



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE AUGUSTO FERREIRA GOMES

ANÁLISE DO ATRASO DE IGNIÇÃO E DA FRAÇÃO DE COMBUSTÍVEL
QUEIMADA NA COMBUSTÃO PRÉ-MISTURADA UTILIZANDO-SE MISTURAS
BIODIESEL-DIESEL

FORTALEZA

2016

FELIPE AUGUSTO FERREIRA GOMES

ANÁLISE DO ATRASO DE IGNIÇÃO E DA FRAÇÃO DE COMBUSTÍVEL QUEIMADA
NA COMBUSTÃO PRÉ-MISTURADA UTILIZANDO-SE MISTURAS BIODIESEL-
DIESEL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. André Valente Bueno

FORTALEZA

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

G614a Gomes, Felipe Augusto Ferreira.
Análise do atraso de ignição e da fração de combustível queimada na combustão pré-misturada utilizando-se misturas biodiesel-diesel / Felipe Augusto Ferreira Gomes. – 2016.
34 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2016.
Orientação: Prof. Dr. André Valente Bueno.

1. Ester metilílico de ácido graxo. 2. Liberação de calor. 3. Função de Wiebe. I. Título.

CDD 620.1

FELIPE AUGUSTO FERREIRA GOMES

ANÁLISE DO ATRASO DE IGNIÇÃO E DA FRAÇÃO DE COMBUSTÍVEL QUEIMADA
NA COMBUSTÃO PRÉ-MISTURADA UTILIZANDO-SE MISTURAS BIODIESEL-
DIESEL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Professor Dr. André Valente Bueno (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Professor Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Professora Dra. Maria Alexsandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTO

Gostaria de agradecer primeiramente aos meus amigos, familiares e todos que contribuíram não só para a conclusão desse trabalho mas também para a minha formação de engenheiro. Ao meu irmão e minha mãe por sempre tentarem me tirar do meu estado de sobriedade nos fins de semana. Aos meus primos queridos que sempre faziam minhas noites de sono mais frias.

Agradeço especialmente ao professor André pela grande paciência que teve durante todos esses anos que eu trabalhei com ele. Eu realmente aprendi muito desde 2011, mesmo que não pareça tanto, foi um prazer muito grande trabalhar e fazer parte do laboratório de motores. Momentos que aconteceram lá que jamais vou esquecer, obrigado pela oportunidade.

Não poderia deixar de agradecer o Seu Laércio. Todos esses anos me dando conselhos de vida e contando histórias que jamais não têm como eu esquecer. Apesar de tudo aprendi muito sobre mecânica. Agradeço por tudo e levarei pra vida uma frase que jamais esquecerei.

Agradeço ao pessoal do laboratório tanto dessa geração como das mais antigas, Cidadão, Bruce, Pinga, Calça, Marcão, Pedro, Priscila, Fabiano, Victim, Victão, Mariana, Aesley, Justino, Daniel, Piá, Juan, Igor, Tiago e ou outros que esqueço no momento.

Ao meus colegas e amigos de faculdade, Raul, Marquim, Victão e Fofó sempre estudando junto e sobrevivendo a todas as matérias. As celebrações depois das provas com almoço na pesca e o famoso momento: “*coxinha coxinha*”.

Um agradecimento especial à família piruleta, Romim, Fabeth, Boca, Eldair, Vitaum, Joel, Raul, Alex, Wolf, Caio, Piruka, Victim, Santos, Bulaxa, Gordo, Jordy, Raziel e Graveto que na realidade não contribuíram em nada para a realização desse trabalho. Porém, contribuíram e muito para a formação da minha personalidade e por isso sou agradecido.

Por último um agradecimento especial a pessoa que realmente possibilitou a esse trabalho ser escrito, minha correspondente de email mari_hatepink. Obrigado pela imensa paciência e todas as informações que você me passou. Não tenho como lhe pagar por tudo que fez, espero que o papa o faça.

RESUMO

O impacto das misturas de biodiesel derivados do óleo de soja, óleo de mamona e sebo bovino ao diesel mineral sobre o atraso de ignição e características da combustão foram analisados nesse trabalho. A atraso de ignição foi encontrado usando os dados da derivada da pressão no cilindro e da bomba de injeção. A combustão foi analisada através da fração de combustível queimado na fase pré-misturada da combustão empregando os dados experimentais da taxa de liberação de energia com um novo método de função simples de Wiebe. As medições ocorreram em ensaios dinamométricos em três regimes de carga utilizando-se um motor diesel turbo-alimentado de porte médio. Os combustíveis testados foram misturas B20 dos biodieseis e diesel mineral. Os resultados apontam que as misturas com biodiesel apresentam menores atrasos de ignição devido ao maior número de cetano dos biodieseis, sendo o sebo bovino o que apresentou menor atraso. Os valores das frações de combustível queimado para as misturas B20 foram inferiores aos do diesel com exceção da mamona. O comportamento divergente da mamona pode ser atribuído a sua longa penetração do spray.

Palavras-chave: Ester metilílico de ácido graxo. Liberação de calor. Função de Wiebe.

ABSTRACT

The impact on ignition delays and combustion characteristics of biodiesel into diesel blends derived from soy oil, castor oil and bovine tallow were conducted on this paper. The ignition delay was found by using experimental data of derived pressure and injection pump pressure. The combustion was analyzed by the fuel fraction burnt on pre-mixed combustion phase employing experimental data of heat release rate together with the method of a single Wiebe function. Experimental data was measured in dynamometric test under three different loads conducted on a medium size turbocharged diesel engine. The tested fuels were B20 blends of biodiesel and mineral diesel. The results indicate that biodiesel blends show shorter ignition delays due to its higher cetane number, being bovine tallow the shortest one. The values of fuel fraction burnt for B20 were lower than those for mineral diesel, castor being an exception. The unlike behavior of castor could be explained by its longer spray penetration.

Keywords: *Fatty acid methyl ester. Heat release. Wiebe function.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Diagrama p-V de um motor de 4 tempos de injeção direta..... | 13 |
| Figura 2 – Diagrama típico de taxa aparente de liberação de energia | 14 |
| Figura 3 – Matérias-primas utilizadas para a produção de biodiesel no Brasil..... | 17 |
| Figura 4 – Volume de controle | 21 |
| Figura 5 – Diagrama genérico da derivada da pressão | 26 |
| Figura 6 – Taxa de liberação de energia em regime de carga plena | 27 |
| Figura 7 – Taxa de liberação de energia em regime de carga mediana..... | 28 |
| Figura 8 – Taxa de liberação de energia em regime de carga baixa..... | 28 |
| Figura 9 – Comparação da função simples de Wiebe com os dados experimentais em regime de alta carga..... | 29 |
| Figura 10 – Comparação da função simples de Wiebe com os dados experimentais em regime de carga mediana..... | 30 |
| Figura 11 – Comparação da função simples de Wiebe com os dados experimentais em regime de baixa carga..... | 31 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Propriedades físico-químicas do Diesel A..... | 20 |
| Tabela 2 – Propriedades físico-químicas dos Biodieseis..... | 20 |
| Tabela 3 – Precisão das medidas e incerteza das variáveis calculadas..... | 23 |
| Tabela 4 – Especificações do motor utilizado..... | 24 |
| Tabela 5 – Fração queimada de combustível na combustão pré-misturada / Atraso de ignição (graus) | 32 |

SUMÁRIO

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | INTRODUÇÃO..... | 11 |
| 2 | OBJETIVOS..... | 12 |
| 2.1 | Geral..... | 12 |
| 2.2 | Específico..... | 12 |
| 3 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 13 |
| 3.1 | Motores de ciclo diesel..... | 13 |
| 3.2 | Combustão nos motores Diesel..... | 14 |
| 3.2.1 | Atraso de ignição..... | 15 |
| 3.2.2 | Combustão pré-misturada..... | 15 |
| 3.2.3 | Combustão difusiva..... | 16 |
| 3.2.4 | Cauda da combustão..... | 16 |
| 3.3 | Características dos combustíveis..... | 16 |
| 3.4 | Biodieseis..... | 17 |
| 3.4.1 | Biodiesel de sebo bovino..... | 17 |
| 3.4.2 | Biodiesel de mamona..... | 18 |
| 3.5 | Função de Wiebe..... | 18 |
| 4 | METODOLOGIA..... | 20 |
| 4.1 | Análise da taxa aparente de liberação de energia..... | 21 |
| 4.2 | Aquisição dos dados de pressão no cilindro..... | 23 |
| 4.3 | Função de Wiebe..... | 24 |
| 4.4 | Atraso de ignição..... | 26 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÃO..... | 27 |
| 5.1 | Taxa aparente de liberação de energia..... | 27 |
| 5.2 | Função simples de Wiebe na combustão pré-misturada..... | 29 |
| 5.3 | Atraso de ignição e fração queimada..... | 31 |
| 6 | CONCLUSÃO..... | 33 |
| | REFERÊNCIAS..... | 34 |

1 INTRODUÇÃO

Devido ao grande número de veículos automotores nos centros urbanos, o consumo de combustíveis fósseis e os poluentes liberados pela sua queima têm chegado a níveis alarmantes. Na Europa a EURO VI está em vigor atualmente com limites de emissão de poluentes mais rigorosos para veículos de passeio e comerciais. Estudos relacionados aos biocombustíveis mostram reduções na geração de poluentes e melhor desempenho do motor (BHUIYA *et al.*, 2016; CHAUHAN, KUMAR e CHO, 2012; ROCHA, 2011; BUENO, 2011).

