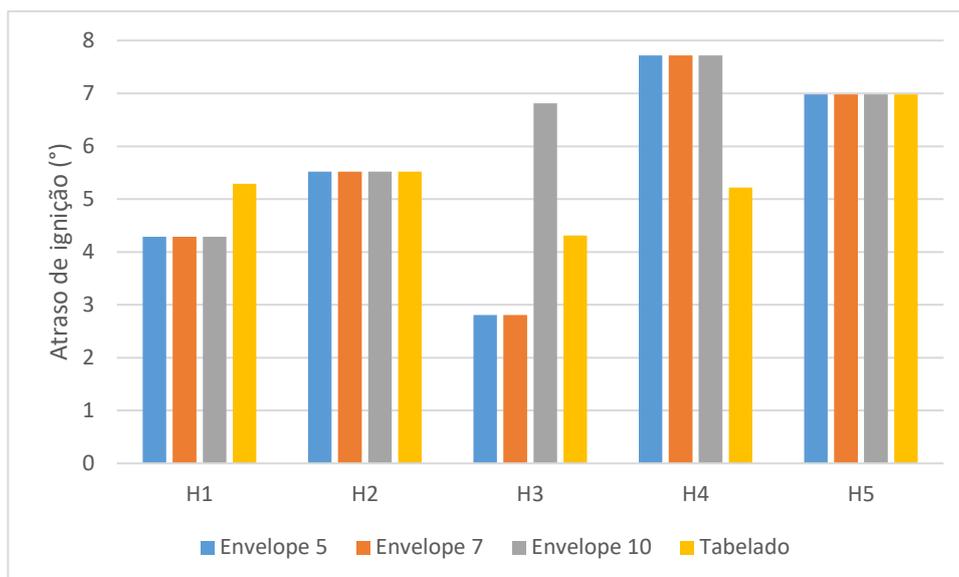


Figura 13: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para cada envelope, razão de compressão 20:1 e diesel S10.

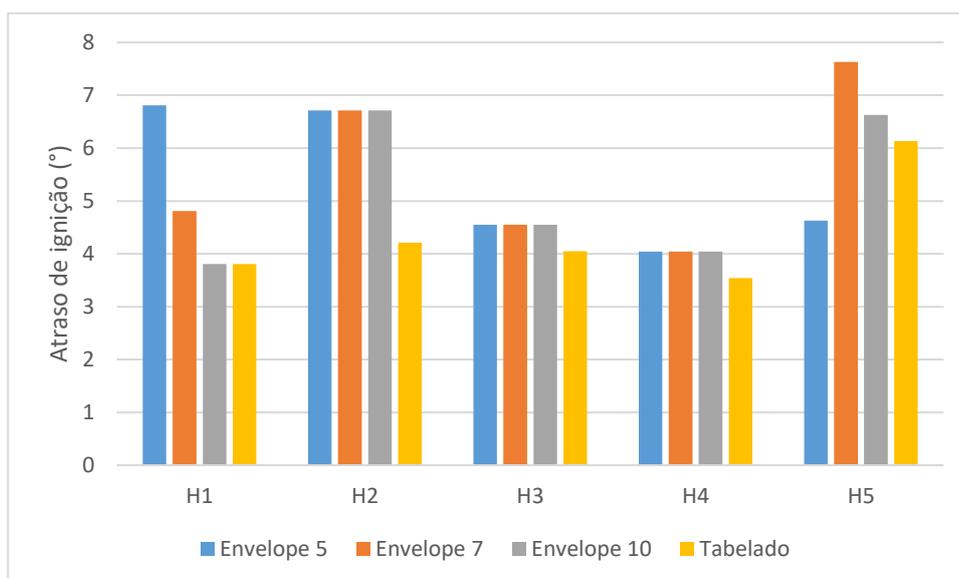


Figura 14: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para cada envelope, razão de compressão 25:1 e etanol PEG600 15% com instante normal da injeção principal.

Para o gráfico do ensaio com diesel S10 (figura 17), não houve variação nos valores do *ignition delay* da injeção principal para os comprimentos 5 e 7. Já para o envelope 10, no ponto harmonizado 3 a diferença para o valor tabelado ($2,5^\circ$) excedeu consideravelmente a incerteza de projeto ($\pm 1^\circ$), por isso foi desconsiderado. Para o gráfico do ensaio com etanol PEG600 15% (figura 18) no ponto harmonizado 1 a diferença para o valor tabelado do envelope 5 também

excedeu consideravelmente a incerteza de projeto, por isso esse comprimento também foi desconsiderado. Assim, apesar de algumas variações concluiu-se que a função envelope 7 ajustou melhor os resultados dos atrasos de ignição calculados.

Em alguns ensaios rodados, principalmente para o etanol PEG600 15%, mesmo com a função envelope 7 houve certa dificuldade para determinar se os picos das injeções pilotos eram ruídos ou ignições. Isso porque a frequência de coleta dos dados experimentais, de grau em grau, afetou a precisão do cálculo das derivadas. Com a finalidade de dissipar essas dúvidas, para esses casos foram analisados visualmente também o gradiente dos gráficos de calor aparente liberado. Caso não houvesse mudança visível do gradiente dentro do intervalo de injeção analisado, pode-se afirmar que não houve ignição, ou seja, *misfire*.

Assim, gráficos da derivada de terceira ordem da pressão nos cilindros do motor em função do ângulo do virabrequim foram gerados utilizando o software *Matlab* e analisados. Abaixo dois exemplos, o primeiro para o ponto harmonizado 2, com razão de compressão 20:1 e diesel S10 e o segundo para o ponto harmonizado 5, com razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e avanço normal da injeção principal.

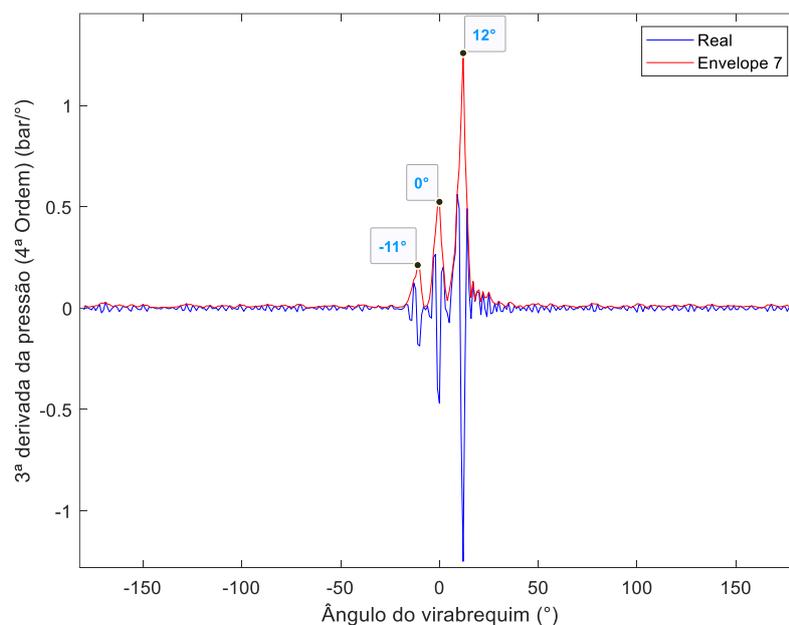


Figura 15: Gráfico da derivada de terceira ordem da pressão pelo ângulo do virabrequim para o ponto harmonizado 2, com razão de compressão 20:1 e diesel S10.

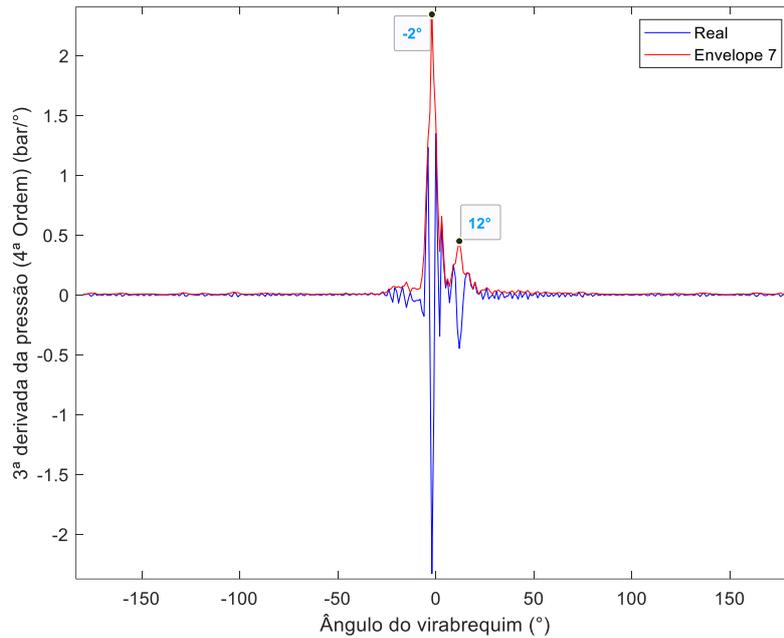


Figura 16: Gráfico da derivada de terceira ordem da pressão pelo ângulo do virabrequim para o ponto harmonizado 5, com razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e avanço normal da injeção principal.

A partir dos gráficos acima, ao analisar a posição dos seus picos, ou seja, seus pontos de máxima derivada de terceira ordem da pressão, foi determinado cada ângulo de início de combustão ou *misfire*. Para o diesel S10 (figura 15), é visível os três picos no gráfico, por isso verificou-se que houve combustão nas três injeções. Já para o etanol PEG600 (figura 16), apenas dois picos estão destacados e, ao analisar seus inícios de injeção, verificou-se que para a primeira injeção piloto (SOI = 15° APMS) houve *misfire* e para as duas seguintes houve combustão.

4.2. Resultados

Como apresentado no tópico 3.3 desse projeto, cada um dos pontos harmonizados, com sua respectiva razão de compressão, combustível, avanço da injeção principal e quantidade de massa injetada foram analisados a fim de determinar os impactos no *ignition delay* calculado para cada injeção. Buscou-se comparar os atrasos de ignição com os valores tabelados dos ensaios (eficiência e pressão máxima) e do motor (carga e rotação). Foi comparado também com os valores calculados da máxima taxa de variação de pressão.

Lembrando que o motor trabalhou com duas injeções pilotos, com início de injeção de combustível mantidas fixas (SOI = 15° APMS e SOI = 10° APMS) e uma injeção principal variável. Abaixo, se encontram as tabelas com os resultados dos ensaios.

Tabela 6: Resultados dos ensaios para razão de compressão 20:1.

Ensaio	SOI3	SOC1	SOC2	SOC3	ID1	ID2	ID3	Rotação	PME	η	Pmáx	(dP/d θ)máx
-	°							rpm	bar	%	bar	bar/°
S10 H1	5,71	-11	-1	10	4	9	4,29	1350	1	20,67	59,34	2,09
S10 H2	6,48	-11	0	12	4	10	5,52	1500	3	30,34	61,44	2,20
S10 H3	6,19	-13	-4	9	2	6	2,81	1500	6	35,93	70,19	2,50
S10 H4	3,28	-10	-4	11	5	6	7,72	1500	10	37,07	104,89	3,85
S10 H5	5,02	-10	-1	12	5	9	6,98	2000	2	27,1	64,79	2,36
PEG600 15% A0 H1	0	MF	-6	7	MF	4	7,00	1350	1	18,91	57,15	1,93
PEG600 15% A0 H2	0	MF	-7	10	MF	3	10,00	1500	3	25,82	58,97	1,93
PEG600 15% A0 H3	0	MF	-6	12	MF	4	12,00	1500	6	36,05	73,99	2,88
PEG600 15% A0 H4	0	MF	-6	5	MF	4	5,00	1500	10	41,28	106,66	5,43
PEG600 15% A0 H5	0	MF	-7	12	MF	3	11,00	2000	2	22,04	61,38	2,04
PEG600 15% A2 H1	2,00	MF	-4	8	MF	6	6,00	1350	1	20,03	55,75	1,81
PEG600 15% A2 H2	2,00	MF	-6	12	MF	4	10,00	1500	3	25,82	59,31	1,93
PEG600 15% A2 H3	2,00	MF	-7	14	MF	3	12,00	1500	6	36,89	70,74	2,66
PEG600 15% A2 H4	2,00	MF	-8	6	MF	2	4,00	1500	10	40,83	98,04	4,16
PEG600 15% A2 H5	2,00	MF	-5	13	MF	5	11,00	2000	2	22,04	61,22	2,00
PEG600 15% AN H1	5,60	MF	-3	12	MF	7	6,40	1350	1	20,03	55,57	1,81
PEG600 15% AN H2	6,53	MF	-3	16	MF	7	9,47	1500	3	26,43	59,01	1,93
PEG600 15% AN H3	6,34	MF	-4	13	MF	6	6,66	1500	6	36,29	63,47	2,14
PEG600 15% AN H4	4,48	MF	-9	8	MF	1	3,52	1500	10	40,39	88,42	3,13
PEG600 15% AN H5	5,52	MF	-3	17	MF	7	11,48	2000	2	21,56	61,99	2,06

SOI: *start of injection* (início da injeção); SOC: *start of combustion* (início da combustão); ID: *ignition delay* (atraso de ignição); MF: *misfire* (falha de ignição).

Tabela 7: Resultados dos ensaios para razão de compressão 25:1.