A busca por novas fontes de energia alternativas ao petróleo se intensificou bastante no Brasil no começo da década de 1970, resultado da crise energética internacional da época. Os dois principais biocombustíveis líquidos que passaram a ser usados no Brasil, e que ainda são os mais utilizados, foram o etanol derivado da cana-de-açúcar e o biodiesel derivado de óleos vegetais ou gordura animal. Em 2005, o Programa Nacional de Produção de Biodiesel (PNPB) foi inaugurado gerando incentivo para uma maior produção de biodiesel. Outro fator contribuinte é fato de o país possuir uma área abundante de recursos naturais propícios à produção de biodiesel. Em 2015 a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP, 2016) divulgou dados mostrando que o Brasil está entre os maiores produtores de biodiesel do planeta.

A legislação continua a incentivar uma maior produção de biodiesel. Em 2008, o comércio de misturas de 2% em volume de biodiesel puro (B100) ao óleo diesel se tornou obrigatório. A porcentagem desde então só aumentou, sendo na legislação atual de 2016, Lei 13.033/2014, mandatório o uso de 7% em volume.

O estudo dos efeitos das misturas biodiesel-diesel em motores de combustão interna cresceu bastante nas últimas décadas. A análise da taxa de liberação de energia e atraso de ignição são parâmetros fundamentais no estudo das características da ignição e combustão em motores diesel (BHUIYA *et al.*, 2016; OO *et al.*, 2015; GHAZALI *et al.*, 2015). Sabendo da relação direta entre o atraso de ignição e combustão pré-misturada, esse trabalho teve como objetivo analisar o atraso de ignição de misturas biodiesel-diesel e a fração queimada de combustível na combustão pré-misturada.

2 OBJETIVOS

2.1 Geral

O presente trabalho teve como objetivo comparar o atraso de ignição e a fração queimada de combustível de misturas biodiesel-diesel, em diversos regimes de operação.

2.2 Específicos

Para alcançar o objetivo geral, as seguintes etapas foram necessárias:

- a) Obtenção dos dados experimentais da derivada da pressão no cilindro e da pressão da bomba de injeção de combustível;
- b) Tratamento dos dados para obtenção das curvas da taxa de liberação de energia;
- c) Desenvolvimento de um programa da função simples de Wiebe para a fração queimada na combustão pré-misturada.

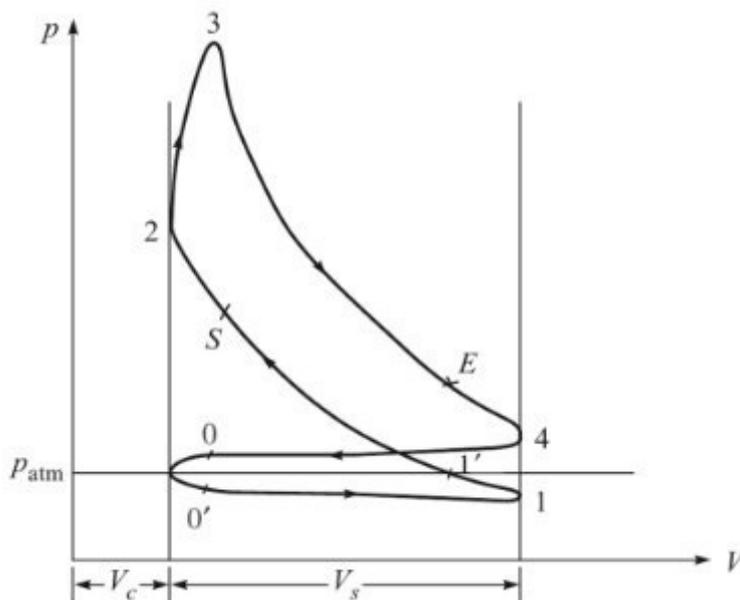
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Motores de ciclo diesel

Motores de combustão interna são definidos como máquinas térmicas com o objetivo de transformar a energia química do combustível em energia mecânica (HEYWOOD, 1988). Os motores de ciclo diesel, também chamados de motores de ignição por compressão, possuem taxas de compressão muito superiores aos motores de ciclo Otto, ou de ignição por centelha. A alta taxa de compressão provoca um aumento na temperatura dos gases internos ao cilindro (entre 500-800°C) até atingir um ponto de início de combustão de forma espontânea. (HEYWOOD, 1988; GUPTA, 2013).

A Figura 1 apresenta as transformações termodinâmicas um ciclo diesel real.

Figura 1 – Diagrama p-V de um motor de 4 tempos de injeção direta.



Fonte: GUPTA (2013).

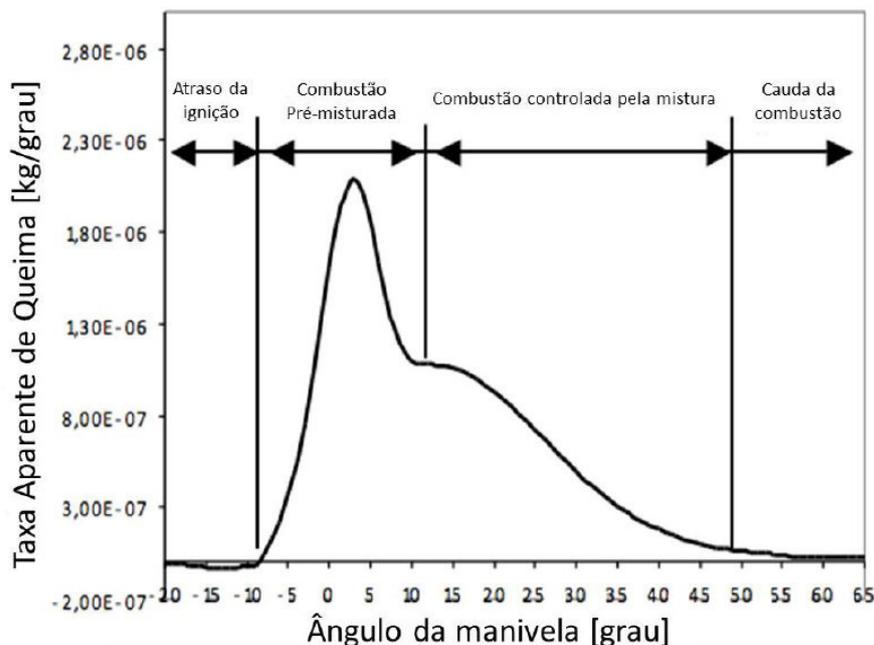
No processo 0-1 o pistão inicia no ponto morto superior (PMS) e se desloca até o ponto morto inferior (PMI). Durante esse processo ar próximo a pressão atmosférica é insuflado para dentro do cilindro. Em 1-2 o ar é então comprimido elevando assim sua temperatura. Pouco antes de atingir o PMS, aproximadamente 20° de ângulo de manivela (HEYWOOD, 1988), ocorre a injeção do combustível líquido a alta pressão que em seguida evapora e seu vapor mistura-se com o ar a uma alta temperatura e pressão. Em 2-3 acontece a autoignição do combustível devido a temperatura e pressão do ar se encontrarem acima do

ponto de ignição do combustível. A mistura combustível-ar inicial se queima rapidamente seguido de um processo de expansão onde se encontra misturas de combustível, ar e gases gerados na combustão. 3-4 a válvula de escape é aberta pouco antes do fim da combustão sendo que a combustão continua até que todo o combustível seja consumido. Em 4-1 acontece a expulsão dos gases formados na combustão (HEYWOOD, 1988; MENEZES, 2009; GUPTA, 2013). Nota-se também que a perda de trabalho útil, relativos à combustão, se dão majoritariamente devido às trocas térmicas com as paredes do cilindro (HEYWOOD, 1988; GUPTA, 2013).

3.2 Combustão nos motores Diesel

O processo de combustão nos motores diesel é comumente dividido em quatro fases; o atraso de ignição, a combustão pré-misturada e a combustão difusiva, ou controlada pela mistura, e a cauda da combustão, sendo cada fase controlada por um processo físico ou químico diferente dos outros. Todas as fases podem ser identificadas pelos diagramas de taxa aparente de liberação de energia (*heat-release-rate*), Figura 2, os quais calculam a energia química liberada do combustível no processo de combustão em função do ângulo de manivela utilizando os valores experimentais da pressão dentro do cilindro (BUENO, 2003; CARTAXO, 2016; HEYWOOD, 1988).

Figura 2 – Diagrama típico de taxa aparente de liberação de energia.



Fonte: BUENO (2003)

3.2.1 Atraso de ignição

O intervalo de tempo entre o adentrar do combustível no cilindro e o primeiro sinal de chama é o atraso de ignição. Nesse período diversos fenômenos físico-químicos acontecem; o combustível entra no cilindro com alta velocidade, devido a elevada pressão na injeção, e logo se quebra em gotículas formando um spray; as gotículas líquidas do combustível evaporam, consequência da temperatura do ar e pressão no cilindro, e se misturam rapidamente com o ar até as reações químicas de combustão começarem a aparecer (BUENO, 2003; CARTAXO, 2016; MENEZES, 2009).