Ensaio	SOI3	SOC1	SOC2	SOC3	ID1	ID2	ID3	Rotação	PME	η	Pmáx	(dP/d θ)máx
-	°							rpm	bar	%	bar	bar/°
S10 H1	5,19	-14	-3	8	1	7	2,81	1350	1	20,58	97,29	4,62
S10 H2	6,30	-13	-3	12	2	7	5,70	1500	3	30,37	100,59	5,00
S10 H3	6,29	-11	-6	10	4	4	3,71	1500	6	35,81	114,58	5,17
S10 H4	3,83	-13	-3	9	2	7	5,17	1500	10	37,6	149,98	6,65
S10 H5	4,67	-13	-6	11	2	4	6,33	2000	2	27,11	106,98	4,85
PEG600 15% A0 H1	0	MF	-5	4	MF	5	4,00	1350	1	20,79	104,86	5,60
PEG600 15% A0 H2	0	MF	-4	6	MF	6	6,00	1500	3	33,68	112,95	5,12
PEG600 15% A0 H3	0	MF	-8	4	MF	2	4,00	1500	6	39,08	132,68	4,79
PEG600 15% A0 H4	0	MF	-6	4	MF	4	4,00	1500	10	40,43	160,86	5,87
PEG600 15% A0 H5	0	MF	-4	8	MF	6	8,00	2000	2	29,97	108,65	5,27
PEG600 15% A2 H1	2,00	MF	-4	5	MF	6	3,00	1350	1	20,92	99,25	6,30
PEG600 15% A2 H2	2,00	MF	-3	8	MF	7	6,00	1500	3	33,75	104,01	5,39
PEG600 15% A2 H3	2,00	MF	-5	6	MF	5	4,00	1500	6	39,03	122,09	6,47
PEG600 15% A2 H4	2,00	MF	-8	6	MF	2	4,00	1500	10	40,43	147,05	6,16
PEG600 15% A2 H5	2,00	MF	-3	10	MF	7	8,00	2000	2	29,09	107,84	5,39
PEG600 15% AN H1	5,19	MF	-2	10	MF	8	4,81	1350	1	20,79	98,02	4,66
PEG600 15% AN H2	6,29	MF	-1	13	MF	9	6,71	1500	3	32,89	101,02	3,42
PEG600 15% AN H3	6,45	MF	-3	11	MF	7	4,55	1500	6	39,12	113,03	5,07
PEG600 15% AN H4	4,96	MF	-7	9	MF	3	4,04	1500	10	40,82	132,04	7,37
PEG600 15% AN H5	4,37	MF	-2	12	MF	8	7,63	2000	2	29,08	107,79	4,56
PEG600 10% A0 H1	0	MF	-7	6	MF	3	6,00	1350	1	18,11	94,81	3,97
PEG600 10% A0 H2	0	MF	-5	9	MF	5	9,00	1500	3	31,18	100,02	5,28
PEG600 10% A0 H3	0	MF	-6	5	MF	4	5,00	1500	6	37,66	134,03	1,03
PEG600 10% A0 H4	0	MF	-5	6	MF	5	6,00	1500	10	40,05	164,67	5,56
PEG600 10% A0 H5	0	MF	-6	8	MF	4	8,00	2000	2	27,00	100,18	3,47
PEG600 10% A2 H1	2,00	MF	-5	7	MF	5	5,00	1350	1	17,37	91,09	3,20
PEG600 10% A2 H2	2,00	MF	-5	10	MF	5	8,00	1500	3	30,44	95,49	4,70
PEG600 10% A2 H3	2,00	MF	-7	6	MF	3	4,00	1500	6	37,67	122,52	6,61
PEG600 10% A2 H4	2,00	MF	-8	7	MF	2	5,00	1500	10	40,08	150,09	4,63
PEG600 10% A2 H5	2,00	MF	-8	8	MF	2	6,00	2000	2	26,27	96,34	3,51
PEG600 10% AN H1	5,30	MF	-5	10	MF	5	4,70	1350	1	17,16	89,16	3,19
PEG600 10% AN H2	6,41	MF	-4	12	MF	6	5,59	1500	3	30,44	91,72	3,34
PEG600 10% AN H3	6,39	MF	-7	9	MF	3	2,61	1500	6	37,07	108,17	3,77
PEG600 10% AN H4	4,54	MF	-2	10	MF	8	5,46	1500	10	40,07	137,17	4,68
PEG600 10% AN H5	4,65	MF	-6	10	MF	4	5,35	2000	2	25,66	95,74	3,49

SOI: *start of injection* (início da injeção); SOC: *start of combustion* (início da combustão); ID: *ignition delay* (atraso de ignição); MF: *misfire* (falha de ignição).

4.3. Comparativo dos combustíveis para razão de compressão 20:1

Ao comparar os combustíveis, a primeira diferença visível na tabela 6 aponta combustão em todos os ensaios e para todas as injeções utilizando diesel S10. Diferente do combustível etanol PEG600 15% que apresentou sempre *misfire* para a primeira injeção piloto. Era esperado que isso acontecesse visto que o etanol aditivado não é o combustível mais adequado para se usar em um motor de ignição por compressão e sim o diesel, devido as suas propriedades físico-químicas (calor latente de vaporização menor e número de cetano maior).

Nos gráficos abaixo, iremos comparar a eficiência, pressão máxima, máxima taxa de variação de pressão e atraso de ignição dos combustíveis diesel S10 e etanol PEG600 15% AN para todos os pontos harmonizados.

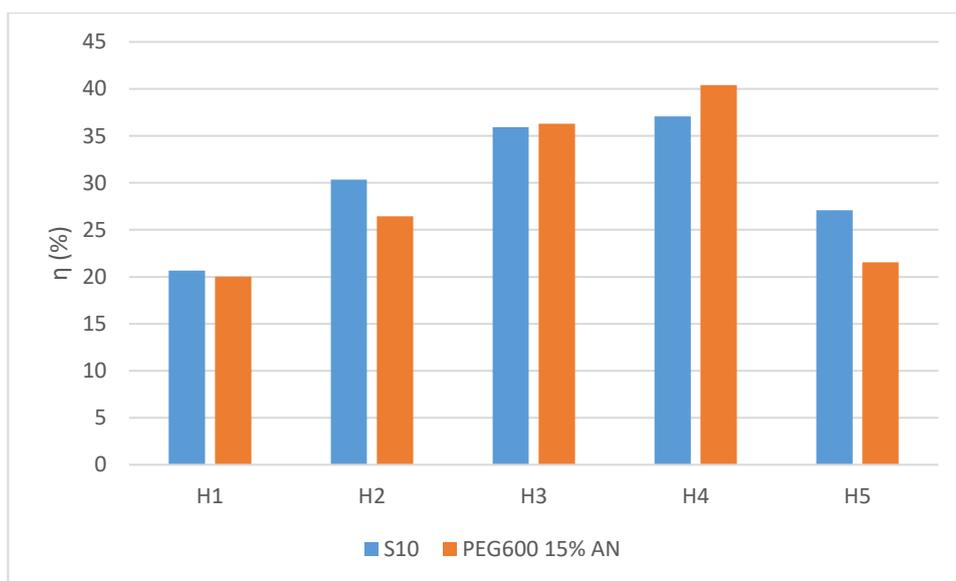


Figura 17: Gráficos comparativos das eficiências para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.

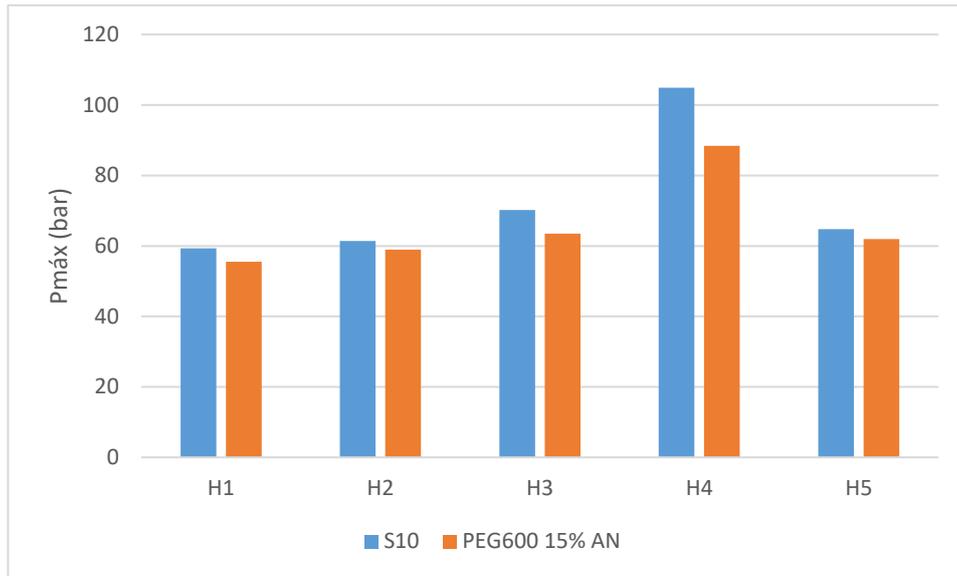


Figura 18: Gráficos comparativos das pressões máximas para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.

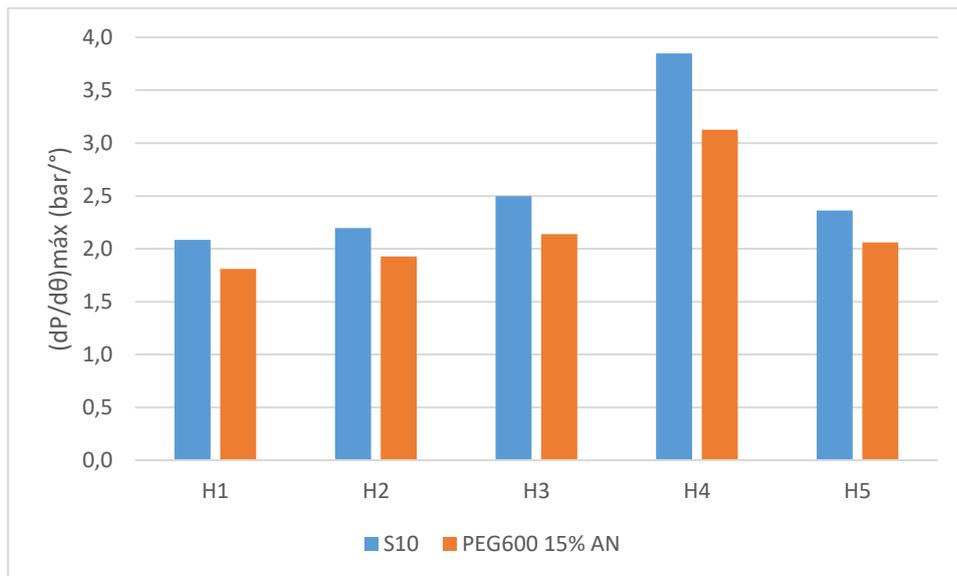


Figura 19: Gráficos comparativos das máximas taxas de variação de pressão para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.

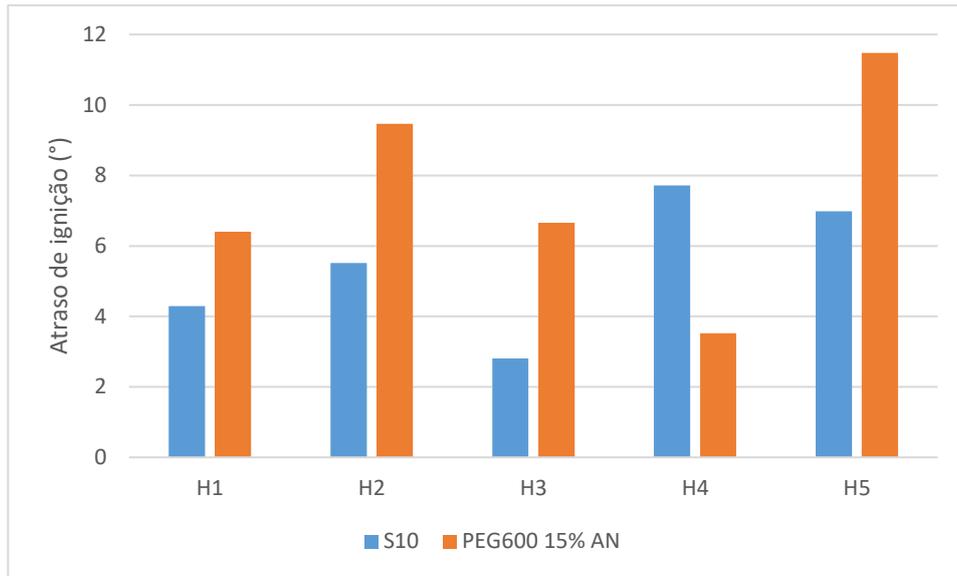


Figura 20: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para razão de compressão 20:1, diesel S10 e etanol PEG600 15% AN.

Com base nos gráficos das figuras 19, verifica-se que o motor com razão de compressão 20:1 possui maior eficiência nas condições dos pontos harmonizados 1, 2 e 5 utilizando diesel S10. Já para os pontos harmonizados 3 e 4, mesmo com *misfire* na primeira injeção piloto, o etanol PEG600 15% trabalhou com maior eficiência no motor. Isso porque, nas condições desses dois pontos, em que as cargas aplicadas são elevadas, o etanol por gerar mais calor rapidamente e conseqüentemente ter uma combustão mais rápida foi favorecido.