No diagrama de taxa aparente de liberação de energia, Figura 2, a fase do atraso de ignição possui valores negativos devido ao fato do combustível absorver energia nos processos de atomização e vaporização. Adicionalmente, existem reações químicas endotérmicas precedentes ao início da combustão.

Os fenômenos ligados ao atraso de ignição podem ser atribuídos a uma parcela física e uma química. A parcela física influencia diretamente na quebra do combustível em gotículas, sua vaporização e a taxa de mistura com o ar, enquanto a parcela química representa o período de tempo em que as taxas de ocorrência das reações de oxidação do combustível são suficientemente lentas para serem quase imperceptíveis. Ambas as parcelas, física e química, ocorrem simultaneamente no processo e atuam de forma muito complexa (NGUYEN; ISHIDA; SHIOJI, 2010).

3.2.2 Combustão pré-misturada

Nessa fase a combustão do combustível ocorre rapidamente em apenas poucos ângulos de manivela. A velocidade de queima é controlada pela cinética das reações em cadeia, que caracterizam a queima de uma mistura homogênea (BUENO, 2003). Logicamente, a taxa de combustão a ser queimada nesta fase depende da duração do atraso de ignição e da taxa de preparação do combustível. A velocidade das reações define a taxa de pressão no cilindro, atingindo seu valor máximo nessa fase, ou seja, o valor da pressão máxima na combustão pré-misturada representa a pressão máxima do ciclo, podendo ser utilizado como parâmetro de projeto. Elevando-se a pressão a temperatura também cresce proporcionando assim um aumento das emissões de NO_x, da carga térmica no sistema de refrigeração e da temperatura e tensão térmica das paredes do cilindro. Porém, é esperada baixa geração de material particulado (MP) e pouca luminosidade é emitida (HEYWOOD,

1989; GUPTA, 2013). A taxa de liberação de energia possui um abrupto crescimento, como visto na Figura 2.

3.2.3 Combustão difusiva

Logo que a mistura combustível-ar, produzida na fase anterior, for consumida pela combustão rápida, a temperatura dentro do cilindro alcança valores tão altos que qualquer combustível injetado após esse ponto queima no momento que encontrar oxigênio. Qualquer aumento de pressão subsequente é controlado tanto pela taxa de injeção como pelo processo de mistura do ar com o combustível, ou seja, pela difusão dos vapores e a quantidade remanescente de ar. Esse processo de combustão é também usualmente chamado de combustão controlada pela mistura (GUPTA, 2013).

3.2.4 Cauda da combustão

Essa fase possui uma taxa de combustão bem baixa que continua a decrescer até a queima se completar e acontece durante a fase de expansão do cilindro no motor. Apesar do processo de combustão se tornar cada vez mais lento com a queda de temperatura e pressão durante a expansão, essa fase também é essencialmente controlada pela mistura. Essa última fase não é desejada porque ela reduz a potência gerada e aumenta a produção de fuligem. Entretanto, esses fenômenos podem ser reduzidos com aumento da injeção de ar no cilindro e a turbulência. O uso de 50% de excesso de ar é comumente admitido em motores de ciclo diesel (BUENO, 2003).

3.3 Características dos combustíveis

Um dos parâmetros mais usados referentes a qualidade do combustível é o número de cetano. Um maior número de cetano indica maior facilidade de o combustível entrar em ignição. Seus valores dependem da estrutura das moléculas, da composição do combustível e do grau de saturação do combustível. Uma cadeia carbônica longa normalmente significa um alto número de cetano (HEYWOOD, 1989; MENEZES, 2009).

A densidade, volatilidade e viscosidade desempenham um papel muito importante, porém complexo, sobre a preparação do combustível ao entrar no cilindro, fase do atraso de ignição. Adicionalmente, eles costumam ser interdependentes. A viscosidade e a

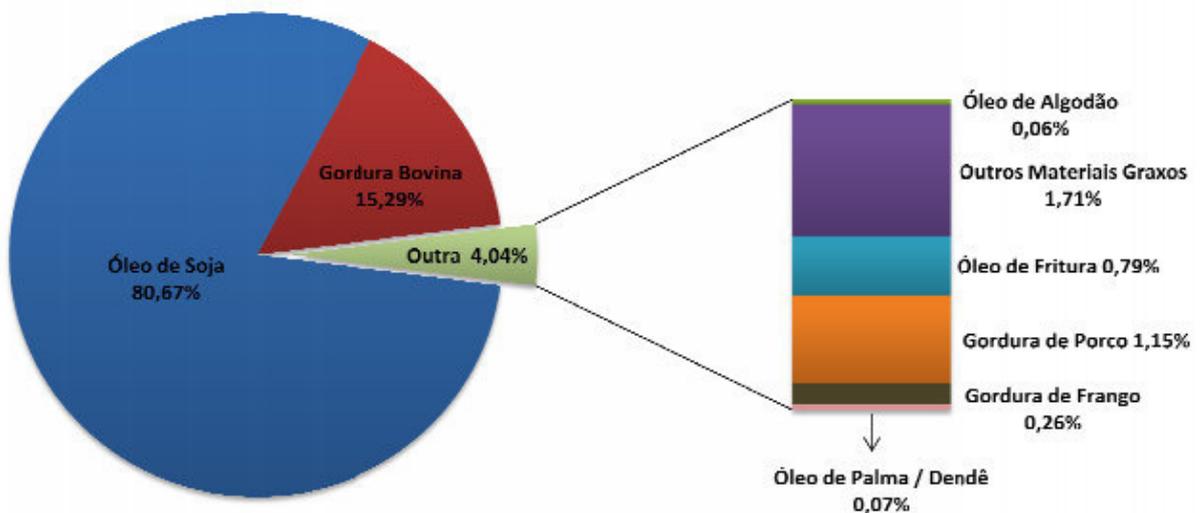
tensão superficial interferem na formação do spray e atomização, fundamentais na qualidade de queima (HEYWOOD, 1989).

3.4 Biodieseis

O biodiesel é definido como um derivado monoalquil éster de ácido graxo de cadeia longa, natural de fontes renováveis, com o objetivo de substituir totalmente ou parcialmente o uso de óleo diesel mineral (MENEZES, 2009). O biodiesel está entre os dois principais biocombustíveis usados no Brasil, junto ao etanol da cana-de-açúcar, sendo que o biodiesel é normalmente misturado com o diesel mineral e derivado de óleos vegetais e gordura animal (ANP, 2016). A ANP (2016) divulgou dados de maio de 2016 das matérias-primas usadas na produção de biodiesel, o óleo de soja e a gordura bovina são as principais fontes somando 95,96% da produção, 80,67% do óleo de soja e 15,29% gordura bovina, o restante é atribuído a diversos tipos de materiais graxos (Figura 3).

Figura 3 – Matérias-primas utilizadas para a produção de biodiesel no Brasil.

maio/ 2016



Fonte: ANP (2016)

3.4.1 Biodiesel de sebo bovino

O sebo é a matéria-prima derivada dos resíduos de tecidos animais. Uma das principais vantagens da utilização do sebo bovino é o fato que não existe concorrência com o setor alimentício, diferente do óleo de soja por exemplo. Outra vantagem do biodiesel de sebo bovino seria o alto número de cetano, melhorando assim o processo de combustão. Porém,

uma desvantagem seria o alto ponto de névoa que facilita a solidificação do combustível (KLEIN, 2006).

3.4.2 Biodiesel de mamona

Com o início do Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel (PNPB), em 2005, a mamona recebeu um grande incentivo para sua cultura no Brasil. A mamona atraiu o interesse devido a sua cultura ser adaptável a regiões do semiárido nordestino ajudando, assim, a economia da região. A Companhia Nacional de Abastecimento (CONAB, 2016) divulgou dados mostrando que a safra de 2015/2016 da mamona sofreu um aumento de 52,4% em relação a safra anterior. O número de estudos realizados sobre os efeitos do biodiesel de mamona em motores diesel ainda é pequeno.

3.5 Função de Wiebe

Baseando-se nos estudos de Nikolai Semenov (1934) sobre a cinética química e de reações em cadeia, o qual descreve a combustão em misturas homogêneas, Wiebe desenvolveu uma equação semi-empírica para a fração de combustível queimada. Wiebe assumiu que o aumento no número de moléculas dos principais reagentes na combustão em um intervalo de t para $t+dt$ é diretamente proporcional à taxa de formação de radicais ativos (GHOJEL, 2010). A função de Wiebe para a fração queimada e a taxa de queima em função do ângulo de manivela é dada na forma (Equações 1 e 2):

$$x = 1 - \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta}{\theta_t} \right)^{m+1} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{6,9(m+1)}{\theta_t} \left(\frac{\theta}{\theta_t} \right)^m \cdot \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta}{\theta_t} \right)^{m+1} \right] \quad (2)$$

Onde

x é a fração de combustível queimada em um ângulo de manivela θ .

θ_t é o ângulo de manivela correspondente à queima de 99% do combustível.

m é o parâmetro de forma da função de Wiebe.

Apesar da função de Wiebe encontrar boa correlação em processos de combustão em motores de ignição por centelha, pelo fato da combustão ser homogênea e possuir somente uma fase, estudos mostram que em motores diesel uma simples função de Wiebe difere bastante os valores calculados dos experimentais (GHOJEL, 2010). Isso ocorre devido o processo de combustão ser, usualmente, dividido em duas fases: a fase pré-misturada, a qual é similar ao processo homogêneo e controlada pela taxa de reação, e a difusiva, que é controlada pelo processo de mistura do combustível com o ar (RAMOS, 1989). Diversos modelos baseados no de Wiebe foram propostos para motores diesel como Pugachiuv, Ghojel, Watson e Miyamoto (GHOJEL, 2010). Todos possuem a mesma característica de serem funções duplas de Wiebe.

4 METODOLOGIA

Todos os processos descritos neste tópico foram aplicados para os combustíveis Diesel A e misturas de 20% em volume biodiesel-diesel de soja (BS20), sebo bovino (BSB20) e mamona (BM20) em regimes de operação de 750, 500 e 250 kPa da carga. A Tabela 1 mostra as propriedades físico-químicas do diesel A usado e os valores limites especificados pela resolução n°50 da ANP (ANP, 2013). A Tabela 2 apresenta as propriedades físico-químicas dos biodieseis estudados e os valores limites estabelecidos pela resolução n° 45 da ANP (ANP,2014).

Tabela 1 - Propriedades físico-químicas do Diesel A S10

| Propriedade | Diesel A | Limite |
|--|----------|---------|
| Viscosidade Cinemática a 40 °C (cSt) | 2,53 | 2,0-4,5 |
| Ponto de Fulgor (°C) | 64 | Mín 38 |
| Ponto de Fluidez (°C) | -15 | - |
| Poder Calorífico Inferior (MJ.kg ⁻¹) | 42,25 | - |
| Densidade (kg.m ⁻³) (20 °C) | 829,90 | 815-850 |
| Número de Cetano | 48 | Mín 48 |

Fonte: Elaborada pelo autor com dados do NPL e ANP (2015).

Tabela 2 - Propriedades físico-químicas dos Biodieseis

| Propriedade | BS100 | BSB100 | BM100 | Limite |
|--|--|--|---|-----------|
| Viscosidade cinemática a 40 °C (cSt) | 4,16 | 4,79 | 14,5 | 3,0-6,0 |
| Umidade (mg/kg) | 184,15 | 222,90 | 832,55 | 200 mg/kg |
| Teor de metil éster (%) | 99,46 | 85 | 76 | 96,5 |
| Ponto de fulgor (°C) | 176,65 | 101,3 | 273,1 | Mín 100 |
| Ponto de fluidez (°C) | -6 | 11,3 | -30 | - |
| Poder calorífico inferior (MJ.kg ⁻¹) | 40,48 | 39,28 | 37,34 | - |
| Densidade (kg.m ⁻³) | 882,90 | 872,10 | 924,40 | 850-900 |
| Índice de saponificação (mg KOH.g ⁻¹) | 198,47 | 198,23 | 181,45 | - |
| Índice de iodo (gI ₂ .100 g ⁻¹) | 121,60 | 40,60 | 83,40 | - |
| Índice de acidez (mg KOH.g ⁻¹) | 0,80 | 0,30 | 0,50 | Anotar* |
| Fórmula empírica | C _{18,83} H _{34,82} O ₂ | C _{18,21} H _{35,44} O ₂ | C _{17,96} H _{35,82} O _{2,86} | - |
| Estabilidade oxidativa (h) | 5,30 | 7,47 | 31,72 | Mín 8 |
| Número de Cetano | 52,10 | 68,77 | 50 | Anotar* |

Fonte: CARTAXO (2016)

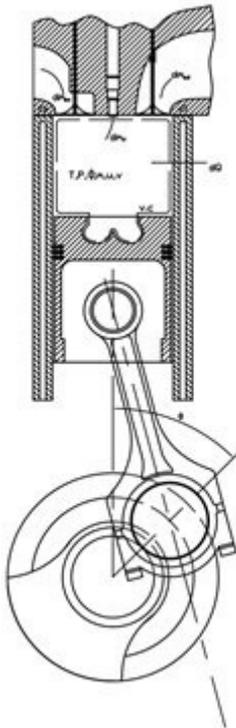
*

4.1 Análise da taxa aparente de liberação de energia

A hipótese de homogeneidade da carga no cilindro e o modelo de uma zona de combustão foram considerados para se calcular a taxa de liberação de energia aparente a partir dos valores experimentais da pressão, enunciado por Krieger e Borman (1966). Tais considerações assumem a carga no cilindro em equilíbrio termodinâmico e composta de uma mistura uniforme de gases ideais, possuindo temperatura, pressão e concentração para cada substância equivalentes em cada instante na zona de combustão. Adicionalmente, admite-se que o combustível queima imediatamente ao adentrar a câmara. Portanto, efeitos do combustível não queimado são negligenciáveis e a taxa aparente de queima é igual a taxa de injeção de combustível (BUENO, 2003; ROCHA, 2011).

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle mostrado na Figura 4, no instante após o fechamento da válvula de admissão, tem-se a equação 3:

Figura 4 – Volume de controle



Fonte: Material do Laboratório de Motores de Combustão Interna - UFC.

$$dU = \delta Q - \partial W + dm_{ad} \cdot h_{ad} - dm_{ex} \cdot h_{ex} \quad (3)$$

Sendo que Q , W , m e h são calor, trabalho, massa e entalpia envolvida no sistema, respectivamente. Desconsiderando perdas de massa por folgas e vazamentos no cilindro, e que a única massa alterada é a massa de combustível, tem-se 4:

$$dU = \partial Q - \partial W + dm_f \cdot h_f \quad (4)$$

A Equação 4 pode ser simplificada em relação ao modelo proposto por Krieger e Borman (1966) ao combinar os efeitos da entrada de entalpia do combustível com as perdas de calor com a camisa. Dessa forma, o valor líquido da taxa aparente de liberação de calor é dado pela Equação 5:

$$dQ_{liq} = (u - h_f) \cdot dm_c - \partial Q \quad (5)$$

Substituindo a Eq 4 em 5 e sendo $du = c_v \cdot dT$, tem-se a Equação 6:

$$dQ_{liq} = -mc_v dT - \partial W \quad (6)$$

Em um processo de quase-equilíbrio, o diferencial de trabalho é dado por Equação 7:

$$\partial W = P \cdot dV \quad (7)$$

Sendo P e V pressão no cilindro e volume do cilindro, respectivamente. Considerando que o fluido de trabalho possui propriedades constantes e que $\gamma = c_p/c_v$, tem-se a Equação 8:

$$dQ_{liq} = \frac{1}{\gamma-1} V dP + \frac{\gamma}{\gamma-1} P dV \quad (8)$$

As curvas de dP e P no cilindro foram obtidas em função do ângulo de manivela (θ), através da integração numérica dos dados experimentais da derivada de pressão.

V e dV foram calculados em cada θ , considerando o mecanismo formado pelo conjunto biela, pistão e manivela.

A solução numérica da Equação 6 fornece os dados de liberação de energia apresentados nesse trabalho.

4.2 Aquisição dos dados de pressão no cilindro

A medição da pressão no cilindro foi feita por um transdutor de pressão piezoelétrico modelo 7061B localizado acima da cavidade do pistão. Um conversor recebe o sinal de saída do transdutor e produz os dados da derivada da pressão. O sinal foi medido entre 100 ciclos consecutivos no motor e espaçados com 0,1 grau do ângulo de manivela. Integrando-se numericamente os dados medidos obteve-se os valores da pressão. A posição do ponto morto superior foi determinada via um sensor capacitivo. A incerteza mostrada na Tabela 3 para a eficiência térmica foi calculada tendo em vista a incerteza combinada dos equipamentos de medição (BUENO; VELÁSQUEZ; MILANEZ, 2009) e (BUENO; VELÁSQUEZ; MILANEZ, 2011). Tabela 4 apresenta as especificações do motor usado nos experimentos.