Além disso, a partir das figuras 20 e 21 comprova-se que o diesel funciona em um motor de ignição por compressão com pressões maiores que o etanol. Naturalmente com um aumento mais rápido de pressão também, ou seja, as máximas taxas de variação de pressão ($dP/d\theta_{m\acute{a}x}$) são maiores. Porém, é interessante observar que em condições experimentais as quais há uma alta taxa de liberação de calor, ou seja uma alta taxa de aumento de pressão (pontos harmonizados 3 e 4), o perfil de combustível mais eficiente é o etanol. Lembrando que pressões máximas muito elevadas favorecem a formação de NOx e altas taxa de aumento de pressão geram problemas do ponto de vista mecânico, pois requer que um motor sofra forças mecânicas elevadas, desgastando-o.

Outro fator a ser comentado é o atraso de ignição em função das condições dos pontos harmonizados, como observado na figura 22. A teoria diz que aumentar a rotação e/ou a carga de um motor (mantendo os outros parâmetros

fixos), o seu *ignition delay* tende a diminuir. Isso é comprovado somente comparando os pontos harmonizados 2 e 3, cujos instantes da injeção principal são próximos, suas rotações são iguais e há um aumento de carga, ocasionando uma diminuição no *ignition delay*. Apesar de o ponto 4 ter a mesma rotação que os pontos anteriores e ainda ter uma maior carga, seu instante da injeção principal é consideravelmente menor. O fato de injetar mais cedo o combustível resulta em condições de pressão e temperatura diferentes, por isso o *ignition delay* desse ponto é dificilmente comparável aos demais.

Para o motor trabalhando com razão de compressão 20:1, os pontos harmonizados 1,2,3 e 5 são os únicos que ao mudar o combustível utilizado, o instante normal da injeção principal variou menos que a incerteza de projeto ($\pm 1^\circ$). Por isso, podemos comparar o *ignition delay* em cada um desses pontos somente mudando o combustível. Nesses pontos, percebe-se que o etanol PEG600 15% atingiu valores maiores que o diesel S10, alcançando um valor máximo de quase 12° no ponto 5. Como era esperado o diesel por ter um número de cetano maior que o etanol, possuiu maior facilidade na autoignição, que diminui o atraso de ignição.

4.4. Comparativo dos instantes de injeção para o etanol PEG600 15% com razão de compressão 20:1

Nos gráficos abaixo, iremos comparar a variação dos instantes de injeção em 0° e 2° em relação ao instante de injeção normal para eficiência, pressão máxima e máxima taxa de variação de pressão do combustível etanol PEG600 15%. Também iremos comparar o atraso de ignição para esse combustível em função dos instantes de injeção e das condições dos pontos harmonizados.

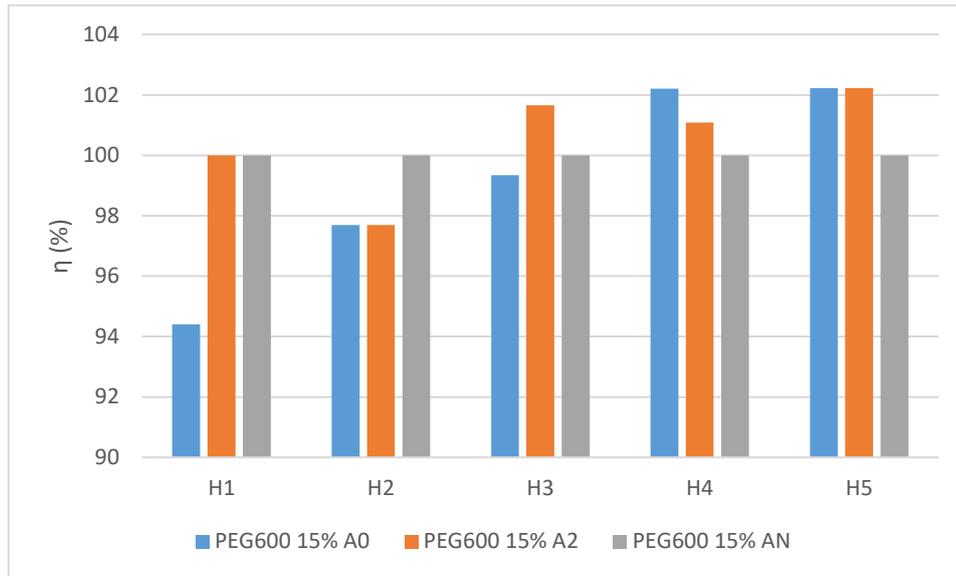


Figura 21: Gráficos comparativos das variações da eficiência em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.

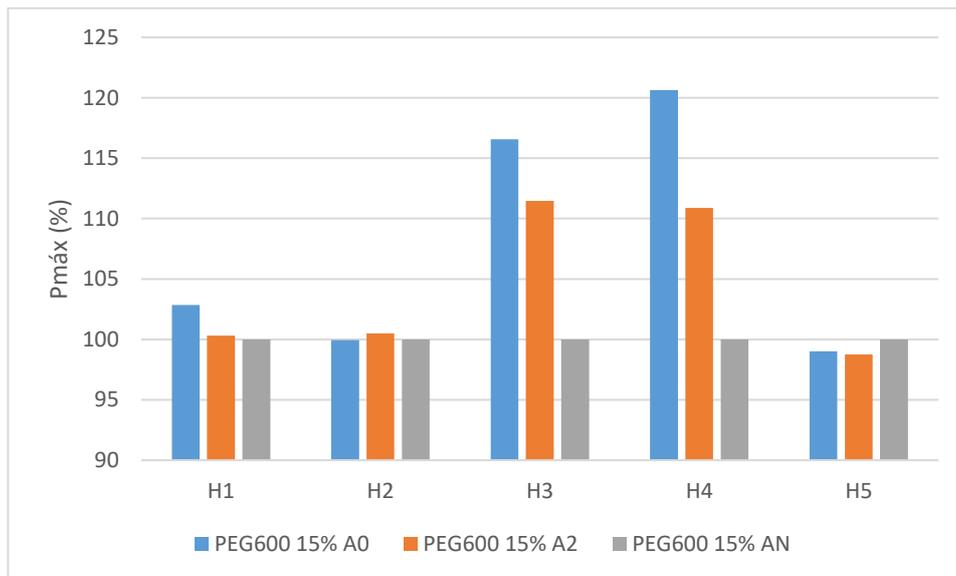


Figura 22: Gráficos comparativos das variações da pressão máxima em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.

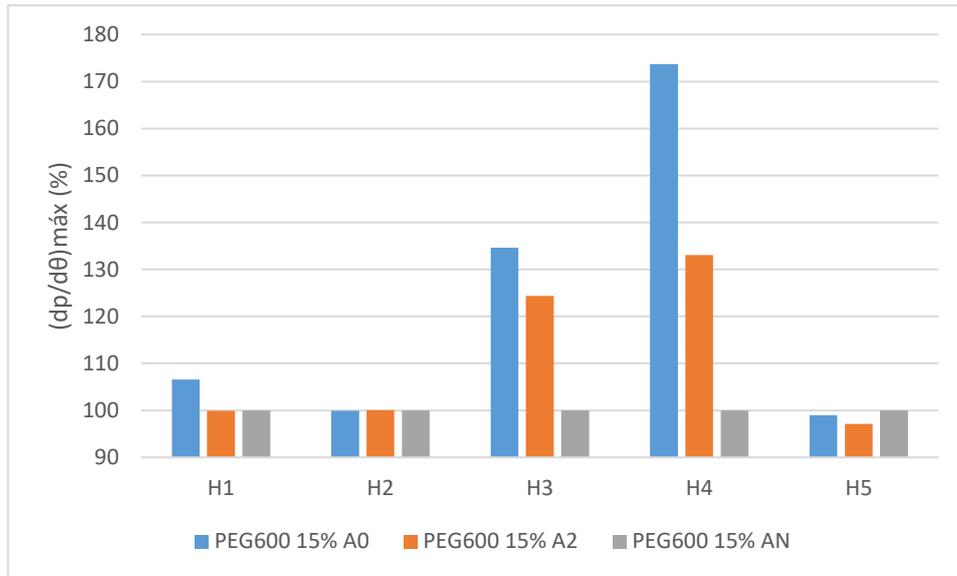


Figura 23: Gráficos comparativos das variações da máxima taxa de variação de pressão em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.

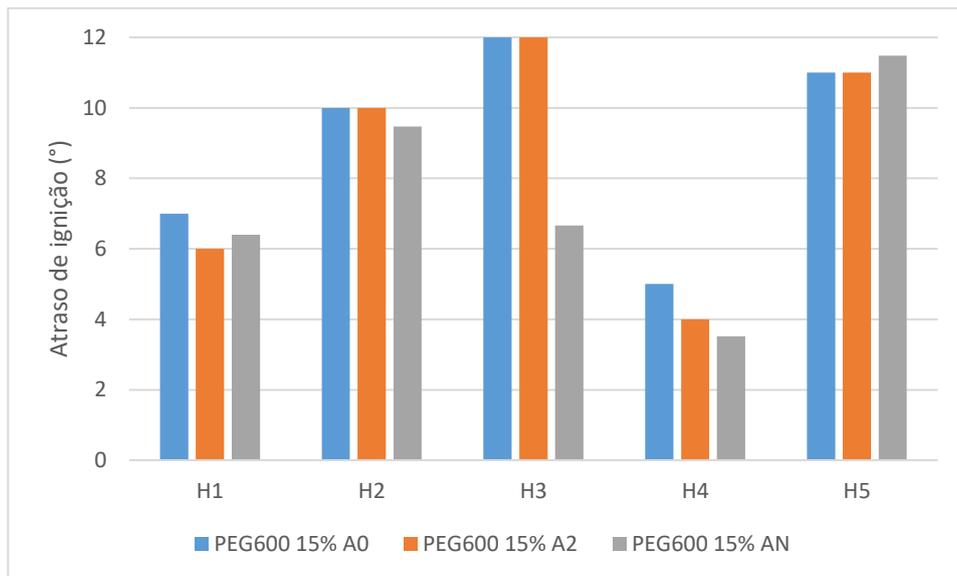


Figura 24: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 20:1 e etanol PEG600 15%.

Com base nos gráficos das figuras 23, verifica-se que o motor com razão de compressão 20:1 possui maior eficiência utilizando etanol PEG600 15% com os seguintes instantes da injeção principal: para as condições do ponto harmonizado 1 com instante de injeção normal ou em 2°; para o ponto harmonizado 2, com instante de injeção normal; para o 3, com instante de injeção

em 2°; para o 4, com instante de injeção em 0°; para o 5, com instante de injeção em 0° ou 2°.

Assim, não é possível definir um instante da injeção principal ideal para o motor visto que todos variaram de acordo com as condições de rotação e carga. Apesar de se tratar de variações relativas baixas nos valores da eficiência (máximo de 5,6% de variação), cada 1% conta, por isso não se pode menosprezar o real benefício do impacto do instante da injeção na eficiência do motor ao utilizar etanol aditivado. Ademais, ao trabalhar com rotações e/ou cargas altas houve melhoria nas eficiências e as suas variações diminuíram para no máximo 2,2%.

Ao comparar os valores de atraso de ignição para os três instantes de injeção conforme a figura 26, verifica-se também que não há variações consideráveis para os pontos harmonizados, tirando o terceiro que apesar da diferença ser grande entre os instantes, quase 6°, o atraso de ignição maior para o etanol PEG600 15% A2 favoreceu o rendimento do motor.

Por fim, comparando os gráficos das figuras 24 e 25 comprova-se que as pressões máximas e também as máximas taxas de variação de pressão, ao injetar em instantes menores do que o normal, variaram consideravelmente somente nos pontos harmonizados 3 e 4 (atingindo valores acima de 70%), cujas rotações, cargas e taxas de liberação de calor são maiores. Apesar da eficiência nesses pontos serem próximas para cada instante da injeção principal, injetar mais cedo o combustível resulta em condições de pressão e temperatura diferentes.

4.5. Comparativo dos combustíveis para razão de compressão 25:1

Primeiramente, ao comparar os combustíveis na tabela 7, nota-se que houve combustão em todos os ensaios utilizando diesel S10. Diferente dos combustíveis etanol PEG600 15% e PEG600 10% para quais houve *misfire* na primeira injeção piloto. Como abordado no tópico anterior, era esperado que isso acontecesse devido as propriedades físico-químicas dos combustíveis.

Nos gráficos abaixo, iremos comparar a eficiência, pressão máxima, máxima taxa de variação de pressão e atraso de ignição dos combustíveis diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN para todos os pontos harmonizados.