Tabela 3 – Precisão das medidas e incerteza das variáveis calculadas

| | |
|---|---------------------------------------|
| Medida | Escala completa de medida de precisão |
| Potência de frenagem | $\pm 0,32$ kW |
| Consumo de combustível (taxa de fluxo de massa) | ± 192 g/h |
| Consumo de ar (taxa de fluxo volumétrico) | ± 6 m ³ /h |
| Pressão indicada | $\pm 0,67$ bar |
| Variáveis Calculadas | Incerteza das variáveis calculadas |
| Valor calorífico inferior do combustível | $\pm 0,31\%$ |
| Razão de equivalência ar-combustível | $\pm 0,0107$ |
| Eficiência térmica de frenagem | $\pm 0,0039$ |
| Consumo de combustível volumétrico específico | $\pm 1,84$ ml/kWh |
| Eficiência térmica de frenagem | $\pm 0,0048$ |

Fonte: ROCHA (2011)

Tabela 4 - Especificações do motor utilizado.

| | |
|---|----------------------------------|
| Configuração | 4 tempos de injeção direta turbo |
| Sistema de Injeção | Bomba em Linha |
| Volume Deslocado [dm ³] | 5,88 |
| Número de Cilindros | 6 |
| Válvulas por Cilindro (Admissão/Escape) | 1/1 |
| Abertura das Válvulas de Escape | 44°30' |
| Fechamento das Válvulas de Admissão | 30 |
| Diâmetro do Pistão [m] | 0,102 |
| Curso [m] | 0,120 |
| Relação de Compressão | 15,9:1 |
| Potência Máxima [kW] | 92,0 a 1800rpm |
| Rotação Máxima Admissível [rpm] | 2200 |

Fonte: Material do Laboratório de Motores de Combustão Interna da UFC

4.3 Função de Wiebe

A taxa de liberação de energia da combustão em relação ao ângulo de manivela $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)$ pode ser escrita em função da taxa de queima como (Equação 9):

$$\frac{dQ}{d\theta} = (PCI)m_{cyc} \frac{dx}{d\theta} \quad (9)$$

Sendo:

PCI o poder calorífico inferior do combustível

m_{cyc} a massa de combustível injetado no cilindro

Substituindo a taxa de queima de Wiebe, equação 2, na equação 9, tem-se Equação 10.

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_w = Q_t \cdot \frac{6,9(m+1)}{\theta_t} \left(\frac{\theta}{\theta_t}\right)^m \cdot \exp\left[-6,9\left(\frac{\theta}{\theta_t}\right)^{m+1}\right] \quad (10)$$

Q_t sendo a energia total liberada pelo processo de combustão.

Nas curvas da taxa aparente de liberação de energia da combustão pré-misturada pode-se observar um pico de liberação de energia, como observado anteriormente na Figura 1.

Portanto, diferenciando a equação 10 e igualando a zero tem-se Equação 11:

$$\theta_p = \frac{\theta_{pmax}}{m+1 \sqrt{\frac{m_p}{6,9(m_p+1)}}} \quad (11)$$

Sendo o índice p correspondente a combustão pré-misturada e θ_{pmax} o ângulo onde a taxa de liberação de energia é máxima. Utilizaram-se os dados experimentais para os valores de θ_{pmax} e $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{wmax}$ e adquirindo-se valores de m_p encontrados na literatura calculou-se θ_p e Q_i da combustão pré-misturada (Q_p). Observe que tal método calcula todos os parâmetros da equação 10 baseando-se no ponto de máximo da função $\frac{dQ}{d\theta}$ e apenas um valor de m_p . Assim sendo, um modelo para estimar o valor de m_p foi criado comparando-se os valores de $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_w$ e $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{exp}$ para um ângulo de manivela qualquer ($\theta_i = 0,5\theta_{pmax}$), diferente de θ_{pmax} . Assumiu-se uma função do tipo (Equações 12 e 13):

$$func(m_p) = \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_w - \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{exp} \quad (12)$$

$$func(m_p) = Q_p \cdot \frac{6,9(m_p+1)}{\theta_p} \left(\frac{\theta_i}{\theta_p}\right)^{m_p} \cdot \exp\left[-6,9 \left(\frac{\theta_i}{\theta_p}\right)^{m_p+1}\right] - \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{exp} \quad (13)$$

O método de Newton-Raphson foi empregado a fim de otimizar o valor de m_p , assim (Equação 14):

$$m_{pnew} = m_p - \frac{func(m_p)}{func'(m_p)} \quad (14)$$

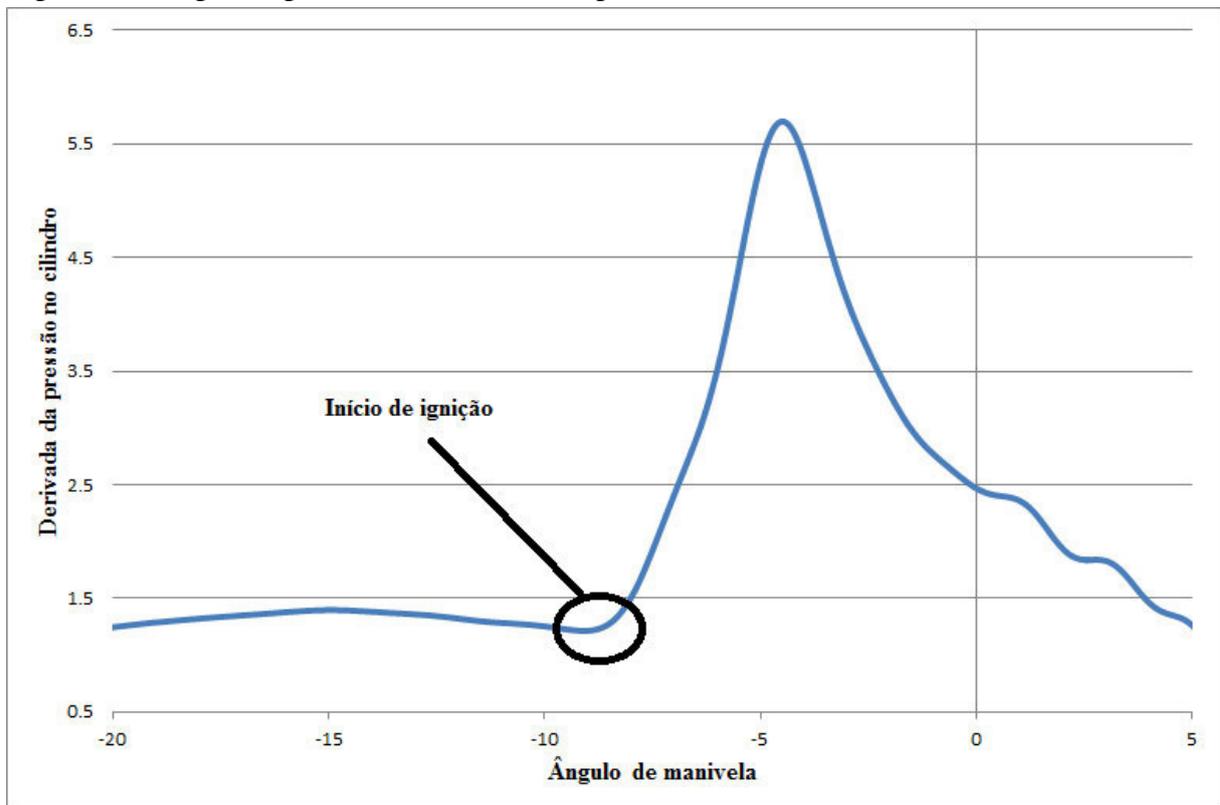
Com o novo valor de m_p pode-se novamente resolver as equações 10 e 11 montando, assim, um sistema iterativo seguindo a seguinte ordem de equações 11, 10, 13, e 14

O sistema se repetiu até um valor de m_p que satisfizesse $func(m_p) = 0$. Os diagramas dQ de Wiebe mostrados nesse trabalho foram gerados segundo a equação 10 utilizando tais valores encontrados de m_p .

4.4 Atraso de ignição

O atraso de ignição foi obtido pela diferença entre o ângulo de injeção do combustível e o ângulo de ignição. As curvas de pressão da bomba de injeção possibilitaram encontrar o ângulo de injeção enquanto o ângulo de ignição foi adquirido pelas curvas da derivada da pressão, Figura 5, sendo o ponto de inflexão logo após uma leve queda, a qual é resultado da abertura do bico injetor de combustível, o início da combustão.

Figura 5 – Diagrama genérico da derivada da pressão



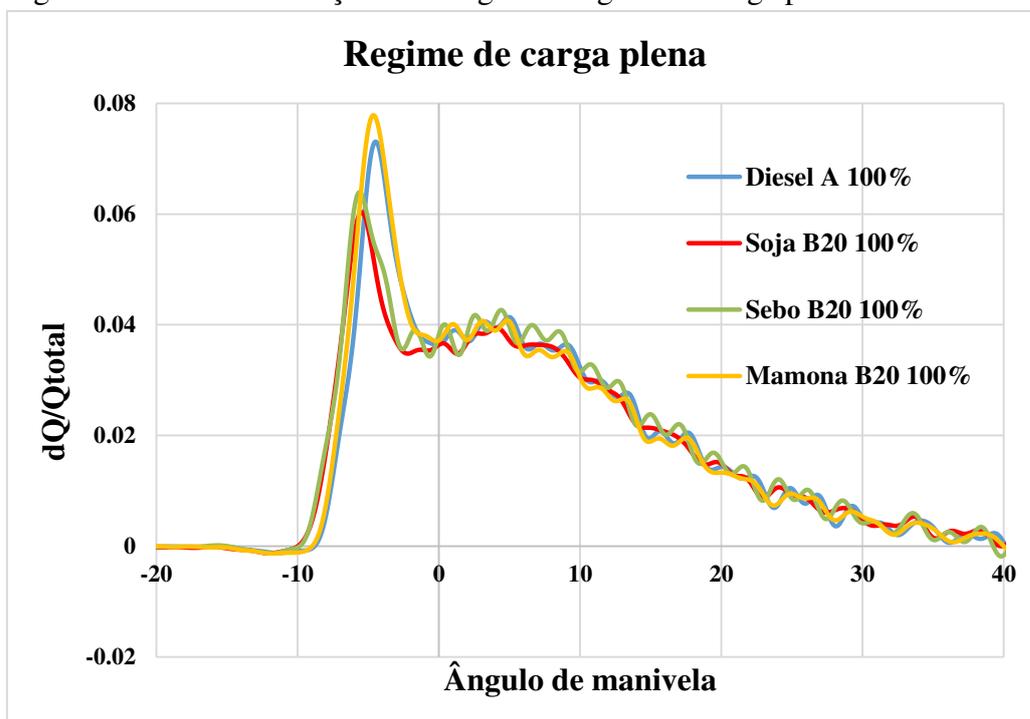
Fonte: Elaborada pelo autor

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Taxa aparente de liberação de energia