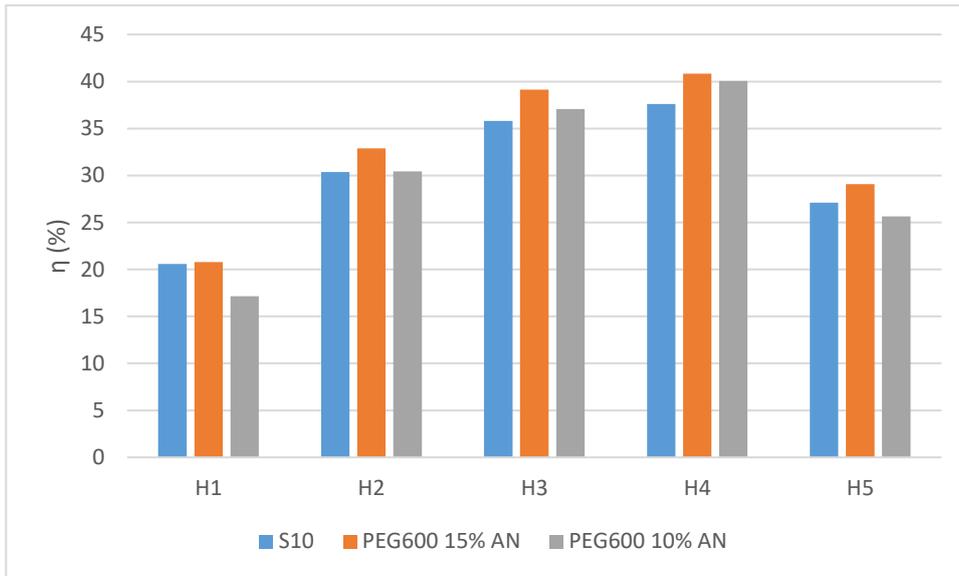


Figura 25: Gráficos comparativos das eficiências para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.

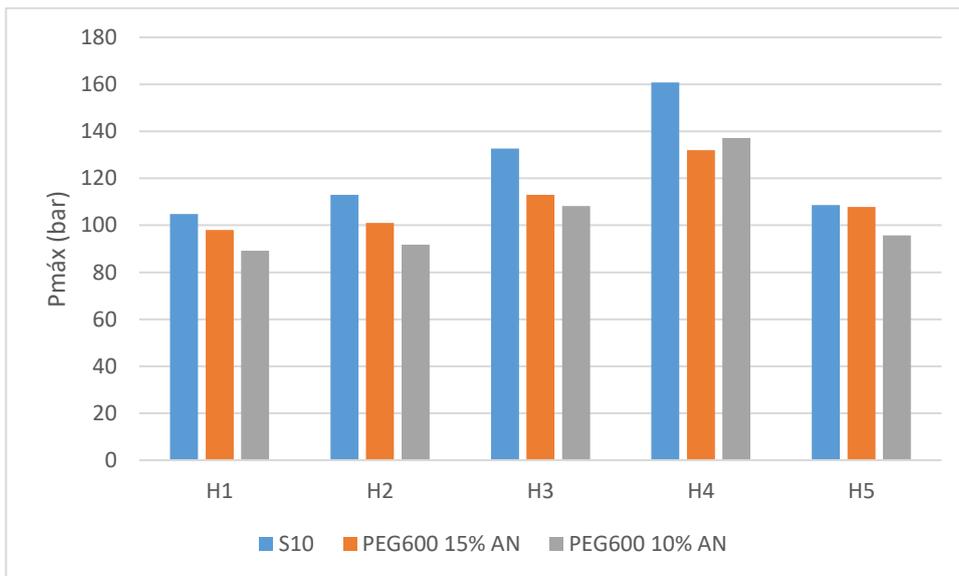


Figura 26: Gráficos comparativos das pressões máximas para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.

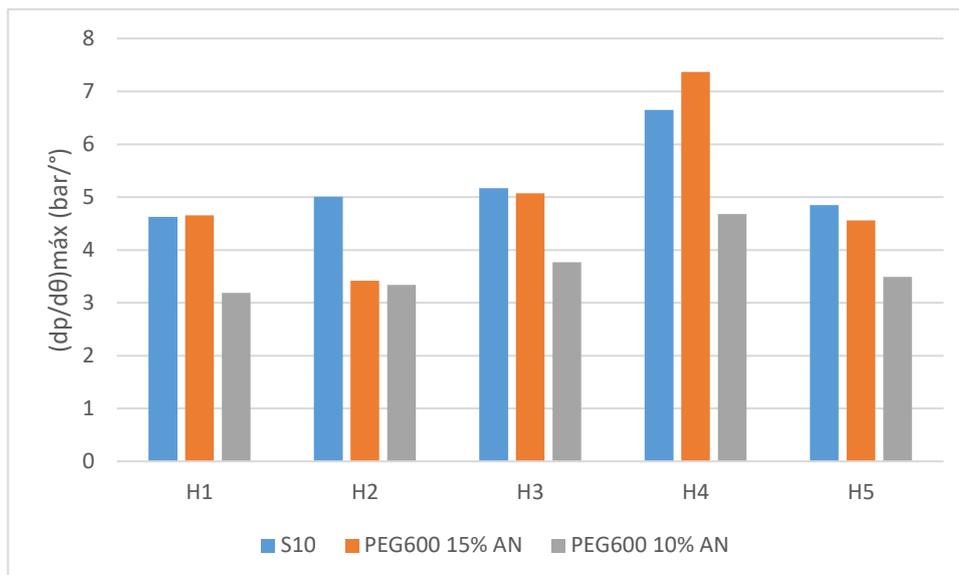


Figura 27: Gráficos comparativos das máximas taxas de variação de pressão para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.

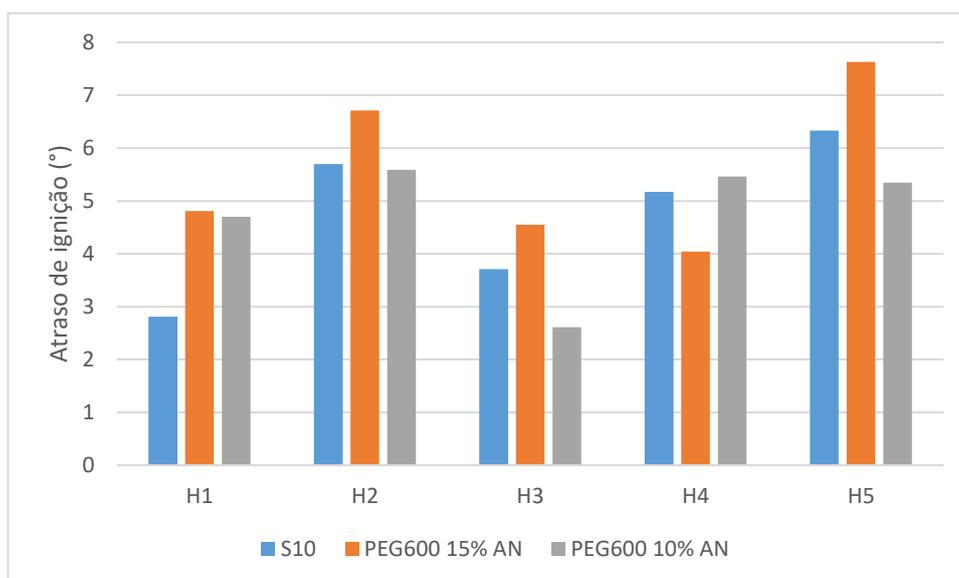


Figura 28: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição da injeção principal para razão de compressão 25:1, diesel S10, etanol PEG600 15% AN e etanol PEG600 10% AN.

Com base nos gráficos das figuras 27, verifica-se que o motor com razão de compressão 25:1 em todas as condições dos pontos harmonizados possuiu maior eficiência utilizando etanol PEG600 15%. Já para o etanol PEG600 10%, mesmo não possuindo maior eficiência entre os combustíveis, nos pontos harmonizados 2, 3 e 4 foi superior que o do diesel S10. Visto que o motor está trabalhando com uma razão de compressão maior que a anterior, suas pressões

máximas e máximas taxas de variação de pressão (figura 28 e figura 29) são conseqüentemente maiores também. Assim, para as novas condições experimentais as quais há uma alta taxa de liberação de calor, o etanol por gerar mais calor rapidamente e conseqüentemente ter uma combustão mais rápida foi favorecido. Pode-se afirmar ainda que o *misfire* na primeira injeção piloto afetou positivamente na eficiência do motor.

Além disso, o diesel continua, como esperado, com pressões máximas maiores que o etanol. Porém, apesar de na teoria ter um aumento mais rápido de pressão também, ou seja, $dP/d\theta_{\text{máx}}$ maior, no ponto harmonizado 4 o etanol PEG600 15% foi superior (0,72 bar/° maior). Isso porque, nesse ponto a carga aplicada é elevada, há uma alta taxa de liberação de calor e o perfil de combustível mais compatível é o etanol.

A porcentagem no uso de aditivo deve ser considerada na análise dos combustíveis etanol PEG600 15% e etanol PEG600 10%. Uma porcentagem maior aumenta o número de cetano, facilitando ainda mais autoignição. Conseqüentemente, a partir da figura 27, é possível verificar que aumenta também a eficiência térmica do motor, reduzindo assim as emissões de gases de escape.

Outro fator a ser comentado é o atraso de ignição em função das condições dos pontos harmonizados, como observado na figura 30. Na teoria, aumentar a rotação e/ou a carga de um motor mantendo os outros parâmetros constantes, tende a diminuir o seu *ignition delay*. Isso é comprovado somente comparando os pontos harmonizados 2 e 3, cujos instantes da injeção principal são próximos, suas rotações são iguais e há um aumento de carga, ocasionando uma diminuição no *ignition delay*. Apesar de o ponto 4 ter a mesma rotação que os pontos anteriores e ainda ter uma maior carga, seu instante da injeção principal é consideravelmente menor. Lembrando que o fato de injetar mais cedo o combustível resulta em condições de pressão e temperatura diferentes, por isso para o diesel S10 e etanol PEG600 10%, nesse ponto, o *ignition delay* não diminuiu.

Para o motor trabalhando com razão de compressão 25:1, os pontos harmonizados 1, 2, 3 e 5 são os únicos que ao mudar o combustível utilizado, o instante normal da injeção principal variou menos que a incerteza de projeto ($\pm 1^\circ$). Por isso, podemos comparar o *ignition delay* em cada um desses pontos somente

mudando o combustível. Assim, percebe-se que o etanol PEG600 15% atingiu valores maiores que os demais combustíveis, o que afetou positivamente na eficiência do motor. Ainda, apesar de o diesel S10 possuir número de cetano maior que o etanol, facilitando a autoignição e diminuindo o atraso de ignição, nos pontos harmonizados 2,3 e 5 o etanol PEG600% 10% obteve valores inferiores ao diesel, o que se deve pela sensibilidade dos dados analisados e pela incerteza.

4.6. Comparativo dos instantes de injeção para o etanol PEG600 15% e 10% com razão de compressão 25:1

Nos gráficos abaixo, iremos comparar a variação dos instantes de injeção em 0° e 2° em relação ao instante de injeção normal para eficiência, pressão máxima e máxima taxa de variação de pressão dos combustíveis etanol PEG60015% e etanol PEG600 10%. Também iremos comparar o atraso de ignição para esses combustíveis em função dos instantes de injeção e dos pontos harmonizados.

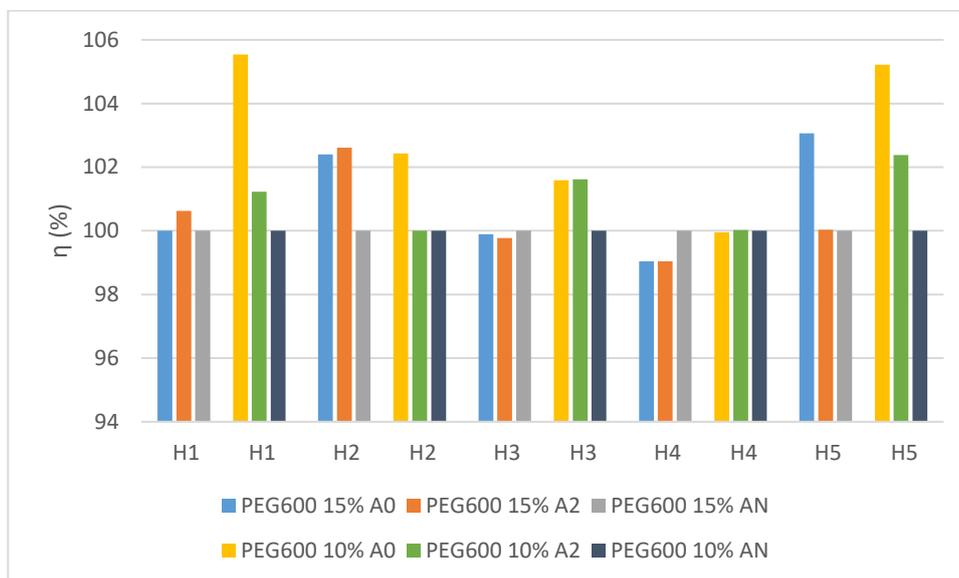


Figura 29: Gráficos comparativos das variações da eficiência em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.

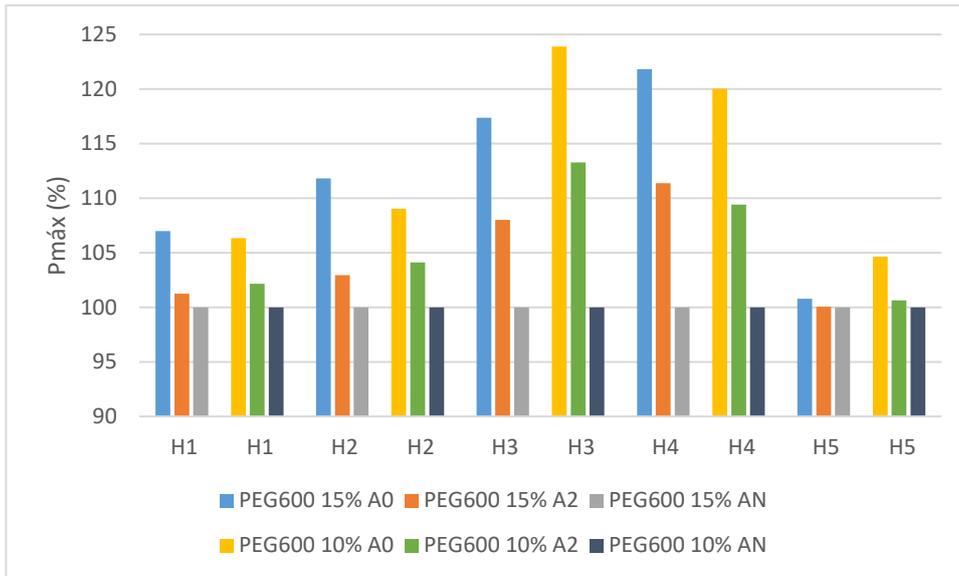


Figura 30: Gráficos comparativos das variações da pressão máxima em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.

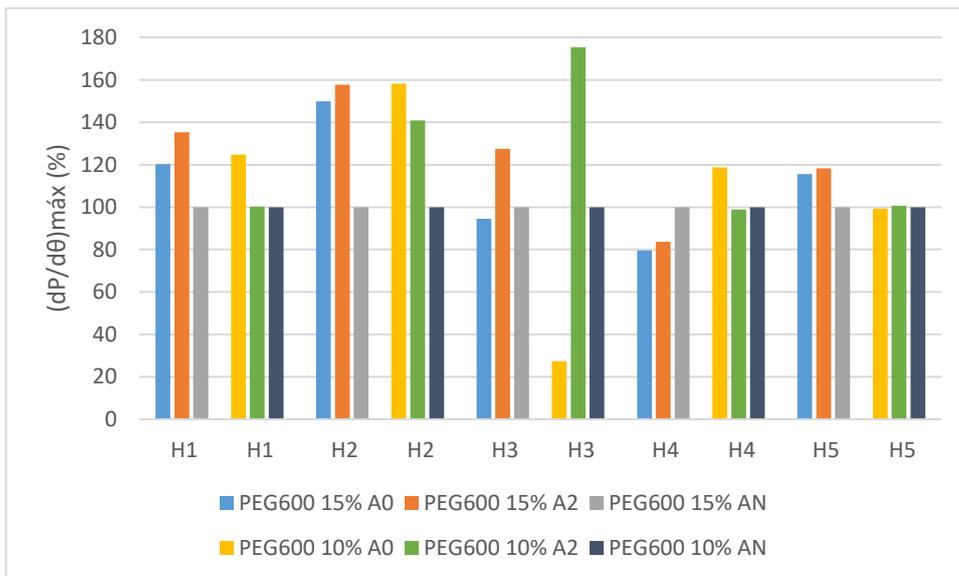


Figura 31: Gráficos comparativos das variações da máxima variação da pressão em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.

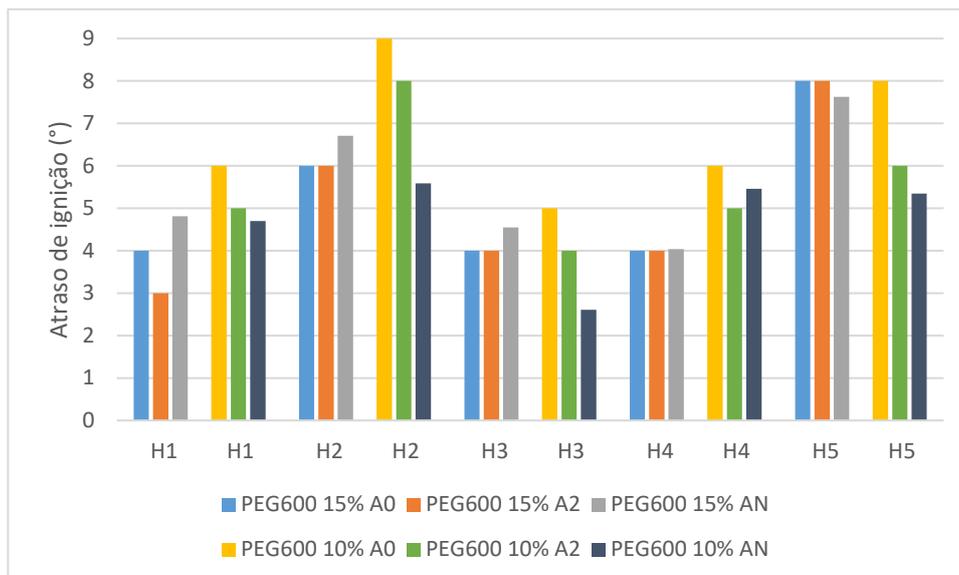


Figura 32: Gráficos comparativos das variações do atraso de ignição em relação aos instantes de injeção para razão de compressão 25:1, etanol PEG600 15% e PEG600 10%.

Com base nos gráficos das figuras 31, verifica-se que para razão de compressão 25:1 e etanol PEG600 15% a eficiência do motor variou pouco ao alterar o instante da injeção principal, alcançando variação relativa máxima de 3% em relação ao avanço normal. Para as condições dos pontos harmonizados 1 e 2, o motor obteve maior eficiência com o instante da injeção principal em 2°. Já para os pontos harmonizados 3 e 4 com instante de injeção normal e para o ponto 5 com instante de injeção em 0°. Para o etanol PEG600 10% injetar em 0° nos pontos harmonizados 1, 3 e 5 aumentou consideravelmente a eficiência do motor e nos pontos 2 e 4, injetar em 0° ou em 2°, teve mínima variação.

Assim, não é possível definir um instante da injeção principal ideal para o motor utilizando etanol PEG600 15%, visto que todos os valores de eficiência variaram de acordo com as condições de rotação e carga. Lembrando que apesar de se tratar de variações relativas baixas, cada 1% conta. Já para o etanol PEG600 10%, injetar em 0° talvez seja a melhor opção, visto que houve variação significativa em alguns pontos e em todos, injetando nesse instante, a eficiência foi máxima.

Comparando os gráficos das figuras 32 e 33, comprova-se que as pressões máximas e também as máximas taxas de variação de pressão, ao injetar em instantes menores do que o normal, aumentaram consideravelmente na maioria dos pontos harmonizados, para os dois combustíveis. Injetar mais cedo o

combustível resulta em condições de pressão e temperatura diferentes, que favoreceram as altas variações. Além disso, pressões máximas muito elevadas favorecem a formação de NOx e altas taxas de aumento de pressão geram problemas do ponto de vista mecânico. Isso deve ser levado em consideração no caso do etanol PEG600 15%, o qual a eficiência relativa variou pouco com as injeções e talvez a melhor opção seja então a injeção principal normal.

Por fim, ao comparar os valores de atraso de ignição para os três instantes de injeção, razão de compressão do motor 25:1 e etanol PEG600 15%, conforme a figura 34 verifica-se que não há variações consideráveis (dentro da incerteza de projeto) para a maioria dos pontos harmonizados. O que era esperado pois para a eficiência, a variação utilizando esse combustível foi pequena também. Já para o etanol PEG600 10% houve variações consideráveis na maioria dos pontos (atingindo mais de 3° no ponto 2), e para todos eles o *ignition delay* foi maior injetando em 0°. O que mostra ser interessante, pois no gráfico de eficiência, injetar em 0° foi melhor para o motor.

4.7. Comparativo das razões de compressão do motor

Com o objetivo de analisar as consequências ao mudar a razão de compressão do motor iremos comparar o combustível etanol PEG 600 15% com o mesmo instante da injeção principal em 2°, para razão de compressão 20:1 e 25:1. Foram gerados os gráficos da eficiência, pressão máxima, máxima taxa de variação de pressão e atraso de ignição em todos os pontos harmonizados.

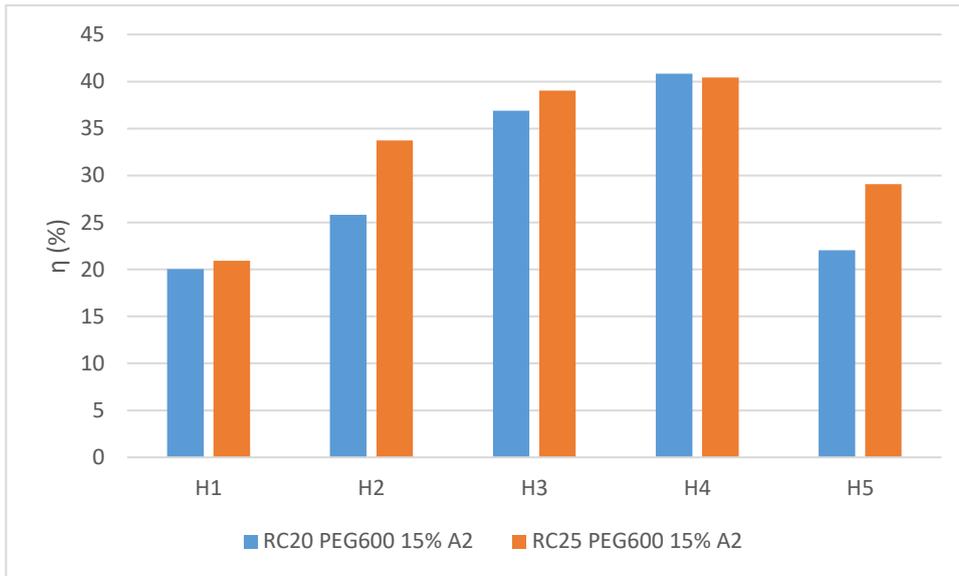


Figura 33: Gráficos comparativos das eficiências para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.

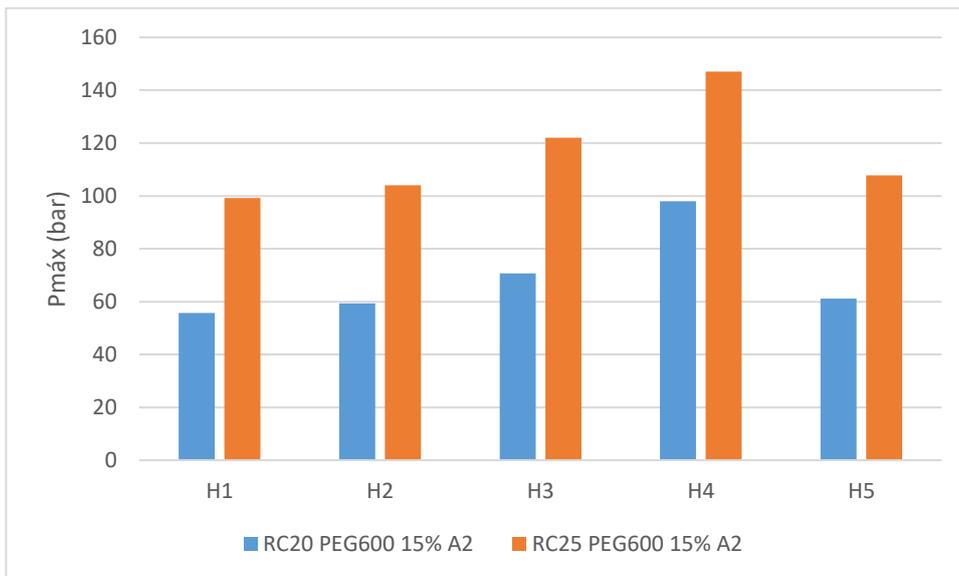


Figura 34: Gráficos comparativos das pressões máximas para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.

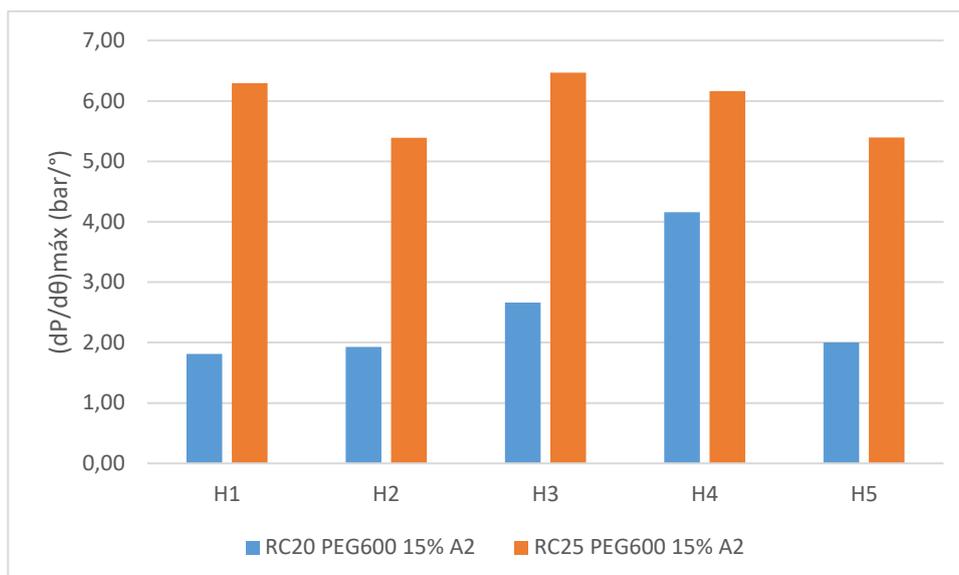


Figura 35: Gráficos comparativos das máximas taxas de variação de pressão para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.