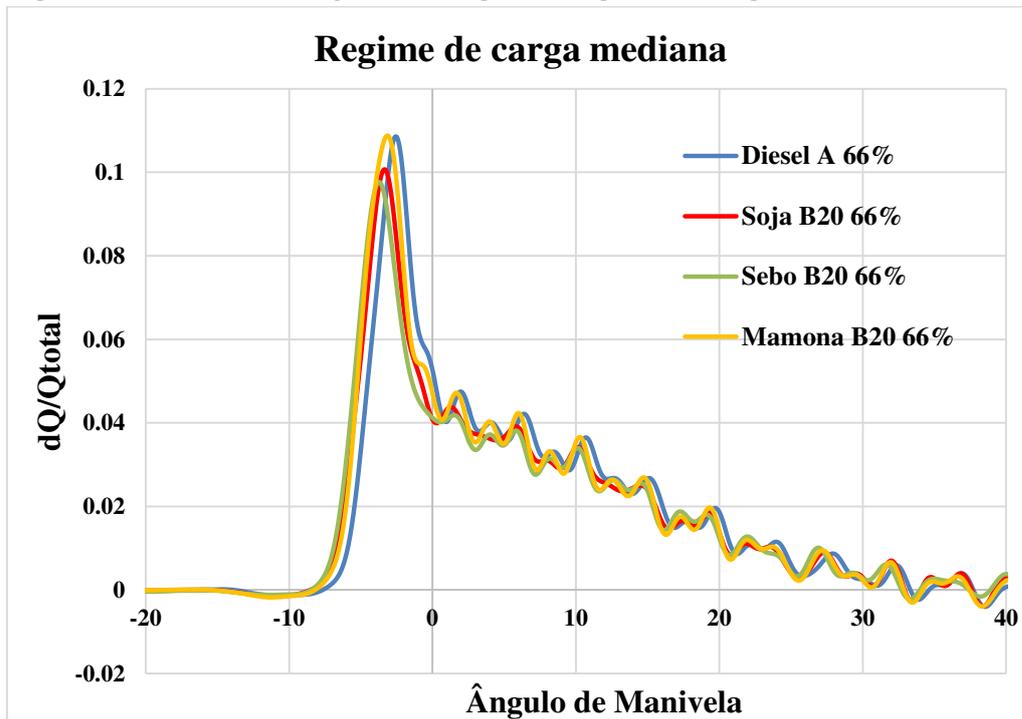
As Figuras 6 a 8 ilustram a taxa aparente da liberação de energia normalizada pela liberação total de energia de cada combustível, em relação ao ângulo de manivela de todos os combustíveis em todos os regimes de operação.

Figura 6 – Taxa de liberação de energia em regime de carga plena



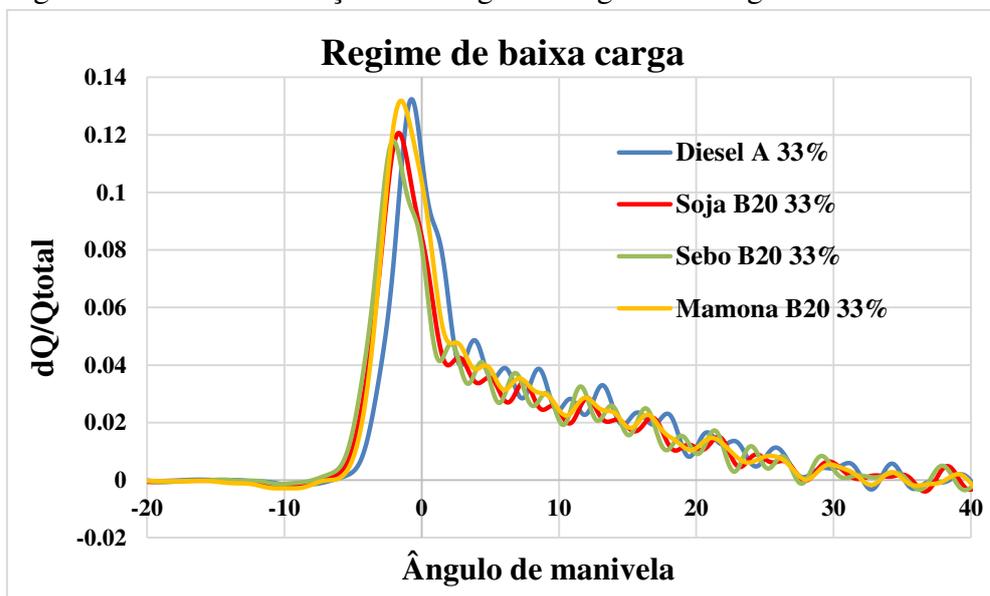
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 7 – Taxa de liberação de energia em regime de carga mediana



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 8 – Taxa de liberação de energia em regime de carga baixa



Fonte: Elaborada pelo autor

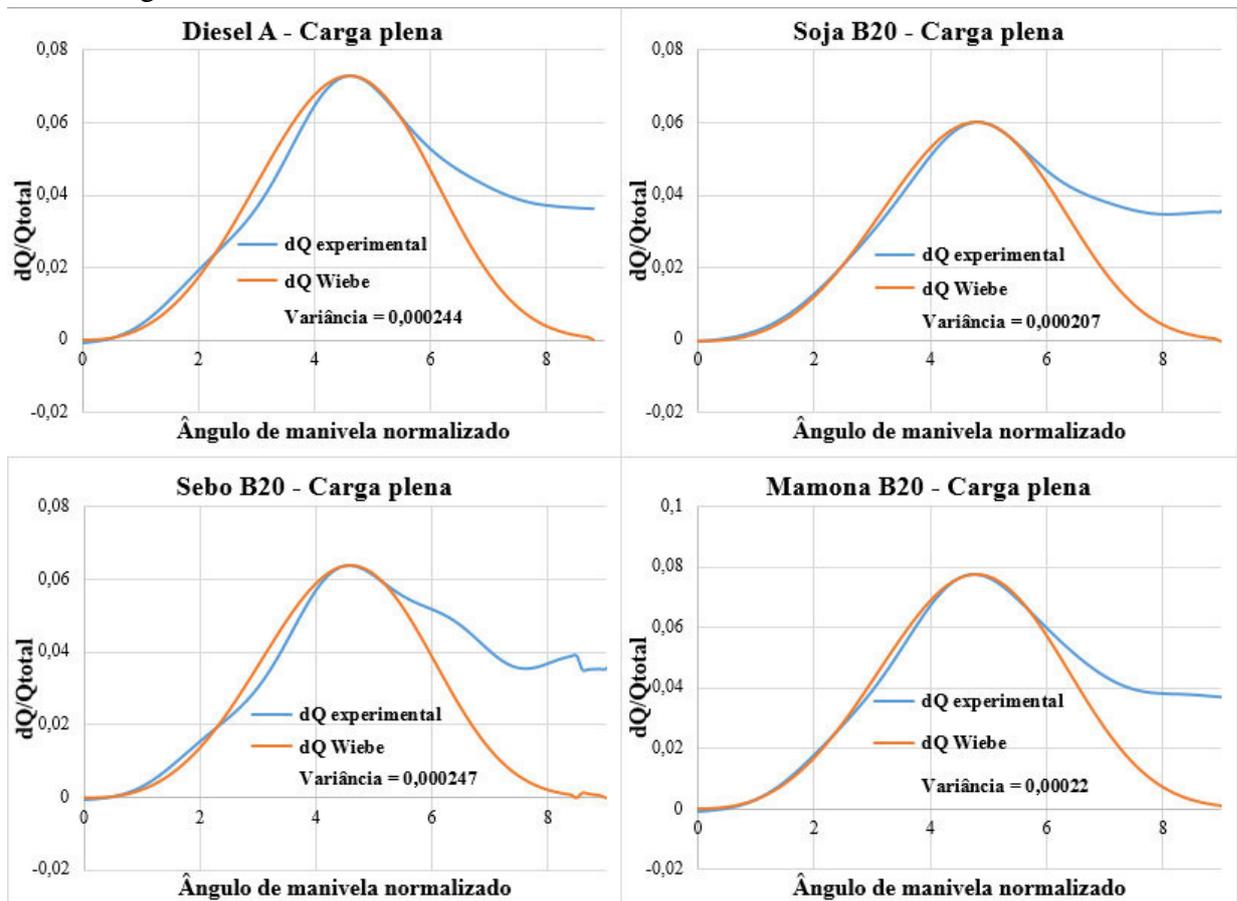
Constatou-se em todos os regimes que no começo da combustão há um leve declínio na taxa aparente de liberação de energia, atingindo valores negativos, seguido de um crescimento repentino até atingir seu valor máximo. Tal queda pode ser atribuída aos efeitos físicos e químicos que ocorrem na fase de atraso da ignição, caracterizados usualmente como endotérmicos (SAHOO; DAS, 2009).