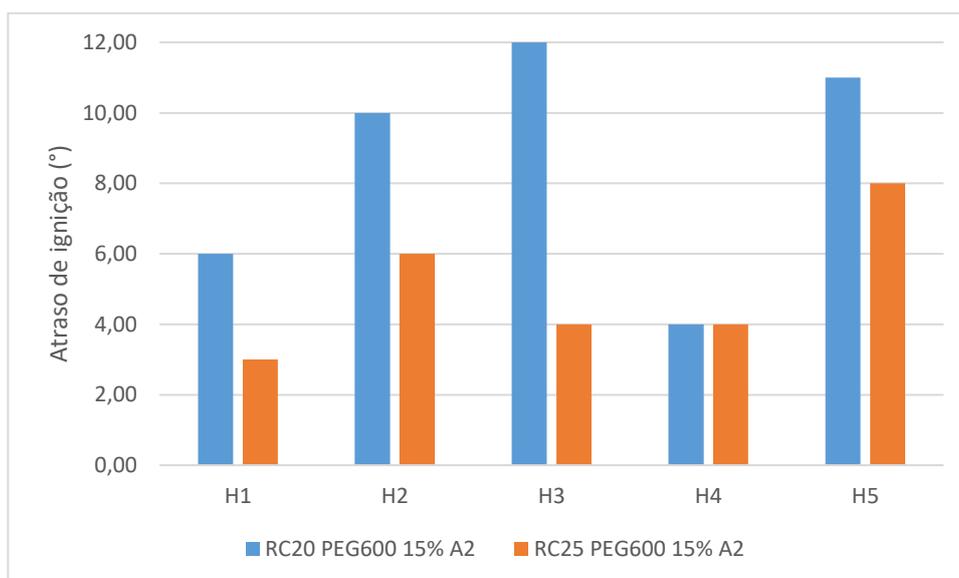


Figura 36: Gráficos comparativos dos atrasos de ignição para etanol PEG600 15% A2 com razão de compressão 20:1 e 25:1.

Como imaginado, a partir da figura 35, o motor de ignição por compressão tem maiores eficiências trabalhando com razão de compressão maior, de 25:1. Para as condições do ponto harmonizado 4, onde a rotação e carga do motor são elevadas, a variação da eficiência foi pouca, porém trabalhando com rotações e/ou cargas menores como nos pontos 3 e 5, a diferença entre as eficiências foi alta.

Além de aumentar a eficiência do motor, suas pressões máximas e máximas taxas de variação de pressão também aumentam, conforme é observado nas figuras 36 e 37. Isso porque, o volume deslocado no pistão é maior, o que permite maiores temperaturas e pressões de combustão, ocasionando maiores variações de pressão.

Finalmente, pode-se verificar (figura 38) que os valores dos atrasos de ignição na maioria dos pontos harmonizados foram consideravelmente inferiores utilizando uma razão de compressão maior. Apenas no ponto 4 em que a carga e rotação estão altas, que o *ignition delay* foi igual para os dois casos. Por atingir valores mais elevados de eficiência, pressão máxima e máxima variação da pressão, há uma maior facilidade de ignição utilizando RC 25, acarretando valores menores de *ignition delay*. Porém, é imprescindível que o motor consiga suportar o aumento na razão de compressão, para que não ocorra pré-ignição, ou a chamada “batida de pino”.

5 Conclusão

Para este estudo, o modo escolhido para medir o *ignition delay* foi o método da derivada de terceira ordem da pressão no cilindro por diferenciação numérica centrada de quarta ordem. Foi desenvolvido um código no programa computacional *Matlab* capaz de ler os dados dos 55 testes realizados e gerar os gráficos necessários. Analisando esses gráficos, cada início de combustão ou *misfire* foi determinado. Em seguida para os cinco pontos harmonizados, com sua respectiva razão de compressão, combustível, avanço da injeção e quantidade de massa injetada, os atrasos de ignição foram calculados e plotados junto com uma série de gráficos desenvolvidos com valores de eficiência, pressão máxima e máxima variação da pressão no motor.

A primeira situação analisada foi a comparação dos combustíveis diesel S10 e etanol PEG600 15% quando o motor trabalhava com razão de compressão 20:1. Foi verificado que para o PEG600 15% em todos os ensaios, houve *misfire* na primeira injeção piloto, afetando positivamente a eficiência do motor em condições de alta carga e rotação. Além disso, os gráficos gerados demonstraram que, de acordo com a teoria, as maiores pressões e variações das pressões ocorreram para as maiores rotações e cargas aplicadas e que para essas condições o *ignition delay* tendeu a diminuir. Outro fator importante foi que o etanol PEG600 15% atingiu valores maiores de *ignition delay*, por provavelmente ter um número de cetano menor que o diesel S10, possuindo menor facilidade na autoignição.

A segunda situação analisada foi a comparação dos instantes de injeção do etanol PEG600 15% quando o motor trabalhava com razão de compressão 20:1. Como descrito nos gráficos e valores para essa situação, não é possível definir um instante da injeção principal ideal para o motor visto que a eficiência e atraso de ignição variaram de acordo com as condições de rotação e carga. Concluiu-se também que apesar de serem variações relativas baixas, cada 1% conta, por isso não se pode menosprezar o real benefício do impacto do instante da injeção na eficiência do motor ao utilizar etanol aditivado.

A terceira situação analisada foi a comparação dos combustíveis diesel S10, etanol PEG600 15% e etanol PEG600 10% quando o motor trabalhava com razão de compressão 25:1. Foi verificado que em todas as condições dos pontos harmonizados o motor possuiu maior eficiência utilizando etanol PEG600 15%. Também, que o uso de uma porcentagem maior de aditivo (aumentando o número de cetano e facilitando ainda mais autoignição) aumentou eficiência do motor. Além disso, que maiores valores de *ignition delay* afetaram positivamente na eficiência do motor.

A quarta situação analisada foi a comparação dos instantes de injeção do etanol PEG600 15% e etanol PEG600 10% quando o motor trabalhava com razão de compressão 25:1. Não foi possível definir um instante da injeção principal ideal para o motor utilizando etanol PEG600 15%, visto que todos os valores de eficiência variaram de acordo com as condições de rotação e carga. Porém ao utilizar etanol PEG600 10%, injetar em 0° talvez seja a melhor opção, visto que, apesar de retornar valores de *ignition delay* elevados, em todos os pontos harmonizados a eficiência foi consideravelmente maior injetando nesse instante.

A quinta e última situação analisada foi a comparação das razões de compressão 20:1 e 25:1 do motor, utilizando etanol PEG600 15% com instante de injeção em 2°. Verificou-se que para a razão de compressão maior, como esperado, os valores das eficiências, pressões máximas e máximas taxas de variação de pressão também foram maiores e os valores de *ignition delay* menores nas maiorias dos pontos harmonizados.

Ao final de todas as avaliações, observou-se que é possível o etanol aditivado trabalhar em um motor a diesel com melhores eficiências que o próprio diesel. Porém, é essencial ajustar a razão de compressão do motor, a porcentagem de aditivo e em alguns casos o instante de injeção de combustível. Além disso, observou-se que a tentativa de reduzir o atraso de ignição não necessariamente levou ao aumento de eficiência uma vez que para alguns combustíveis, principalmente o etanol aditivado, *ignition delay* altos e superiores aos comparados resultou em maiores eficiências para todas as rotações e cargas aplicadas. A fim de continuar os estudos sobre esse tema e obter resultados ainda mais satisfatórios, o pós-tratamento dos dados experimentais e das derivadas obtidas pelo método de determinação do início da combustão, são fatores fundamentais a serem explorados em trabalhos futuros.

6 Referências bibliográficas

AUTODETALAS.EU. **PEUGEOT 508 SW.** Disponível em: <<https://autodetalas.eu/en/carparts/peugeot/508-sw/rhh>>.

AZEVEDO, D. S. **Estudo Experimental da Combustão do Etanol Aditivado na Máquina de Compressão Rápida.** Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2013.

BRASIL. **Boletim Mensal do Biodiesel - BMB 2019.** Informações de mercado, Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 22 de Novembro, 2019.

BRASIL. **Relatório Síntese do Balanço Energético Nacional - BEN 2019.** Empresa de Pesquisa Energética/Ministério de Minas e Energia, Rio de Janeiro, 2019.

BRASIL. **Resolução ANP nº 7, 9 de Fevereiro, 2011. Especificações do álcool etílico anidro combustível ou etanol anidro combustível e do álcool etílico hidratado combustível ou etanol hidratado combustível.** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2011.

BRASIL. **Resolução ANP nº 50, 23 de Dezembro, 2013. Especificações do óleo diesel de uso rodoviário.** Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2013.

BRASIL. **Resolução ANP nº 798, 1 de Agosto, 2019. Especificações de qualidade de biodiesel.** Ministério de Minas e Energia/Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2019.

ÇELEBI, Y.; AYDIN, H. **An overview on the light alcohol fuels in diesel engines.** Fuel, Vol. 236, pp 890-911, 2019.

DIESELNET, INC. Produced by: Khair, M. K.; Jääskeläinen, H. **Diesel Fuel Injection.** Disponível em: <https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fi.php>. November 2013.

FAIZAL, M.; HAMZAH, M. H.; NAVARETSNASINGGAM, A. **Review of fuels for internal combustion engines in the aspect of economy, performance, environment and sustainability.** ADP, Taylor's University Lakeside Campus, Selangor, Malaysia, 2009.

FINESSO, F.; SPESSA, E. **Ignition Delay prediction of Multiple injections in Diesel Engines.** Fuel, v. 119, p. 170-160, 2014.

FONSECA, C. H. M. **Substituição do óleo diesel por combustível alternativo na geração de energia elétrica.** Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Rio de Janeiro, Brasil, 2007.

FÓRUM DSPORTUGAL. Produzido por: Silva, J. **Ficha Técnica Motor DW10CTED4.** Disponível em: <<http://82.155.26.82/phpBB3/viewtopic.php?t=24>>. 3 fev. 2018.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals.** New York: McGraw-Hill Inc., 1988.

KATRAŠNIK, T.; OPREŠNIK, S. R.; TRENC, F.; ŠKIFIĆ, N. **A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engine.** California: Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 2004.

KELLEY BLUE BOOK CO., INC. **O que é a cilindrada de um motor?** Disponível em: <<https://www.kbb.com.br/detalhes-noticia/o-que-e-cilindrada-motor/?ID=1317>>. 17 jul. 2018.

KUMAR, N.; SONTALIA, A.; PALI, H. S.; SIDHARTH. **Alternative Fuels for Diesel Engines: New Frontiers.** DOI: 10.5772/intechopen.80614, November 5th, 2018.

MERCK KGAA. **Polietilenoglicol 600: Ficha de dados de segurança do material.** Disponível em: <http://www.merckmillipore.com/BR/pt/product/Polyethylene-glycol-600,MDA_CHEM-817004>.

MOREIRA, J. R.; VELÁZQUEZ, S. M. S. G.; MELO, E. H. Use of Ethanol in Diesel - Cycle Engines. In Cortez, L. A. B. **Sugarcane bioethanol - R&D for Productivity and Sustainability**, p. 841-852, São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2014.

PAYKANI, A.; KAKAEE, A.; RAHNAMA, P.; REITZ, R. D. **Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines.** International Journal of Engine Research, p. 1-44, 2015.

PRADELLE, F. A. Y. **Combustíveis - propriedades e usos.** Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2018.

PRADELLE, F. A. Y. **Use of biofuels in compression ignition engines – Potential of diesel-biodiesel-ethanol blends.** Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2017.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.** New Jersey: Prentice Hall, 2006.

ROCHA, J. M. G. **Análise de dados experimentais obtidos com misturas diesel-biodiesel-etano (DBE) em motores de ignição por compressão.** Trabalho de conclusão de curso, Pontifícia Universidade Católica do Rio de

Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2018.

ROMANO, S. D.; SORICHETTI, P. A. **Dielectric Spectroscopy in Biodiesel Production and Characterization. Green Energy and Technology**, DOI: 10.1007/978-1-84996-519-4_2, Springer-Verlag London Limited, 2011.

SÁNCHEZ, F. Z. **Ignição por Compressão de Etanol Aditivado em uma Máquina de Compressão Rápida**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2016.

SCREENIVASULU, P.; DURGA PRASAD, B.; NAGA MALLESWAR RAO, G.; SUDHAKAR BABU, S. **Importance and role of additives for estimating performance and emissions in C.I engines using alcohol as fuels- a study**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, v. 1, p. 3827-3836, August 2013.

SILVA, S. R. **Estudo da variação do número de *swirl* em cabeçote de motor diesel através do modelamento em CFD**. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2016.

UNITED STATES OF AMERICA. **NAVEDTRA 14264 - Construction Mechanic Basic**. Naval Education and Training Professional Development and Technology Center, v. 1, c. 5, p. 1-52, 1998.

7 Apêndices

7.1. Apêndice A: Código *Matlab*

Este apêndice contém o código desenvolvido no software *Matlab* para o combustível etanol PEG600 15% AN e razão de compressão 25:1. Os demais códigos seguiram esse padrão.

```

clc
clear all
close all

% Crankshaft angle (0)
Grau = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',1,'A3:A363');
Grau_rad = (pi*Grau)/180;

% Pressure (Pa)
P_1 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',1,'G3:G363');
P_2 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',3,'G3:G363');
P_3 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',5,'G3:G363');
P_4 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',7,'G3:G363');
P_5 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',9,'G3:G363');

figure
plot(Grau,P_1,'blue',Grau,P_2,'red',Grau,P_3,'black',Grau,P_4,'green',Grau,P_5,'cyan')
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('Pressure (Pa)')
title('Pressure versus crankshaft angle')
hold on

% Heat Release Rate (J)
Q_1 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',2,'G3:G363');
Q_2 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',4,'G3:G363');
Q_3 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',6,'G3:G363');
Q_4 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',8,'G3:G363');
Q_5 = xlsread('RC25 Diesel comercial + Etanol aditivado PEG600 15% -
Harmônicos - Gráficos.xlsx',10,'G3:G363');

figure
plot(Grau,Q_1,'blue',Grau,Q_2,'red',Grau,Q_3,'black',Grau,Q_4,'green',Grau,Q_5,'cyan')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('Apparent heat release (J)')
title('Apparent heat release versus crankshaft angle')
hold on

% PRESSURE DERIVATIVE

% Calculus of pressure derivative - Centered formula of Fourth Order
(Pa/0)
d_P_1f(1) = (P_1(1)-8*P_1(2)+8*P_1(3)-P_1(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P_1f(2) = (P_1(2)-8*P_1(3)+8*P_1(4)-P_1(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P_1f(i) = (P_1(i-2)-8*P_1(i-1)+8*P_1(i+1)-P_1(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end

```

```

d_P_1f(360) = (P_1(357)-8*P_1(358)+8*P_1(359)-P_1(360))/(12*(Grau(360)-
Grau(359)));
d_P_1f(361) = (P_1(358)-8*P_1(359)+8*P_1(360)-P_1(361))/(12*(Grau(361)-
Grau(360)));
d_P_1f_max = max(d_P_1f)

d_P_2f(1) = (P_2(1)-8*P_2(2)+8*P_2(3)-P_2(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P_2f(2) = (P_2(2)-8*P_2(3)+8*P_2(4)-P_2(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P_2f(i) = (P_2(i-2)-8*P_2(i-1)+8*P_2(i+1)-P_2(i+2))/(6*(Grau(i+1)-
Grau(i-1)));
end
d_P_2f(360) = (P_2(357)-8*P_2(358)+8*P_2(359)-P_2(360))/(12*(Grau(360)-
Grau(359)));
d_P_2f(361) = (P_2(358)-8*P_2(359)+8*P_2(360)-P_2(361))/(12*(Grau(361)-
Grau(360)));
d_P_2f_max = max(d_P_2f)

d_P_3f(1) = (P_3(1)-8*P_3(2)+8*P_3(3)-P_3(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P_3f(2) = (P_3(2)-8*P_3(3)+8*P_3(4)-P_3(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P_3f(i) = (P_3(i-2)-8*P_3(i-1)+8*P_3(i+1)-P_3(i+2))/(6*(Grau(i+1)-
Grau(i-1)));
end
d_P_3f(360) = (P_3(357)-8*P_3(358)+8*P_3(359)-P_3(360))/(12*(Grau(360)-
Grau(359)));
d_P_3f(361) = (P_3(358)-8*P_3(359)+8*P_3(360)-P_3(361))/(12*(Grau(361)-
Grau(360)));
d_P_3f_max = max(d_P_3f)

d_P_4f(1) = (P_4(1)-8*P_4(2)+8*P_4(3)-P_4(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P_4f(2) = (P_4(2)-8*P_4(3)+8*P_4(4)-P_4(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P_4f(i) = (P_4(i-2)-8*P_4(i-1)+8*P_4(i+1)-P_4(i+2))/(6*(Grau(i+1)-
Grau(i-1)));
end
d_P_4f(360) = (P_4(357)-8*P_4(358)+8*P_4(359)-P_4(360))/(12*(Grau(360)-
Grau(359)));
d_P_4f(361) = (P_4(358)-8*P_4(359)+8*P_4(360)-P_4(361))/(12*(Grau(361)-
Grau(360)));
d_P_4f_max = max(d_P_4f)

d_P_5f(1) = (P_5(1)-8*P_5(2)+8*P_5(3)-P_5(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P_5f(2) = (P_5(2)-8*P_5(3)+8*P_5(4)-P_5(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P_5f(i) = (P_5(i-2)-8*P_5(i-1)+8*P_5(i+1)-P_5(i+2))/(6*(Grau(i+1)-
Grau(i-1)));
end
d_P_5f(360) = (P_5(357)-8*P_5(358)+8*P_5(359)-P_5(360))/(12*(Grau(360)-
Grau(359)));
d_P_5f(361) = (P_5(358)-8*P_5(359)+8*P_5(360)-P_5(361))/(12*(Grau(361)-
Grau(360)));
d_P_5f_max = max(d_P_5f)

%Calculus of SECOND pressure derivative - Centered formula of Fourth
Order
d_P2_1f(1) = (d_P_1f(1)-8*d_P_1f(2)+8*d_P_1f(3)-d_P_1f(4))/(12*(Grau(2)-
Grau(1)));
d_P2_1f(2) = (d_P_1f(2)-8*d_P_1f(3)+8*d_P_1f(4)-d_P_1f(5))/(12*(Grau(3)-
Grau(2)));

```

```

for i=3:359
    d_P2_1f(i) = (d_P_1f(i-2)-8*d_P_1f(i-1)+8*d_P_1f(i+1)-
d_P_1f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P2_1f(360) = (d_P_1f(357)-8*d_P_1f(358)+8*d_P_1f(359)-
d_P_1f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P2_1f(361) = (d_P_1f(358)-8*d_P_1f(359)+8*d_P_1f(360)-
d_P_1f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P2_2f(1) = (d_P_2f(1)-8*d_P_2f(2)+8*d_P_2f(3)-d_P_2f(4))/(12*(Grau(2)-
Grau(1)));
d_P2_2f(2) = (d_P_2f(2)-8*d_P_2f(3)+8*d_P_2f(4)-d_P_2f(5))/(12*(Grau(3)-
Grau(2)));
for i=3:359
    d_P2_2f(i) = (d_P_2f(i-2)-8*d_P_2f(i-1)+8*d_P_2f(i+1)-
d_P_2f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P2_2f(360) = (d_P_2f(357)-8*d_P_2f(358)+8*d_P_2f(359)-
d_P_2f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P2_2f(361) = (d_P_2f(358)-8*d_P_2f(359)+8*d_P_2f(360)-
d_P_2f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P2_3f(1) = (d_P_3f(1)-8*d_P_3f(2)+8*d_P_3f(3)-d_P_3f(4))/(12*(Grau(2)-
Grau(1)));
d_P2_3f(2) = (d_P_3f(2)-8*d_P_3f(3)+8*d_P_3f(4)-d_P_3f(5))/(12*(Grau(3)-
Grau(2)));
for i=3:359
    d_P2_3f(i) = (d_P_3f(i-2)-8*d_P_3f(i-1)+8*d_P_3f(i+1)-
d_P_3f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P2_3f(360) = (d_P_3f(357)-8*d_P_3f(358)+8*d_P_3f(359)-
d_P_3f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P2_3f(361) = (d_P_3f(358)-8*d_P_3f(359)+8*d_P_3f(360)-
d_P_3f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P2_4f(1) = (d_P_4f(1)-8*d_P_4f(2)+8*d_P_4f(3)-d_P_4f(4))/(12*(Grau(2)-
Grau(1)));
d_P2_4f(2) = (d_P_4f(2)-8*d_P_4f(3)+8*d_P_4f(4)-d_P_4f(5))/(12*(Grau(3)-
Grau(2)));
for i=3:359
    d_P2_4f(i) = (d_P_4f(i-2)-8*d_P_4f(i-1)+8*d_P_4f(i+1)-
d_P_4f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P2_4f(360) = (d_P_4f(357)-8*d_P_4f(358)+8*d_P_4f(359)-
d_P_4f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P2_4f(361) = (d_P_4f(358)-8*d_P_4f(359)+8*d_P_4f(360)-
d_P_4f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P2_5f(1) = (d_P_5f(1)-8*d_P_5f(2)+8*d_P_5f(3)-d_P_5f(4))/(12*(Grau(2)-
Grau(1)));
d_P2_5f(2) = (d_P_5f(2)-8*d_P_5f(3)+8*d_P_5f(4)-d_P_5f(5))/(12*(Grau(3)-
Grau(2)));
for i=3:359
    d_P2_5f(i) = (d_P_5f(i-2)-8*d_P_5f(i-1)+8*d_P_5f(i+1)-
d_P_5f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P2_5f(360) = (d_P_5f(357)-8*d_P_5f(358)+8*d_P_5f(359)-
d_P_5f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P2_5f(361) = (d_P_5f(358)-8*d_P_5f(359)+8*d_P_5f(360)-
d_P_5f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

```

```

%Calculus of THIRD pressure derivative - Centered formula of Fourth
Order
d_P3_1f(1) = (d_P2_1f(1)-8*d_P2_1f(2)+8*d_P2_1f(3)-
d_P2_1f(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P3_1f(2) = (d_P2_1f(2)-8*d_P2_1f(3)+8*d_P2_1f(4)-
d_P2_1f(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P3_1f(i) = (d_P2_1f(i-2)-8*d_P2_1f(i-1)+8*d_P2_1f(i+1)-
d_P2_1f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P3_1f(360) = (d_P2_1f(357)-8*d_P2_1f(358)+8*d_P2_1f(359)-
d_P2_1f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P3_1f(361) = (d_P2_1f(358)-8*d_P2_1f(359)+8*d_P2_1f(360)-
d_P2_1f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P3_2f(1) = (d_P2_2f(1)-8*d_P2_2f(2)+8*d_P2_2f(3)-
d_P2_2f(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P3_2f(2) = (d_P2_2f(2)-8*d_P2_2f(3)+8*d_P2_2f(4)-
d_P2_2f(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P3_2f(i) = (d_P2_2f(i-2)-8*d_P2_2f(i-1)+8*d_P2_2f(i+1)-
d_P2_2f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P3_2f(360) = (d_P2_2f(357)-8*d_P2_2f(358)+8*d_P2_2f(359)-
d_P2_2f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P3_2f(361) = (d_P2_2f(358)-8*d_P2_2f(359)+8*d_P2_2f(360)-
d_P2_2f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P3_3f(1) = (d_P2_3f(1)-8*d_P2_3f(2)+8*d_P2_3f(3)-
d_P2_3f(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P3_3f(2) = (d_P2_3f(2)-8*d_P2_3f(3)+8*d_P2_3f(4)-
d_P2_3f(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P3_3f(i) = (d_P2_3f(i-2)-8*d_P2_3f(i-1)+8*d_P2_3f(i+1)-
d_P2_3f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P3_3f(360) = (d_P2_3f(357)-8*d_P2_3f(358)+8*d_P2_3f(359)-
d_P2_3f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P3_3f(361) = (d_P2_3f(358)-8*d_P2_3f(359)+8*d_P2_3f(360)-
d_P2_3f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P3_4f(1) = (d_P2_4f(1)-8*d_P2_4f(2)+8*d_P2_4f(3)-
d_P2_4f(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P3_4f(2) = (d_P2_4f(2)-8*d_P2_4f(3)+8*d_P2_4f(4)-
d_P2_4f(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359
    d_P3_4f(i) = (d_P2_4f(i-2)-8*d_P2_4f(i-1)+8*d_P2_4f(i+1)-
d_P2_4f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P3_4f(360) = (d_P2_4f(357)-8*d_P2_4f(358)+8*d_P2_4f(359)-
d_P2_4f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P3_4f(361) = (d_P2_4f(358)-8*d_P2_4f(359)+8*d_P2_4f(360)-
d_P2_4f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

d_P3_5f(1) = (d_P2_5f(1)-8*d_P2_5f(2)+8*d_P2_5f(3)-
d_P2_5f(4))/(12*(Grau(2)-Grau(1)));
d_P3_5f(2) = (d_P2_5f(2)-8*d_P2_5f(3)+8*d_P2_5f(4)-
d_P2_5f(5))/(12*(Grau(3)-Grau(2)));
for i=3:359

```

```

    d_P3_5f(i) = (d_P2_5f(i-2)-8*d_P2_5f(i-1)+8*d_P2_5f(i+1)-
d_P2_5f(i+2))/(6*(Grau(i+1)-Grau(i-1)));
end
d_P3_5f(360) = (d_P2_5f(357)-8*d_P2_5f(358)+8*d_P2_5f(359)-
d_P2_5f(360))/(12*(Grau(360)-Grau(359)));
d_P3_5f(361) = (d_P2_5f(358)-8*d_P2_5f(359)+8*d_P2_5f(360)-
d_P2_5f(361))/(12*(Grau(361)-Grau(360)));

D_P3_1f = envelope(d_P3_1f,10,'analytic');
D_P3_2f = envelope(d_P3_2f,10,'analytic');
D_P3_3f = envelope(d_P3_3f,10,'analytic');
D_P3_4f = envelope(d_P3_4f,10,'analytic');
D_P3_5f = envelope(d_P3_5f,10,'analytic');

figure
plot(Grau,D_P3_1f,'blue',Grau,D_P3_2f,'red',Grau,D_P3_3f,'black',Grau,D_
P3_4f,'green',Grau,D_P3_5f,'cyan')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('3rd pressure derivative (4th Order) (Pa/°)')
title('3rd pressure derivative (4th Order) versus crankshaft angle')
hold on

figure
plot(Grau,d_P3_1f,'blue',Grau,D_P3_1f,'red')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('3rd pressure derivative (4th Order) (Pa/°)')
title('H1 - 3rd pressure derivative (4th Order) versus crankshaft
angle')
hold on

figure
plot(Grau,d_P3_2f,'blue',Grau,D_P3_2f,'red')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('3rd pressure derivative (4th Order) (Pa/°)')
title('H2 - 3rd pressure derivative (4th Order) versus crankshaft
angle')
hold on

figure
plot(Grau,d_P3_3f,'blue',Grau,D_P3_3f,'red')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('3rd pressure derivative (4th Order) (Pa/°)')
title('H3 - 3rd pressure derivative (4th Order) versus crankshaft
angle')
hold on

figure
plot(Grau,d_P3_4f,'blue',Grau,D_P3_4f,'red')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Crankshaft angle (°)')
ylabel('3rd pressure derivative (4th Order) (Pa/°)')
title('H4 - 3rd pressure derivative (4th Order) versus crankshaft
angle')
hold on

figure

```

```
plot(Grau,d_P3_5f,'blue',Grau,D_P3_5f,'red')
set(gca,'FontSize',12);
xlabel('Ângulo do virabrequim (°)')
ylabel('3ª derivada da pressão (4ª Ordem) (bar/°)')
title('H5 - 3ª derivada da pressão (4ª Ordem) x Ângulo do virabrequim')
hold on
```

7.2. Apêndice B: Propriedades físico-químicas dos combustíveis e aditivo

Este apêndice contém tabelas com as propriedades físico-químicas dos combustíveis (diesel S10 B7 e etanol hidratado) e do aditivo (Polietilenoglicol 600) utilizados nos experimentos.