5.2 Função Simples de Wiebe na combustão pré-misturada

A taxa de liberação de energia prevista pela função simples de Wiebe para a combustão pré-misturada se assemelha bastante aos dados experimentais, Figuras 9 a 11. O ângulo de manivela foi normalizado em relação ao início da combustão enquanto a taxa de calor liberada foi normalizada pela quantidade de energia total liberada pela combustão. Porém, a partir de um ângulo posterior ao pico da curva, aproximadamente 1 grau, a diferença entre os valores se estende continuamente. Isso acontece devido a crescente influência causada pela combustão difusiva ao longo da combustão, que, subsequente a esse ponto, se torna cada vez mais dominante (RAMOS, 1989). Os valores usados para calcular a variância (Equação 15) levaram em consideração somente os pontos até um grau subsequente ao pico dos diagramas.

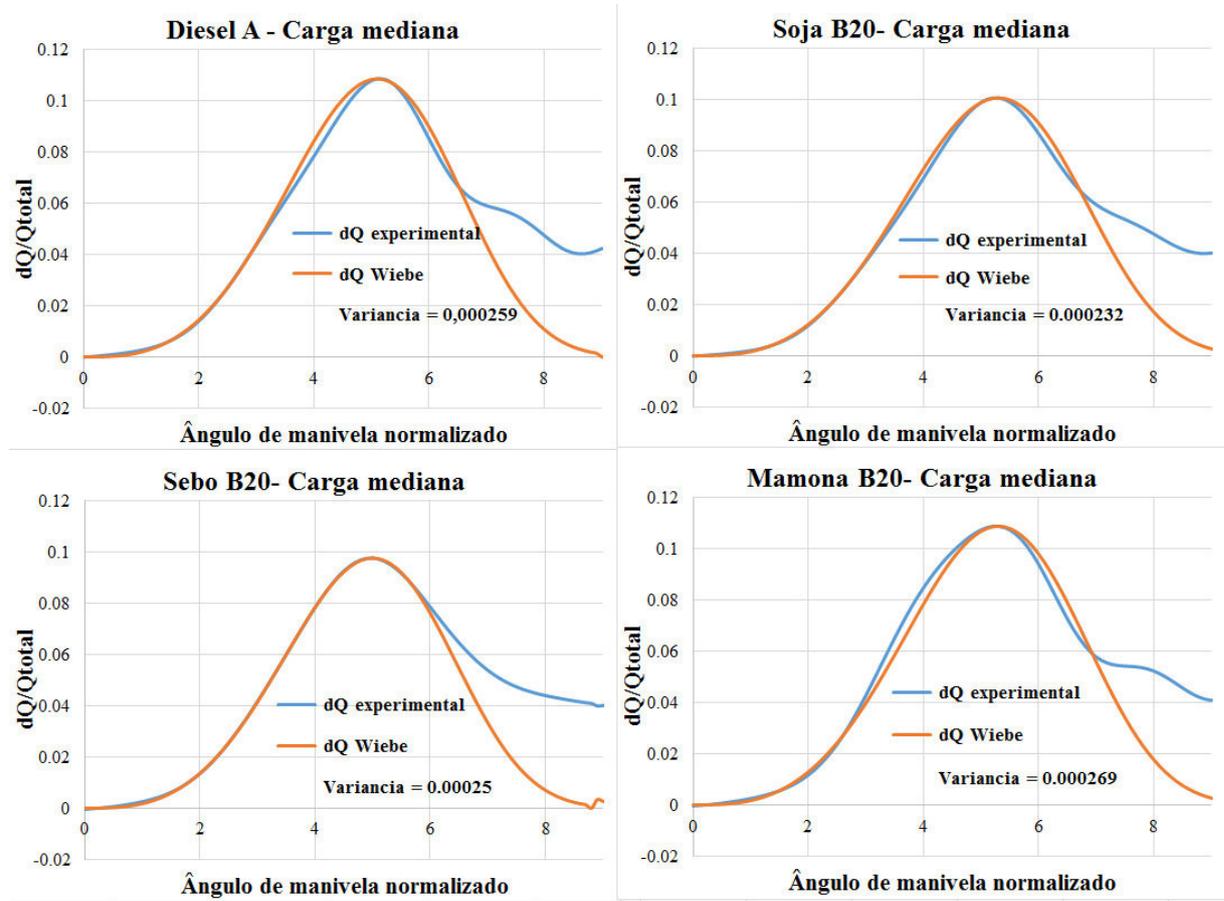
$$\text{Variância} = \frac{\sum_{i=0}^n (dQ_{\text{experimental}} - dQ_{\text{wiebe}})^2}{n} \quad (15)$$

Figura 9 – Comparação da função simples de Wiebe com dos dados experimentais em regime de alta carga.



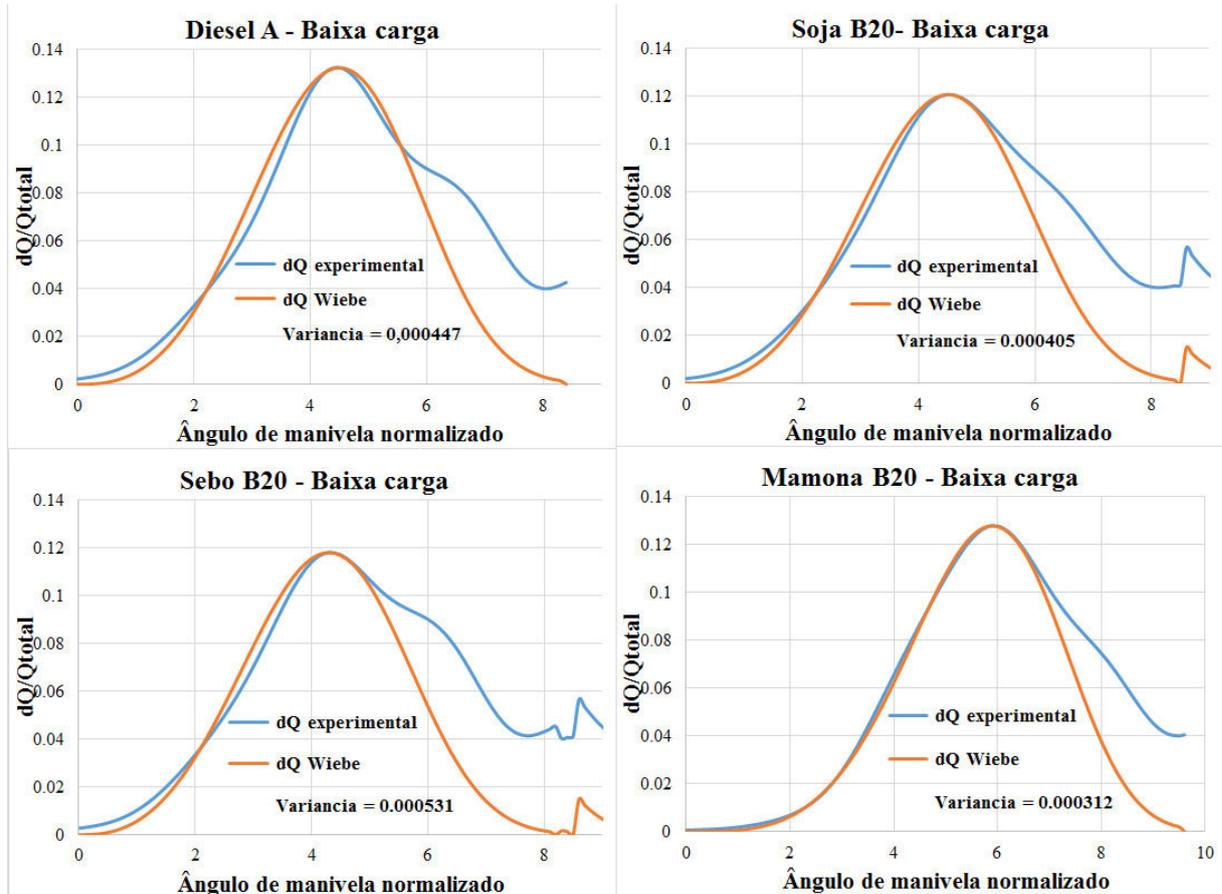
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 10 – Comparação da função simples de Wiebe com dos dados experimentais em regime de carga mediana.



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 11 – Comparação da função simples de Wiebe com dos dados experimentais em regime de baixa carga.



Fonte: Elaborada pelo autor

Utilizou-se as Equações 10 e 11 para calcular os valores de Q_p e θ_p que não podem ser facilmente detectados pela análise da taxa aparente de liberação de energia (Figuras 6 a 8). Devido os baixos valores de variância os resultados encontrados para a fração queimada de combustível na combustão pré-misturada, Q_p , podem ser considerados confiáveis.