Tabela 8: Propriedades físico-químicas do diesel S10 B7 comercial brasileiro (Adaptado de [RANP 50, 2013]).

Propriedades	Unidade	Limite	Método	
		Tipo A e B	ABNT NBR	ASTM/EN
		S10		
Aspecto	-	Límpido e isento de impurezas	14954	D4176
Cor	-	Incolor tendência para amarelo	Visual	Visual
Cor ASTM	-	Máx. 3	14483	D1500 D6045
Teor de biodiesel	% volume	7,0 ± 0,5	15568	EN 14078
Enxofre total	mg/kg	Máx. 10	-	D5453
Massa específica a 20°C	kg/m ³	815 a 850	7148	D1298
			14065	D4052
Temperatura de destilação 10% vol.	°C	Mín. 180	9619	D86
Temperatura de destilação 50% vol.		245 a 295		
Temperatura de destilação 95% vol.		Máx. 370		
Ponto de fulgor	°C	Mín. 38	7974	D56 D93
			14598	D3828 D7094
Viscosidade Cinemática a 40°C	mm ² /s	2,0 a 4,5	10441	D445
Ponto de entupimento de filtro a frio	°C	5 a 12	14747	D6371
Número de cetano	-	Mín. 48	-	D613 D6890 D7170
Resíduo de carbono	% massa	Máx. 0,25	14318	D524
Cinzas	% massa	Máx. 0,01	9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C	-	Máx. 1	14359	D130
Teor de Água	mg/kg	Máx. 200	-	D6304 EN 12937
Contaminação total	mg/kg	Máx. 24	-	EN 12662
Lubricidade	µm	Máx. 460	-	EN 12156
		Máx. 520		D6079

Tabela 9: Propriedades físico-químicas do etanol hidratado comercial brasileiro (Adaptado de [RANP 7, 2011]; [PRADELLE, 2017]; [ÇELEBI, 2019]).

Propriedades	Unidade	Limite	Método	
		Etanol Hidratado	NBR	ASTM
Aspecto	-	Límpido e Isento de Impurezas	Visual	
Cor	-	Incolor	Visual	
Acidez total	mg/L	Máx. 30	9866	-
Condutividade elétrica	µS/m	Máx. 389	10547	-
Massa específica a 20°C	kg/m ³	807,6 a 811,0	5992	D4052
			15639	
Viscosidade cinemática a 40 °C	mm ² /s	1,07 a 1,13	-	-
Lubricidade	µm	842 a 1047	-	-
Número de cetano	-	5 a 15	-	-
Teor alcoólico	% volume	95,1 a 96,0	5992	-
	% massa	92,5 a 93,8	15639	
Potencial hidrogeniônico (pH) a 20°C	-	6,0 a 8,0	10891	-
Teor de etanol	% volume	Mín. 94,5	-	D5501
Teor de água	% volume	Máx. 4,9	15531	E203
			15888	
Teor de metanol	% volume	Máx. 0,5	16041	-
Resíduo por evaporação	mg/100mL	Máx. 5	8644	-
Goma Lavada	mg/100mL	Máx. 5	-	D381
Teor de hidrocarbonetos	% volume	Máx. 3	13993	-
Teor de cloreto	mg/kg	Máx. 1	10894	D7328
				D7319
Teor de sulfato	mg/kg	Máx. 4	10894	D7328
				D7319
Teor de ferro	mg/kg	Máx. 5	11331	-
Teor de sódio	mg/kg	Máx. 2	10422	-

Tabela 10: Propriedades físico-químicas do aditivo PEG600 (Adaptado de [http://www.merckmillipore.com/BR/pt/product/Polyethylene-glycol-600,MDA_CHEM-817004]).

Propriedades	Unidade	Limite	Método
		PEG600	
Aspecto	-	Viscoso	Visual
Cor	-	Incolor	Visual
Massa específica a 20°C	kg/m ³	1130	-
Viscosidade cinemática a 20 °C	mm ² /s	14,8 a 17,6	-
Potencial hidrogeniônico (pH) a 20°C	-	5 a 7	-
Ponto de fulgor	°C	260	-
Temperatura de ignição	°C	> 320	DIN 51794
Ponto de fusão	°C	17 a 22	-

7.3. Apêndice C: Tabela completa dos resultados

Esse apêndice contém a tabela completa dos resultados experimentais desenvolvidos nesse trabalho.

Tabela 11: Tabela completa dos resultados.

RC	Ensaio	SOI1	SOI2	SOI3	SOC1	SOC2	SOC3	ID1	ID2	ID3	Rotação	PME	η	Pmáx	(dP/dθ)máx
-	-	°									rpm	bar	%	bar	bar/°
20:1	S10 H1	-15	-10	5,71	-11	-1	10	4	9	4,29	1350	1	20,67	59,34	2,09
	S10 H2	-15	-10	6,48	-11	0	12	4	10	5,52	1500	3	30,34	61,44	2,20
	S10 H3	-15	-10	6,19	-13	-4	9	2	6	2,81	1500	6	35,93	70,19	2,50
	S10 H4	-15	-10	3,28	-10	-4	11	5	6	7,72	1500	10	37,07	104,89	3,85
	S10 H5	-15	-10	5,02	-10	-1	12	5	9	6,98	2000	2	27,1	64,79	2,36
	PEG600 15% A0 H1	-15	-10	0	MF	-6	7	MF	4	7,00	1350	1	18,91	57,15	1,93
	PEG600 15% A0 H2	-15	-10	0	MF	-7	10	MF	3	10,00	1500	3	25,82	58,97	1,93
	PEG600 15% A0 H3	-15	-10	0	MF	-6	12	MF	4	12,00	1500	6	36,05	73,99	2,88
	PEG600 15% A0 H4	-15	-10	0	MF	-6	5	MF	4	5,00	1500	10	41,28	106,66	5,43
	PEG600 15% A0 H5	-15	-10	0	MF	-7	12	MF	3	11,00	2000	2	22,04	61,38	2,04
	PEG600 15% A2 H1	-15	-10	2,00	MF	-4	8	MF	6	6,00	1350	1	20,03	55,75	1,81
	PEG600 15% A2 H2	-15	-10	2,00	MF	-6	12	MF	4	10,00	1500	3	25,82	59,31	1,93
	PEG600 15% A2 H3	-15	-10	2,00	MF	-7	14	MF	3	12,00	1500	6	36,89	70,74	2,66
	PEG600 15% A2 H4	-15	-10	2,00	MF	-8	6	MF	2	4,00	1500	10	40,83	98,04	4,16
	PEG600 15% A2 H5	-15	-10	2,00	MF	-5	13	MF	5	11,00	2000	2	22,04	61,22	2,00
	PEG600 15% AN H1	-15	-10	5,60	MF	-3	12	MF	7	6,40	1350	1	20,03	55,57	1,81
	PEG600 15% AN H2	-15	-10	6,53	MF	-3	16	MF	7	9,47	1500	3	26,43	59,01	1,93
	PEG600 15% AN H3	-15	-10	6,34	MF	-4	13	MF	6	6,66	1500	6	36,29	63,47	2,14
	PEG600 15% AN H4	-15	-10	4,48	MF	-9	8	MF	1	3,52	1500	10	40,39	88,42	3,13
	PEG600 15% AN H5	-15	-10	5,52	MF	-3	17	MF	7	11,48	2000	2	21,56	61,99	2,06
25:1	S10 H1	-15	-10	5,19	-14	-3	8	1	7	2,81	1350	1	20,58	97,29	4,62
	S10 H2	-15	-10	6,30	-13	-3	12	2	7	5,70	1500	3	30,37	100,59	5,00
	S10 H3	-15	-10	6,29	-11	-6	10	4	4	3,71	1500	6	35,81	114,58	5,17
	S10 H4	-15	-10	3,83	-13	-3	9	2	7	5,17	1500	10	37,6	149,98	6,65
	S10 H5	-15	-10	4,67	-13	-6	11	2	4	6,33	2000	2	27,11	106,98	4,85
	PEG600 15% A0 H1	-15	-10	0	MF	-5	4	MF	5	4,00	1350	1	20,79	104,86	5,60
	PEG600 15% A0 H2	-15	-10	0	MF	-4	6	MF	6	6,00	1500	3	33,68	112,95	5,12
	PEG600 15% A0 H3	-15	-10	0	MF	-8	4	MF	2	4,00	1500	6	39,08	132,68	4,79
	PEG600 15% A0 H4	-15	-10	0	MF	-6	4	MF	4	4,00	1500	10	40,43	160,86	5,87
	PEG600 15% A0 H5	-15	-10	0	MF	-4	8	MF	6	8,00	2000	2	29,97	108,65	5,27
	PEG600 15% A2 H1	-15	-10	2,00	MF	-4	5	MF	6	3,00	1350	1	20,92	99,25	6,30
	PEG600 15% A2 H2	-15	-10	2,00	MF	-3	8	MF	7	6,00	1500	3	33,75	104,01	5,39
	PEG600 15% A2 H3	-15	-10	2,00	MF	-5	6	MF	5	4,00	1500	6	39,03	122,09	6,47
	PEG600 15% A2 H4	-15	-10	2,00	MF	-8	6	MF	2	4,00	1500	10	40,43	147,05	6,16
	PEG600 15% A2 H5	-15	-10	2,00	MF	-3	10	MF	7	8,00	2000	2	29,09	107,84	5,39
	PEG600 15% AN H1	-15	-10	5,19	MF	-2	10	MF	8	4,81	1350	1	20,79	98,02	4,66
	PEG600 15% AN H2	-15	-10	6,29	MF	-1	13	MF	9	6,71	1500	3	32,89	101,02	3,42
	PEG600 15% AN H3	-15	-10	6,45	MF	-3	11	MF	7	4,55	1500	6	39,12	113,03	5,07
	PEG600 15% AN H4	-15	-10	4,96	MF	-7	9	MF	3	4,04	1500	10	40,82	132,04	7,37
	PEG600 15% AN H5	-15	-10	4,37	MF	-2	12	MF	8	7,63	2000	2	29,08	107,79	4,56
	PEG600 10% A0 H1	-15	-10	0	MF	-7	6	MF	3	6,00	1350	1	18,11	94,81	3,97
	PEG600 10% A0 H2	-15	-10	0	MF	-5	9	MF	5	9,00	1500	3	31,18	100,02	5,28
	PEG600 10% A0 H3	-15	-10	0	MF	-6	5	MF	4	5,00	1500	6	37,66	134,03	1,03
	PEG600 10% A0 H4	-15	-10	0	MF	-5	6	MF	5	6,00	1500	10	40,05	164,67	5,56
	PEG600 10% A0 H5	-15	-10	0	MF	-6	8	MF	4	8,00	2000	2	27,00	100,18	3,47
	PEG600 10% A2 H1	-15	-10	2,00	MF	-5	7	MF	5	5,00	1350	1	17,37	91,09	3,20
	PEG600 10% A2 H2	-15	-10	2,00	MF	-5	10	MF	5	8,00	1500	3	30,44	95,49	4,70
	PEG600 10% A2 H3	-15	-10	2,00	MF	-7	6	MF	3	4,00	1500	6	37,67	122,52	6,61
	PEG600 10% A2 H4	-15	-10	2,00	MF	-8	7	MF	2	5,00	1500	10	40,08	150,09	4,63
	PEG600 10% A2 H5	-15	-10	2,00	MF	-8	8	MF	2	6,00	2000	2	26,27	96,34	3,51
	PEG600 10% AN H1	-15	-10	5,30	MF	-5	10	MF	5	4,70	1350	1	17,16	89,16	3,19
	PEG600 10% AN H2	-15	-10	6,41	MF	-4	12	MF	6	5,59	1500	3	30,44	91,72	3,34
PEG600 10% AN H3	-15	-10	6,39	MF	-7	9	MF	3	2,61	1500	6	37,07	108,17	3,77	
PEG600 10% AN H4	-15	-10	4,54	MF	-2	10	MF	8	5,46	1500	10	40,07	137,17	4,68	
PEG600 10% AN H5	-15	-10	4,65	MF	-6	10	MF	4	5,35	2000	2	25,66	95,74	3,49	