5.3 Atraso de Ignição e Fração queimada

A fração de combustível queimado na combustão pré-misturada calculada pela função simples de Wiebe e o atraso de ignição são expostos na Tabela 5.

Tabela 5 – Fração queimada de combustível na combustão pré-misturada / Atraso de ignição (graus)

| Combustível | Regime de plena carga | Regime de carga mediana | Regime de baixa carga |
|-------------|-----------------------|-------------------------|-----------------------|
| Diesel A | 0.2711 / 6.4 | 0.3979 / 7.8 | 0.4630 / 8.3 |
| BS 20 | 0.2266 / 5.4 | 0.3863 / 6.7 | 0.4284 / 7.1 |
| BSB 20 | 0.2286 / 5.6 | 0.3863 / 6.6 | 0.4062 / 6.9 |
| BM 20 | 0.3009 / 6.4 | 0.4134 / 6.9 | 0.4602 / 7.3 |

Fonte: Elaborada pelo autor

Os regimes de carga alta elevam a temperatura e a pressão interna do cilindro fazendo, assim, com que a autoignição ocorra mais cedo em relação aos regimes de carga inferior. Isso resulta em um menor atraso de ignição e fração queimada em todos os combustíveis. Nota-se que ocorreu uma redução no atraso de ignição em todos os regimes com o acréscimo do biodiesel ao diesel mineral. De forma geral todos os biodieseis apresentaram uma significativa redução no atraso de ignição em relação ao diesel mineral, sendo o biodiesel de sebo o que se destaca mais, seguido da soja e da mamona respectivamente. Chauhan, Kumar e Cho (2012) relataram o decréscimo no atraso de ignição como função de um aumento no número de cetano, como é o caso do biodiesel de sebo bovino e de soja, (Tabela 2), o mesmo raciocínio também justifica o atraso para o BM20. Entretanto, mesmo o biodiesel de sebo possuindo o maior número de cetano, a mistura de soja B20 detém o menor atraso de ignição no regime de carga plena. Araújo (2013) explica que o atraso de ignição reduz com o aumento da quantidade de combustível injetada. Adicionalmente, Öner e Altun (2009) e Ghazali *et al.* (2015) relatam a influência da densidade no consumo específico de combustível, alegando que uma maior densidade resulta em um maior consumo. Tendo em vista que o biodiesel de soja possui um densidade maior que a do sebo, BS20 apresenta menor atraso de ignição porque a relevância do consumo de combustível nesse regime influencia mais do que nos outros regimes.

A fração queimada na fase de combustão pré-misturada é diretamente dependente do atraso de ignição. Assim, espera-se que para um maior atraso de ignição o valor da fração queimada também aumente. Tal afirmação se mostrou verdadeira para todos os combustíveis com exceção do BM20. Porém, Rocha (2011) esclarece que a alta viscosidade e densidade do biodiesel de mamona elevam consideravelmente a quantidade de movimento, a penetração e a velocidade do jato, resultando em uma maior quantidade de combustível injetado. Oo *et al* (2015) relatam que um maior atraso de ignição e uma maior penetração do spray produzem uma maior taxa de liberação de energia, conseqüentemente uma maior fração queimada de combustível na combustão pré-misturada, como observado no BM20.

6 CONCLUSÃO

A análise do atraso de ignição e a fração queimada de combustível na combustão pré-misturada foi feita para misturas B20 de biodiesel de soja, sebo bovino e mamona, junto ao óleo diesel em três regimes, alta carga, carga mediana e baixa carga. A função simples de Wiebe foi usada na fase de combustão pré-misturada a fim de calcular a fração queimada dos combustíveis.

Os valores das frações queimadas foram validados devido à baixa variância encontrada, para todos os combustíveis, em todos os regimes. Todas as misturas apresentaram um menor atraso de ignição em relação ao diesel nos devidos regimes. Os atrasos de ignição decrescem do regime de maior carga, carga plena, para o de menor carga. A mistura com biodiesel de sebo demonstrou, de forma geral, a maior redução no atraso, 1° em média. Em carga plena o BS20 exibe um menor atraso de ignição, mesmo o BSB20 possuindo um maior número de cetano.

Constatou-se valores inferiores das frações queimadas relativos a menores atrasos de ignição. Similiar ao atraso de ignição, regimes com menor carga aplicada resultaram em uma maior fração de queima. O BM20 divergiu dos demais resultados, influenciado pelo comportamento atípico do spray ao ser injetado no cilindro.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

Biocombustíveis. Rio de Janeiro, maio de 2015. Disponível em: <
<http://www.anp.gov.br/?id=470>>. Acesso em: 30 maio 2016.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

Dispõe sobre as especificações do óleo diesel de uso rodoviário. Resolução n° 50, de 23 de dezembro de 2013. Diário Oficial da União, Brasília, DF, 24 dez. 2013. Seção 1, p 104.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

Dispõe sobre a especificação do biodiesel contida no Regulamento Técnico ANP n° 3/2014 e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. Resolução n° 45, de 25 de agosto de 2014. Diário Oficial da União, Brasília, DF, 26 ago. 2014. Seção 1, p 68.

ARAÚJO, Raquel Pinheiro. **A.influência das variáveis operacionais de um motor CFR – Cetano no atraso de ignição para diferentes misturas de biodiesel**. 2013. 60 f. trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

BUENO, André Valente. **Análise de liberação de energia em motores diesel operando com combustíveis alternativos**. 2003. 107 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

BUENO, Andre Valente; VELÁSQUEZ, José Antonio; MILANEZ, Luiz Fernando. A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 29, n. 8-9, p.1657-1675, jun. 2009. Elsevier BV.

BUENO, Andre Valente; VELÁSQUEZ, José Antonio; MILANEZ, Luiz Fernando. Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel. **Energy**, [s.l.], v. 36, n. 6, p.3907-3916, jun. 2011. Elsevier BV.

BHUIYA, M.m.k. et al. Prospects of 2nd generation biodiesel as a sustainable fuel – Part 2: Properties, performance and emission characteristics. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 55, p.1129-1146, mar. 2016. Elsevier BV.

CARTAXO, Justino Carvalho. **Análise de liberação de energia para biodieseis de segunda geração**. 2016. 69 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2016.

CHAUHAN, B. S.; KUMAR, N.; CHO, H. M. A Study on the performance and emission of a diesel engine fueled with jatropha biodiesel oil and its blends. **Energy**, vol. 37, No 1, p. 616–622, jan. 2012.

GHAZALI, W. n. m. w. et al. Effects of biodiesel from different feedstocks on engine performance and emissions: A review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 51, p.585-602, nov. 2015. Elsevier BV.

GHOJEL, J I. Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. **International Journal Of Engine Research**, [s.l.], v. 11, n. 4, p.297-312, 23 jun. 2010. SAGE Publications.

GUPTA, H. N. **Fundamentals of internal combustion engines**. 2. ed. Delhi: Phi Learning Private Limited, 2013. 676p.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1. ed. New York (USA), McGraw-Hill, 1988.

KLEIN, M. Use of tallow in biodiesel as triglycerides, animal fats can be used for biodiesel production just as easily as plant oils. 2006. Disponível em:
<http://www.hgca.com/publications/documents/UseofTallowinBiodiesel.pdf>. Acesso em: 10 de abr. 2016.

KRIEGER, R. B.; BORMAN, G.L. The computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines. **ASME paper 66-WA/DGP-4**, 1966.

MENEZES, Eliana Weber. **Produção de trabalho, geração de contaminantes e tratamento pós-combustão em motores ciclo diesel.** 2009. 170 f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

MIYAMOTO, Noboru et al. Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions. **SAE Technical Paper Series**, [s.l.], 1 fev. 1985. SAE.

NGUYEN, Dung Ngoc; ISHIDA, Hiroaki; SHIOJI, Masahiro. Ignition and Combustion Characteristics of Gas-to-Liquid Fuels for Different Ambient Pressures. **Energy & Fuels**, [s.l.], v. 24, n. 1, p.365-374, 21 jan. 2010. American Chemical Society (ACS).

OO, Chit Wityi et al. Ignition and combustion characteristics of various biodiesel fuels (BDFs). **Fuel**, [s.l.], v. 158, p.279-287, out. 2015. Elsevier BV.

ÖNER, Cengiz; ALTUN, Şehmus. Biodiesel production from inedible animal tallow and an experimental investigation of its use as alternative fuel in a direct injection diesel engine. **Applied Energy**, [s.l.], v. 86, n. 10, p.2114-2120, out. 2009. Elsevier BV.

ROCHA, Danilo Sousa. **Análise numérica do desempenho de um motor diesel turboalimentado operando com mistura óleo diesel-biodiesel de mamona.** 2011. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2011.

SAHOO, P.k.; DAS, L.m.. Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine. **Fuel**, [s.l.], v. 88, n. 6, p.994-999, jun. 2009. Elsevier BV.

WYATT, V. T.; HESS, M. A.; DUNN, R. O.; FOGLIA, T. A.; HAAS, M. J.; MARMER, W.N. Fuel properties and nitrogen oxide emission levels of biodiesel produced from animal fats. **Journal of the American Oil Chemists Society**, vol. 82. 2005.